



Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi 2012 Bildiriler Kitabı

13-14 Aralık 2012

PİRİ REİS ÜNİVERSİTESİ
TUZLA, İSTANBUL

Editörler

Ahmet Dursun ALKAN

Muhsin AYDIN

Uğur Buğra ÇELEBİ

Kaynak Gösterimi: Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi
2012 Bildiriler Kitabı, 13–14 Aralık 2012, TMMOB
Gemi Mühendisleri Odası, İstanbul

*** Tüm telif hakları, bildiriler içinde yer alan bilgiler ve bundan doğacak hukuksal sorumluluklar Yazarların kendilerine aittir.**

Bildiriler, http://www.gmo.org.tr/kongre_sempozyum.asp adresinden indirilebilir.

Basım Yeri: Cenkler Matbaacılık Amb. San. ve Tic. Ltd. Şti, İSTANBUL
cenkler@cenkler.com

Basım Tarihi: Aralık 2012

ISBN: 978-605-01-0429-5

ENDÜSTRİLEŞMEK ve DENİZCİLİK

“Endüstrileşmek, en büyük milli davalarımız arasında yer almaktadır. Çalışması ve yaşaması için ekonomik elemanları memleketimizde mevcut olan büyük, küçük her çeşit endüstriyi kuracağız ve işleteceğiz. En başta vatan savunması olmak üzere, ürünlerimizi değerlendirmek ve en kısa yoldan en ileri ve refahlı Türkiye idealine ulaşabilmek için, bu bir zorunluluktur.

Endüstrileşme karar ve hareketimize paralel olarak, bugünkü kanunlarımızda düşünülecek değiştirmeler ve eklenecek bazı yeni hükümler vardır. Bunların başlıcalarını şöyle özetleyebiliriz: Sermayesinin tamamı veya büyük kısmı devlete ait, ticari - sanayi kurumların mali kontrol şeklini; bu kurumların bünyelerine ve kendilerinden istediğimiz ve isteyeceğimiz ticari ulusal ve anlayışla çalışma ilkelerine göre süratle düzenlemek...

Mevcut Gümrük Tarifeleri Kanununda da bugünkü politika ve eğilimlerimize uygun tedbirleri almak gerekir. Diğer önemli nokta, memlekette özellikle bazı bölgelerde, göze çaracak önem kazanmış olan, hayat pahalılığı konusu ile uğraşmak... Bunun için ilmi bir araştırma yaptırılmalı ve tespit edilecek sorunlar ile radikal ve planlı şekilde mücadele edilmelidir.

Küçük esnafa ve büyük sanayicilere ihtiyaç duyacakları kredileri, kolayca ve ucuza verecek bir örgüt kurmak ve kredinin normal şartlar altında, ucuzlatılmasına çalışmak da çok gerekli işlerdendir.

Türkiye’de devlet madenciliği, milli kalkınma hareketleriyle yakından ilgili, önemli konulardan biridir. Genel endüstrileşme anlayışımızdan başka, maden arama ve işletme işine; her şeyden önce, dış ödeme imkânlarımızı, döviz gelirimizi artırabilmek için devam etmek ve özel bir önem vermek zorundayız. Maden Tektik ve Arama dairesinin çalışmalarının, büyük ölçüde geliştirilmesini ve bulunacak madenlerin, rantabilite hesapları yapıldıktan sonra, planlı bir şekilde hemen işletmeye konulmasını sağlamamız gerekir.

Ekonomik bünyemizdeki gelişme, deniz ulaşım araçları ihtiyaçlarını her gün arttırmaktadır. Yeni gemiler inşa ettirmek ve özellikle eski tersaneyi, ticaret filomuz için, hem onarım hem yeni yapı merkezi olarak çalıştıracak çareleri sağlamak gerekir.

Arkadaşlar; En güzel coğrafi durumda bulunan, üç tarafı denizle çevrili olan Türkiye; endüstrisi, ticareti ve sporu ile en ileri denizci millet yetiştirmek yeteneğindedir. Bu yetenekten yararlanmayı bilmeliyiz. Denizciliği Türk’ün büyük milli ülküsü olarak düşünmeli ve onu az zamanda başarmalıyız.

Ekonomik Kalkınma; Bağımsız ve Egemen Türkiye’nin, daima daha kuvvetli, daima daha refahlı Türkiye idealinin belkemiğidir. Türkiye bu kalkınmada, iki büyük güç kaynağına dayanmaktadır. Toprağının iklimleri, zenginlikleri ve başlı başına bir servet olan coğrafi durumu; bir de Türk milletinin, silah kadar, makine de tutmaya yaraşan kudretli eli ve milli olduğuna inandığı işlerde ve zamanlarda, tarihin akışını değiştiren kahramanlıklar ortaya çıkaran yüksek sosyal benlik duygusu...”

Mustafa Kemal ATATÜRK

Kaynakça: Mustafa Kemal ATATÜRK’ün Büyük Millet Meclisi Beşinci Dönem Üçüncü Toplama Yılına Açılış Konuşması, 01Kasım 1937 (Devletçilik İlkesi ve Türkiye Cumhuriyeti’nin Birinci Sanayi Planı 1933, Prof. Dr. Afet İNAN)

DÜZENLEYEN KURULUŞLAR:

T. C. Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı

TMMOB Gemi Mühendisleri Odası

Türk Loydu Vakfı

İTÜ, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü

KTÜ, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü

Piri Reis Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü

YTÜ, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü

DESTEKLEYEN KURULUŞ:

Türkiye Gemi İnşa Sanayicileri Birliği

KONGRE BİLİM KURULU:

Prof. Dr. A. PARLAK	Prof. Dr. O. S. SÖĞÜT	Doç. Dr. S. EKİNCİ
Prof. Dr. A. G. CERİT	Prof. Dr. O. A. ÖZSOYSAL	Doç. Dr. Y. ÜST
Prof. Dr. A. D. ALKAN	Prof. Dr. O. K. SAĞ	Y. Doç. Dr. A. C. DİKİLİ
Prof. Dr. A. ERGİN	Prof. Dr. O. TURAN	Y. Doç. Dr. A. SAFA
Prof. Dr. A ŞALCI	Prof. Dr. Ö. BELİK	Y. Doç. Dr. B. BARLAS
Prof. Dr. A. ÖZDAMAR	Prof. Dr. S. ÇALIŞAL	Y. Doç. Dr. B. DANIŞMAN
Prof. Dr. B. ŞAHİN	Prof. Dr. S. ERGİN	Y. Doç. Dr. E. ERGİNER
Prof. Dr. D. SİNDEL	Prof. Dr. S. ILGIN	Y. Doç. Dr.
Prof. Dr. D. ÜNSALAN	Prof. Dr. S. ÖZKAYNAK	E. BAYRAKTARKATAL
Prof. Dr. E. KORKUT	Prof. Dr. Ş. BAL	Y. Doç. Dr. İ. BAYER
Prof. Dr. E. KÖSE	Prof. Dr. T. YILMAZ	Y. Doç. Dr. M. AYDIN
Prof. Dr. G. ÇİFÇİ	Doç. Dr. A. TAŞDEMİR	Y. Doç. Dr. N. TEKOĞUL
Prof. Dr. H. YILMAZ	Doç. Dr. A. ÖLÇER	Y. Doç. Dr. O. ÜNAL
Prof. Dr. K. SEYHAN	Doç. Dr. E. BAĞCI	Y. Doç. Dr. S. BAYRAKTAR
Prof. Dr. L. M. SÜKAN	Doç. Dr. F. ÇELİK	Y. Doç. Dr. U. B. ÇELEBİ
Prof. Dr. M. ATLAR	Doç. Dr. F. ALARÇIN	Y. Doç. Dr. V. ALANKAYA
Prof. Dr. M. GÜNER	Doç. Dr. G. NEŞER	Y. Doç. Dr. Y. ÜNSAN
Prof. Dr. N. TEKİN	Doç. Dr. N. VARDAR	Dr. Şeref AKSU
Prof. Dr. N. GÜLER	Doç. Dr. S. BAYOĞLU	

KONGRE YÜRÜTME KURULU:

Prof. Dr. A. D. ALKAN	Prof. Dr. S. ERGİN	Ar. Gör. Dr. E. PEŞMAN
Prof. Dr. A. ERGİN	Y. Doç. Dr. M. AYDIN	Bülent DURAN
Prof. Dr. E. KÖSE	Y. Doç. Dr. N. TEKOĞUL	Hakan AYDOĞDU
Prof. Dr. Ö. BELİK	Y. Doç. Dr. U. B. ÇELEBİ	

SEKRETERYA:

Ar. Gör. A. YURTSEVEN	Ar. Gör. Ö. AKKUŞ	G. ÖZKAN
Ar. Gör. H. ÖLMEZ	Ar. Gör. U. MUTLU	H. SAKARYA

ÖNSÖZ

T. C. Ulaştırma, Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı’nın desteği ve Gemi Mühendisleri Odası, Türk Loydu, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü ile Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, KTÜ Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü ve Piri Reis Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü İşbirliği ile hazırlanan GEMİ İNŞAATI ve DENİZ TEKNOLOJİSİ TEKNİK KONGRESİ 2012, sektörümüzde önemli yeri olan gelenekselleşmiş bir etkinliktir. Bu güne kadar yapılan kongrelerin onuncusudur. İlk olarak 1968 yılında “Gemi Mühendisleri Kongresi” adıyla düzenlenmiş olup, 1969 ve 1973 yıllarında da aynı isimle düzenlendikten sonra, uzun süre ara vermek zorunda kalınmıştır. Onbir yıl sonra 1984 yılında “Gemi İnşaatı Teknik Kongresi 84” adı altında yapılmıştır. Beşinci kongre 1989 yılında, altıncı kongre 1995 yılında, yedinci kongre 1999 yılında, sekizinci kongre 2004 yılında ve dokuzuncu kongre 2008 yılında düzenlenmiştir. Onuncu kongre, Piri Reis Üniversitesi Konferans Salonunda 13–14 Aralık 2012 tarihlerinde gerçekleştirilmektedir.

Kongrenin amacı Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi ile ilgili sektörün tüm bileşenlerinden temsilcileri bir araya getirmek, sektörü ilgilendiren bilimsel ve teknik konuları inceleyen bildirileri tartışmaktır.

Düzenleyici kurum ve kuruluşlara, çalışmalarda emeğini esirgemeyen meslektaşlarımıza, ayrıca kongrenin düzenlenmesine katkıda bulunan ve kapakta logoları bulunan kuruluşlara teşekkür ederiz.

Kongre Yürütme Kurulu

Aralık 2012

İÇİNDEKİLER

PID Parametrelerinin Sistem Karakteristiklerine Etkisi ve Gemi Sistemlerine Uygulanması M. Ertuğrul SU, Fatih C. KORKMAZ, Fuat ALARÇİN	1
Bir Gemi Dizel Motor Test Yatağının Analitik Modellenmesi Hasan Üstün BAŞARAN	13
Gulet Tekne Satın Alma Kararları Üzerinde Demografik Özelliklerin Etkisi-Bodrum Örneği Erdal ARLI	25
Tersane Kazalarının Tanımlanması ve İstatistiksel Olarak Değerlendirilmesi Murat ÖZKÖK	41
Tersane Başlangıç Yerleşiminin Oluşturulması Mustafa KAFALI ve Murat ÖZKÖK	51
Dalgalardan Elektrik Enerjisi Elde Etmek İçin Kullanılan Sistemlerin İncelenmesi Abdi KÜKNER ve İlkey Özer ERSELCAN	61
Pervane Geometrisinin Kavitasyona ve Performans Karakteristiklerine Olan Etkisinin Sayısal Olarak İncelenmesi Elis PEHLİVANOĞLU ve Serkan EKİNCİ	75
Düzensiz Boyuna Dalgalarda Bir Geminin Yalpa Hareketi Analizi Emre PEŞMAN ve Metin TAYLAN	87
Hata Ağacı Analizi ile Standby Sistemlerin Gemi Kullanılabilirliği Üzerine Etkisinin İncelenmesi Oğuz AKKAYA ve Oğuz Salim SÖĞÜT	99
Hava Kriterlerinin Değerlendirilmesi ve Güvenilirliği Metin TAYLAN	109
Köpük Dolgulu Tüp Monte Edilen Bir Kompozit Teknede Oluşan Ek Darbe Direnci ve Denizcilik Analizi Dursun Murat SEKBAN, Ercan KÖSE ve Hasan ÖLMEZ	121
Pervane İz Yüzeyi Üzerinde Dümen Etkisinin İncelenmesi için Bir Uygulama Ömer Kemal KINACI , Abdi KÜKNER ve Şakir BAL	131
4 Kanatlı Wageningen B Serisi Pervanelerin Dizaynı için Pratik Yaklaşımlar Serkan EKİNCİ, Fahri ÇELİK ve Yasemin ARIKAN	143

İki Boyutlu Hidrofoiller Üzerindeki Kısmi Kavitasyonun Sayısal Olarak İncelenmesi Yasemin ARIKAN ÖZDEN, Fahri ÇELİK ve Şakir BAL	159
Dünyada ve Türkiye’de Deniz Yolu Taşımacılığı Eda TURAN, Melike DİLEK ve Fahri ÇELİK	175
Yüksek Froude Sayılarında Çalışan Hidrofoiller Üzerinde Serbest Su Yüzeyi Etkisi Ferdi ÇAKICI ve Ömer Kemal KINACI	183
Yük Gemileri için Biçimsel Güvenlik Değerlendirmesi Hakan TURAN, Hakan AKYILDIZ ve Şebnem HELVACIOĞLU	193
Serbest Su Yüzeyinde Yan Öteleme Hareketine Zorlanan Dikdörtgen Kesitli Dalgakıranlar için Teorik Bir Analiz Hayriye PEHLİVAN	205
Motor Yat Maliyet Analizine Etki Eden Parametreler Seda Ateş GÜMÜŞ ve Barış BARLAS	215
Baştan Gelen Dalgalarda Kanatçıkların Dalıp Çıkma ve Baş Kıç Vurma Hareketleri Üzerindeki Etkilerinin Araştırılması Deniz Can KOLUKISA, Ercan KÖSE ve Erhan AKSU	225
Doğu Karadeniz Gemi İnşa Sanayi ve Üniversite İşbirliği-I “Yeniçam Tersanesinde Üretim Destek ve Hizmet Merkezi Kurulması” Hasan ÖLMEZ, Ercan KÖSE ve Emre PEŞMAN	237
Doğu Karadeniz Gemi İnşa Sanayi ve Üniversite İşbirliği-II “Trabzon Gemi İnşa Sanayinde Kümelenme Yaklaşımı ve Rekabet Stratejileri” Hasan ÖLMEZ, Ercan KÖSE ve Emre PEŞMAN	249
Kompozit Plaklar Üzerine Açılan Dairesel Deliklerin Çapı ve Düşey Konumunun Kritik Burkulma Yüküne Etkisi Murat ÖZDEMİR, Uğur MUTLU ve Turgay KÖROĞLU	261
Yüzey Pürüzlülüğünün Levha Direnç Karakteristiklerine Etkisinin İncelenmesi Onur USTA ve Emin KORKUT	271
Gemi Islak Alanının Isı Değiştirici Olarak Kullanılmasına Yönelik Sayısal Analiz Ahmet YURTSEVEN ve Yasin ÜST	285
Çeken Akıntılar ve İstanbul’da Boğulma Olaylarının İncelenmesi Barış BARLAS, Serdar BEJİ, Özgür Ecevit TAŞÇI ve Mehmet IŞIK	299

Gemi Eğilme Momenti ve Kesme Kuvveti Kesit Zorlarının Bureau Veritas Kuralları ve Nümerik Yöntem ile Analizi Erhan ASLANTAŞ ve Aydoğan ÖZDAMAR	309
“Gemi Yaşam Döngüsü – LCA” Değerlendirmesi ile Gemi İşletmeciliği Operasyon ve Atık Yönetim Maliyetlerinin Analizi Hasan Sercan ÖZTÜRK ve Uğur Buğra ÇELEBİ	319
Yaralı Stabilitate Kurallarındaki Değişikliklerin Konteyner Gemileri Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi Erdem SOYDAR, Hüseyin YILMAZ ve Burak YILDIZ	329
İstanbul Teknik Üniversitesi “AUVTECH” Otonom Sualtı Aracı Konsept Dizaynı Ahmet Gültekin AVCI ve Baran Serdar SARIOĞLU	343
Gemilerin Yapısal Modelleme ve Analizlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Gerçekleştirilmesi Hasan ÖLMEZ, Emre PEŞMAN ve Dursun Murat SEKBAN	355
Global Denizcilik ve Gemi İnşa Sektöründe Yaşanan Gelişmeler ve Ülkemize Yansımaları Ahmet TAŞDEMİR ve Süleyman Aykut KORKMAZ	365
İç Suların Deniz Taşımacılığında Kullanılmasının Tarihi Geçmişi ve Önemi: Fırat Örneği Ahmet TAŞDEMİR ve Serkan NOHUT	381
Tipik Bir Fırkateyn için Egzoz Gazları Yayılımının İncelenmesi Erinç DOBRUCALI ve Selma ERGİN	389
Gemi İmalatında Kısıtlar Teoremi ile Proje Yönetimi Serhat Hazar SAĞLAM ve Uğur Buğra ÇELEBİ	409
Hareket Eden Yarımküre Şeklindeki Bir Cismin Oluşturduğu Dalgaların Sayısal Olarak Modellenmesi Deniz Bayraktar ERSAN ve Serdar BEJİ	419
LNG Yakıtlı Gemilerin Türk Limanlarına Etkileri Mustafa KAVLAKCI ve Aykut İ. ÖLÇER	431
Gemi İnşa Sektöründe İş Güvenliği: 2007 Sonrası Üzerine Bir Değerlendirme Fatih YILMAZ ve Uğur Buğra ÇELEBİ	443
Simetrik Katmanlı Dikdörtgen Kompozit Plakların Serbest Titreşimi Erkin ALTUN SARAY ve İsmail BAYER	453

Gemi Panellerinin Burkulma Mukavemeti Analizi Murat ÖZDEMİR ve Ahmet ERGİN	469
Güverte Açıklığının Kayma Gerilmelerine Etkisinin, Üniform Burulma Teorisine Göre İncelenmesi Ercüment Uğur YÜNCÜOĞLU ve Aydoğan ÖZDAMAR	479
Organik Rankine Çevrimi Teknolojisi ve Gemilerde Uygulanma Potansiyeli Ümit GÜNEŞ	487
Kompozit Panellerin Statik ve Dinamik Analizi Uğur MUTLU ve Ahmet ERGİN	495
Güverte Açıklığının Kayma ve Şişme Normal Gerilmelerine Etkisinin, Üniform Olmayan Burulma Teorisine Göre İncelenmesi Ercüment Uğur YÜNCÜOĞLU ve Aydoğan ÖZDAMAR	505
Doğu Karadeniz Tipi Balıkçı Gemilerindeki Yapısal Değişiklikler ve Etkilerinin İncelenmesi Erhan AKSU, Ercan KÖSE ve Hasan ÖLMEZ	515
Gemi Yaşam Döngüsü Analizinde Atık Yönetimi Modeli Levent BİLGİLİ ve Uğur Buğra ÇELEBİ	525
Enerji Dengesi Yaklaşımına Dayalı Bir Stabilité Değerlendirmesi Ahmet Dursun ALKAN	535
ANAHTAR KELİMELELER DİZİNİ	543
YAZAR ADI DİZİNİ	545

PID PARAMETRELERİNİN SİSTEM KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİ VE GEMİ SİSTEMLERİNE UYGULANMASI

M. Ertuğrul SU¹, Fatih C. KORKMAZ², Fuat ALARÇİN³

ÖZET

PID (Oransal-İntegral-Türevsel) kontrolcileri basit yapısı ve kolay kullanımı sebebiyle endüstriyel sistemlerin uygulamasında ve daha birçok alanda tercih edilmektedir. Sistem karakteristikleri PID kontrolcileri tasarımı için etkin rol oynamaktadır. Bunların ayarlanması PID parametrelerinin değişimine bağlıdır. PID parametreleri, klasik PID ve modifiye edilmiş PID uygulamalarında sistem karakteristiklerinin davranışına değişik tepkiler vermektedir. Bu tip kontrolciler vasıtasıyla, çeşitli zorlamalar etkisiyle sistemde meydana gelen ve sistemi kararsızlığa götüren parametrelerin etkisini azaltmak mümkündür. Bu çalışmada PID parametrelerinin değişik yapılar da oluşturulması ile sistem karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Daha sonra gerçek bir gemiye ait pervane ve şaft burulma değişkenlerine uygulanmış ve analiz edilmiştir.

Anahtar kelimeler: PID kontrolcileri, sistem karakteristikleri, pervane ve şaft sistemleri

1. Giriş

PID kontrolciler esnek ve verimli çalışması nedeniyle uzun zamandır geri beslemeli kontrol uygulamalarında başarılı bir şekilde kullanılmaktadır. [1] Basit yapısı ve hemen hemen her sisteme kolayca uygulanabilmesi PID kontrolcülerinin gelecekte de kullanılabileceğini göstermektedir. Ancak klasik PID kontrolcülerinin, uygulanan bazı sistemlere ait sistem karakteristiklerini arzu edilen seviyeye getirememesi ve belirsizliklerin olduğu sistemlerde etkin olmadığı için kontrolcü parametrelerine modifiye işlemi uygulanmıştır [2], [3], [4]. İstenilen sistem karakteristiğini elde edebilmek için değişik modifiye PID kontrolcileri yapılandırılmış ve daha güzel neticeler elde edilmiştir [5], [6]. Bu kontrolcülerin kullanılabilirliği, Elksasy M. S. M ve Gad H. H tarafından hibrit step motorunun hızı kontrol edilerek test edilmiştir. [7]

¹ Arş. Gör. M. Ertuğrul SU: mesu@yildiz.edu.tr

² Arş. Gör. Fatih C. KORKMAZ: fkorkmaz@yildiz.edu.tr

³ Doç. Dr. Fuat ALARÇİN: alarcin@yildiz.edu.tr

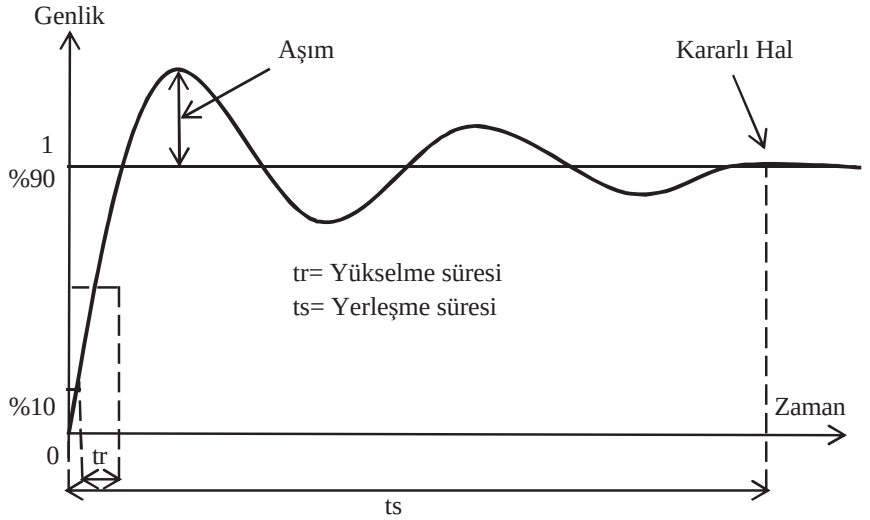
Gemi sevk sistemleri üzerinde eksenel kaçıklık ve düzensiz çalışmalar nedeniyle titreşimler meydana gelmektedir. Bu titreşimlerin ölçülmesi ve hareketli sistemler üzerindeki etkisini azaltmak için literatürde çeşitli çalışmalar yapılmıştır. İnsel vd. [8] havuz ve seyir tecrübelerinin ışığında şaft gücünün ve şaft yataklarında meydana gelen titreşimlerin ölçümünü strain gauge ile gerçekleştirmiştir. Bu ölçüm sonuçları frekans düzleminde ISO standartları ile mukayese edilmiştir. Golle [9] bir nehir gemisinde titreşimlerden kaynaklanan problemlerin tespiti için ölçümler yapmıştır. Bu çalışmada dişli kutusundaki titreşim sinyallerinin frekans analizi yapılarak, titreşimlerin dişli kutusundan kaynaklanmadığı pervane bağlantısından kaynaklandığını belirlemişlerdir. Shu vd. [10], yaptıkları çalışmada pervane-şaft sisteminin burulma ve eksenel titreşimlerini Lagrange yöntemi kullanarak ifade etmişlerdir. Pervane-şaft sistemini, kütle yay elemanları ile modelleyerek doğal frekanslarını hesap etmiştir. Grzadziela [11] çalışmasında dört serbestlik dereceli bir pervane şaft sisteminin titreşim analizini Matlab-Simulink yazılımı kullanarak gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, ana makine döndürme torku, sabit kanatlı pervane torku, eksenel kuvvet, şaft hattındaki yataklamalar ve sudan kaynaklanan hidrodinamik etkiler dikkate alınmıştır. Şaft-pervane sonlu elemanlar metodu kullanılarak modellenmiş değişik devir aralıklarında farklı mesnet şekillerine göre kritik frekans değerleri bulunmuştur. Dylejko vd. [12] pervane şaft sistemine etkiyen eksenel yöndeki titreşimlerin etkilerini azaltmak için rezonans değiştirici kullanmışlardır. Rezonans değiştiricinin optimizasyonu için alt ve üst sınırlandırıcılar belirlenerek tahrik sisteminin ve rezonans değiştiricisinin parametrelerindeki değişimin titreşim kontrol cevaplarında önemli bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Bu çalışmada PID parametrelerinin değişik yapılarda oluşturulması ile sistem karakteristiklerine etkisi incelenmiştir. Daha sonra gerçek bir gemiye ait pervane ve şaft burulma titreşim değişkenlerine uygulanmış ve analiz edilmiştir.

2.Modifiye PID Kontrolcü Tasarımı

Sistem karakteristikleri incelenen sistem hakkında bilgi verir. Aşım, yerleşme süresi, yükselme süresi ve kararlı halde son değer olmak üzere dört kısımdan oluşur (Şekil1). Aşım, sistem cevabının maksimum değeri ile istenilen değer arasındaki farktır. Yerleşme süresi, sistem cevabının istenilen değerin belirli bir yüzde bölgesine (%2 veya %5) bir daha hiç çıkmamak üzere girdiği ilk andır. Yükselme zamanı, sistem cevap eğrisinin istenilen değerin %10 - %90 arasındaki zaman aralığıdır. Son değer ise sistemin kararlı durumda aldığı son değerdir [5].

PID kontrolcü parametreleri sistem karakteristiklerine farklı etkiler yapmaktadır. Tablo 1'de parametre katsayıları artırıldığında sistem karakteristiklerine nasıl etki yaptığı gösterilmektedir [13].



Şekil 1. Sistem Karakteristikleri

Tablo 1. Parametre değerlerinin yükselmesinin sistem karakteristiklerine etkisi [13]

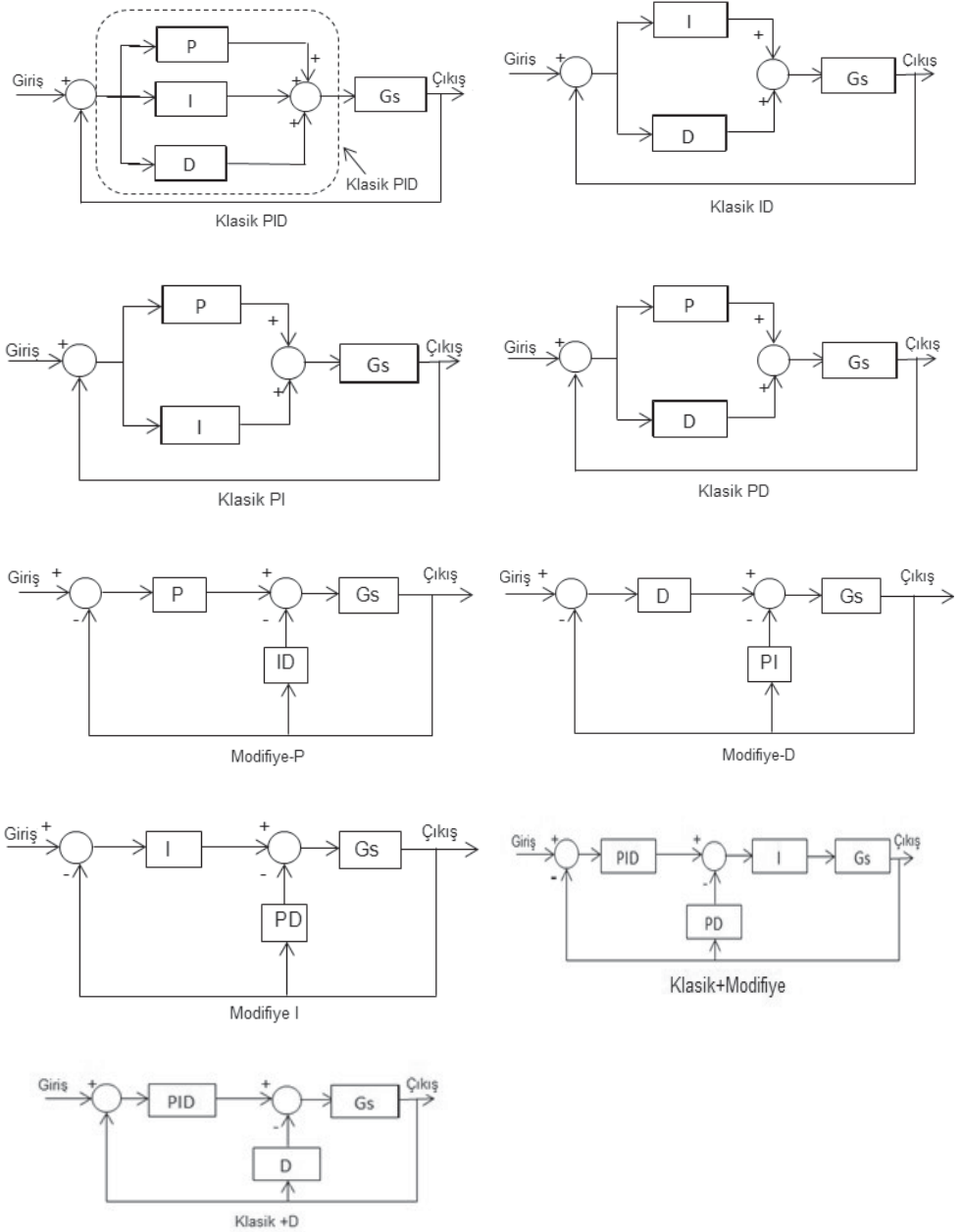
Parametreler	Aşım	Yerleşme Süresi	Yükselme Süresi	Kararlı Hal
Oransal (P)	Yükseltir	Az değişir	Azaltır	Azaltır
İntegral (I)	Yükseltir	Yükseltir	Azaltır	Yok eder
Türevsel (D)	Azaltır	Azaltır	Az değişir	Az değişir

Bu parametrelerin optimum sonuç vermesi için oluşturulan farklı PID kontrolcüler yapıları Şekil 2’de gösterilmiştir.

Değişik yapılarda oluşturulan PID kontrolcü parametrelerinin etkinliğini görmek için 2. dereceden kararlı bir sistem modeli üzerinde analiz yapılmıştır.

$$Gs = \frac{1}{(s + 1)(s + 2)} \quad (1)$$

Tablo 2’ de, değişik yapıdaki PID kontrolcülerinin örnek alınan 2. dereceden sistem parametrelerine etkisi gösterilmektedir.

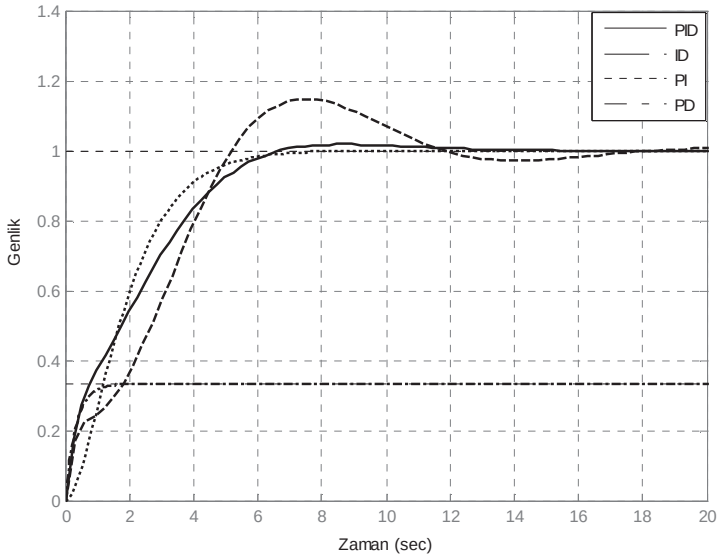


Şekil 2. Değişik yapılarla oluşturulmuş PID kontrollü kapalı çevrim sistemler [5], [6]

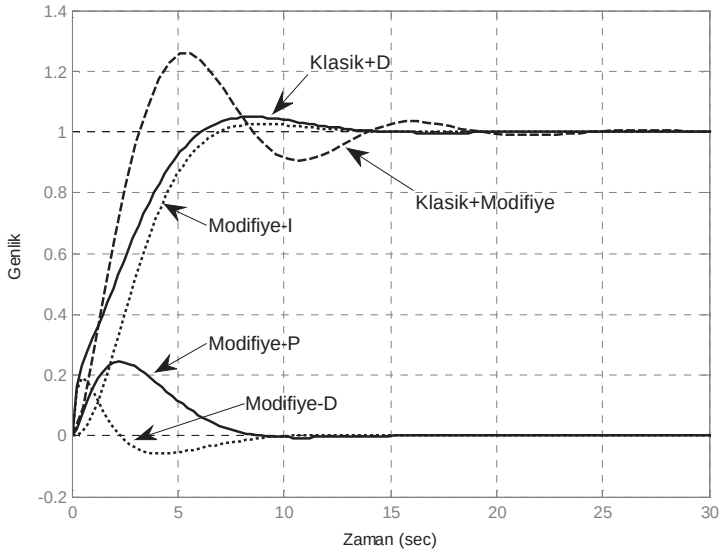
Tablo 2. Değişik yapıdaki PID kontrolcülerinin 2. dereceden kararlı ve reel köklü sisteme verdiklere cevaba ilişkin sistem karakteristikleri

Yapı	Aşım(Tepe Genliği / Aşım / Zaman)	Yerleşme Süresi	Yükselme Süresi	Kararlı Hal
Klasik PID	1.02 – % 1.79 – 8.71	6.05	4.55	1
Modifiye P	0.242 – % 1.45e15 – 2.24	12.4	4.09e-14	-4.44e-16
Modifiye D	0.19 – % 3.53e15 – 0.497	9.65	1.87e-14	-1.7e-15
Modifiye I	1.03 – % 2.61 – 8.95	10.4	4.17	1
Klasik ID	1.15 – % 14.8 – 7.54	15.9	4.39	1
Klasik PI	≥ 1 – % 0 – ≥ 10	5.83	3.36	1
Klasik PD	≥ 0.33 – % 0 – ≥ 2	1.3	0.733	0.333
Klasik+ Mod.	1.26 – % 25.8 – 5.59	17.7	2.3	1
Klasik + D	1.05 – % 4.8 – 8.5	11.8	4.59	1

Şekil 3 ve Şekil 4’de, incelenen 2.dereceden kararlı sisteme ait değişik yapılarda oluşturulmuş kontrolcülerinin sistem karakteristiklerini nasıl etkilediklerini gösteren birim basamak cevabı verilmiştir. Örnek sisteme Klasik PD, Modifiye-P ve Modifiye-D kontrolcülerini uygulandığında sistemin birim basamak cevabına ulaşamadığı görülmüştür. Buna karşın diğer kontrolcüler birim basamak cevabını yakalamışlardır.



Şekil 3. Klasik PID, ID, PI, PD kontrolcülerinin örnek 2. dereceden sistem için sistem karakteristiklerine etkisi



Şekil 4. Değişik yapıdaki modifiye PID kontrolcülerinin örnek 2. dereceden sistem için sistem karakteristiklerine etkisi

3.Gemi Sistemi Simulasyonu ve Analizi

Ana makineden pervaneye güç aktaran sevk sisteminin şaftı, kaplinleri, kaplin cıvataları, kavramaları ve kamaları dâhil tüm bileşenleri birden fazla eksenle titreşime sebep olabilir. Bu titreşimlerden sisteme en çok etki eden burulma titreşimleridir. Şekil 5' de belirtilen geminin sevk sistemi ele alınarak kontrolcüler uygulanmıştır.

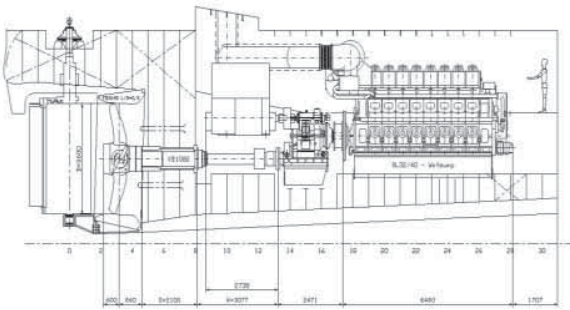


Table 3. Ana motor özellikleri

MAN 8 L	Değerler
Piston çapı	40 cm
Silindir iç çapı	32 cm
Silindir sayısı	8
Güç	4000 KW
Hız	750 rpm

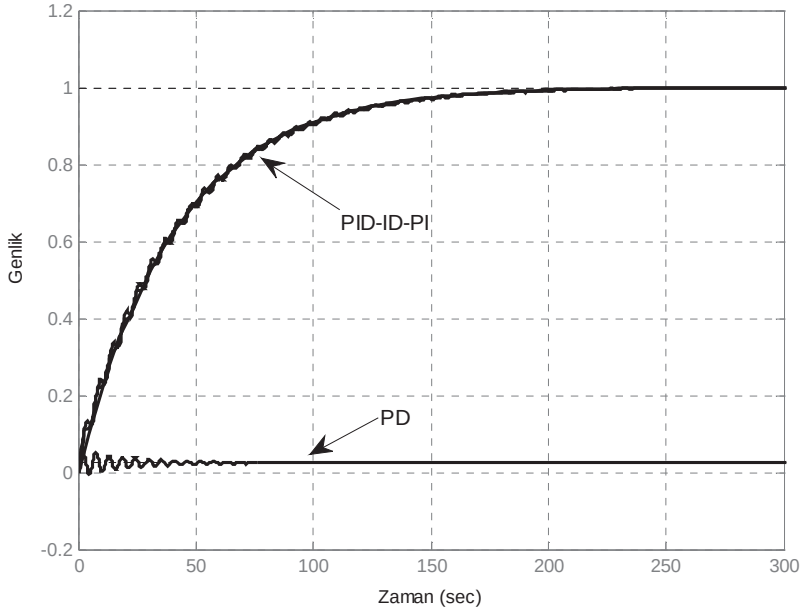
Şekil 5. İncelenen gemi, ana motor ve sevk sistemleri [14]

Çok serbestlik dereceli sistemlerin titreşim analizleri enerji metodları ile çözümlenebilmektedir. Bu enerji metodlarından birisi olan Lagrange metodu;

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial q_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial q_i} = Q_i \quad (2)$$

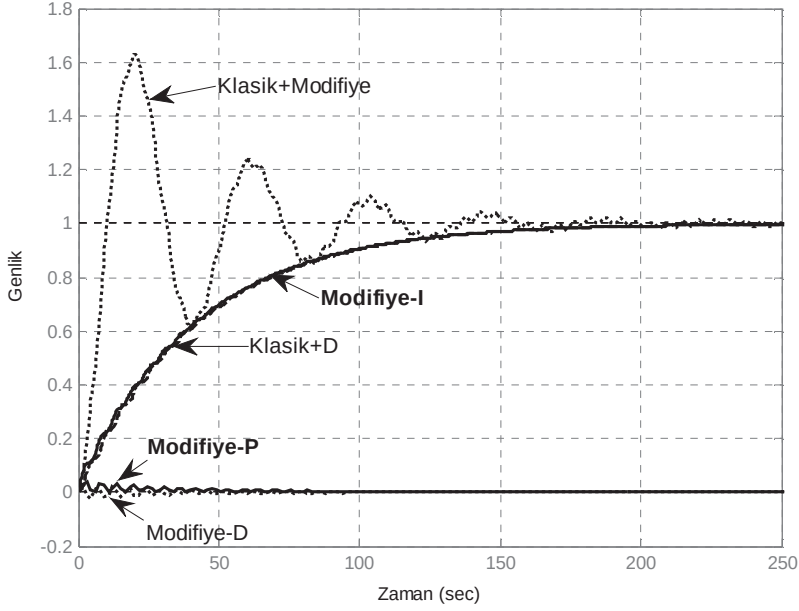
şeklinde ifade edilmektedir. Formülde belirtilen T, U ve D terimler sırasıyla; kinetik, potansiyel ve sönüm enerjilerini temsil etmektedir. Bu denklem Lagrange ifadesiyle çözümlenirse pervaneye ait transfer fonksiyonu (3) nolu denklemde gösterildiği gibi bulunur.

$$Gs = \frac{2.85e7s + 4.878e8}{1.582e8s^4 + 2.692e8s^3 + 1.666e10s^2 + 1.188e9s + 2.034e10} \quad (3)$$



Şekil 6. Klasik PID, ID, PI, PD kontrolcülerinin gemi pervane transfer fonksiyonuna uygulanan birim basamak için sistem karakteristiklerine etkisi

Şekil 6’de belirtilen pervane sistemine klasik kontrolcüler uygulandığında PID, ID, PI kontrolcülerini birim basamak cevabını yakalamakta iken PD kontrolcüsü ise yakalayamamaktadır. Sistem, Modifiye kontrolcüler ile kontrol edildiğinde Modifiye-P ve Modifiye-D referans değerine ulaşamamakta iken diğer kontrolcüler bu değere ulaşmakta olduğu Şekil 7’ de gösterilmiştir.



Şekil 7. Değişik yapıdaki modifiye PID kontrolcülerinin gemi pervane transfer fonksiyonuna uygulanan birim basamak için sistem karakteristiklerine etkisi

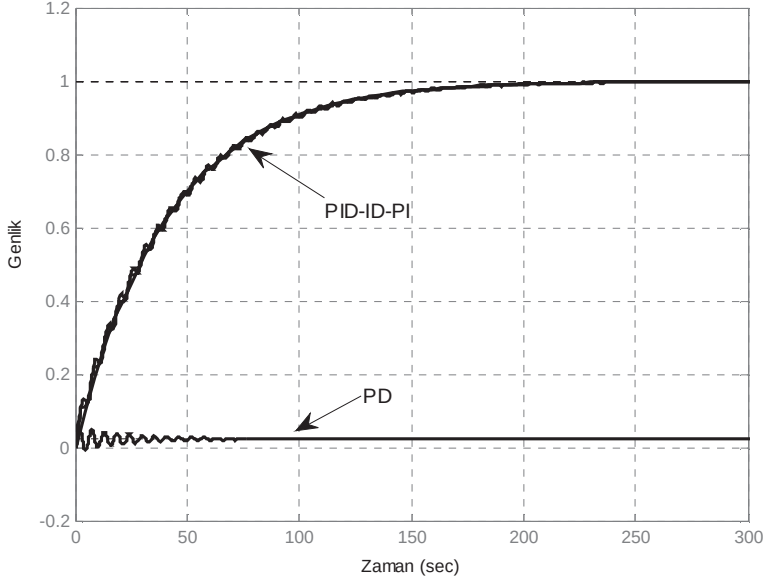
Gemi pervane ve şaft burulma sistemleri için sistem karakteristikleri değişik yapılarda oluşturmuş kontrolcülerinin birim basamak cevabından Şekil 5-8’de elde edilmiştir.

Tablo 4. Değişik yapıdaki PID kontrolcülerinin gemi pervane sistemine verdiklere cevaba ilişkin sistem karakteristikleri

Yapı	Aşım(Tepe Genliği / Aşım / Zaman)	Yerleşme Süresi	Yükselme Süresi	Kararlı Hal
Klasik PID	$\geq 0.997 - \% 0 - > 250$	166	94.4	1
Modifiye P	$0.0421 - \% 0 - 3.08$	154	> 250	$-2.32e-16$
Modifiye D	$0.0246 - \% 3.05e15 - 1.54$	132	$2.4e-14$	$-6.66e-16$
Modifiye I	$\geq 0.997 - \% 0 - > 250$	167	94.4	1
Klasik ID	$\geq 0.998 - \% 0 - > 250$	163	91.3	1
Klasik PI	$\geq 0.999 - \% 0 - > 300$	169	94.4	1
Klasik PD	$0.0552 - \% 136 - 2.12$	94.5	0.392	0.0234
Klasik+ Mod.	$1.63 - \% 63.1 - 20.3$	188	7.21	1
Klasik + D	$\geq 0.999 - \% 0 - > 300$	166	94.6	1

(2) nolu denklem Lagrange ifadesiyle çözümlenirse şafta ait transfer fonksiyonu (4) nolu denklemde gösterildiği gibi bulunur.

$$G_s = \frac{2.891e8s^2 + 2.85e7s + 4.178e8}{1.582e8s^4 + 2.692e8s^3 + 1.666e10s^2 + 1.188e9s + 2.034e10} \quad (4)$$

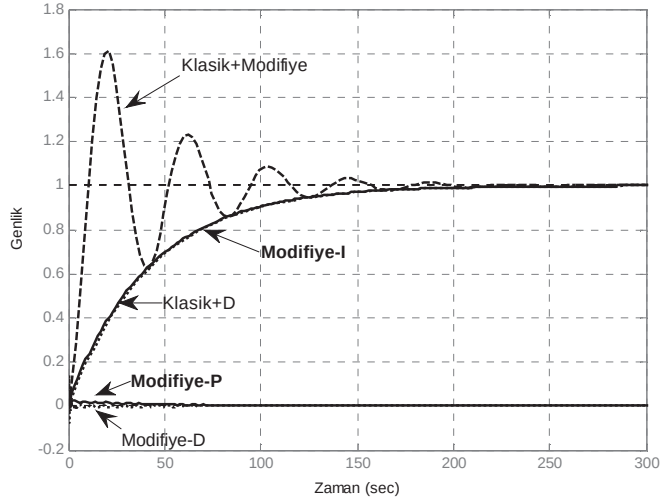


Şekil 8. Klasik PID, ID, PI, PD kontrolcülerinin gemi şaft transfer fonksiyonuna uygulanan birim basamak için sistem karakteristiklerine etkisi

Şekil 8’ de belirtilen şaft sistemine klasik kontrolcüler uygulandığında PID, ID, PI kontrolcülerini birim basamak cevabını yakalarken PD kontrolcüsü ise yakalayamamaktadır. Sistem, Modifiye kontrolcüler ile kontrol edildiğinde Modifiye-P ve Modifiye-D referans değerine ulaşamamakta iken diğer kontrolcüler bu değere ulaşmakta olduğu Şekil 9’ de gösterilmiştir.

Tablo 5. Değişik yapıdaki PID kontrolcülerinin gemi şaft sistemine verdiklere cevaba ilişkin sistem karakteristikleri

Yapı	Aşım(Tepe Genliği / Aşım / Zaman)	Yerleşme Süresi	Yükselme Süresi	Kararlı Hal
Klasik PID	$\geq 0.999 - \% 0 - > 300$	166	93.8	1
Modifiye P	$0.0272 - \% 2.85e16 - 3.05$	162	$4.66e-15$	$9.55e-17$
Modifiye D	$0.139 - \% 4.7e15 - 0.153$	32.8	$1.28e-15$	$-1.66e-15$
Modifiye I	$\geq 0.997 - \% 0 - > 250$	167	93.9	1
Klasik ID	$\geq 0.999 - \% 0 - > 300$	163	91.5	1
Klasik PI	$\geq 0.997 - \% 0 - > 250$	166	93.6	1
Klasik PD	$0.154 - \% 557 - 0.153$	39	0.0108	0.0234
Klasik + Mod.	$1.61 - \% 61.1 - 20.7$	168	7.73	1
Klasik + D	$\geq 0.999 - \% 0 - > 300$	166	94.6	1



Şekil 9. Değişik yapıdaki modifiye PID kontrolcülerinin gemi şaft transfer fonksiyonuna uygulanan birim basamak için sistem karakteristiklerine etkisi

Tablo 6. Kontrolcü parametrelerinin gemi pervane sistem karakteristikleri etkisi

Pervane-Şaft	Aşım	Yerleşme Süresi	Yükselme Süresi	Kararlı Hal
Olumlu Parametreler	Mod. I	Klasik ID	Klasik+Mod .	Klasik (PID - PI - ID) – Mod. I - Klasik+Mod. - Klasik+D
Olumsuz Parametreler	Klasik+Mod.	Klasik+Mod .	Klasik+D	Klasik PD – Mod. P- Mod. D

4.Sonuçlar

Bu çalışmada PID kontrolcülerinin parametrelerinin sistem karakteristikleri üzerinde etkisi incelenmiştir. Daha sonra bunların etkileri gerçek bir geminin pervane ve şaft titreşim transfer fonksiyonları dikkate alınarak analiz edilmiştir. Özellikle bir parametrenin tek başına kullanılmasıyla oluşturulan PID kontrolcülerinin sistem cevabında istenilen sistem karakteristiklerini sağlayamaz. Bunun yerine her bir parametrenin sisteme etkisi bilindiğinden ona göre seçim yapıp daha sonra kontrolcü katsayılarının düzenlenmesi yapılmalıdır. Tablo 6’ da belirtilen yüksek dereceden transfer fonksiyonuna sahip gemi pervane ve şaft sistemlerinde sistem karakteristiklerinden aşımı, Modifiye-I yapısı seçilmesi iyileştirirken yerleşme süresi ve yükselme süresini ise sırasıyla Klasik ID ve Klasik+Modifiye yapıları ile oluşturulmuş kontrolcüler iyileştirme yapmaktadır. Kararlı halde ise hem pervane hem şaft sistemi için Klasik PD, Modifiye P ve Modifiye D kontrolcülerini arzu edilen değerleri elde edememektedir.

Kaynaklar

- [1] Daniel E. R., Manfred M., Slgurd S., Internal Model Control. 4. PID Controller Design. Ind. Eng. Chem. Process Des. Dev. 25, pp.252-265, 1986.
- [2] Visioli A., Modified anti-windup scheme for PID controllers. IEE Proc.-Cont. Theory App., 150, No 1. 2003.
- [3] Yamada K., Matsushima N. and Hagiwara T.,. A Design Method for Modified PID Controllers for Stable Plants And Their Application. ECTI Transactions On Electrical Eng., Electronics and Communications Vol.5, No.1, 2007
- [4] Hagiwara T., Yamada K., Ando Y., Murakami I., Aoyama S. and Matsuura S.. A Design Method For Modified Pid Control Systems For Multiple-Input,multiple-Output Plants To Attenuate Unknown Disturbances. World Automation Congress, 2010.
- [5] Ogata, K, "Modern Control Engineering", Prentice-Hall, 4th Edition, New Jersey, 1990.
- [6] Vukic Z., Kuljaca O., Lectures On PID Controllers, April, 2002.
- [7] Elksasy M. S. M. and Gad H. H., A New Technique For Controlling Hybrid Stepper Motor Through Modified Pid Controller. International Journal of Electrical & Computer Sciences IJECS-IJENS Vol:10 No:02, 2010.
- [8] Insel M., Helvacioğlu İ.H. ve Ünsan Y.,Gemi Seyir Tecrübelerinde Şaft Gücü ve Titreşim Ölçümü, Gemi ve Deniz Teknolojisi, 29-35, 1999.
- [9] Golle, P., River Noise and Vibration Repor, Masson Marine, Saint Denis, 3, 2009.
- [10] Shu, G., Liang X. and Wang Y., Investigation on Coupled Torsional-axial Vibration of Crankshaft Based on Rayleigh Differential Metod, Sae international, Tianjin, 2006.
- [11] Grzadziela, A., Modelling of Propeller Shaft Dynamics at Pulse Load, Polish Maritime Research, 52-58, 2008.
- [12] Dylejko, P.G., Kessissoglou, N.J., Tso,Yet.al., Optimisation of a Resonance Changer to Minimise the Vibration Transmission in Marine Vessel, Journal of Sound and Vibration, 101-116, 2006.
- [13] Jinghua Z., PID Controller Tuning: A Short Tutorial, Mechanical Engineering, Purdue University, 2006.
- [14] MAN Diesel, 'Project Guide for Marine Plants'', Ausburg, 2006

BİR GEMİ DİZEL MOTOR TEST YATAĞININ ANALİTİK MODELLENMESİ

Hasan Üstün BAŞARAN¹

ÖZET

Motor test yatakları özel yapılardır. Dikkatlice tasarlanmaları ve inşa edilmeleri gerekir. Çünkü bu sistemlerde statik yüklerin yanı sıra dinamik yüklerin de incelenmesi gerekir. Yine, rezonans riskine karşı harmonik titreşimler de analiz edilmelidir. Bu makale; bir gemi dizel motor test yatağı tasarımı için analitik bir modelin geliştirilmesini amaçlamaktadır. Bütün sistem; dinamik kuvvetlerin neden olduğu harmonik titreşimler, statik ve dinamik kuvvetlerin büyüklükleri, dinamometre, motorun sabit ve hareketli parçaları, alt ve üst yatak parçaları, yatağın beton özellikleri, alt ve üst yatak tablaları arasındaki yaylar, motor ve dinamometrenin yatak üzerindeki konumu, ağırlık merkezleri vb. birçok husus dikkate alınarak modellenmiştir. Makale; sistemde ciddi riskler yaratmayan, ekonomik ve dayanıklı motor test yataklarının nasıl analitik modellenebileceğini açıklamayı amaçlamaktadır.

Anahtar kelimeler : gemi dizel motorları, motor test yatakları, statik ve dinamik kuvvetler, harmonik titreşim.

1. Giriş

Günümüzde gemilerin büyük bir çoğunluğunda içten yanmalı dizel motorlar kullanılmaktadır. Hareketli ve sabit parçalardan oluşan dizel motorlar yarattıkları statik ve dinamik kuvvetlerden dolayı çeşitli sorunlara neden olurlar. Bu sorunlardan birisi de; motordan kaynaklanan bu statik ve dinamik kuvvetlerin göz önüne alınarak, motorun yerleştirildiği yatakların sistem için uygun bir şekilde nasıl modellenmesi gerektiğidir.

¹ İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Ayazağa Kampüsü, 34469 İstanbul, Tel : 0(212) 2856491, e-posta : basaranha@itu.edu.tr

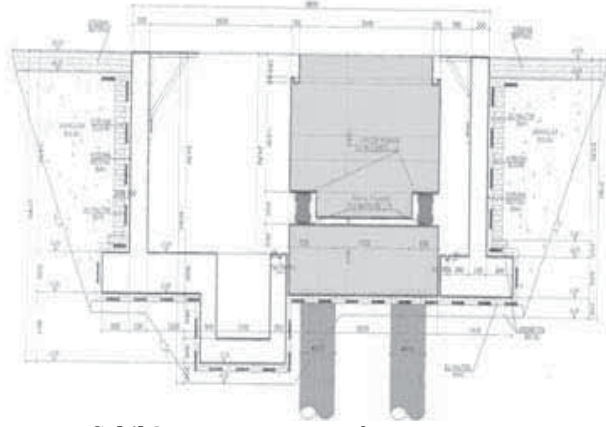
Motor test yatakları hem statik hem de dinamik kuvvetlere maruz kaldığından, sadece statik analizin yapıldığı sistemlere göre daha karmaşıktır. Statik analizin yanı sıra dinamik harmonik kuvvetlerin ve bu dinamik kuvvetlerin sebep olduğu harmonik titreşimlerin sistemde yaratacağı olası bir rezonans riskine karşı da incelenmesi bir zorunluluktur.

2. Analitik Modelleme

Modelleme için seçilen gemi dizel motoru MTU 20V1163TB93'tür. Motor test yatağının yapısal olarak anlaşılabilmesi için boyuna ve enine kesitlerinin incelenmesi gerekir. Seçilen motorun oturacağı test yatağının boyuna kesiti aşağıda Şekil 1'de gösterilmektedir. Görüldüğü gibi alt yatak kazıklar üzerine oturtulmuştur.[1]

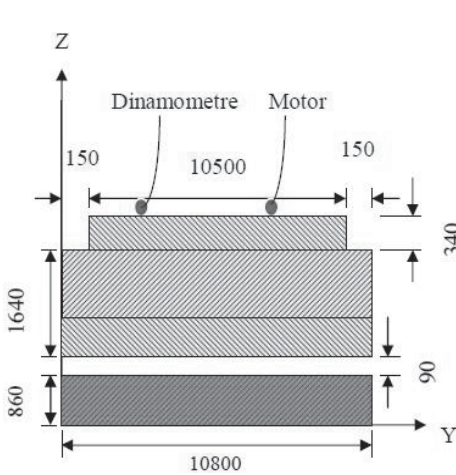
Şekil 1. Test yatağı boyuna kesit görünüşü.

Yatak ve sisteme ait modellemenin yapılabilmesi için enine kesit görünüşe de ihtiyaç vardır. Enine kesit aşağıda Şekil 2’de yer almaktadır.

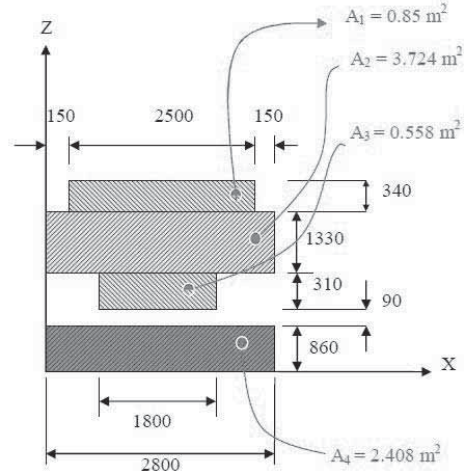


Şekil 2. Test yatağı enine kesit görünüşü.

Boyuna ve enine kesitlerin incelenmesinin ardından, test alt ve üst yataklarının yandan ve karşıdan görünüşleri Şekil 3 ve 4’te olduğu gibi modellenebilir.



Şekil 3. Alt ve üst yatağın yandan görünüşü

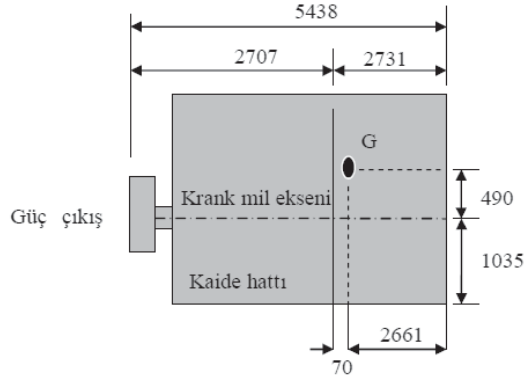


Şekil 4. Test yatağının karşıdan görünüşü

Kullanılacak hidrolik dinamometre TUD/S 7500 marka olup, uzunluğu 3118 mm, genişliği 2470 mm ve yüksekliği 1830 mm’dir. Dinamometrenin kütlesi 22.0 ton ve ağırlık merkezinin boyuna yeri 1709 mm, yüksekliğine yeri dinamometre kaide hattından 1180 mm yukarıdır, enine doğrultuda şaft eksenine çakışık olduğu düşünülmüştür.

Motorun uzunluğu 5438 mm, eni 1886 mm, yüksekliği 3130 mm olup, kütlesi 26 tondur. Motorun ağırlık merkezinin yeri tam ortada, boyuna yeri güç çıkış şaft ucundan 2777 mm

uzaklıktadır. Ağırlık merkezinin yüksekliğine yeri, krank mil ekseninden 490 mm yukardadır ve krank mil eksen de kaide hattından 1035 mm yukardadır.(Şekil 5).

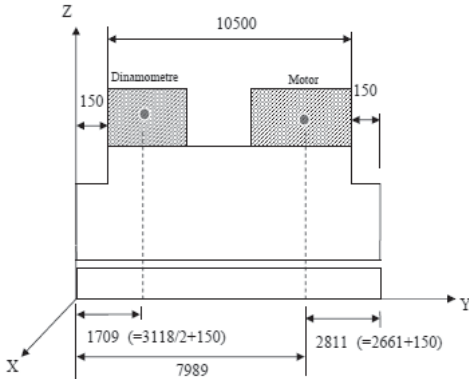


Şekil 5. Seçilen motorun ağırlık merkezinin düşey ve boyuna yeri.

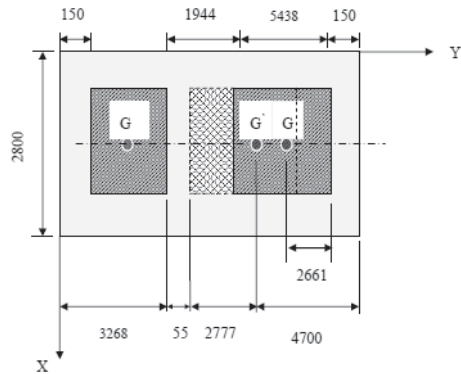
2.2 Motor Test Yatağının Statik Dayanımının İncelenmesi

2.2.1 Eksen Kaçıklığının Kontrolü

Aşağıda motorun yerleştirildiği durumdaki görünüşler verilmiştir.(Şekil 6 ve Şekil 7). Şekil 7’de dinamometrenin yeri sabitken motorun ağırlık merkezinin hangi noktalar arasında yer alabileceği görülmektedir. Hesaplamalarda iki ayrı durum – motorun dinamometreye en uzak ve en yakın olması – göz önüne alınacaktır.



Şekil 6. Ağırlık merkezlerinin konumları



Şekil 7. Motorun yerinin değişken olması halı

Sistemin 3 boyutlu ağırlık merkezinin hesaplamaları aşağıda yer alan Tablo 1’de elemanların boyutları, kütleleri, ağırlık merkezleri ve statik momentleri belirtilerek gösterilmiştir.

Tablo 1. Sistemin ağırlık merkezinin hesaplanması

ELEMEN ADI	BOYUTLAR (m)			KÜTLE m_i (ton)	AĞIRLIK MERKEZİ (m)			STATİK MOMENT (ton.m)		
	δ_x	δ_y	δ_z		X_i	Y_i	Z_i	$m_i X_i$	$m_i Y_i$	$m_i Z_i$
DİNAMOM.	2.47	3.118	1.83	22.0	1.4	1.709	(1.18 + 2.93) 4.11	30.8	37.598	90.42
MOTOR	1.886	5.438	3.13	26.0	1.4	6.1/ 7.989	(1.525 + 2.93) 4.455	36.4	158.6/ 207.714	115.83
ÜST YATAK	2.8	10.8	1.98	140.685	1.4	5.4	2.1823	196.959	759.699	307.02
ALT YATAK	2.8	10.8	0.86	66.316	1.4	5.4	0.43	92.8424	358.1064	28.52
			$\sum m_i$	255.0			$\sum m_i X_i$	357.0	1314.0034 / 1363.1174	541.79

X eksenine göre eksen kaçıklığı :

$$t_x = \{(1.4 - 1.4)/1.4\} * 100 = 0 \% \quad (1)$$

Y eksenine göre eksen kaçıklığı :

$$t_y = \{(5.4 - 5.1529)/5.4\} * 100 = 4.58 \% < 5 \% \quad (2)$$

Y eksen boyunca oluşabilecek merkezkaçıklık yüzde 5'ten azdır ve en kötü yerleştirme durumunda dahi herhangi bir tehlike yaratmamaktadır.

2.2.2 Toprak Zemine Uygulanacak Basıncın Kontrolü

Motor test yatağının oturtulacağı zeminin taşıma gücünün yetersiz olmasından dolayı bölgeye forekazık çakılarak taşıma gücü artırılmıştır. Her birinin çapı 650 mm ve emniyetli taşıma gücü $q_a = 2000 \text{ kN/m}^2$ olan 10 adet forekazık Şekil 1 ve 2'de gösterilmiştir. Her bir forekazığın [1] taşıyabileceği yük:

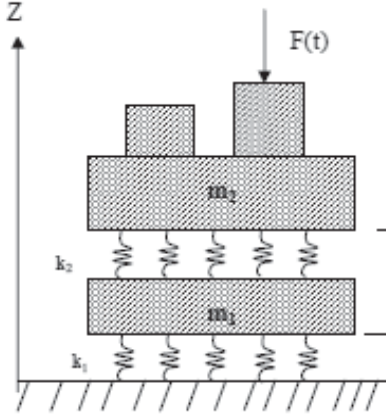
$$(m_{\text{güvenilir}})_1 = q_a * A_{\text{kazık}} / g = (2000 \text{ kN/m}^2) * (\pi * 0.65^2 / 4) / 9.81 \text{ m/s}^2 = 67.6 \text{ ton} \quad (3)$$

bulunur.

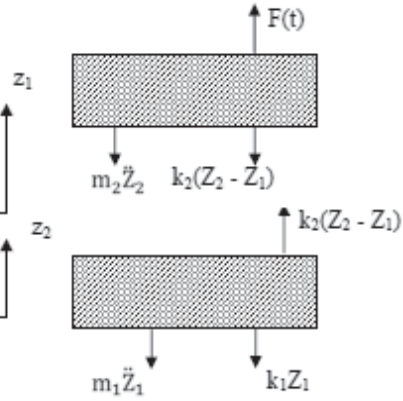
Güvenilir taşınabilir yük kabaca 65 ton alınırsa forekazıkların 650 tonluk bir kütleyi kaldıracak güce sahip oldukları ortaya çıkar. Tüm sistemin ağırlığı (motor + dinamometre + alt yatak + üst yatak) 255 ton olduğundan; $(m_{\text{sistem}} = 255 \text{ ton}) < (m_{\text{güvenilir}} = 650 \text{ ton})$ koşulu gerçekleşeceğinden dolayı test yatağı statik açıdan güvenlidir.

2.3 Toprak Zeminin Yay Olarak Temsil Edilmesi ve Tüm Sistemin Matematik Modellenmesi

Test yatağının oturduğu kireçtaşı tabakasının teknik özellikleri mermere yakındır. Her katı cisim gibi kireçtaşının da elastik bölgede tıpkı yay gibi davranma özelliği vardır. Tablalar arasında da yay olduğu göz önüne alınırsa; gemi dizel motoru ile dinamometrenin konulacağı üst tabla ile alt tabladan oluşan test yatağı çift kütle yay sistemiyle modellenebilir.(Şekil 8).



Şekil 8. Test yatağının şematik kuruluş resmi



Şekil 9. Serbest cisim diyagramı.

Çift kütle-yay sisteminin yukarıdaki modellenmesinin ardından sistemin doğal frekanslarının hesaplanmasına geçilebilir. Sistemin serbest cisim diyagramı yukarıda Şekil 9'da verilmektedir.

Kuvvetlerin dengesi ilkesi yardımıyla [1]:

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2(z_2 - z_1) = F(t) = F e^{i\omega t} \quad (4)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_1 z_1 - k_2(z_2 - z_1) = 0 \quad (5)$$

yazılabilir. Diferansiyel denklemin çözümünü sağlayan fonksiyonlar $z_1 = Z_1 * e^{\omega t}$ ve $z_2 = Z_2 * e^{\omega t}$ olarak seçilir, denklemde yerine konar ve çözülürse;

$$\omega^4 + \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_1} \right) \omega^2 + \left(\frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2} \right) = 0 \quad (6)$$

dördüncü dereceden denklemi elde edilir.

Bu denklemin kökleri de; $\omega_{1,2}^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$ denklemi yardımıyla;

$$\omega_{1n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (7)$$

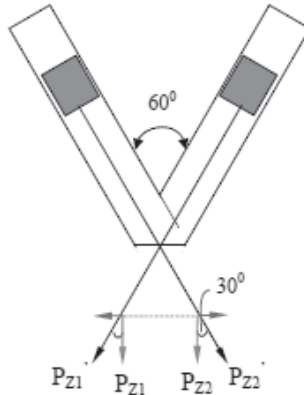
ve

$$\omega_{2n} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right) + \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2}\right)^2 - 4 \frac{k_1}{m_1} \frac{k_2}{m_2}}} \quad (8)$$

olarak elde edilir. Yatak alt tablasının ağırlığı, $m_1 = 650.65$ kN; üst tabla, din., motor toplam ağırlığı, $m_2 = 1851$ kN; kireçtaşının yay rijitlik katsayısı, $k_1 = 325525$ kN/m; tablalar arasındaki yayların rijitlik katsayısı, $k_2 = 657526$ kN/m olduğu bilinmektedir. Doğal frekanslar; $\omega_{1n} = 10.03345$ s⁻¹ ve $\omega_{2n} = 42.01955$ s⁻¹ hesaplanır.

2.4 Ötelenen ve Dönen Kütlelerin Saptanması ve Dinamik Kuvvetlerin Hesabı

Gemi dizel motorunda silindirler “V” blokları düzeninde yer almaktadır. Bloklar arasındaki açı Şekil 10’da görüldüğü gibi 60°’dir. A ve B isimli silindir bloklarında 10’ar adet silindir karşılıklı (toplam 20 silindir) yer almaktadır.



Şekil 10. Bloklararası açıya göre krank miline etkiyen düşey ve yatay kuvvetler

Aşağı yönde etkiyecek olan P_z kuvveti:

$$P_z = P_{z1} + P_{z2} = P'_{z1} \cos(30) + P'_{z2} \cos(30) = \sqrt{3} P'_z \quad (9)$$

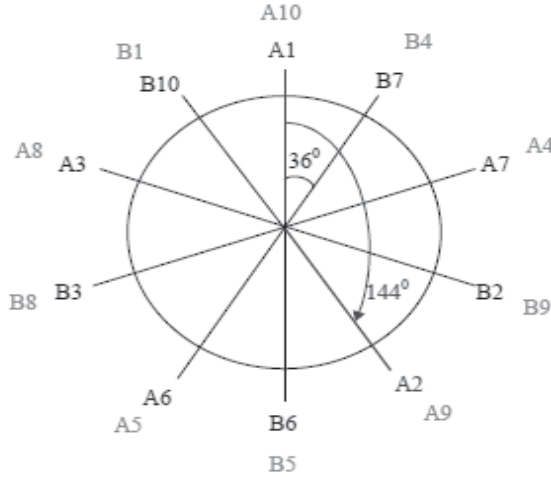
olarak yazılabilir. Burada önemli olan sistemi titreşime zorlayacak P'_z kuvvetinin doğru hesaplanmasıdır. Bir içten yanmalı pistonlu motorda düşey yönde etkiyen dinamik kuvvet, dönen ve ötelenen kütleler ile piston ivmesi kullanılarak aşağıdaki gibi [1] bulunur:

$$P'_z = (m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{döner}}) \omega_m^2 r \cos(\omega_m t) + m_{\text{ötelenen}} \frac{\omega_m^2 r^2}{\ell} \cos(2\omega_m t) \quad (10)$$

Silindirler belirli faz açılarıyla ardı sıra ateşleneceğinden, formül uyumlu yazılırsa:

$$P'_{Zi} = \omega_m^2 r [(m_{\text{ötelenen}} + m_{\text{dönen}})_i \cos(\omega_m t + \beta_i) + m_{\text{ötelenen}} \lambda_i \cos 2(\omega_m t + \beta_i)] \quad (11)$$

Burada; β_i , Silindirlerarası ateşleme faz açısı; λ_i , Krank yarıçapının biyel kol uzunluğuna oranı (r_i/ℓ_i); ω_m , Çalışma frekansı ($\pi N / 30$); N, Motor çalışma devri (rpm) olmaktadır. Motor 20 silindirli ve 4 zamanlı olup, 2 tur tam dönüşünü 720° KMA (Krank Mili Açısı)'da tamamladığından; faz açısı 36° KMA olmaktadır. Aşağıda Şekil 11'de ayrıca silindirlerin ateşleme sırası ve faz açıları gösterilmektedir.



Şekil 11. Silindirlerin ateşleme sırası ve faz açıları.

Ötelenen ve dönen [1] kütleler:

$$m_{\text{ötelenen}} = m_{\text{piston}} + \frac{\ell_1}{\ell} m_{\text{biyel}} = (21 + 6) + 27 * \frac{1}{2} = 40.5 \text{ kg} \quad (12)$$

Krank ağırlık merkezinin krank mil ekseninde olduğu yaklaşımı ile ($r_1 = 0$):

$$m_{\text{dönen}} = \frac{r_1}{r} m_{\text{krank}} + \left(1 - \frac{\ell_1}{\ell}\right) m_{\text{biyel}} = \left(1 - \frac{\ell_1}{\ell}\right) m_{\text{biyel}} = 27 * \frac{1}{2} = 13.5 \text{ kg} \quad (13)$$

bulunur. Şimdi dinamik kuvvet, P'_Z , ve moment hesaplamasına geçilebilir:

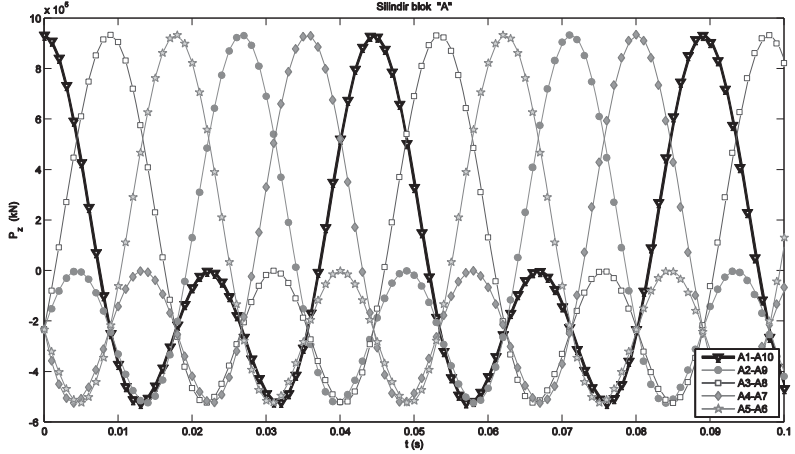
$$P'_Z = \left(\frac{2\pi 1350}{60}\right)^2 0.5 [54 \cos(\omega_m t + \beta_i) + 40.5 (1.333) \cos 2(\omega_m t + \beta_i)]$$

$$= 539622 \left\{ \begin{array}{l} \cos(\beta_i) \cos(\omega_m t) - \sin(\beta_i) \sin(\omega_m t) \\ + [\cos^2(\beta_i) - \sin^2(\beta_i)] \cos^2(\omega_m t) \\ - [\cos^2(\beta_i) - \sin^2(\beta_i)] \sin^2(\omega_m t) \\ - 4 \sin(\beta_i) \cos(\beta_i) \sin(\omega_m t) \cos(\omega_m t) \end{array} \right\} \quad (14)$$

Faz açılarına göre bütün silindirlerde elde edilen değerler toplanır ve yerine [1] konursa:

$$P'_z = 539622 \left\{ \begin{array}{l} 0 * \cos(\omega_m t) - 0 * \sin(\omega_m t) + 0 * \cos^2(\omega_m t) \\ - 0 * \sin^2(\omega_m t) - 0 * \sin(\omega_m t) \cos(\omega_m t) \end{array} \right\} = 0 \quad (15)$$

Sonuç olarak; dizel motorun 1. ve 2. mertebeden atalet kuvvetleri dengelenmiştir. Aşağıda Şekil 12’de dinamik kuvvetin zamana bağlı değişimi gösterilmektedir.

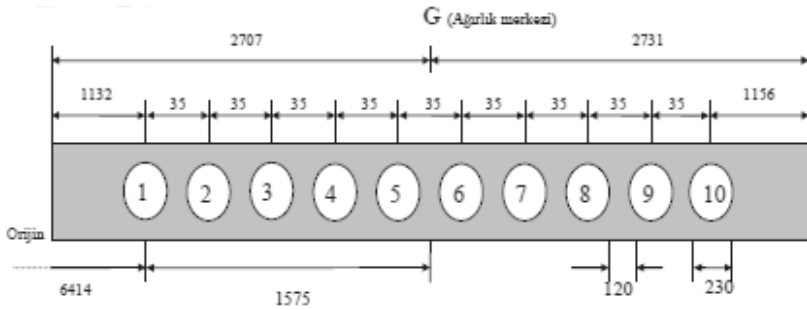


Şekil 12. Dinamik zorlayıcı kuvvetin “A” bloğundaki silindirler için değişimi.

P_z harmonik zorlayıcı kuvvet genliği en büyük değeri $9.332 \cdot 10^5$ kN olmaktadır.

2.5 Krank Mili Boyunca Oluşacak Momentlerin Hesaplanması

Test yatağını oluşturan sistemin ağırlık merkezinden geçen eksene göre her bir silindirin yatay uzaklığı dikkate alınarak oluşacak moment hesaplanmalıdır.(Şekil 13).



Şekil 13. Kuvvetlerin etkiye noktalarının orijine uzaklıklarının gösterimi.

Sistem ağırlık merkeziyle dizel motor ağırlık merkezi arasındaki uzaklık 2.836 m olduğundan 1 nolu silindirin sistem ağırlık merkezine uzaklığı yaklaşık 1260 mm bulunur. Silindirler arası uzaklık 0.35 m olduğundan; sistemin ağırlık merkezine her bir silindirin uzaklığı, $\ell_i = \ell_1 + n * 0.35$ formülü ile [1] bulunabilir. (n : silindir sayısı ve $\ell_1 = 1260$ mm).

$$M_{xi} = \left(\begin{array}{c} P_{ZA-1} \ell_{A-1} + P_{ZB-1} \ell_{B-1} + P_{ZA-2} \ell_{A-2} \\ + \dots \dots \dots + P_{ZA-10} \ell_{A-10} + P_{ZB-10} \ell_{B-10} \end{array} \right) * \cos(30) \quad (16)$$

Bulunan P_z değeri yerine koyulursa:

$$M_x = 467327 \left\{ \begin{array}{l} A \cos(\omega_m t) - B \sin(\omega_m t) + C \cos^2(\omega_m t) \\ - C \sin^2(\omega_m t) - D \sin(\omega_m t) \cos(\omega_m t) \end{array} \right\} \quad (17)$$

olarak yazılabilir. Burada:

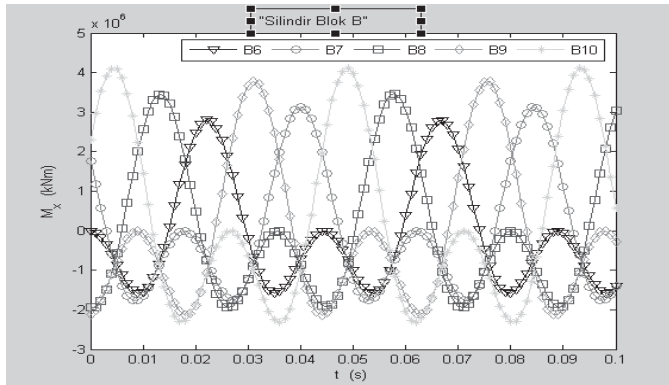
$$A = \sum_{i=1}^{10} \ell_i \cos(\beta_i) , \quad B = \sum_{i=1}^{10} \ell_i \sin(\beta_i) , \quad C = \sum_{i=1}^{10} \ell_i [\cos^2(\beta_i) - \sin^2(\beta_i)]$$

$$D = 4 \sum_{i=1}^{10} \ell_i \sin(\beta_i) \cos(\beta_i)$$

olmaktadır. Yine bütün faz açıları için değerler elde edilip toplanırsa [1]:

$$M_x = 467327 \left\{ \begin{array}{l} 0 * \cos(\omega_m t) - 0 * \sin(\omega_m t) + 0 * \cos^2(\omega_m t) \\ - 0 * \sin^2(\omega_m t) - 0 * \sin(\omega_m t) \cos(\omega_m t) \end{array} \right\} = 0 \quad (18)$$

Dinamik momentler de denge sorunu yaratmamaktadır. Aşağıda en büyük momentlerin oluşacağı B blok 6–10 nolu silindirler için zamana bağlı değişim (Şekil 14) gösterilmektedir. Aynı grafik 36° faz farkıyla A blok 6–10 nolu silindirler için de geçerlidir.



Şekil 14. Harmonik momentin “B” blok silindir no 6 – 10 için değişimi.

En büyük moment; dinamometreye en uzak konumda, A10 ve B10 nolu silindirlerde $4.1154 * 10^6$ kNm hesaplanmıştır. En yakın konumda ise değer $2.174 * 10^6$ kNm olmaktadır.

2.6 Düşey Genlik ve Frekans Hesabı

Dizel motorun çalışma (N = 1350 rpm) ve rölanti devri (N = 520 rpm) frekansları :

$$\omega_m = 2\pi N/60 = 2\pi * 1350/60 = 141.37 \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (19)$$

$$\omega_{rölanti} = 2\pi N/60 = 2\pi * 520/60 = 54 \text{ (s}^{-1}\text{)} \quad (20)$$

olarak hesaplanır. Rezonans açısından kontrol yapılırsa (doğal frekanslar 2.3'te bulunmuştu) :

$$\omega_{1n} = 10.03 \text{ s}^{-1} < \omega_{2n} = 42.02 \text{ s}^{-1} < \omega_{rölanti} = 54.00 \text{ s}^{-1} < \omega_m = 141.37 \text{ s}^{-1}$$

test yatağının düşey yöndeki harmonik titreşim hareketine ait her iki doğal frekansı da MTU20V1163TB93 serisi motorun rölanti ve çalışma devrinden küçük olduğu ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle sistemde rezonans söz konusu olmayacaktır.

Düşey yöndeki yer değiştirme genliği [1] :

$$A_z = \{P_z / [m(\omega_{n1}^2 - \omega_m^2)(\omega_{n2}^2 - \omega_m^2)]\} \quad (21)$$

$$A_z = \frac{9.3320 * 10^5}{2501.55 * (10.03345^2 - 141.37^2)(42.01955^2 - 141.37^2)} = 1.03 * 10^{-6} \text{ m}$$

İzin verilen maksimum yer değiştirme 0.15 mm olduğundan yapısal açıdan güvenlidir.

3. Sonuç

Gemi dizel motor test yatağı hesaplamalarındaki temel amaç; dinamik zorlayıcı kuvvet ve momentlerin etkisi altındaki sistemin yapacağı harmonik titreşimin, çalışma koşullarında sistem için bir risk yaratıp yaratmayacağının belirlenmesi ve bir risk öngörülürse de uygun modelleme ile bu riskin giderilmesidir. Bu çalışmada da; gerçek bir dizel motorun makina yataklarının analitik modellemesi yapılmış, sistemin gerekli dayanım hesaplamaları yapılarak, sorunsuz çalışıp çalışmayacağı kontrol edilmiştir. Yatakla ilgili yapılan hesaplamaların sonunda; sistemin statik dayanım açısından herhangi bir tehlikesinin olmadığı, rezonans riski taşımadığı, düşey yer değiştirme genliğinin sınır değerinin altında olduğu anlaşılmıştır. Yapılan analitik modelleme sistem için sorunsuz çalışacaktır.

Kaynaklar :

[1] Başaran, H. Üstün, 2010. Gemi Dizel Motor Test yataklarının Analitik Modellenmesi. Yüksek Lisans Tezi, İTÜ.

GULET TEKNE SATIN ALMA KARARLARI ÜZERİNDE DEMOGRAFİK ÖZELLİKLERİN ETKİSİ-BODRUM ÖRNEĞİ

Erdal ARLI¹

ÖZET

Son yıllarda önemli gelişmeler gösteren gulet tekne sektörünün hem yat yapım sektöründe hem de mavi yolculuğun gelişmesiyle birlikte yat turizmi sektöründe turistik niş ürün olarak önemli bir yer edindiği söylenebilir. Bu araştırmanın amacı, gulet tekne sahiplerinin ürün özelliklerine yönelik satın alma kararları üzerinde demografik özelliklerinin etkili olup olmadığını belirlemektir. Bu amacı gerçekleştirmek üzere veri toplamada yüz yüze anket yöntemi kullanılmış ve anketler Bodrum’da faaliyet gösteren yat limanlarından konaklama hizmeti satın alan 102 gulet tekne sahibine uygulanmıştır. Analiz sonuçlarından, ürün özelliklerine yönelik satın alma kararı üzerinde demografik özelliklerin etkili olduğu belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: gulet tekne, niş pazar, demografik özellikler

1.Giriş

Günümüzde işletmeler; tüketicilerin istek ve ihtiyaçlarını daha etkin bir şekilde karşılayabilmek amacıyla, kitlesel pazarlamanın yerine, niş pazarlamaya ağırlık vermektedir [1]. Niş pazarlama yabancı literatürde “target marketing”, “focused marketing”, “concentrated marketing”, “micro marketing” gibi farklı başlıklarla tanımlanmakta olup, çoğunlukla “niche marketing” kavramı kullanılmaktadır. Türkçe literatürde ise “köşe tutucu pazarlama” veya “niş pazarlama” olarak ifade edilmektedir [2]. Kotler’e göre niş pazarlama, “ihtiyaçları tatmin edilmemiş küçük bir pazar bölümüne hitap etme sürecidir” [3]. Dalgıç ve Leeuw (1994)’ e göre ise: “niş, bireysel tüketici veya benzer karakteristik ve ihtiyaçları olan az sayıda tüketici grubundan oluşan küçük bir pazardır” [4]. Niş pazarlama göreceli olarak benzer niteliklerde mal veya hizmetlere gereksinim duyan, bir ya da daha çok benzer özelliği paylaşan, küçük bir tüketici kitlesinin isteklerini daha iyi karşılamak amacıyla geliştirilen pazarlama faaliyetleri şeklinde de tanımlanmaktadır [5], [6]. Genellikle yüksek gelir grubuna hitap eden belirli ve az sayıda insanın tatmin edildiği yat inşaatı, yat alım-satım ve kiralama pazarı da son yıllarda gerek iç pazarda gerekse dış pazarda gelişme gösteren bir niş pazardır. Bu tür pazar kesimlerindeki alıcılar, fiyatlara

¹ Kocaeli Üniversitesi, Karamürsel Meslek Yüksekokulu, Tel:0262 454 19 25, earli@kocaeli.edu.tr

karsı pek duyarlı olmayan, gelir seviyeleri yüksek, kaliteli müşteri olarak tanımlanmaktadırlar [7]. Onlar kendi özel ilgi alanlarındaki tutkularına ulaşmak için zaman, para ve emek ayırabilecek nitelikteki potansiyel müşterilerdir [8]. Bu bağlamda, özellikle lüks ve ahşap tekneler olarak adlandırılan gulet tekne pazarı da yüksek gelir düzeyine sahip ve denizciliğe ilgi gösteren, benzer karakteristik ve ihtiyaçları olan az sayıda müşteri grubundan oluşan bir niş pazar olup, gulet teknelerde niş ürün olarak tanımlanabilir. Linneman ve Stanton'un ifadeleri de gulet tekne pazarı müşterilerini en iyi tanımlayan ifadelerdir. Onlara göre niş pazarda 'herkesin yeterince hoşlanacağı bir mal veya hizmet yoktur, sadece bazılarının çok hoşlanacağı mal ve hizmetler mevcuttur' [9]. Bu anlamda, niş pazarlamada herkesin sevdiği ve tercih ettiği mal veya hizmetleri üretmek yerine, belirli bir müşteri kitlesinin satın almak istediği mal veya hizmetleri üretmek ve pazarlamak söz konusu olmaktadır [10]. Dolayısıyla, bu ve buna benzer pazarlarda müşterilerin istek ve ihtiyaçlarının doğru tanımlanması, bu istek ve ihtiyaçların demografik özellikler açısından farklılık gösterip göstermediğinin belirlenmesi hem üretim aşamasında hem de alım, satım ve kiralama aşamasında üretici işletmelerin yanı sıra alım-satım ve kiralama acentelerine pazarlama politikalarının planlanması ve yürütülmesi konusunda önemli katkılar sağlayacaktır.

2. Gulet Tekne Kavramı ve Gulet Yat Endüstrisi

Guletler en basit tanımla, motor ve yelken donanımlı, özel bir tasarıma sahip ahşap gezi tekneleridir. Guletler, önceleri Ege Bölgesi'nde taşımacılık, balıkçılık ve sünger avcılığı başta olmak üzere ticari amaçlı kullanılmışlardır [11]. Bu yüzden bu tekneler geniş güverte alanlarına ve sağlam bir gövde yapısına sahiptirler. Zaman içerisinde, ticarete kullanımı azalma göstermiş ancak, 1960'lı yıllardan sonra Türkiye'de yat turizminin gelişmeye başlaması, Ege Bölgesi'nin turistik yapısının ön plana çıkması ve denizden ulaşılabilir el değmemiş koyların keşfedilmesiyle birlikte bu teknelere olan ilgi büyük ölçüde artmaya başlamıştır. Ayrıca, Bodrum ve civarında turizmin daha sonraki yıllarda istikrarlı olarak büyümesi de Bodrum Tipi Guletlere olan ilginin doğru oranda gelişmesine yol açmıştır. Yelkenli teknelerle yapılan turların otantikliğini ve keyfini yaşamak isteyen deniz severlerin ve turistlerin tercihleri neticesinde guletler yeni bir kullanım alanı bulmuştur. Bugün Ege bölgesindeki turizmin gelişmesi ile guletlerin önemi daha da artmaktadır [12].

Günümüzde özellikle guletleri belirli kesimdeki insanların zevklerini tatmin etmek ve de denize olan tutkunluklarını gidermek için yaptıkları söylenebilir. Bu bakımdan gulet bir tekne yaptıracak veya satın alacak müşteriler kendilerine özgü istek, arzu ve ihtiyaçlarını karşılayacak tasarımları tercih ederler [13]. Dolayısıyla bir guletin tasarımı bir yük gemisinden, bir konteynerden ya da başka bir ticari gemiden daha meşakkatli ve itina isteyen bir iştir [14].

Otomotiv sektöründe herhangi bir markanın bir modeli üretilirken, model tasarlanır ve seri üretimle binlerce üretilir. Üretilen modelin her birinde kapılar aynı yerdedir, döşemeler genellikle aynı malzemeden, silecekler aynı türdendir. Çünkü otomobiller nihayetinde sadece ulaşım araçlarıdır; onlarda konaklama yapılmaz. Fakat bir yatta bir gün değil, bir tatil ya da bir yaşam bile geçirilebilir. Bu sebepten yatların her türlü ihtiyacı ve konforu içermesi gerekmektedir. Ayrıca, seri üretimle aynı teknedeki binlerce üretilmesi, yatçılık ruhuna aykırıdır. Özellikle de guletler için bunu yapmanın anlamsız olduğu söylenebilir [15],[16]. Her müşteri gulet teknesini kendisinin ve ailesinin istek, arzu ve ihtiyaçlarına

göre tasarlamak ister. Gulet sahibi olmak isteyen bir müşterinin ilk olarak karar vereceği şey, teknenin ihtiyaçları karşılayacak temel özellikleri, ana boyutları, konforu, göze hitap eden estetik yapısı ve diğer teknik özellikleridir [17],[18]. Bu yüzden insanların farklı istekleri doğrultusunda özellikle başta guletler olmak üzere yatların seri üretilmesi ve otomasyonu zordur. Bundan dolayı da yüksek fiyatlı ve lüks araçlardır [19],[20]. Günümüz insanının modern gereksinimlerine göre son yıllarda yeniden tasarlanan guletlerde, konforlu ve geniş kamaralar, duş, wc, salon, tam donanımlı mutfak, güverte ve salonda yemek masaları, güneşlenme alanları standart olarak bulunmaktadır. Bununla birlikte guletler, beş yıldızlı bir otelde olduğu gibi her biri özenle dekore edilmiş mobilyalara, hidro masaj duşa kabinlere, jakuzilere, uydu haberleşme sistemlerine, TV ve DVD oynatıcı gibi ev ve lüks otel odasında yer alabilecek her türlü ekipmana sahip olarak üretilebilmektedirler. Büyüklüklerine ve planlarına göre genellikle bir ya da iki direkli olarak inşa edilirler. Guletlerin bir başka özelliği de, tamamen usta yapısı - el işi olmalarıdır [21]. Dolayısıyla sipariş üzerine yapılan ve özel hedef kitleye yönelik olarak üretilen guletler niş ürün özelliğine sahiptir.

3. Araştırmanın Amacı, Önemi ve Sınırlılığı

Bu araştırmanın amacı, bir niş pazar olan gulet tekne sektöründe müşterilerin gulet tekne satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerin önem düzeyini belirlemek ve bu özellikler ile demografik özellikler arasında istatistiksel açıdan anlamlı bir ilişki olup olmadığı ortaya koymaktır. Bu araştırma sonuçlarının, yat inşası yapan üretici işletmelerle, yat alım-satım ve kiralama işlemi yapan aracı kurumlara, pazarlama boyutunda strateji ve politikaların belirlenmesi konusunda yol göstereceği ve araştırmanın niş pazarlamada demografik özellikler ile niş ürün özellikleri arasındaki ilişkiyi açıklaması bakımından da literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Bu araştırmanın Bodrum Bölgesi'nde faaliyet gösteren mavi yolculukta kullanılan lüks özelliğe sahip gulet teknelerine yönelik olarak yapılması en önemli sınırlılığını oluşturmaktadır. Sonuçlar örneklem grubunu yansıtmakta olup genelleştirilmemelidir. Benzer bir araştırma farklı bölgelerde ve farklı tekne türlerine (fiber tekne, mega yat, katamaran vb.gibi) yönelik olarak gerçekleştirilebilir ve sonuçlar birbiriyle kıyaslanabilir.

4. Yöntem

Bu araştırma, nitel ve nicel araştırma yöntemlerinin birleşmesinden meydana gelen karma araştırma yaklaşımı ile yapılmıştır [22]. Araştırmada nitel ve nicel araştırma yöntemleri birlikte kullanılmıştır. Nitel araştırmalar sonucunda elde edilen veriler keşifsel ve tanımlayıcı olup araştırma probleminin tanımlanması ve hipotezlerin oluşturulmasında kullanılmıştır [23]. Ayrıca, yat turizminin literatürde yeterince araştırılmamış bir konu olması nedeniyle, araştırmanın bütün safhalarında ilgili yazılı kaynakların azlığı hissedilmiştir. Yatlar konusunda mevcut yazılı kaynakların sınırlılığından dolayı çalışmada kullanılan yöntem; temel olarak literatür incelemesine dayanan, makalenin amaçları doğrultusunda bir sistemleştirmedir. Buna yardımcı olarak önce yerinde inceleme ve gözlem, kişisel görüşmeler yapılmıştır. Bu görüşmeler genel olarak karşılıklı mülâkat şeklinde gerçekleştirilmiş olup, bunun yanı sıra akademisyen ve sektör uzmanı kişilerle yapılan bilgi alışverişinden elde edilen geri bildirimler çalışmanın hipotezleri, anket soruları, ana ve alt başlıkları oluşturacak şekilde biçimlendirilmiştir.

Araştırmada önce nitel veri toplama araçlarından derinlemesine görüşme yönteminden faydalanılmış, elde edilen veriler nicel araştırma probleminin ve anket sorularının oluşturulmasında kullanılmıştır. Nitel araştırmada, 10 gulet tekne sahibi ile derinlemesine görüşme yapılmış, görüşmeler ortalama 20-25 dakika sürmüştür. Görüşmelerde genel itibarıyla tekne sahiplerinin bir gulet satın alırken teknenin görsel ve teknik özelliklerinin yanı sıra inşa eden ve satışı gerçekleştiren aracı kurumların tanınırlığına önem verdikleri anlaşılmıştır. Yapılan görüşmelerle istenilen amaca ulaşılmış ve literatürden elde edilen bilgilere ilave olarak araştırmanın problemi ile anketin oluşturulmasına yön verecek veriler elde edilmiştir.

Araştırmanın anket formu üç bölümden oluşmakta olup, birinci bölüm cevaplayıcıların demografik özelliklerine ilişkin soruları kapsamaktadır. İkinci bölüm ise cevaplayıcıların gulet tekne satın alma kararlarında etkili olan özelliklerin önem düzeyinin belirlenmesine yönelik sorulardan oluşmaktadır. Bu bölümde kullanılan ifadeler nitel araştırma sonuçlarından elde edilen verilerin yanı sıra, Turan (2009) ve Kınacı (2009)'nın yapmış oldukları çalışmalarından esinlenerek hazırlanmıştır. Yapılan çalışmalar ve nitel araştırmadan elde edilen verilerin yanı sıra hem akademik hem de sektörel anlamda uzman görüşleri alınmış ve anket formu incelettirilmiştir. Anlaşılması güç soru bulunup bulunmadığını test etmek üzere de 18 gulet tekne sahibine ön test uygulanmış ve gerekli düzeltmeler yapılmıştır.

Bu araştırmanın ana kütlesini gulet tekne sahipleri oluşturmaktadır. Kınacı (2009)'ya [24] göre Türkiye'de 1500'ün üzerinde gulet imal edilmiştir. Ana kütlenin tamamına ulaşma güçlüğü, iş yoğunluğu, zaman ve maliyet kısıtları nedeniyle Bodrum'daki yat limanlarından konaklama hizmeti satın alan anketi cevaplamaya istekli 102 gulet tekne sahibine anket uygulanmıştır. Araştırmada tesadüfı olmayan örnekleme yöntemi uygulanmış ve cevaplayıcılar kolayda örnekleme yöntemiyle seçilmiştir.

Araştırmada veri toplamada yüz yüze anket yöntemi kullanılmıştır. Anketle veri toplama işlemi araştırmacı ve bir üniversitenin Deniz Ulaştırma ve İşletme Programı'ndan mezun üç yıl sektör tecrübesine sahip Bodrum'da görev yapan bir yat kaptanı tarafından gerçekleştirilmiştir. Araştırmacı tarafından yardımcıya anketin nasıl doldurulması gerektiğine yönelik eğitim verilmiştir. Veri toplama işlemi 30 Temmuz- 23 Eylül 2012 tarihleri arasında gerçekleştirilmiştir. Araştırma sürecinde toplanmış olan veriler SPSS 15.0 paket programı ile değerlendirmeye tabi tutulmuş ve araştırma hipotezlerini test etmek üzere Mann- Whitney U testi ile Kendall Tau b korelasyon analizinden yararlanılmıştır.

Bu araştırma Bodrum'da gerçekleştirilmiştir. Araştırma için Bodrum'un seçilmesinin başlıca nedeni, gulet sektörünün ana vatanı ve bu alanda en gelişmiş bölge [25] [26] olmasının yanı sıra, gulet tekne ile mavi yolculukların yapıldığı merkez noktalarından biri olmuş olmasıdır.

4.1 Araştırma Probleminin Tanımı

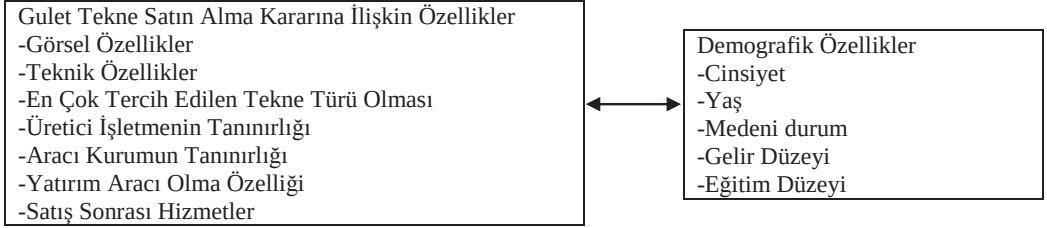
Bu araştırmada aşağıdaki sorulara cevap aranmıştır;

1-Gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler ve önem düzeyleri nedir?

2- Gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler ile demografik özellikler arasında istatistiksel açıdan anlamlı bir ilişki var mıdır?

4.2 Araştırmanın Modeli

Belirtilen amaçlar doğrultusunda yapılan bu araştırmayla, bir niş pazar olan gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler ile demografik özellikler arasında istatistiksel açıdan anlamlı bir ilişkinin bulunup bulunmadığı belirlenmeye çalışılmıştır.



4.3 Araştırmanın Hipotezleri

H₁: Gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler istatistiksel açıdan %95 güven aralığında cinsiyet açısından farklılık göstermektedir.

H₂: Gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler istatistiksel açıdan %95 güven aralığında medeni durum açısından farklılık göstermektedir.

H₃: Gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler ile yaş durumu arasında istatistiksel açıdan %95 güven aralığında anlamlı bir ilişki vardır.

H₄: Gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler ile gelir düzeyi arasında istatistiksel açıdan %95 güven aralığında anlamlı bir ilişki vardır.

H₅: Gulet tekne sektöründe müşterilerin tekne satın alma kararlarında etkili olan özellikler ile eğitim düzeyi arasında istatistiksel açıdan %95 güven aralığında anlamlı bir ilişki vardır.

5. Bulgular

5.1 Cevaplayıcıların Demografik Özellikleri

Anketi cevaplayan 102 cevaplayıcının 17'si (%16,7) bayan, 85'i (%83,3) erkektir. Cevaplayıcıların 11'i (%10,8) 18-25 yaş aralığında, 29'u (%28,4) 26-35 yaş aralığında, 27'si (%26,5) 36-45 yaş aralığında, 24'ü (%23,5) 46-55 yaş aralığında ve 11'i (%10,8) 56 yaş ve üstüdür. Cevaplayıcıların 38'i (%37,3) bekâr ve 64'ü (%62,7) evlidir. 102 cevaplayıcıdan 10'unun (%9,8) gelir düzeyi 5000-6000 TL arasında, 20'sinin (%19,6) 6001-7000 TL arasında, 19'unun (%18,6) 7001-8000 TL arasında, 12'sinin (%11,8) 8001-9000 TL arasında, 15'inin (%14,7) 9001-10000 TL arasında ve 26'sının (%25,5) 10001 TL

ve üstüdür. Eğitim düzeyi açısından; 102 cevaplayıcıdan 14 (%13,7) cevaplayıcının ilköğretim, 27'sinin (%26,5) lise, 11'inin (%10,8) önlisans, 37'sinin (%36,3) lisans ve 13'ünün (%12,7) lisansüstüdür.

5.2 Gulet Tekne Sahiplerinin Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler

Anketi cevaplayan gulet tekne sahiplerinin tekne satın alma kararı üzerinde etkili olan özellikleri belirlemek amacıyla teknenin görsel özelliği, üretici ve aracı firma tanınırlığı, en çok tercih edilme özelliği, yatırım aracı olma özelliği, teknik özellikler ve satış sonrası hizmetlere ilişkin olarak 19 değişken sorulmuş ve Tablo 1'deki sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 1. Müşterilerinin Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler

Teknenin Özellikleri	Ortalama	Standart Sapma	Teknenin Özellikleri	Ort.	Std. Sapma
Görsel Özellikler			Teknik Özellikler		
Dış Görünüş	4,02	,72379	Boy	3,85	,77584
Renk	3,45	1,03050	Tonajı	3,83	,90196
Konfor	4,11	,82407	Makine Gücü	4,01	,86723
İç Tasarım	4,19	,67544	Hızı	3,81	,95161
Estetik Yapı	4,04	,84873	Kamara Sayısı	3,84	,80524
Aracı Kurumun Tanınırlığı			Yakıt Sarfıyatı	3,99	,97995
Satış Yapan Acentenin Tanınırlığı	3,60	1,09143	Yapıldığı Malzemenin Türü	4,17	,81340
Yatırım Özelliği			Satış Sonrası Hizmetler		
Yatırım Özelliği	3,55	,93949	Garanti Süresi	4,01	,92255
En Çok Tercih Edilme			Yedek Parça Bulunabilirliği	4,15	,82947
En Çok Tercih Edilen Tekne Türü Olması	3,34	1,12131	Satış Sonrası Sunulan Teknik Servis Hizmeti	3,95	,98882
Üretici Firma Tanınırlığı					
Üretici Firma Tanınırlığı	3,94	,88802			

Tablo 1 incelemek olursa görsel özellikler ile ilgili olarak; cevaplayıcılar 'renk' değişkenini önemli bulmazken, 'konfor', 'iç tasarım', 'estetik yapı' ve 'dış görünüş' değişkenlerini önemli bulmaktadırlar. Ayrıca, cevaplayıcılar tarafından aracı kurumların tanınırlığı ve üretici işletmenin tanınırlığı da önemli bulunmuştur.

Teknik özellikler incelendiğinde ise; verilen cevap ortalamalarından gulet tekne satın alma kararı üzerinde teknenin yapıldığı malzemenin türünün, yakıt sarfiyatının ve makine gücünün diğer değişkenlere göre daha önemli olduğu anlaşılmaktadır. Satış sonrası

hizmetler incelendiğinde de, yedek parça bulunabilirliğinin, garanti süresinin ve satış sonrası teknik servis hizmetinin önemli olduğu görülmektedir.

5.3 Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özelliklerin Cinsiyet Açısından Farklılık Gösterip Göstermediğinin İncelenmesi

Anketi cevaplayan 102 cevaplayıcının satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerin cinsiyet açısından farklılık gösterip göstermediği belirlemek üzere Mann-Whitney U testi uygulanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 2. Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler ile Cinsiyet Arasındaki İlişki

Ürün Özellikleri	Tanımlayıcı İstatistik Sonuçları				Mann-Whitney U Test Sonuçları		
	Cinsiyet	N	Ort.	Std. Sapma	Mean Rank	Sum of Ranks	Anlamlılık (2-yönlü)
Görsel Özellikler	Bayan	17	4,22	,79650	67,85	1153,50	,011
	Erkek	85	3,91	,54098	48,23	4099,50	
Teknik özellikler	Bayan	17	3,92	,78914	52,41	891,00	,889
	Erkek	85	3,94	,60711	51,32	4362,00	
Satış Sonrası Hizmetler	Bayan	17	3,82	,65741	39,38	669,50	,061
	Erkek	85	4,08	,81836	53,92	4583,50	
En Çok Tercih Edilme	Bayan	17	4,18	1,1311	73,53	1250,00	,001
	Erkek	85	3,17	1,0485	47,09	4003,00	
Yatırım aracı	Bayan	17	3,82	,95101	60,03	1020,50	,168
	Erkek	85	3,58	,87687	49,79	4232,50	
Üretici Firma Tanınırlığı	Bayan	17	4,05	,82694	55,03	935,50	,563
	Erkek	85	3,91	,90253	50,79	4317,50	
Aracı Kurumun Tanınırlığı	Bayan	17	3,58	,87026	49,41	840,00	,741
	Erkek	85	3,61	1,1348	51,92	4413,00	

Tablo 2 incelenecek olursa, hem bayan hem de erkek cevaplayıcıların gulet tekne satın alma kararında görsel özelliklere önem verdikleri, ancak erkek cevaplayıcılara kıyasla bayan cevaplayıcıların görsel özellikleri daha fazla önemsedikleri anlaşılmaktadır. Bunun yanı sıra bayan cevaplayıcılar tarafından teknenin en çok tercih edilen tekne türü olmuş olmasının önemli olduğu görülürken, erkek cevaplayıcılar ise bu seçeneği ‘ne önemli ne önemsiz’ bulmuştur. Ayrıca hem satış sonrası hizmetlerin hem de teknenin yatırım aracı olma özelliğine sahip olmasının bayan ve erkek cevaplayıcılar tarafından önemli bulunduğu görülmektedir. Ancak erkek cevaplayıcıların bayan cevaplayıcılara kıyasla satış sonrası

hizmetleri daha önemli buldukları, bayanların ise erkeklere kıyasla yatırım aracı olma özelliğini daha önemsedikleri anlaşılmaktadır.

Satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerin cinsiyet açısından farklılık gösterip göstermediği belirlemek üzere yapılan Mann-Whitney U test sonuçları incelendiğinde, görsel özellikler ve en çok tercih edilen tekne özelliği olma özelliğinin %95 güven aralığında farklılık gösterdiği görülmektedir. Bu sonuca göre H_1 hipotezi görsel özellikler ve en çok tercih edilme özelliği değişkenleri için kabul diğer değişkenler için red edilir.

5.4 Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özelliklerin Medeni Durum Açısından Farklılık Gösterip Göstermediğinin İncelenmesi

Anketi cevaplayan 102 cevaplayıcının satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerin medeni durum açısından farklılık gösterip göstermediğini belirlemek üzere Mann-Whitney U testi uygulanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 3. Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler İle Medeni Durum Arasındaki İlişki

Ürün Özellikleri	Tanımlayıcı İstatistik Sonuçları				Mann-Whitney U Test Sonuçları		
	Medeni Durum	N	Ort.	Std. Sapma	Mean Rank	Sum of Ranks	Anlamlılık (2-yönlü)
Görsel Özellikler	Bekâr	38	3,94	,38878	47,13	1791,00	,244
	Evli	64	3,98	,69493	54,09	3462,00	
Teknik özellikler	Bekâr	38	3,86	,56066	46,79	1778,00	,213
	Evli	64	3,97	,67865	54,30	3475,00	
Satış Sonrası Hizmetler	Bekâr	38	4,05	,65083	49,91	1896,50	,671
	Evli	64	4,03	,87714	52,45	3356,50	
En Çok Tercih Edilme	Bekâr	38	3,23	1,05098	48,41	1839,50	,219
	Evli	64	3,40	1,16454	53,34	3413,50	
Yatırım aracı	Bekâr	38	3,50	,64724	47,09	1789,50	,425
	Evli	64	3,70	1,00285	54,12	3463,50	
Üretici Firma Tanınırlığı	Bekâr	38	4,07	,67310	54,33	2064,50	,130
	Evli	64	3,85	,98990	49,82	3188,50	
Aracı Kurumun Tanınırlığı	Bekâr	38	3,60	,94553	50,57	1921,50	,400
	Evli	64	3,61	1,17672	52,05	3331,50	

Tablo 3'e göre gulet tekne satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerin medeni duruma göre istatistiksel açıdan anlamlı bir farklılık görülmektedir. Bu sonuca göre, H_2 hipotezi red edilir

5.5 Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler İle Yaş Durumu Arasındaki İlişki

Anketi cevaplayan 102 cevaplayıcının satın alma kararı üzerinde etkili olan özellikler ile yaş durumu arasında anlamlı bir ilişki olup olmadığını belirlemek üzere Kendall Tau b parametrik olmayan korelasyon analizi uygulanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 4. Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler İle Yaş Durumu Arasındaki İlişki

Yaş Grupları		Görsel Özellikler	Teknik özellikler	Satış Sonrası Hizmetler	En Çok Tercih Edilme	Yatırım aracı	Üretici Firma Tanınırlığı	Aracı Kurumun Tanınırlığı
18-25	Ortalama	4,60	4,23	4,36	4,27	4,54	4,00	4,09
	Cevaplayıcı	11	11	11	11	11	11	11
	Std. Sapma	,29665	,36294	,54680	,90453	,68755	1,0000	,94388
26-35	Ortalama	4,13	4,19	4,10	3,6552	3,79	4,00	3,62
	Cevaplayıcı	29	29	29	29	29	29	29
	Std. Sapma	,59107	,67484	,74591	1,0098	,72601	1,0351	1,1152
36-45	Ortalama	3,94	3,97	4,03	3,18	3,62	4,07	3,77
	Cevaplayıcı	27	27	27	27	27	27	27
	Std. Sapma	,43179	,49334	,80773	1,1106	,79169	,82862	1,1547
46-55	Ortalama	3,68	3,57	3,95	2,95	3,20	3,87	3,25
	Cevaplayıcı	24	24	24	24	24	24	24
	Std. Sapma	,57155	,62124	,83587	1,0826	,88363	,79741	,98907
56 ve üstü	Ortalama	3,58	3,61	3,75	2,81	3,18	3,54	3,45
	Cevaplayıcı	11	11	11	11	11	11	11
	Std. Sapma	,65394	,66422	1,0120	1,0787	,98165	,68755	1,1281
Kendall Tau b	Korelasyon	-,443(**)	-,346(**)	-,125	-,314(**)	-,349(**)	-,141	-,138
	Anlamlılık	,000	,000	,111	,000	,000	,093	,091

Tablo 4 incelenecek olursa, cevaplayıcıların yaş durumu ile tekne satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerden görsel özellikler, teknik özellikler, yatırım aracı ve en çok tercih edilen tekne türü olma özelliği arasında %95 güven aralığında anlamlı ve negatif yönlü bir ilişkinin olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, H_3 hipotezi görsel ve teknik özellikler ile yatırım aracı ve en çok tercih edilme değişkenleri için kabul, diğer değişkenler için red edilir.

5.6 Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler ile Gelir Düzeyi Arasındaki İlişki

Anketi cevaplayan 102 cevaplayıcının satın alma kararı üzerinde etkili olan özellik ile gelir düzeyi arasında anlamlı bir ilişki olup olmadığını belirlemek üzere Kendall Tau b parametrik olmayan korelasyon analizi uygulanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir.

Tablo 5. Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler ile Gelir Düzeyi Arasındaki İlişki

Gelir Düzeyi		Görsel Özellikler	Teknik özellikler	Satış Sonrası Hizmetler	En Çok Tercih Edilme	Yatırım aracı	Üretici Firma Tanınırlığı	Aracı Kurumun Tanınırlığı
5000-6000	Ortalama	3,50	3,75	3,66	3,60	3,60	3,60	3,30
	Cevaplayıcı	10	10	10	10	10	10	10
	Std. Sapma	,70079	,66343	,91625	1,17379	1,07497	,96609	,82327
6001-7000	Ortalama	3,68	3,70	3,88	3,40	3,70	3,80	3,65
	Cevaplayıcı	20	20	20	20	20	20	20
	Std. Sapma	,65663	,80609	,87376	1,27321	,86450	1,0563	1,18210
7001-8000	Ortalama	3,95	3,88	3,94	2,94	3,42	3,89	3,26
	Cevaplayıcı	19	19	19	19	19	19	19
	Std. Sapma	,42468	,47994	,72233	1,07877	1,01739	,80930	1,14708
8001-9000	Ortalama	4,0333	3,82	3,66	3,66	3,58	4,00	3,08
	Cevaplayıcı	12	12	12	12	12	12	12
	Std. Sapma	,70754	,69753	,94281	,98473	,79296	,95346	1,16450
9001-10000	Ortalama	4,18	4,11	4,31	3,26	4,00	4,00	4,00
	Cevaplayıcı	15	15	15	15	15	15	15
	Std. Sapma	,56299	,64161	,67220	1,27988	,84515	,84515	1,00000
10001 ve üstü	Ortalama	4,22	4,15	4,39	3,38	3,53	4,15	3,96
	Cevaplayıcı	26	26	26	26	26	26	26
	Std. Sapma	,39730	,49309	,58133	,98293	,81146	,78446	,95836
Kendall Tau b	Korelasyon	,307(**)	,167(*)	,235(**)	-,015	-,016	,138	,157
	Anlamlılık	,000	,026	,002	,855	,846	,093	,051

Tablo 5 incelenecek olursa, cevaplayıcıların gelir düzeyi ile tekne satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerden görsel ve teknik özellikler ile satış sonrası hizmetler özelliği arasında %95 güven aralığında anlamlı ve doğru orantılı bir ilişkinin olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, H_4 hipotezi bu üç değişken için kabul, diğer değişkenler için red edilir.

5.7 Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler ile Eğitim Düzeyi Arasındaki İlişki

Anketi cevaplayan 102 cevaplayıcının satın alma kararı üzerinde etkili olan özellik ile eğitim düzeyi arasında anlamlı bir ilişki olup olmadığını belirlemek üzere Kendall Tau b parametrik olmayan korelasyon analizi uygulanmış ve aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir

Tablo 6. Gulet Tekne Satın Alma Kararı Üzerinde Etkili Olan Özellikler ile Eğitim Düzeyi Arasındaki İlişki

Eğitim Düzeyi		Görsel Özellikler	Teknik özellikler	Satış Sonrası Hizmetler	En Çok Tercih Edilme	Yatırım aracı	Üretici Firma Tanınırlığı	Aracı Kurumun Tanınırlığı
İlköğretim	Ortalama	3,55	3,58	3,09	3,07	3,351	3,57	2,85
	Cevaplayıcı	14	14	14	14	14	14	14
	Std. Sapma	,80452	,79137	,73297	1,26881	,92878	,93761	1,0271
Lise	Ortalama	4,12	4,16	4,14	4,00	3,81	3,85	3,48
	Cevaplayıcı	27	27	27	27	27	27	27
	Std. Sapma	,50581	,47221	,62929	,91987	,78628	,94883	,84900
Önlisans	Ortalama	3,72	3,83	3,96	2,901	3,81	3,63	3,72
	Cevaplayıcı	11	11	11	11	11	11	11
	Std. Sapma	,62784	,81270	,58603	1,13618	,98165	1,0269	1,1908
Lisans	Ortalama	3,98	3,87	4,19	3,13	3,37	4,13	3,64
	Cevaplayıcı	37	37	37	37	37	37	37
	Std. Sapma	,51412	,53957	,71776	1,00449	,89292	,78748	1,1836
Lisansüstü	Ortalama	4,23	4,07	4,46	3,23	4,07	4,23	4,46
	Cevaplayıcı	13	13	13	13	13	13	13
	Std. Sapma	,49562	,71575	,85568	1,23517	,75955	,72501	,66023
Kendall Tau b	Korelasyon	,112	-,006	,345(**)	-,124	,044	,194(*)	,299(**)
	Anlamlılık	,151	,942	,000	,130	,597	,021	,000

Tablo 6 incelenecek olursa, cevaplayıcıların eğitim düzeyi ile tekne satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerden satış sonrası hizmetler, üretici ve aracı kurumların tanınırlığı arasında %95 güven aralığında anlamlı ve doğru orantılı bir ilişkinin olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, H₅ hipotezi bu değişkenler için kabul, diğer değişkenler için red edilir.

7. Sonuç

Günümüzde guletleri belirli kesimdeki insanların zevklerini tatmin etmek ve de denize olan tutkunluklarını gidermek için yaptırdıkları söylenebilir. Bu da gulet tekne sektörünü niş pazar, gulet tekneleri de turistik niş ürün olarak tanımlamaktadır. Bu anlamda, niş pazarlamada herkesin sevdiği ve tercih ettiği mal veya hizmetleri üretmek yerine, belirli bir müşteri kitlesinin satın almak istediği mal veya hizmetleri üretmek ve pazarlamak söz konusu olmaktadır [27]. Dolayısıyla, gulet tekne yaptıracak veya satın alacak müşterilerin kendilerine özgü istek, arzu ve ihtiyaçlarını karşılayacak tasarımları tercih edebilecekleri de gözden kaçırılmamalıdır. Çünkü bu ve buna benzer pazarlarda müşterilerin istek ve ihtiyaçlarının doğru tanımlanması, bu istek ve ihtiyaçların demografik özellikler açısından farklılık gösterip göstermediğinin belirlenmesi hem üretim aşamasında hem de alım, satım ve kiralama aşamasında üretici işletmelerin yanı sıra alım-satım acentelerine pazarlama politikalarının planlanması ve yürütülmesi konusunda önemli katkılar sağlayacaktır. Gulet tekne sektörünü ele alan bu çalışmada, müşterilerin gulet tekne satın alma kararı üzerinde etkili olan özelliklerin önem düzeyinin belirlenmesinin yanı sıra, belirtilen özellikler ile demografik özellikler arasında istatistiksel açıdan anlamlı bir ilişkinin olup olmadığı ortaya konulmaya çalışılmıştır.

Araştırma sonuçlarından, cevaplayıcıların tekne satın alma kararları üzerinde, teknenin görsel özelliklerinin yanı sıra teknik özelliklerinin önemli olduğu anlaşılmaktadır. Görsel özellikler bağlamında, teknenin iç tasarımının ve konforunun daha önemli olduğu, teknik özellikler bağlamında ise daha çok yapıldığı malzeme türünün, yakıt sarfiyatının ve makine gücünün önemli olduğu görülmektedir. Ayrıca satış sonrası hizmetlerle ilgili olarak; garanti süresinin ve yedek parça bulunabilirliğinin de önemli diğer etkenler olduğu belirlenmiştir.

Demografik özellikler açısından bakıldığında, bayan cevaplayıcılar ile erkek cevaplayıcılar arasında en önemli farklılığın görsel özellikler boyutunda ortaya çıktığı saptanmıştır. Elde edilen sonuca göre bayan cevaplayıcıların erkek cevaplayıcılara kıyasla gulet tekne satın alma kararlarında görsel özelliklere daha çok önem verdikleri görülmektedir. Yaş durumuna bakıldığında; görsel özellikler, teknik özellikler, en çok tercih edilen tekne türü olma özelliği ve yatırım aracı olma özelliği ile yaş değişkeni arasında istatistiksel açıdan anlamlı ve negatif bir ilişkinin olduğu belirlenmiştir. Yaş azaldıkça görsel özelliklere, teknik özelliklere verilen önem de artmaktadır. İlave olarak, gulet teknelerin yatırım aracı özelliğine sahip olmasının alt yaş grupları açısından daha önemli bir özellik olarak kabul edildiği görülmektedir. Ayrıca gelir düzeyi ile görsel özellikler, teknik özellikler ve satış sonrası hizmetler arasında anlamlı ve doğru orantılı bir ilişkinin olduğu görülmektedir. Dolayısıyla, gelir düzeyi arttıkça kişilerin başta görsel özellikler olmak üzere teknik özellikler ve satış sonrası hizmetlere daha önem verdikleri söylenebilir. Eğitim düzeyi

incelendiğinde de, müşterilerin eğitim düzeylerinin arttıkça satış sonrası hizmetler, üretici ve aracı kurumların tanınırlığına daha çok önem verdikleri görülmektedir. Bu sonuçtan eğitim düzeyinin de gulet tekne satın alma kararına ilişkin özellikler üzerinde anlamlı bir etkisinin olduğu söylenebilir.

Sonuç olarak, gulet tekne sektöründe faaliyet gösteren üretici işletmelerle, alım, satım ve kiralama faaliyeti yürüten işletmelerin üretim, tutundurma, satış, pazar bölümlendirme ve hedef pazar tayinine yönelik strateji ve politikalarını belirlerken elde edilen sonuçları göz ardı etmemeleri önerilir. Zira bu yaklaşımın işletmelerin müşteri memnuniyetini artıracak, ayrıca rekabet avantajı sağlanması yönünde de önemli katkılar sağlayacağı öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Shani, D. ve Chalasani, S. (1992) Exploting Niches Using Relationship Marketing, *The Journal of Services Marketing*, 6(4): 43-52.
- [2] Albayrak, Tahir (2006) Niş Pazarlama Prensipleri Ve Ortopedik Destek Ürünleri Pazarı Örneği, *Akdeniz İ.İ.B.F. Dergisi*, (11): 219-235.
- [3] Kotler, P.(2000) *Marketing Management*, Prentice Hall, New Jersey.
- [4] Dalgıç, T. ve Leeuw M.(1994) Niche Marketing Revisited: Concept, Applications and Some European Cases, *European Journal of Marketing*, 28(4): 39-55.
- [5] Zeithaml, A.V. ve Bitner M. J. (1996)*Services Marketing*, International Edition, Singapore, McGraw-HillBook Co.
- [6] Uçkun, G. ve Çeltek, E., Niş Pazarlama ve Turizm Sektöründe Uygulanabilirliği”. http://www.isgucdergi.org/?p=arc_view&ex=222&inc=arc&cilt=6&sayi=2&year=204 (Erişim Tarihi: 16.01.2012).
- [7] Uçkun, G. ve Çeltek, E., Niş Pazarlama ve Turizm Sektöründe Uygulanabilirliği”. http://www.isgucdergi.org/?p=arc_view&ex=222&inc=arc&cilt=6&sayi=2&year=204 (Erişim Tarihi: 16.01.2012).
- [8] Küçükaslan, N.,Özel İlgi Turizmde Niş Pazarlamanın Yeri, Paradoks, Ekonomi, Sosyoloji ve Politika Dergisi, 2(2), (e-dergi), <http://www.paradoks.org> (Erişim Tarihi:16.01.2012)
- [9] Linneman R. ve Stanton J.(1991) *Making Niche Marketing Work*, U.S.A., Mc Graw Hill.
- [10] Güreş, Nuriye ve Akgül, Volkan (2010) Niş (Niche) Pazarlama ve Hatay Turizmine Yönelik Niş Pazarlama Stratejilerinin Belirlenmesi, *Mustafa Kemal Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi* 7(13): 298 – 309.
- [11]Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.

- [12] Turan, Abdullah Engin (2009). Türk Tipi Gulet Yatlarının Formunun Prizmatik Katsayıya Göre Belirlenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul
- [13]Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- [14]Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- [15]Turan, Abdullah Engin (2009). Türk Tipi Gulet Yatlarının Formunun Prizmatik Katsayıya Göre Belirlenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul
- [16] Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- [17]Turan, Abdullah Engin (2009). Türk Tipi Gulet Yatlarının Formunun Prizmatik Katsayıya Göre Belirlenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul
- [18]Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- [19]Turan, Abdullah Engin (2009). Türk Tipi Gulet Yatlarının Formunun Prizmatik Katsayıya Göre Belirlenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul
- [19] Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- [21] <http://www.guletyat.com/mavi-tur/mavi-yolculuk>, Erişim Tarihi:10.10.2012
- [22] Burns A. C. ve Bush R. F.(2005) *Marketing Research*, 5.Ed.,Upper Saddle River Prentice Hall, New Jersey
- [23] Shao Alan T., (1999), *Marketing Research: An Aid To Decision Making*, Cincinnati: South Western College Pub., s:160
- [24]Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul.
- [25]Turan, Abdullah Engin (2009). Türk Tipi Gulet Yatlarının Formunun Prizmatik Katsayıya Göre Belirlenmesi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, *Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul

- [26] Kınacı, Ömer Kemal (2009). Gulet Tipi Yat Serilerinin Matematiksel Modellenmesi
İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yayınlanmamış Yüksek
Lisans Tezi, İstanbul.
- [27] Güreş, Nuriye ve Akgül, Volkan (2010) Niş (Niche) Pazarlama ve Hatay Turizmine
Yönelik Niş Pazarlama Stratejilerinin Belirlenmesi, Mustafa Kemal Üniversitesi
Sosyal Bilimler Enstitüsü Dergisi 7(13): 298 – 309

TERSANE KAZALARININ TANIMLANMASI VE İSTATİSTİKSEL OLARAK DEĞERLENDİRİLMESİ

Murat ÖZKÖK¹

ÖZET

Son yıllarda, gemi inşa sektöründe birçok kaza meydana gelmektedir. Bu kazaların bir kısmı yaralanmalara ve hasarlara neden olurken bir kısmı ölümlere neden olabilmektedir. Kazalar sonucunda oluşan yaralanmalar, ölümler ve hasarlar aynı zamanda işçiler açısından iş kayıplarına neden olmaktadır. Dolayısıyla, tersane içerisinde meydana gelen kaza tiplerinin ve bunların etkilerinin büyüklüğünün bilinmesi tersaneler açısından önemli bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır. Bunlar belirlendiğinde, tersaneler ilgili kaza tiplerine karşı önlemler alabilir ve bunları azaltma noktasında çalışmalar yapabilir. Bu çalışmada, Türkiye’de konumlu bir tersaneye ait üç yıllık kaza istatistikleri ele alınmış, kaza istatistiklerinden elde edilen veriler değerlendirilmiş ve kaza tiplerinin şiddetleri belirlenmeye çalışılmıştır. Bu şekilde, tersanelerin, kaza tipleri, onların şiddetleri ve meydana gelme olasılıkları konusunda fikir edinmeleri amaçlanmıştır.

Anahtar kelimeler: Tersane, İş kazaları, Kaza istatistikleri, Gemi inşaatı, İş aktiviteleri.

1.Giriş

Kazalar, birçok endüstri dalında kaçınılmazdır. Gemi inşaatı gibi ağır sanayi kollarında meydana gelen kazaların olma olasılıkları ve şiddetleri diğer endüstri dallarına göre daha yüksektir. Meydana gelen kazalar, yaralanmalara, ölümlere veya maddi hasarlara neden olabilmekte, bu da tersaneler açısından maddi kayıplara neden olabilmektedir. Dolayısıyla, kazaların belirlenmesi ve azaltılması tersaneler açısından önemli bir konu olarak karşımıza çıkmaktadır.

¹ Öğr.Gör.Dr., K.T.Ü Sürmene Deniz Bilimleri Fak., Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh. Bölümü, 61530 Çamburnu, Trabzon, Tel: 0462 752 28 05, Faks: 0462 752 21 58, e-mail: muratozkok@ktu.edu.tr

Gemi inşaatı, bünyesinde demir-çelik, makine, kimya, elektrik-elektronik gibi birçok farklı endüstri kolunu barındırır [1]. Dolayısıyla, gemi inşa endüstrisi her zaman farklı tip kazalara sahne olmaktadır. Tersane yönetimi, kazalara en çok hangi aktivitelerin neden olduğunu bilirse, onlara karşı önceden tedbir alması kolaylaşacaktır.

Tersanelerde meydana gelen kazaların, iskele, yüksek yerlerde çalışma, kaynak, malzeme elleçleme, montaj, elektrikle yapılan işler, yangın ve patlama, gemi bakım-onarım faaliyetlerine dayandığı söylenebilir [2].

Şirketler, kaza sebeplerini tanımlamalı ve riskleri önceliklendirmelidir. Bu şekilde kazaları azaltmak mümkün olacaktır. Literatürde, birçok sektöre ait kaza değerlendirme uygulamaları vardır. Chengbing ve Yujiong [3], buhar türbünlerindeki titreşimlerden meydana gelen kazaları incelemişlerdir. Shirouyehzad ve diğerleri [4], ERP (kurumsal kaynak planlama) uygulamalarının başarısızlığına neden olan kaza faktörlerini belirlemeye çalışmışlardır. Radvanska [5], su jeti ile kesimden kaynaklanan kazalar ile ilgili bir risk değerlendirmesi yapmıştır. Eunchang ve diğerleri [6], Güney Kore tersaneleri için, iş gücü, ve ham madde tedariki açısından bir risk değerlendirmesi yapmıştır. Yine, Duffey ve Van Dorp [7], işgücü açısından tersane riskini değerlendirmiştir. Yao ve diğerleri [8], teknoloji riski ve üretim periyoduna dayalı olarak tersane kazalarını kategorize etmiştir. Bakacak [9], tersanelerde meydana gelen iskelelerden kaynaklanan kazaları ve bakım-onarımdan kaynaklanan kazaları incelemiştir. Buksa ve diğerleri [10], riskleri azaltmak adına, tersane boru işleri süreçlerini iyileştirmeye çalışmışlardır.

Bu çalışmada, Türkiye’de konumlu bir tersanenin kaza istatistikleri ele alınmış ve ayrıntılı olarak tanımlanmıştır. Kazaların meydana gelme sayısı ve şiddetleri sunulurken, en şiddetli kazalar hakkında bilgi vermek ve ilgili kazalara karşı tersanelerin tedbir almasını sağlamak amaçlanmıştır.

2. Yöntem

Çalışmada kullanılan yöntem 4 aşamadan oluşmaktadır. Birinci aşamada, tersanenin kaza istatistikleri elde edilmiştir. Elde edilen kaza istatistikleri oluşan kaza ile ilgili olarak yeterli bilgi vermelidir. Çünkü, bu bilgilerden yararlanılarak, kazalar gruplandırılacak ve kazaların ne kadarlık hasara yol açtığı yani şiddeti belirlenecektir. Kaza istatistikleri elde edildikten sonra, ikinci aşamada, tüm kazaları kapsayacak şekilde ana kaza nedenleri belirlenecektir. Örneğin, kaynak veya taşıma kaynaklı kazalar ana kaza nedenleridir ve her biri birçok alt kaza nedenlerini içermektedir. Taşıma kaynaklı kaza ifadesi bir ana kaza nedenini ifade ederken, taşıma yaparken göze cüruf kaçması ana kaza nedeni altında bir alt kaza nedenidir. Üçüncü aşamada, bahsedilen bu alt kaza nedenleri ana kaza nedenleri altında gruplandırılacaktır. Son olarak, meydana gelen kazalar değerlendirilecek ve birtakım sonuçlar elde edilecektir.

3. Uygulama

3.1 Kaza İstatistiklerinin Elde Edilmesi

Bu aşamada, tersaneye ait kaza istatistiklerinin elde edilmesine çalışılmıştır. 2009, 2010 ve 2011 yıllarına ait olmak üzere üç yılı kapsayan kazaların istatistikleri elde edilebilmiştir. Bu üç yıl içerisinde 182 adet kaza olmuştur. Bu çalışmada, meydana gelen 182 adet kazanın detaylı analizi yapılacaktır.

3.2 Ana Kaza Nedenlerinin Belirlenmesi

Bu aşamada tersanede meydana gelen üç yıla ait 182 adet kazayı kapsayacak şekilde ana kaza nedenleri belirlenecektir. Kaza istatistiklerinin incelenmesi sonucu; taşlama, kaynak, kesim, montaj, vinç hareketi, işçinin malzemeyi elleçlemesi, işçi hareketi ve işçinin düşmesi gibi ana kaza nedenleri belirlenmiştir.

3.3 Kazaların, Ana Kaza Nedenleri Altında Gruplandırılması

3.3.1 Taşlama Kaynaklı Kazalar

Taşlama aktivitelerine bağlı kazalar Tablo 1’de özetlenmiştir. Buna göre, birinci kolon taşlama kaynaklı kazanın numarası, ikinci kolon kaza sebebini, üçüncü kolon kazanın tekrar sayısını yani kaç defa tekrar ettiğini, dördüncü kolon kazanın şiddetini ve beşinci kolon ise kazanın ortalama şiddetini temsil etmektedir.

Tablo 1. Taşlamadan kaynaklanan kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	Taşlama yaparken göze çapak kaçması	44	25	0,57
2	Taşlama motorunu sıkıştığı yerden kurtarmak isterken oluşan yaralanmalar	2	18	9,00
3	Arkadaşına yardım ederken taşlama motorunun dudağına çarpması	1	0	0,00
4	Taşlama motorunun taşının kırılması ve işçinin bacağına yaralaması	1	5	5,00

Tablo 1’den, taşlama kaynaklı olarak en sık meydana gelen kaza tipinin taşlama esnasında çalışanın gözüne çapak kaçması olduğu görülmektedir. Bu tip kaza, üç yıl içerisinde 44 defa tekrarlanmış ve toplamda ise 25 günlük bir iş kaybına neden olmuştur. Kaza başına en şiddetli kaza tipi, kaza başına meydana getirdiği ortalama 9 günlük iş kaybıyla 2 numara ile temsil edilen kaza tipidir. Bu tip kazada, işçi taşlama yaparken, taşlama motorunun sıkışması ve işçinin taşlama motorunu sıkıştığı yerden motoru stop etmeden çıkarmaya çalışması sonucu meydana gelen yaralanmadır.

3.3.2 Kaynak İşleminden Kaynaklanan Kazalar

Kaynak işlemi, gemi inşaatının önemli bir prosesidir. Kaynak aktivitesi sırasında, elektrik çarpması, kaynak emisyonlarından etkilenme gibi kazalar meydana gelebilmektedir. Tablo 2, kaynak işleminden kaynaklanan kazaları göstermektedir. Buna göre, en sık meydana gelen kaza tipi, kaynak cürufunu kaldırırken göze çapak kaçmasıdır. Bununla birlikte, kaza başına 6 günlük iş kaybına neden olmasından ötürü, kaynak sırasında işçinin başını çarpması şeklinde meydana gelen kaza en şiddetli kaza tipidir.

Tablo 2. Kaynak işleminden kaynaklanan kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	Kaynak makinesinin pozisyonunu değiştirirken topraklama kablosunun kesilmesinden kaynaklanan elektrik çarpması	1	2	2
2	Kaynak cürufu kaldırırken göze çapak kaçması	7	3	0,43
3	Kaynak emisyonundan etkilenme	2	2	1
4	Kaynak yaparken işçinin başını çarpması	1	6	6

3.3.3 Kesme İşleminden Kaynaklanan Kazalar

Kesme faaliyeti sırasında yine bir takım kazalar meydana gelebilmektedir. Tablo 3'te gösterildiği üzere, bu kazalar kesimden kaynaklı yaralanma, parmağın kesilmesi, parmağın sıkıştırılması gibi kazalardır. Tablo 3'ten, kesme işleminden kaynaklanan en şiddetli kaza türünün kaza başına 20 günlük iş kaybıyla işçinin kesme işlemi sırasında, elini kesim makinesi ile borunun arasına koyması ve bunun sonucunda parmağının ezilmesidir.

Tablo 3. Kesim işleminden kaynaklanan kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	Sacın kesilmesinden sonra oluşan fireyi atmak isterken ayağını saca çarpması ve ayağını yaralaması	1	15	15
2	Parmağın makine ile boru arasında ezilmesi	1	20	20
3	Boru kesimi sırasında elin incinmesi	1	5	5
4	Köşebent keserken parmağın sıkıştırılması	1	7	7

3.3.4 Montaj İşleminde Kaynaklanan Kazalar

Gemi inşaatında, gemiyi oluşturan yapıların birbirlerine montajının yapılması gerekmektedir. Tekil parçaların ve grupların montajı ile gemi yapısı oluşturulur. Tablo 4, montaj işleminden kaynaklanan kazaları özetlemektedir. Montaj işlemi sırasında, elin veya parmağın sıkıştırılması, çekicinin kafaya vurulması gibi kazalar meydana gelmektedir. Tablo 4'e bakıldığında, en sık meydana gelen kaza tipi boru montajı sırasında göze çapak kaçmasıdır. Bu kaza tipi üç yıl içerisinde 6 defa tekrarlanmıştır. Montaj kaynaklı meydana gelen kaza tiplerinden en şiddetlisi ise malzemeyi almaya çalışırken malzemenin işçinin eline düşmesidir. Bu kaza tipi, kaza başına 35 günlük iş kaybına neden olmuştur.

Tablo 4. Montaj işleminden kaynaklanan kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	Montaj sırasında elin sıkıştırılması	3	50	16,67
2	Çekicinin ele vurulması ile oluşan yaralanma	3	2	0,67
3	Montaj sırasında elin kesilmesi	1	20	20,00
4	Malzemeyi almaya çalışırken malzemenin elinin üstüne düşmesi	2	70	35,00
5	Parmağın kırılması	1	30	30,00
6	Boru de-montajı sırasında borunun ele çarpması	1	2	2,00
7	Boru montajı sırasında borunun parmağın üstüne düşmesi	2	13	6,50
8	HVAC montajı sırasında parmağın sıkıştırılması	1	1	1,00
9	Boru montajı sırasında parmağın sıkıştırılması	1	7	7,00
10	Boru de-montajı sırasında parmağın sıkıştırılması	1	15	15,00
11	Parmağın boruların arasına sıkıştırılması	2	5	2,50
12	Cıvatayı sıkarken, anahtarın işçinin kaşına çarpması	1	7	7,00
13	Montaj sırasında göze cüruf kaçması	1	0	0,00
14	Cıvata sıkarken parmağın göze çarpması	1	2	2,00
15	Kablo montajı sırasında kolun incinmesi	1	9	9,00
16	Cıvata sıkarken belin incinmesi	1	0	0,00
17	Boru montajı sırasında göze çapak kaçması	6	2	0,33
18	Montaj sırasında parmağın sıkıştırılması	2	9	4,50
19	Boru montajı sırasında elin sıkıştırılması	1	5	5,00
20	Boru montajı sırasında borunun kafaya çarpması	1	0	0,00
21	Çekiçle ayağa vurma sonucu incinme	1	1	1,00

3.3.5 Vinç Hareketlerinden Kaynaklanan Kazalar

Gemi inşaatı sürecinde, iş istasyonları arasında sürekli olarak bir malzeme akışı gerçekleşmektedir. Ağır malzemeler, vinçlerle kaldırılır ve taşınır. Bu taşıma işlemleri sırasında Tablo 5'te belirtilen bir takım kazalar meydana gelmektedir. Vinç hareketlerinden kaynaklanan kazalar arasında en sık olanı 1 numara ile temsil edilen vinçle malzeme kaldırılırken malzemenin düşmesinden kaynaklanan yaralanmalardır. Meydana gelen en şiddetli kaza ise, 10 numara ile temsil edilen ve kaza başına 29 günlük iş kaybına neden olan kazadır. Bu kazada, vinçle merdivenler taşınırken merdivenlerin kayması sonucu yaralanmalar meydana gelmiştir.

Table 5. Vinç hareketlerinden kaynaklanan kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	Malzemenin vinçle kaldırılırken düşmesi	5	57	11,4
2	Malzeme taşınırken vinten kayması ve işçinin omzuna arpması	2	8	4
3	Parmağını vinç platformuna sıkıştırması	1	0	0
4	Borunun taşıma sırasında kayması ve işçiyi yaralaması	1	10	10
5	Sac taşınırken işçinin sırtına arpması	2	14	7
6	Borunun taşıma sırasında kayması ve işçinin parmağını ezmesi	1	0	0
7	Sa vinçle kaldırılırken sırta arpma	2	6	3
8	Borunun taşıma sırasında kayması ve parmağı kesmesi	1	9	9
9	Malzemeyi vince bağlarken parmağın kilite sıkıştırılması	1	0	0
10	Merdivenlerin taşınması sırasında merdivenlerin kayması ve işçinin parmağını kırması	1	29	29
11	Sa taşınırken işçinin eline arpması	1	2	2

3.3.6 İşçinin Malzeme Elleçlemesi Sırasında meydana Gelen Kazalar

Gemi inşaatında, vinçlerle taşınması gereken ağır malzemelerin yanında işçilerin herhangi bir taşıma aracı kullanmadan taşıyabileceği hafiflikte malzemeler de vardır. İşçilerin malzemeleri taşınması sırasında bir takım kazalar meydana gelebilmektedir. Bu kazalar Tablo 6'da gösterilmektedir. İşçinin malzemeyi taşınması sırasında malzemenin işçinin ayağına düşmesi bu kaza grubu içinde en sık görülen kazadır. Kaza şiddeti açısından en büyük olanı ise, kaza başına 10 günlük iş kaybına neden olan ve 4 numara ile temsil edilen kazadır. Bu kaza, sacların kesilmesi sonucu ortaya çıkan firelerin fire toplama kutusuna boşaltılması sırasında meydana gelen elin kesilmesi olayıdır.

Tablo 6. İşçinin malzeme taşıması sırasında meydana gelen kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	Malzeme taşınırken malzemenin işçinin eline düşmesi ve elin ezilmesi	1	1	1,00
2	Malzemenin işçinin omzuna düşmesi	1	2	2,00
3	Malzeme taşıması sırasında işçinin belinin incinmesi	3	5	1,66
4	Firenin fire toplama kutusuna boşaltılması sırasında işçinin elini kesmesi	1	10	10,00
5	Taşıma sırasında işçinin kayması ve incinme	1	1	1,00
6	Taşıma sırasında malzemenin işçinin ayak bileğine düşmesi	1	2	2,00
7	Taşıma sırasında malzemenin işçinin ayağına düşmesi	3	4	1,33
8	Aynı yerde çalışan diğer işçinin malzemeyi arkadaşının ayağına düşürmesi	1	1	1,00
9	Aynı yerde çalışan diğer işçinin malzemeyi arkadaşının sırtına düşürmesi	1	2	2,00
10	Fire toplama kutusunu boşaltırken, malzemenin sıçraması ve işçinin kaşına çarpması	1	1	1,00
11	Varilleri istiflerken işçinin düşmesi	1	0	0,00
12	El arabasını kullanırken el bileğinin burkulması	1	7	7,00
13	Malzeme taşırken, işçinin ayağını köşebente çarpması	1	3	3,00
14	Malzeme taşırken el bileğinin incinmesi	1	3	3,00
15	İskele de-montajı sırasında iskele parçasını taşırken elin kesilmesi	1	5	5,00

3.3.7 İşçinin Hareketlerinden Kaynaklanan Kazalar

İşgücü, malzeme ile birlikte bir üretim sistemini oluşturan ana öğelerden biridir. Doğal olarak işçiler, üretim sistemi içerisinde hareket etmektedirler. Bu hareketler sırasında, bazı kazalar meydana gelebilmektedir. Bu kazalar genel olarak, kayma, düşme, burkulma gibi kazalardır. Bu kazalar, Tablo 7’de özetlenmiştir. Buna göre, işçinin hareketlerinden kaynaklanan en sık görülen kaza tipi 2 numara ile temsil edilen işçinin kayması ve düşmesidir. Bu tip kaza, üç yıl içerisinde 7 defa tekrarlanmıştır. Yine bu tip kaza, kaza başına 10,86 günlük iş kaybına neden olmakta ve bu grup içindeki en şiddetli kaza tipini oluşturmaktadır.

Tablo 7. İşçinin hareketlerinden kaynaklanan kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	İşçinin ayağının açıklığa düşmesi	4	13	3,25
2	İşçinin kayması ve düşmesi	7	76	10,86
3	İşçinin malzemeye takılıp düşmesi	5	37	7,40
4	İşçinin yürürken kafasını çarpması	2	0	0,00
5	İşçinin ayak bileğini burkması	2	4	2,00
6	İşçinin kaval kemiğini profile çarpması	1	0	0,00
7	İşçinin ayağını köşebente çarpması	1	2	2,00
8	Baş dönmesi sonucu, işçinin kaval kemiğini profile çarpması	1	5	5,00
9	İşçinin yürürken parmaklarını köşebente çarpması ve kesilmesi	1	10	10,00
10	İşçinin omzunu merdivene çarpması	1	3	3,00

3.3.8 İşçinin Yüksekten Düşmesinden Kaynaklanan Kazalar

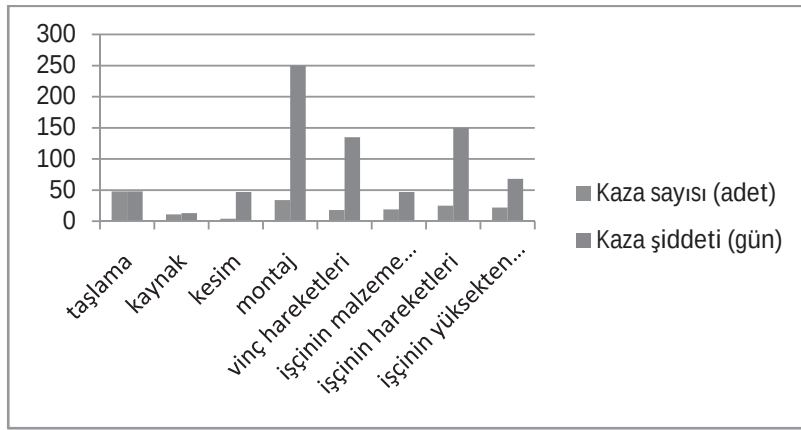
Gemi inşaatı sürecinde, işçiler blokları boyama veya kaynak işlemleri gibi işler için yüksekte çalışmak zorunda kalabilirler. Böyle bir çalışma ortamında, Tablo 8’de belirtilen kazalar meydana gelmektedir. Bu kaza tipinde en sık meydana gelen kaza tipi üç yılda 8 defa tekrarlanan işçinin blok üzerindeyken ayağının kayması ve yere düşmesidir. Bu grup içerisinde en şiddetli olan kaza tipi, kaza başına 9 günlük iş kaybına neden olan işçinin iskelede çalışırken yerdeki bisikletin üzerine düşmesidir.

Tablo 8. İşçinin yüksekte düşmesinden kaynaklanan kazalar

Kaza no.	Kaza nedeni	Kaza sayısı	İş kaybı (gün)	Ortalama iş kaybı (gün)
1	İşçinin ayağının kayması ve bloktan düşme	8	28	3,50
2	İskelenin yeterince sabitlenmemesinden dolayı işçinin düşmesi	3	4	1,33
3	İşçinin balast tankına düşmesi	1	2	2,00
4	Yetersiz aydınlatma nedeniyle düşme	3	3	1,00
5	İşçinin merdivene çıkarken kayması ve düşmesi	2	1	0,50
6	Merdivenden inerken, işçinin kayması ve düşmesi	1	7	7,00
7	Merdivene çıkarken işçinin ayak bileğini burkması	1	0	0,00
8	İşçinin iskelede çalışırken yerde duran bisikletin üzerine düşmesi	1	9	9,00
9	Merdivenin kayması ve işçinin düşmesi	2	14	7,00

3.4 Kazaların Değerlendirilmesi

Yukarıda, ilgili tersaneden elde edilen ve üç yıllık bir süre içerisinde meydana gelen kazaların detaylı incelemesi yapılmıştır. Genel olarak bakmak gerekirse, bu üç yıllık periyot içerisinde, en sık meydana gelen kaza tipi, 48 defa meydana gelen taşlamadan kaynaklanan kazalardır. Bununla birlikte, bu süre içerisinde meydana gelen kaza tiplerinde en şiddetlisi ise toplamda 250 günlük iş kaybına neden olan montaj işleminden kaynaklanan kazalardır. Bu durumda, tersane yönetimi, montaj işlemlerinden kaynaklanan kazaların önüne geçebilmek için bazı tedbirleri almalıdır. Montaj işlemlerinden kaynaklanan kazalarda, el ve parmakların sıkıştırılmasından kaynaklanan yaralanmalar söz konusudur. Dolayısıyla, tersane yönetimin, montaj işleminde çalışan işçileri daha dikkatli olmaları konusunda uyarmalı hatta gerekirse eğitimler vermelidir. Şekil 1, tersane içerisinde üç yıl içinde meydana gelen kazaların gerçekleşme sıklıklarını ve şiddetlerini göstermektedir.



Şekil 1. Kazaların tekrarlanma sayıları ve şiddetleri (3 yıl içinde)

4. Sonuçlar

Kaza istatistiklerinin değerlendirilmesi sonucunda, taşlama kaynaklı kazaların en sık görülen kaza tipi olduğu görülmektedir. Bu kaza tipi içerisinde en sık görülen kaza tipi ise, göze çapak kaçmasıdır. Diğer taraftan, tersane içerisinde üç yıl içerisinde meydana gelen kazalardan en şiddetlisi ise montaj işleminden kaynaklanan kazalardır. Dolayısıyla, tersane yönetiminin dikkatini bu tip kazalara yoğunlaştırması gerekmektedir. Bazı basit tedbirlerle bu kazaların oluş sıklığı veya şiddeti azaltılabilir. Örneğin, taşlama kaynaklı kazaların yaklaşık olarak %92'si taşlama işlemi sırasında göze çapak kaçmasıdır. Bazı koruyucu gereçlerin kullanılmasıyla (gözlük) ve işçilerin bu koruyucu gereçleri takıp takmadığı sıkı bir şekilde kontrol edilirse bu kazalar dikkate değer biçimde azaltılabilir. Bununla birlikte, montaj işinde çalışan işçilere, sıkışma kazalarına karşı alınması gereken tedbirler sürekli olarak hatırlatılmalı, dikkatlerinin en üst düzeyde tutulmasına çalışılmalıdır.

Kaynaklar

- [1] Tezdogan, T. ve Taylan, M.: “Tersanelerde iş kazalarının istatistiki olarak incelenmesi”, Gemi ve Deniz Teknolojisi, No. 180, p.10-16, 2009.
- [2] Türkiye Cumhuriyeti Cumhurbaşkanlığı, Devlet Denetleme Kurulu, Tersanecilik sektörü ile iş sağlığı ve güvenliği açısından Tuzla tersaneler bölgesinin incelenmesi ve değerlendirilmesi hakkında, 2008. <http://www.tccb.gov.tr/ddk/ddk25.pdf>
- [3] Chengbing H, and Yujiong G.: “Fault statistics and mode analysis of steam-induced vibration of steam turbine based on FMEA method”, Journal of Computers, Vol. 6, No. 10, p.2098-2103, 2011.
- [4] Shirouyehzad H, Dabestani R, and Badakhshian M.: “The FMEA approach to identification of critical failure factors in ERP implementation”, International Business Research, Vol. 4, No. 3 , p. 254-263, 2011.
- [5] Radvanska A.: “Abrasive waterjet cutting technology risk assessment by means of failure modes and effect analysis method”, Technical Gazette, Vol. 17, No. 1, p. 121-128, 2010.
- [6] Eunchang L, Yongtae P, and Jong G. S: “Large engineering project risk management using a Bayesian belief network”, Expert Systems with Applications, Vol. 36, p. 5880-5887, 2009.
- [7] Duffey M. R, and Van Dorp J. R: “Risk analysis for large engineering projects: modeling cost uncertainty for ship production activities”, Journal of Engineering Valuation and Cost Analysis, Vol. 2, No. 4, p. 285-301, 1999.
- [8] Yao H. L, Chun G, Lin S. Z, Bai J. X, and Sun H. X.: “Application of analytic hierarchy process (AHP) in shipyard Project investment risk recognition”, Canadian Social Science, Vol. 5, No. 5, p. 17-25, 2009.
- [9] Bakacak M.: “Gemi inşa ve onarım faaliyetlerinde meydana gelen kazaların analizi”, Yüksek lisans tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü, İzmir, Türkiye 2007.
- [10] Buksa T, Pavletic D, and Sokovic M.: “Shipbuilding pipeline production quality improvement”, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, Vol. 40, No. 2, p. 160-166, 2010.

TERSANE BAŞLANGIÇ YERLEŞİMİNİN OLUŞTURULMASI

Mustafa KAFALI¹, Murat ÖZKÖK²

ÖZET

Son yıllarda, gemi inşaatı sektöründe zorlu rekabet koşulları ortaya çıkmıştır. Bu koşullarda, rekabet gücünü koruyabilmek için, tersaneyi oluşturan tesislerin yerleşiminin efektif bir şekilde gerçekleştirilmesi veya değiştirilmesi gerekmektedir. Bunu yapabilmek için, uygun ve rasyonel bir başlangıç tesis yerleşiminin yaratılması şarttır. Uygun bir başlangıç tesis yerleşiminin belirlenmesi, optimum tesis yerleşiminin bulunmasının ön şartını oluşturmaktadır ve nihai tesis yerleşiminin kısa süre içerisinde belirlenebilmesini sağlamaktadır. Başlangıç tesis yerleşiminin belirlenmesinde kullanılan en önemli ve yaygın yöntemlerden biri ilişki diyagramlarıdır. Bu çalışmada, ilişki diyagramları kullanılarak, başlangıç tersane tesis yerleşiminin bulunması ve elde edilen bu yerleşimin tersane üretim planlamacıları için optimum tersane yerleşimini belirlemede bir başlangıç noktası oluşturulması amaçlanmaktadır.

Anahtar kelimeler: Başlangıç yerleşimi, Tersane, İlişki diyagramları, İş istasyonları, Blok yapısı.

1.Giriş

Günümüzde, imalat endüstrisinde, değişken müşteri istekleri, kısa ürün ömürleri ve artan rekabet gibi ana değişimler yaşanmaktadır [1]. Sıkı rekabet koşulları şirketleri efektif bir şekilde çalışmaya zorlamaktadır. Etkili ve verimli çalışmak, özellikle global endüstri alanlarında rekabetçi gücü koruyabilmek adına son derece önemlidir. Şirketler üretim sistemlerinde etkili ve verimli çalışma koşullarını malzeme ve süreç akışlarını iyileştirerek sağlayabilirler.

¹Arş.Gör., K.T.Ü Sürmene Deniz Bilimleri Fak., Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh. Bölümü, 61530 Çamburnu, Trabzon, Tel: 0462 752 28 05, Faks: 0462 752 21 58, e-mail: mustafakafali@outlook.com

² Öğr.Gör.Dr., K.T.Ü Sürmene Deniz Bilimleri Fak., Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh. Bölümü, 61530 Çamburnu, Trabzon, Tel: 0462 752 28 05, Faks: 0462 752 21 58, e-mail: muratozkok@ktu.edu.tr

Bir üretim sistemi içerisinde, birçok iş istasyonu vardır ve her biri nihai ürünün üretilmesinde belirli fonksiyonlara sahiptirler. Nihai ürün üretilirken, söz konusu istasyonlar arasında malzeme akışı söz konusu olmaktadır. Dolayısıyla, her bir iş istasyonu bir diğeriyle veya diğerleriyle belirli bir ilişki içersindedir. İstasyonlar arasındaki bu ilişkiler iş istasyonlarının yerleşim düzenini belirlemektedir. Tesis yerleşim probleminin amacı, üretim sistemi üzerindeki tesislerin uygun lokasyonlara yerleştirmektir [2] ve aynı zamanda da uygun güvenli çalışma şartlarını oluşturmaktır [3]. Tesis yerleşimindeki en büyük problem, hangi iş istasyonunun hangisiyle yakın olacağının belirlenmesidir [4]. Bir ilişki diyagramı, iş istasyonlarının birbirlerine göre yakınlık ilişkisini gösteren bir tablodur [5]. Üç tip ilişki diyagramı vardır: Akış ilişki diyagramı, aktivite ilişki diyagramı ve birleştirilmiş ilişki diyagramı. Akış ilişki diyagramı, malzeme akış miktarından oluşturulur. Malzeme akış miktarı bir 'from-to' tablosuyla temsil edilebilir ki bu aynı zamanda bir malzeme akış matrisi olarak da adlandırılır. Bu matris, iş istasyonları arasındaki elleçlenen malzeme geçişlerinin miktarını belirtir [6].Malzeme akışı, iş istasyonlarının birbirlerine göre yakınlık ilişkilerinin belirlenmesinde tek başına etkili değildir. Malzeme akışlarının yanı sıra, iş istasyonları arasında servis ve destek hizmetleri gibi faaliyetler de söz konusudur.Bu iki tip ilişki, anlamlı bir şekilde birleştirilmeli ve sonuçta birleştirilmiş ilişki diyagramı oluşturulmalıdır[7].İlişki diyagramları için, yakınlık sınıflaması kullanılmaktadır. Bu sınıflamalar, iş istasyonlarının birbirlerine göre yakınlık derecelerini belirler [8] ve genellikle A, E, I, O, U, X şeklinde sembolize edilirler [9] ve uygun bir sayısal değere sahiptirler [10]. "A" İlgili iş istasyonlarının kesinlikle birbirine yakın olmasını, "E" özellikle yakın olmasını, "I" yakın olmasının önemli olduğu, "O" yakınlık derecesinin sıradan olduğunu, "U" yakınlığı veya uzaklığının önemsiz olduğunu, "X" birbirine yakın olmasının istenmediğini temsil eder.

Yakınlık sınıflamaları için çeşitli derecelendirme sistemleri vardır. Dutta ve Sahu [11] ile Rosenblatt [12] A=6, E=5, I=4, O=3, U=2, X=1 şeklinde bir derecelendirme sistemi kullanmıştır. Matulja ve diğerleri [13] A=5, E=4, I=3, O=2, U=1, X=0 şeklinde bir derecelendirme sistemi kullanmıştır.

2.Yöntem

Bu çalışmada [7]' de bahsedilen yöntemin tersane üretim sistemine uygulaması yapılacaktır. Buna göre, ilk aşamada, üretilecek olan ürün belirlenecek, 2. aşamada ise ürün kırılım yapısı oluşturulacaktır. 3. aşamada iş istasyonları tanımlanacak, 4. aşamada iş istasyonları arasındaki malzeme geçiş miktarları, 5. aşamada malzeme transfer parti miktarları belirlenecektir. 6. aşamada, istasyonlar arasındaki taşıma sayıları belirlenerek 7. aşamada akış ilişki diyagramı ortaya çıkarılacaktır. 8.aşamada, servis gereksinimleri belirlenecek, 9. aşamada ise aktivite ilişki diyagramı oluşturulacaktır.10.aşamada, birleştirilmiş ilişki diyagramı meydana getirilecek, 11.aşamada değerlendirme yapılacak ve son aşamada ise tersane başlangıç yerleşimi oluşturulacaktır.

3. Uygulama

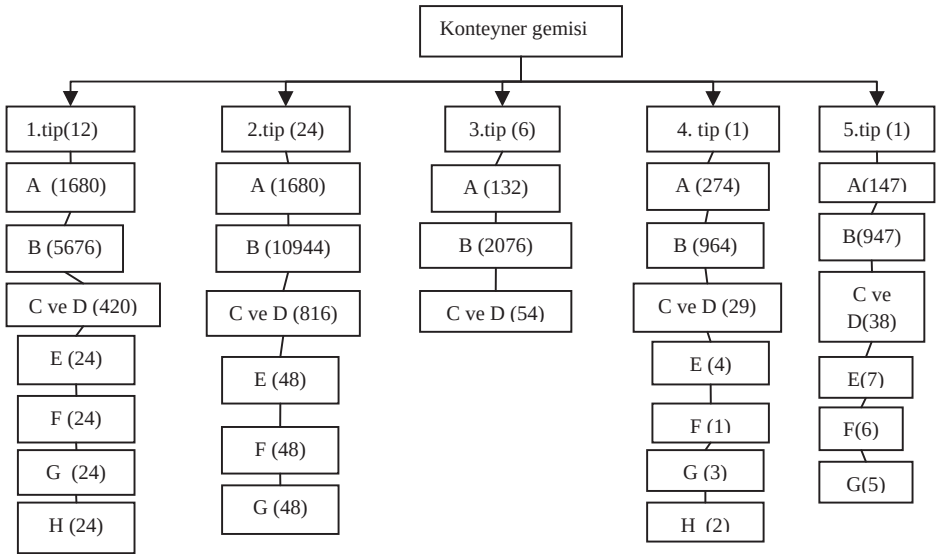
Bu çalışmada, gerçek bir tersane üretim sistemi ele alınmıştır. Çalışma, Türkiye'de konumlu bir tersanenin üretim süreçleri dikkate alınarak hazırlanmıştır.

3.1 Üretilecek olan ürünün belirlenmesi (Aşama 1):

Bu çalışmada, 150 metre uzunluğa ve 24 metre genişliğe sahip olan bir konteyner gemisi ele alınmış ve tersane üretim sistemini oluşturan iş istasyonlarının yerleşimi konteyner gemisinin üretimini yapacak şekilde yerleşimi yapılmıştır.

3.2 Ürün kırılım yapısı (Aşama 2)

Bu çalışmada ele alınan konteyner gemisinde, 12 adet çift dip, 24 adet yan duvar, 6 adet perde, 1 adet baş ve 1 adet kış blok bulunmaktadır. Gemi üretimi yapılırken, bazı üretim aşamaları gerçekleştirilir. Her bir üretim aşaması, blok yapısının belirli bir yapısını temsil eder. Buna göre; tek profil parça A, tek saç parça B, küçük montaj C, alt montaj D, düz panel E, düz elemanlı panel F, ana alt montaj G, eğimli panel montaj H, alt blok montaj J ve blok montaj K harfleri ile sembolize edilir. Şekil 1, bir konteyner gemisinin ürün kırılım yapısını göstermektedir. 1. tip blok çift dip, 2. tip blok yan duvar, 3. tip blok perde, 4. tip blok baş ve 5. tip blok ise kış bloğu temsil etmektedir. Bununla birlikte bloklar, farklı yapıdaki parça ve yapılardan oluşmaktadır. Örneğin, çift dip blokları 1680 adet profil, 5676 adet tekil saç parça, 420 adet küçük ve alt montaj, 24 adet ana alt montaj grubundan oluşmaktadır. Bu yapılar kaynak ile birleştirilerek çift dip bloklarını oluştururlar. Son olarak, bütün bloklar kızak üstünde montaj işlemleri yapılarak konteyner gemisini oluşturur.



Şekil 1. Konteyner gemisinin ürün kırılım yapısı

3.3 İş istasyonlarının tanımlanması (Aşama 3)

Bu çalışmada ele alınan konteyner gemisinin üretiminde 16 adet istasyon bulunmaktadır. Bu istasyonlar ; kenar kesim (I1), Kenar temizleme ve sıralama (I2), Panel imalat (I3), Panel kesim (I4), Profil punto kaynak (I5), Profil gazaltı kaynak (I6), Döşek punto kaynak (I7), Döşek gazaltı kaynak (I8), Taşlama (I9), Profil kesim (I10), Profil eğim (I11), Nest kesim (I12), Ön imalat (I13), Jig (I14), Saç eğim (I15) ve Blok montaj (I16) istasyonlarıdır.

3.4 ‘From-to’ tablosu (Aşama 4)

Bu aşamada, iş istasyonları arasındaki malzeme akış miktarı bulunur. Buna göre, I1-I2 ve I2-I3 arasında 427; I3-I4, I4-I5 ve I5-I6 arasında 83; I5-I10 arasında 1351; I5-I12 arasında 1261; I6-I7 arasında 76; I6-I9 arasında 1; I7-I8 arasında 80; I7-I12 arasında 726; I7-I13 arasında 890; I8-I9 arasında 80; I9-I16 arasında 87; I10-I11 arasında 1210; I10-I13 arasında 1304; I10-I16 arasında 48; I11-I14 arasında 1210; I12-I13 arasında 12453; I12-I14 arasında 1008; I12-I15 arasında 180; I12-I16 arasında 4792; I13-I14 arasında 192; I13-I16 arasında 275; I14-I15 arasında 130; I14-I16 arasında 26 ve I15-I16 arasında 48 adet parça transferi yapılmaktadır.

3.5 Malzeme transfer parti miktarının belirlenmesi (Aşama 5)

Malzeme transfer parti miktarı, iş istasyonları arasında tek seferde taşınabilecek olan parça sayısını ifade etmektedir. Dolayısıyla transfer miktarları, taşıyıcının kapasitesine bağlı olan bir parametredir. Buna göre, I1-I2 ve I2-I3 arasında 1; I3-I4, I4-I5 ve I5-I6 arasında 1; I5-I10 arasında 10; I5-I12 arasında 20; I6-I7 arasında 1; I6-I9 arasında 1; I7-I8 arasında 1; I7-I12 arasında 20; I7-I13 arasında 1; I8-I9 arasında 1; I9-I16 arasında 1; I10-I11 arasında 10; I10-I13 arasında 10; I10-I16 arasında 10; I11-I14 arasında 20; I12-I13 arasında 20; I12-I14 arasında 20; I12-I15 arasında 20; I12-I16 arasında 40; I13-I14 arasında 1; I13-I16 arasında 2; I14-I15 arasında 2; I14-I16 arasında 1 ve I15-I16 arasında 2 adet parça tek seferde taşıma araçlarıyla transfer edilebilmektedir.

3.6 Frekans tablosu (Aşama 6)

Frekans, iş istasyonları arasındaki taşıma operasyonlarının sayısı olarak ta ifade edilebilmektedir. Buna göre, I1-I2 ve I2-I3 arasında 427; I3-I4, I4-I5 ve I5-I6 arasında 83; I5-I10 arasında 136; I5-I12 arasında 64; I6-I7 arasında 76; I6-I9 arasında 1; I7-I8 arasında 80; I7-I12 arasında 37; I7-I13 arasında 890; I8-I9 arasında 80; I9-I16 arasında 87; I10-I11 arasında 122; I10-I13 arasında 131; I10-I16 arasında 5; I11-I14 arasında 61; I12-I13 arasında 623; I12-I14 arasında 51; I12-I15 arasında 9; I12-I16 arasında 120; I13-I14 arasında 192; I13-I16 arasında 138; I14-I15 arasında 65; I14-I16 arasında 26 ve I15-I16 arasında 24 adet taşıma operasyonu gerçekleşmektedir.

3.7 Akış ilişki diyagramı (Aşama 7)

Önceki bölümlerde, ilişki diyagramları oluşturulurken 6 adet yakınlık sınıflaması kullanıldığından bahsedilmişti. Bu çalışmada, A, E, I, O ve U sınıflaması kullanılacaktır. Akış ilişki diyagramı belirlenirken sayılar yerine yakınlık sınıflaması kullanılmaktadır. Dolayısıyla, sayıları yakınlık reytinglerine dönüştürmek gerekmektedir. Burada, 0-40 arasındaki frekanslar “U”, 41-80 arası frekanslar “O”, 81-120 arası frekanslar “I”, 121-160 arası frekanslar “E” ve son olarak 161 ve üzerisi “A” sınıflaması olarak tanımlanacaktır. Bu şekilde akış ilişki diyagramı oluşturulacaktır. Tablo 1, akış ilişki diyagramını göstermektedir.

Tablo 1. Akış ilişki diyagramı

	I1	I2	I3	I4	I5	I6	I7	I8	I9	I10	I11	I12	I13	I14	I15	I16
I1	X	A	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I2		X	A	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I3			X	I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I4				X	I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I5					X	I	U	U	U	E	U	O	U	U	U	U
I6						X	O	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I7							X	O	U	U	U	U	A	U	U	U
I8								X	O	U	U	U	U	U	U	U
I9									X	U	U	U	U	U	U	I
I10										X	E	U	E	U	U	U
I11											X	U	U	O	U	U
I12												X	A	O	U	I
I13													X	A	U	E
I14														X	O	U
I15															X	U
I16																X

3.8 Sebeplerin belirlenmesi (Aşama 8)

Aktivite ilişki diyagramını oluştururken, yerleşimi etkileyebilecek olan bazı servis sebepleri tanımlanır. Aktivite ilişki diyagramında etkili olabilen bazı sebepler şunlardır: İlgilenilen alanlar (1) ile, uygunluk (2) ile, gürültü-rahatsızlık (3) ile, aydınlatma (4) ile, ortak noktadan alım (5) ile, ekipman hareketi (6) ile gösterilmektedir.

3.9 Aktivite ilişki diyagramı (Aşama 9)

Tablo 2, iş istasyonlarının birbirlerine göre olması gereken konumları sunulan hizmetler ve diğer başka nedenler açısından göstermektedir. Diğer bir ifadeyle aktivite ilişki diyagramını göstermektedir. Buna göre, örneğin, I6 ve I9 istasyonları ekipmanların hareketi açısından birbirlerine göre “E” yakınlık değerinde birbirine yakın olmalıdır. I7 ve I13 istasyonları ilgilenilen alanlar açısından birbirlerine göre yine “E” derecesinde yakın olmalıdırlar.

Tablo 2. Aktivite ilişki diyagramı

	I1	I2	I3	I4	I5	I6	I7	I8	I9	I10	I11	I12	I13	I14	I15	I16
I1	X	A/2	U	U	U	U	U	U	U	I/6	U	I/6	U	U	U	U
I2		X	A/2	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I3			X	A/2	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I4				X	A/2	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I5					X	A/2	U	U	U	I/5	U	I/5	U	U	U	U
I6						X	A/2	U	E/6	U	U	U	U	U	U	U
I7							X	A/2	U	U	U	I/6	E/1	U	U	U
I8								X	A/2	U	U	U	U	U	U	U
I9									X	U	U	U	U	U	U	E/6
I10										X	E/1	U	O/5	U	U	O/5
I11											X	U	U	O/2	U	U
I12												X	A/6	O/2	O/2	O/2
I13													X	O/1	U	O/6
I14														X	I/2	I/6
I15															X	O/6
I16																X

3.10 Birleştirilmiş ilişki diyagramı (Aşama 10)

İş istasyonlarının birbirlerine göre konumları belirlenirken, akış ilişki diyagramının yanında aktivite ilişki diyagramını da göz önüne almak gerekmektedir. Bu iki ilişki diyagramı, anlamlı bir şekilde birleştirilerek ilişki diyagramı elde edilmelidir. Tablo 3, iş istasyonları arasındaki yakınlık sınıflaması ile bunlara karşılık gelen sayısal değerleri göstermektedir. Örneğin, I3 ve I4 iş istasyonları arasındaki yakınlık ilişkisi, akış diyagramına göre “A” iken, aktivite diyagramına göre yakınlık ilişkisi “I”’dir. Önceki bölümlerde bahsedildiği gibi, yakınlık sınıflamasına karşılık gelen sayısal değerler vardır. Buna göre, “A” yakınlık reytingine karşılık gelen sayısal değer 4, “I” reytingine karşılık gelen değer ise 2 olarak ele alınmıştır. Tersane yerleşimi belirlenirken, akış ilişki diyagramının etkisi 3 olarak kabul edilirken, buna karşılık aktivite ilişki diyagramının etkisi 1 olarak kabul edilmiştir. Diğer bir ifadeyle, yerleşime malzeme akışı, aktiviteye göre 3 kat daha fazla etki etmektedir. Her iki etki de toplanarak birleşik etki hesaplanır.

Tablo 3. İlişki diyagramlarının birleşik etkisi

Oran 3'e 1			
İstasyon çifti	Akış	Aktivite	Birleşik etki
I1-I2	A→4	A→4	16
I1-I10	U→0	I→2	2
I1-I12	U→0	I→2	2
I2-I3	A→4	A→4	16
I3-I4	A→4	I→2	14
I4-I5	I→2	A→4	10
I5-I6	I→2	A→4	10
I5-I10	E→3	I→2	11
I5-I12	O→1	I→2	5
I6-I7	O→1	A→4	7
I6-I9	U→0	E→3	3
I7-I8	O→1	A→4	7
I7-I12	U→0	I→2	2
I7-I13	A→4	E→3	15
I8-I9	O→1	A→4	7
I9-I16	I→2	E→3	9
I10-I11	E→3	E→3	12
I10-I13	E→3	O→1	9
I10-I16	U→0	O→1	1
I11-I14	O→1	O→1	4
I12-I13	A→4	A→4	16
I12-I14	O→1	O→1	4
I12-I15	U→0	O→1	1
I12-I16	I→2	O→1	7
I13-I14	A→4	O→1	13
I13-I16	E→3	O→1	10
I14-I15	O→1	I→2	5
I14-I16	U→0	I→2	2
I15-I16	U→0	O→1	1

Birleştirilmiş ilişki diyagramını oluşturabilmek için, Tablo 3'deki nümerik değerler yakınlık reytinglerine dönüştürülmelidir. Buna göre, 1-2 arası "U", 3-6 arası "O", 7-10 arası "I", 11-13 arası "E" ve 14'ün üstü "A" yakınlık reytingi olarak kabul edilecektir. Tablo 4, birleştirilmiş ilişki diyagramını göstermektedir.

Tablo 4. Birleştirilmiş ilişki diyagramı

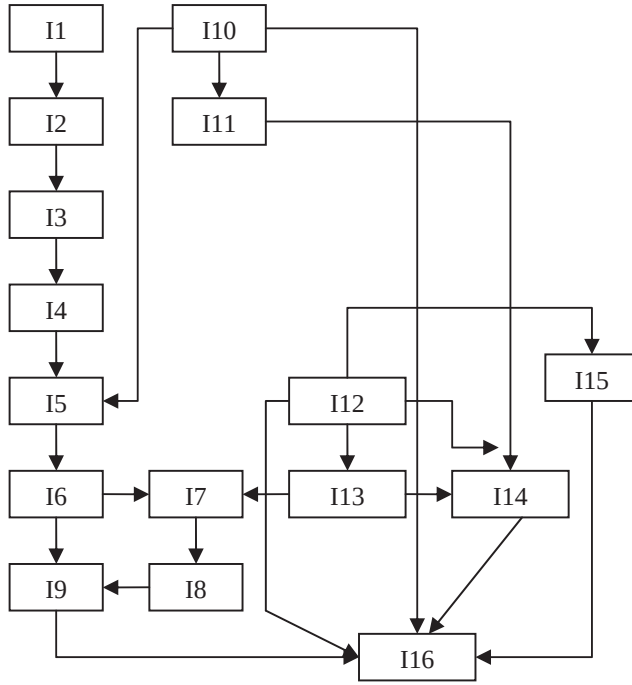
	I1	I2	I3	I4	I5	I6	I7	I8	I9	I10	I11	I12	I13	I14	I15	I16
I1	X	A	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I2		X	A	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I3			X	A	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I4				X	I	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U	U
I5					X	I	U	U	U	E	U	O	U	U	U	U
I6						X	I	U	O	U	U	U	U	U	U	U
I7							X	I	U	U	U	U	A	U	U	U
I8								X	I	U	U	U	U	U	U	U
I9									X	U	U	U	U	U	U	I
I10										X	E	U	I	U	U	U
I11											X	U	U	O	U	U
I12												X	A	O	U	I
I13													X	E	U	I
I14														X	O	U
I15															X	U
I16																X

3.11 Değerlendirme (Aşama 11)

I1-I2, I2-I3, I3-I4, I7-I13 ve I12-I13 istasyonlarının yakınlık derecesi “A”, I5-I10, I10-I11ve I13-I14 istasyonlarının yakınlık derecesi “E”, I4-I5, I5-I6, I6-I7, I7-I8, I8-I9, I9-I16, I10-I13, I12-I16 ve I13-I16 istasyonlarının yakınlık derecesi “I”, I5-I12, I6-I9, I11-I14, I12-I14 ve I14-I15 istasyonlarının yakınlık derecesi “O” olarak değerlendirilmektedir.

3.12 Başlangıç tesis yerleşimi (Aşama 12)

Aşama 10 ve 11 dikkate alınarak, tersane başlangıç yerleşim düzeni oluşturulur. Bu, daha önce de belirtildiği gibi nihai bir yerleşim düzeni değildir. Sadece, planlamacılar için nihai çözüme ulaşmada, uygun bir başlangıç noktası sağlamaktadır. Şekil 2, tersane başlangıç yerleşim düzenini göstermektedir.



Şekil 2. Tersane başlangıç yerleşim düzeni

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, bir tersane üretim sistemi ele alınmıştır. Bu üretim sisteminde, bir konteyner gemisinin üretiminin yapılacağı düşünülmüştür. Çalışmada, iş istasyonlarının başlangıçta birbirlerine göre nasıl konumlandırılması gerektiği üzerinde durulmuştur. Bunun için bir başlangıç tesis yerleşim düzeni elde edilmeye çalışılmıştır. Çalışmadan elde edilen başlangıç tesis yerleşiminin optimum tersane yerleşim düzenini belirlemede iyi bir başlangıç noktası olduğu düşünülmektedir. Tersane üretim planlayıcılarının bu çalışmada önerilen istasyon konumlarını dikkate almalarını ve optimum tersane çözümü için başlangıç noktası olarak kabul etmeleri önerilmektedir.

Kaynaklar

- [1] Shahin, A., and Poormostafa, M., "Facility layout simulation and optimization: an integration of advanced quality and decision making tools and techniques", *Modern Applied Science*, Vol. 5, No. 4, pp. 95-111, (2011).
- [2] Li, H., and Love, P., "Genetic search for solving construction site-level unequal-area facility layout problems", *Automation in Construction*, 9, pp. 217-226, (2000).
- [3] Mawdesley, M., and Al-Jibouri, S., "Proposed genetic algorithms for construction site layout", *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 16, pp. 501-509, (2003).
- [4] Foulds, L.R., "Techniques for facilities layout: Deciding which pairs of activities should be adjacent", *Management Science*, Vol.29, No.12, pp. 1414-1426, (1983).
- [5] Foulds, L.R., Gibbons, P.B., and Giffin, J.W., "Facilities layout adjacency determination: an experimental comparison of three graph theoretic heuristic", *Operations Research*, Vol. 33, No. 5, pp. 1091-1106, (1985).
- [6] Chan, W.K., and Malmberg, C.J., "A monte carlo simulation based heuristic procedure or solving dynamic line layout problems for facilities using conventional material handling devices", *International Journal of Production Research*, Vol. 48, No.10, pp. 2937-2956, (2010).
- [7] Sonmez, A.I., "Production plant design with applications", Department of Mechanical Engineering, University of Gaziantep, (1998).
- [8] Cimikowski, R., and Mooney, E., "Proximity-based adjacency determination for facility layout", *Computers and Industrial Engineering*, 32 (2), pp. 341-349, (1997).
- [9] Muther, R., "Systematic Layout Planning", Boston, MA: Industrial Education Institute. (1961).
- [10] Aiello, G., and Enea, M., "Fuzzy approach to the robust facility layout in uncertain production environments", *International Journal of Production Research*, Vol.39, No.18, pp.4089-4101, (2001).
- [11] Dutta, K.N., and Sahu, S., "A multigoal heuristic for facilities design problems: MUGHAL", *International Journal of Production Research*, Vol.20, No.2, pp. 147-154, (1982).
- [12] Rosenblatt, M.J., "The facilities layout problem: a multi-goal approach", *International Journal of Production Research*, Vol. 17, No.4, pp. 323-332, (1979).
- [13] Matulja, T., Fafandjel, N., and Zamarin, A., "Methodology for shipyard production areas optimal layout design", *BRODOGRADNJA*, 60 (4), pp. 369-377, (2009).

DALGALARDAN ELEKTRİK ENERJİSİ ELDE ETMEK İÇİN KULLANILAN SİSTEMLERİN İNCELENMESİ

Abdi KÜKNER¹, İlkey Özer ERSELCAN²

ÖZET

Dalga enerjisi dönüştürücüleri, dalgaların yapmış olduğu salınım hareketlerinden faydalanarak elektrik üreten sistemlerdir. Bu sistemler kuruldukları yerlere, hareket tiplerine, sahip oldukları güç dönüştürücülerinin tiplerine ve serbest su yüzeyine nazaran konumlarına göre sınıflandırılabilirler. Çeşitli dalga enerjisi dönüştürücüleri incelenmiş, dalgaların etkisi ile yapmış oldukları hareketler, güç dönüştürücülerinin türleri ve kuruldukları sahalar incelenmiştir. Dalgaların tesiri ile salınım yapan sistemlerin hareketlerinin analizinde ve üzerilerine etki eden kuvvetlerin hesabında potansiyel akım teorisi yaygın olarak kullanılmaktadır. Yapılan inceleme sonucunda bu sistemlerin dizaynına etki eden faktörler belirlenmiştir. Gelecekte yapılacak araştırmaların, dalga enerjisi dönüştürücülerinin diziler halinde çalışırken sahip olacakları performansın analizi ve bu sistemlerin optimizasyonu üzerine yoğunlaşması gerektiği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Dalga enerjisi, dalga enerjisi dönüştürücüleri, salınımlı su sütunu

1. Giriş

Dünyanın elektrik enerjisi ihtiyacının 2/3'ü fosil yakıtlar kullanılarak karşılanmaktadır[1]. Tüketilen fosil yakıt miktarının her geçen yıl artmasıyla çevreye verilen zararlar da artmaktadır. Fosil yakıt tüketiminin çevre üzerindeki olumsuz etkilerinin ortaya çıkmasıyla, son yıllarda elektrik üretiminde çevre dostu olarak tanımlanan yenilenebilir enerji kaynaklarına olan ilgi de artmıştır. Rüzgar, güneş, jeotermal, okyanus akıntıları, gelgit ve dalgalar yenilenebilir enerji kaynakları arasında sayılabilirler.

Dalgalar rüzgarın ve yerçekimi etkisinin denizin serbest yüzeyine uyguladıkları kuvvetler sonucunda oluşan salınım hareketleridir. Dalga Enerjisi Dönüştürücüleri(DED), dalgaların yapmış olduğu ileri-geri ve yukarı-aşağı salınım hareketlerinden faydalanarak elektrik

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 285 64 33, e-posta: kukner@itu.edu.tr

2 Deniz Harp Okulu Komutanlığı, Gemi İnşa Mühendisliği Bölüm Başkanlığı, Tel: 0216 395 26 30-3360, e-posta: ierselcan@dho.edu.tr

üreten sistemlerdir. DED'ler genel olarak hareket sağlayıcı, güç dönüştürücü ve demirleme donanımı olmak üzere üç kısımdan meydana gelmektedirler. Hareket sağlayıcı, dalgalar ile etkileşimde olan, bir veya daha fazla serbestlik derecesinde hareketler yapan ve bu hareketleri güç dönüştürücüsüne aktaran kısımdır. Güç dönüştürücüsü ise, hareket sağlayıcının aktardığı gücü çeşitli dönüşüm yöntemleriyle elektrik enerjisine dönüştürmektedir. Demirleme donanımı da DED'nin bulunduğu yerdeki konumunun sabit kalmasını sağlamakta, ayrıca sistemin yapmış olduğu hareketlerin en iyi enerji akışını sağlayacak düzeyde olmasına yardımcı olmaktadır.

2. Dalga Enerjisi Dönüştürücülerinin Tipleri

Gerçek deniz şartlarında dalgalar rastgele bir yapıya sahiptirler. Bu durum birbirinden farklı çok sayıda DED'nin dizayn edilmesinin başlıca sebebi olmuştur. Dalgalardan elektrik üretmede kullanılan sistemler çalışma prensiplerine, kuruldukları yerlere(kıyı şeridi, sığ su, açık deniz, gibi) güç dönüştürücülerinin çalışma prensiplerine göre sınıflandırılabilirler. Aşağıdaki tabloda bu özellikleri gösteren dalga enerji sistemleri verilmektedir.

Tablo 1. Çeşitli dalga enerjisi dönüştürücüleri

DALGA ENERJİSİ DÖNÜŞTÜRÜCÜLERİ					
Salınım Yapan Su Sütunu		Dalgaların Etkisiyle Salınım Yapan DED'ler		Havuzlu (Aşmalı) DED'LER	
GÜÇ DÖNÜŞTÜRÜCÜLERİNİN TİPİ					
• Hava ile Çalışan Türbin Jeneratör Grubu		• Hidrolik Motor /Jeneratör Grubu • Hidrolik Türbin/Jeneratör Grubu • Doğrusal Jeneratörler		• Alçak Basıncılı Hidrolik Türbin Jeneratör Grubu	
SABİT	YÜZER	YÜZER	BATIK	SABİT	YÜZER
Limpet	Oceanlinx	Aquabuoy	AWS	Tapchan	Wave Dragon
Pico	Ocean Energy Buoy	Ips Buoy	Waveroller	SSG	
Mutriku	Sperboy	Wavebob	Oyster		
	Mighty Whale	Powerbuoy	Biowave		
	Osprey	Seabased Linear Generator			
		L-10			
		Aegir Dynamo			
		Salter's Duck			
		Pelamis			
		McCabe Wave Pump			
		Oceantec DED			
		The Frog/PS Frog			
		Searev			
		Langlee			

2.1. Salınlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücüleri

Salınlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücüleri bir oda içinde yükselip alçalan serbest su yüzeyinin sıkıştırdığı havanın, odanın üst tarafındaki bir açıklığa yerleştirilmiş olan bir türbini çevirmesiyle elektrik üretirler. Hava akımının yönü sürekli değişiyor olmasına

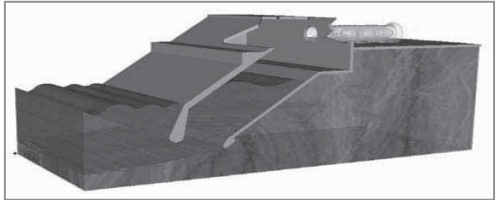
rağmen sistemler daima aynı yönde dönecek şekilde dizayn edilmiş türbinlerle donatılmıştır. Salınlımlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücülerinin kıyıda, dalga kıranların bünyesinde ve sığ sularda kurulmuş olduğu görülmektedir. Yapılarında genellikle beton veya çelik kullanılmaktadır.

İlk prototipi 1991 yılında İskoçya’da inşa edilmiş olan LIMPET(Land Installed Marine Pneumatic Energy Transformer) 75 kW gücünde kıyıda kurulmuş bir salınlımlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu dalga enerjisi dönüştürücüsü bir Wells türbini ile donatılmıştır. Bu sistem bir test alanı olarak 1999 yılına kadar kullanılmış, araştırma projesinin sona ermesiyle devre dışı bırakılmıştır. Bu prototip üzerinde yapılan çalışmalarda sistemin kurulduğu alanın dalga iklimi, türbin ve jeneratör performansı, elektriğin şebekeye aktarımı, sistemin işletilmesi, bakım tutumu ve çevresel şartların sistemin performansı üzerine etkileri ile ilgili veriler toplanmıştır. Bu toplanan veriler ışığında 1999 yılında iki türbinli, toplam 500 kW güce sahip başka bir prototip inşa edilmiş ve araştırmalara bu sistem üzerinde devam edilmiştir[2].

Mutriku, İspanya’nın kuzeyinde bir dalgakırana kurulmuş olan bir salınlımlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu sistem 16 adet Wells türbininden meydana gelmektedir ve 296 kW kurulu güce sahiptir. 2009 yılında faaliyete geçmesi planlanmış olan sistem[3], bazı gecikmelerden dolayı 2011 yılının temmuz ayında faaliyete geçebilmiştir[4]. Sistem bir yıl içinde 600.000 kWh elektrik enerjisi üretmiştir.

Oceanlinx, Avustralya’da dizayn edilmiş olan bir yüzer salınlımlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. 300 kW gücündeki bu sistem bir adet Denniss-Auld türbini ile donatılmış olup 2010 yılının başında sığ sularda kurulumu yapıp elektrik şebekesine bağlanmış, birkaç ay sonra bir fırtınada demirleme donanımının kopması sonucu sürüklenerek batmıştır[5].

Yukarıdaki örneklerin dışında kıyıda kurulan diğer bir salınlımlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücüsü sistemi olarak; Pico, dalgakıranda kurulmuş olana Sakata ve yüzer salınlımlı su sütunu sistemlerine de Mighty Whale ve Sperboy dalga enerjisi dönüştürücüleri örnek olarak verilebilir[6].



Şekil 1. Salınlımlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücüsü

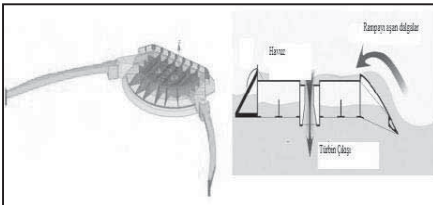
2.2. Havuzlu dalga enerjisi dönüştürücüleri

Havuzlu dalga enerjisi dönüştürücüleri, dalgaların bir rampa üzerinde kırılarak suyun deniz seviyesinden daha yüksekteki bir havuzda toplandığı ve havuzdaki suyun potansiyel enerjisinin elektrik enerjisine dönüştürüldüğü sistemlerdir. Havuzda biriken sular düşük seviye farkıyla(düşük basınç) çalışan türbinleri döndürür ve türbinler de elektrik üretirler.

Tapchan (Tapered Channel Wave Power Device), 1980'lerin başında Norveç'te dizayn edilmiş olan havuzlu bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu sistem bir toplayıcı, bir dönüştürücü, bir havuz ve de türbin-jeneratör grubundan meydana gelmektedir. Toplayıcı, dalgaları havuza doğru yönlendiren kısımdır. Dönüştürücü, giderek daralan ve deniz seviyesinden havuz seviyesine doğru kademeli olarak yükselen bir kanaldır. Kanalin bu yapısı dalgaların ilerledikçe yüksekliklerinin artmasını, dolayısıyla dalganın kinetik enerjisinin potansiyel enerjiye dönüşmesini sağlamaktadır. Dalgalar belli bir yüksekliğe eriştiklerinde ise kırılarak havuza dökülmektedirler. Havuzda biriken sular türbinden geçerek elektrik üretilmesini sağlar ve tekrar denize dökülür. Bu sistemde havuz ile deniz yüzeyi arasındaki fark 3 metredir[6].

Wave Dragon(WD) bir havuz, dalgaların kırılarak üzerinden aştığı bir rampa, iki adet dalga yansıtıcı ve türbinlerden oluşan yüzey bir havuzlu dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Dalgalar sisteme doğru ilerlerken yansıtıcılar gelen dalgaların rampaya doğru yönelmesini ve birbirleriyle girişim yaparak genliklerinin artmasını sağlar. Bu sayede dalgalar rampayı aşır kırılarak havuzu dökülürler. Havuzda biriken su türbinlerden geçerek jeneratörleri çalıştırır ve tekrar denize döner. Bu sistemdeki türbinler 0.4-4 metre seviye farkında çalışabilecek şekilde dizayn edilmiştir. Güç dönüşüm verimini arttırabilmek için bu sistemde az sayıda büyük türbin yerine çok sayıda(16 adet) küçük kapasiteli türbin kullanılmıştır[7].

Norveç'te dizayn edilen Seawave Slot-Cone Generator(SSG), dalgaların bir rampayı aşarak suların bir havuza dolduğu ve suyun potansiyel enerjisinin düşük seviye farkıyla çalışan hidro türbinler tarafından elektrik enerjisine çevrildiği bir başka dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu sistem, deniz seviyesinin yukarısında üst üste dizilmiş üç havuza sahiptir. Her seviyede bulunan türbinlerin tek bir şaft üzerinde birleştirilmesiyle çok kademeli bir türbin elde edilmiştir. Havuzlardaki suların açıklıklardan akmasıyla türbinler çalışır ve elektrik üretilir. Bu dalga enerjisi dönüştürücüsü hem açık denizde hem de bir dalgakıranın bünyesinde çalışacak şekilde tasarlanmıştır[8].



Şekil 2. Wave Dragon



Şekil 3. Seawave Slot Cone Generator(SSG)

2.3. Dalgaların etkisiyle salınım yapan dalga enerjisi dönüştürücüleri

Dalga enerjisinin en yüksek seviyede olduğu açık denizde ve derin sularda çalışmak üzere dizayn edilmiş olan bu dalga enerjisi dönüştürücüleri, salınım yapan yarı batık veya tamamen batık sistemlerdir. Bu sistemler deniz tabanına sabitlenmiş bir yapıya veya su altında nispeten hareketsiz olan batık bir yapıya nazaran dalgaların etkisiyle salınım yaparlar. Salınım yapan kısmın hareketleri bir güç dönüştürücüsüne aktarılarak elektrik

üretir. Dalıp çıkma hareketi yapan noktasal dalga enerjisi dönüştürücüleriyle, baş kıçurma hareketi yapan sistemlerle ve dibe bağlı ileri geri salınım yapan bir kanat şeklindeki sistemlerle uygulamada sıklıkla karşılaşmaktadır. Bu dalga enerjisi dönüştürücülerinin en basit örneği deniz tabanına demirlenmiş, denizin yüzeyinde dalıp çıkma hareketi yapan bir şamandırır.

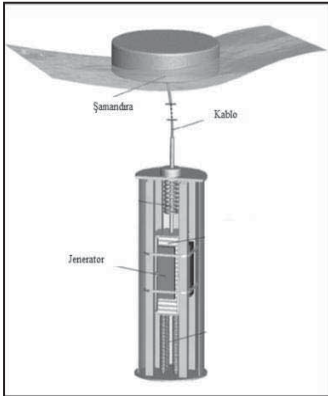
2.3.1. Dalıp çıkma hareketi yapan noktasal dalga enerjisi dönüştürücüleri

İsveç'te Uppsala Üniversitesi tarafından geliştirilmiş olan Seabased-Linear Generator-Lysekil Project, yüzeyde 3 metre çapında, 0.4 metre su çekimine sahip bir şamandıra ile deniz tabanına sabitlenmiş bir doğrusal jeneratörden meydana gelmektedir. Doğrusal jeneratör deniz tabanına sabitlenmiş olan bir muhafazanın içinde bulunmakta olup, şamandıraya bir kablo vasıtasıyla bağlıdır. Dalıp çıkma hareketi yapan şamandıranın bu hareketi kablo vasıtasıyla jeneratöre aktarılmakta ve elektrik üretilmektedir[9].

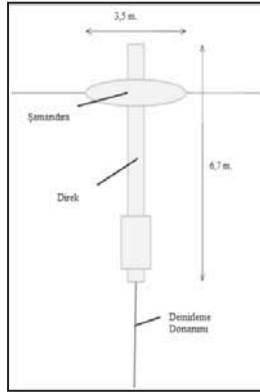
Amerika Birleşik Devletleri'nde Oregon Eyalet Üniversitesi(OSU) ve Columbia Power Technologies(CPT) firması işbirliği ile 2008 yılında L-10 adı verilen bir dalga enerjisi dönüştürücüsünün açık denizde testleri yapılmıştır. 10 kW gücündeki bu prototip simit şeklinde bir şamandıradan, bir direkt ve bir doğrusal jeneratörden meydana gelmektedir. Şamandıra dalgaların etkisiyle sadece dalıp çıkma hareketi yapmaktadır. Direkt, sisteme gerekli sephiyeyi kazandırmakta ve jeneratörü muhafaza etmektedir. Sistem bir kablo vasıtasıyla deniz dibine sıkı bir şekilde demirlenmiştir. Şamandıranın yaptığı dalıp çıkma hareketi sabit mıknaatılı bir doğrusal jeneratör tarafından elektrik enerjisine dönüştürülmektedir[10].

Ocean Power Technologies(OPT) tarafından geliştirilmiş olan Powerbuoy dalga enerjisi dönüştürücüsü disk şeklinde bir şamandıra ve bir direkt oluşmaktadır. Şamandıra sadece dalıp çıkma hareketi yapmakta ve bu hareket hidrolik bir güç dönüştürücüsüne aktararak elektrik üretilmektedir. Bu sistemin su altında kalan kısmı da bir disk şeklindedir ve dalga enerjisi dönüştürücüsüne gerekli sephiyeyi sağlamakta, ayrıca sağladığı yüksek ek su kütlesi sayesinde direkt kısmının ataletini büyüterek dalgaların tesiriyle yapacağı hareketleri kısıtlamaktadır. Bu sayede direkt ve şamandıra arasında bir hareket farkı doğurarak güç dönüştürücüsüne gereken hareketi sağlamaktadır[11].

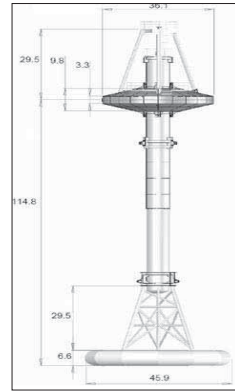
Wavebob dalga enerjisi dönüştürücüsü, biri yüzeyde diğeri tamamen su altında olan iki silindirden meydana gelen bir açık deniz dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Sistem deniz tabanına demirlenerek bulunduğu mevkiye sabitlenmektedir. Dalgaların sistem üzerine uyguladıkları kuvvet sonucunda yüzeydeki ve su altındaki kısımlar dalıp çıkma hareketi yaparlar. Su altında bulunan silindirik yapı yüzeydekine nazaran çok daha yüksek bir atalete sahip olduğundan dolayı çok küçük genliklerde hareket eder ve iki şamandıra arasında bir hareket farkı doğar. Bu fark hidrolik bir güç dönüştürücüsüne aktararak elektrik üretilir. Yaklaşık on yıl süren araştırma geliştirme çalışmalarının sonunda, 2007 yılında İrlanda açıklarında ¼ ölçekli bir prototiple yapılan açık deniz deneylerinde sistem dalgalardan elektrik üretmeyi başarmıştır[12].



Şekil 4. Seabased Linear Generator



Şekil 5. L-10



Şekil 6. Powerbuoy

IPS Buoy, sistemin gövdesini oluşturan iki kısım arasındaki bağıl hareketi elektrik enerjisine çeviren bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu sistem, yüzeyde bulunan dairesel kesitli bir şamandıradan, bu şamandıraya bağlı olan alt ve üst tarafındaki açıklıklardan deniz suyunun girip çıkabildiği bir boru ile borunun içindeki bir pistondan meydana gelmektedir. Dalgaların etkisiyle yüzeydeki şamandıra ve ona bağlı olan boru beraber dalıp çıkma hareketi yaparlar. Borunun içindeki suyun ataletinden dolayı piston ve şamandıra-boru yapısı arasındaki bağıl hareket sayesinde, bir başka hidrolik sistem harekete geçirilir ve bir güç dönüştürücüsüne yüksek basınçlı hidrolik sıvısı veya deniz suyu pompalanarak elektrik üretilir. IPS Buoy dalga enerjisi dönüştürücüsünün ½ ölçekli bir prototipi 1980’li yılların başında İzveç’te açık denizde test edilmiştir[13].

2000’li yıllarda ise IPS Buoy dalga enerjisi dönüştürücüsünün benzeri bir prensibi kullanarak elektrik üreten AquaBuOY dizayn edilmiştir. AquaBuOY, piston yerine hortum pompaları kullanarak yüksek basınçta deniz suyunu bir Pelton türbinine pompalayarak elektrik üretmektedir. Bu dalga enerjisi dönüştürücüsü de 2007 yılında Oregon açıklarında Pasifik Okyanusu’nda test edilmiştir. ABD’de Makah Körfezi’nde test amaçlı kurulmuş olan açık deniz güç istasyonundaki AquaBuOY dalga enerjisi dönüştürücüleri, 45-75 metre arası derinlikteki suda kurulmuş olup, bölgedeki dalga karakteristiklerine uygun olan 4,5-6 metre arası çapa sahiptirler. AquaBuOY dalga enerjisi dönüştürücüsünün bu bölgede yaklaşık 250 kW güç üretebileceği tahmin edilmektedir[14].

Archimedes Wave Swing(AWS), tamamen su altında bulunan ve dalgaların yaratmış olduğu basınç farkıyla çalışan bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Sistem deniz tabanına bağlı içi hava dolu bir silindir ile bu silindirin üstüne geçirilmiş silindirik bir şamandıradan meydana gelmektedir. Bir dalga tepesi sistemin üzerinden geçtiğinde artan basınçla üstteki şamandıra aşağı doğru hareket eder ve içerideki havayı sıkıştırır. Sistemin üzerinde bir dalga çukuru geldiği zaman ise azalan basınçtan dolayı şamandıra yukarı doğru hareket eder. Şamandıranın yaptığı bu dalıp çıkma hareketi sabit mıknaatıslı doğrusal bir jeneratör tarafından elektriğe çevrilir. Bu sistem 2004 yılında Portekiz’de açık denizde test edilmiştir[15].

2.3.2. Baş Kıç Vurma Hareketi Yapan Dalga Enerjisi Dönüştürücüler

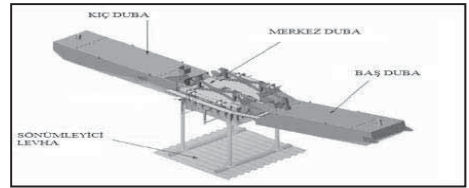
1970’li yılların başında,İngiltere’de Stephen Salter tarafından geliştirilmiş olan Salter’s Duck, damla şeklinde bir keside sahip olan ve dalgaların etkisiyle baş kıç vurma hareketi yapan bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu açısal hareket hidrolik bir güç dönüştürücüsünü harekete geçirir ve elektrik üretilir. Bu sistem üzerinde uzun süreli araştırma yapılmış olmasına rağmen gerçek deniz şartlarında hiç test edilememiştir.

Pelamis, gevşek bir şekilde demirlenmiş, boyuna ekseni dalgaların ilerleme yönünde hizalanan ve birbirine mafsallarla bağlanmış silindirik kısımlardan oluşan bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Dalgaların etkisiyle silindirik kısımlar baş kıç vurma hareketi yapmakta ve bu hareketten ötürü birleşim noktalarında bulunan pistonlar hidrolik yağını yüksek basınçla hidrolik toplayıcılarına, oradan da bir hidrolik motoruna pompalamaktadırlar. Motora bağlı olan bir jeneratör de elektrik enerjisi üretmektedir. Pelamis’in her bir silindirik kısmında 2 adet motor/jeneratör grubu bulunmaktadır ve bunların toplam gücü 250 kW’tır. 120 metre boyunda ve 3.5 metre çapındaki prototipin açık deniz testleri 2004 yılında İskoçya’da yapılmıştır. Pistonların pompaladığı hidroliğin öncelikle tanklarda toplanıp, daha sonra motorlara gönderilmesiyle düzgün bir akış elde edilmekte,böylece üretilen elektriğin voltajında çok büyük değişiklikler olmasının önüne geçilmektedir. 2008 yılında Portekiz’in kuzeyinde üç tane Pelamis dalga enerjisi dönüştürücüsü kurularak elektrik şebekesine bağlanmış ve elektrik üretimine başlanmıştır[16].

McCabe Wave Pump, üç adet dikdörtgen şeklinde dubadan oluşan bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu sistem dalgaların etkisiyle baş-kıç vurma hareketi yapan baş ve kıç dubalardan ve bu iki dubaya nazaran sabit duran merkez dubadan meydana gelmektedir. Merkez duba tamamen su altında olan bir sönümleyici levha sayesinde diğer iki dubaya göre neredeyse hareketsiz kalmaktadır. Sistem gevşek bir şekilde deniz tabanına demirlenmiştir. Bu sayede dalga enerjisi dönüştürücüsünün baş tarafındaki duba dalgaların geliş yönüne doğru dönebilmektedir. Merkez duba ile diğer dubalar arasında kalan hidrolik bir güç dönüştürücüsü, basınçlı hidrolik yağının bir motor jeneratör grubunu harekete geçirmesiyle elektrik enerjisi üretmektedir. 1996 yılında İrlanda açıklarında 40 metrelik bir prototiple açık deniz testleri yapılmıştır. Yapılan çalışmalar sonucunda sistemin ortalama 257 kW güç sağlayabileceği tespit edilmiştir. Bu sistemin bir başka kullanım yeri ise deniz suyunun tuzunun ayrıştırılıp içme suyu elde edilmesidir[17].



Şekil 7. Pelamis



Şekil 8. McCabe Wave Pump

Searev, yatay eksensli ağır bir diske sahip olan bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Diskin üst yarısı boşaltılıp ağırlık merkezi kaydırılmış olduğundan dolayı bir sarkaç gibi hareket

etmektedir. Dalgaların sistemin gövdesini baş kış vurma hareketi yapmaya zorlamasıyla, Searev dalga enerjisi dönüştürücüsünün içindeki disk ileri geri sallanır ve bu salınım hidrolik bir güç dönüştürücüsünü harekete geçirir. Diske bağlı pistonlar hidrolik sıvısını önce toplayıcılara, buradan da motora pompalayarak jeneratörün elektrik üretmesini sağlar. Bu sistemin tüm parçaları gövdesinin içinde olduğundan denizin olumsuz etkilerine maruz kalmamaktadır[18].

İspanya’da geliştirilmiş olan Oceantec dalga enerjisi dönüştürücüsünün elektrik üretiminde faydalandığı temel hareket baş kış vurmadır. Sistemin uzun yatay bir silindiri andıran gövdesi dalgaların ilerleme yönüne paralel olacak şekilde deniz tabanına demirlenir. Baş kış vurma hareketi cayroskopik bir güç dönüştürücüsünü harekete geçirir ve elektrik üretilir. Baş kış vurma hareketi yüksek hızla dönmekte olan bir diskin presesyon hareketi yapmasına sebep olur. Bu hareket diskin bağlı olduğu şaftın ileri geri hareket etmesini sağlar. Bu doğrusal hareket de bir dönüşüm sistemi vasıtasıyla dairesel hareket çevrilir ve bir jeneratörün dönmesiyle elektrik üretilir[19].

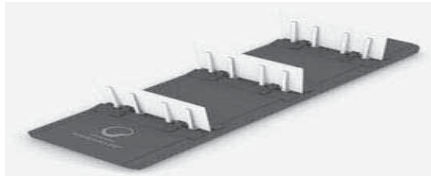
2.3.3. İleri geri salınım hareketi yapan kanat şeklindeki dalga enerjisi dönüştürücüleri

Oyster, kıyı şeridinde yakın bir noktaya kurulmuş olan ve dalgaların etkisiyle ileri geri salınım hareketi yapan kanat şeklinde bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Kanadın ileri geri hareketi,bağlı olduğu iki pistonun deniz suyunu yüksek basınçla kıyıdaki bir tesise pompalamasını sağlar ve bir Pelton türbinine bağlı olan jeneratör elektrik üretir. Bu dalga enerjisi dönüştürücüsü kıyıya yakın sulara 10-15 metre derinliğe kurulmak üzere dizayn edilmiştir. Oyster 1 olarak adlandırılan 350 kW gücündeki bir prototip 2009 yılında İskoçya’da kurulmuş ve test edilmeye başlanmıştır. Bu testlerden elde edilen veriler ışığında yapılacak iyileştirmelerle birlikte, her biri 800 kW güce sahip olacak üç adet Oyster 2 dalga enerjisi dönüştürücüsünün 2011 yılından başlayarak 2013 yılına kadar kurulumu planlanmıştır[20].

Waveroller, deniz tabanına sabitlenmiş kanat şeklinde olan bir dalga enerjisi dönüştürücüsüdür. Bu sistem de dalgaların ileri geri hareketinden faydalanarak elektrik üretmektedir. Kanadın ileri geri hareketinden elde edilen kinetik enerji, piston şeklinde bir pompa tarafından toplanır ve hidrolik bir güç dönüştürücüsü tarafından elektrik üretilir. 10-25 metre derinlikte kurulmak üzere dizayn edilmiş olan sistem birden fazla kanada sahip olabilir. Ağustos 2012’de her biri 100 kW güçte üç kanattan oluşan Waveroller dalga enerjisi dönüştürücüsü Portekiz’de kurulmuştur[21].



Şekil 9. Oyster



Şekil 10. Waveroller

3. Dalga Enerjisi Dönüştürücülerinde Kullanılan Güç Dönüşüm Sistemleri

Dalga enerjisi dönüştürücülerinde elektrik üretmek için kullanılan jeneratörlerin ya doğrusal hareketli jeneratörler ya da dairesel hareketli jeneratörler olduğu görülmektedir. Doğrusal hareketli jeneratörlerde dalgaların hareketi doğrudan jeneratöre aktarılırken, dairesel hareketli jeneratörlerde ise dalgaların hareketinin bir dönüşüm sistemi vasıtasıyla tek yönlü dairesel harekete çevrilmesi gerekmektedir. Bu dönüşümü sağlamak için de hava ile çalışan türbinler, su ile çalışan türbinler ve yüksek basınçlı hidrolik yağı ile çalışan hidrolik motorları kullanılmaktadır.

Bir oda içinde salınım yapan bir su sütununun sıkıştırdığı hava ile dalga enerjisi dönüştürücüleri incelendiğinde, çok sayıda dalga enerjisi dönüştürücüsünde Wells türbininin kullanıldığı görülür. Bu türbin eksenel akışlı bir türbin olup hava akış yönüne göre kanat açıları değişmekte ve türbin daima tek bir yönde dönmektedir. Bu türbin OSPREY, LIMPET, Mutriku, Mighty Whale, Pico salınımlı su sütunu dalga enerjisi dönüştürücülerinde kullanılmıştır. Oceanlinx'te piç kontrollü Wells türbini ile benzer özelliklere sahip olan Denniss-Auld türbini kullanılmıştır. Bu türbinler hava akımının sürekli olarak yön değiştirmesinden ve de kanatlarda kaldırma kuvvetinin anlık olarak yok olmasından dolayı, sabit akımlı türbinlere nazaran daha düşük verimlere sahiptirler.

Dalga enerjisi dönüştürücülerinde kullanılan bir diğer güç dönüştürücüsü ise su ile çalışan türbinlerdir. Bu türbinler düşük basınçlı ve yüksek basınçlı türbinler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Havuzlu dalga enerjisi dönüştürücüleri genellikle bu tür türbinler ile donatılmışlardır. Bu türbinler yaklaşık 3-4 metrelik seviye farklarında çalışmaktadırlar. Aquabuoy ve Oyster sistemleri ise yüksek basınçlı su ile çalışan türbinlerle(Pelton türbini) donatılmışlardır. Aquabuoy sisteminde su hortum pompalar ile pompalanırken, Oyster'da piston pompalar kullanılmaktadır.

Yüksek basınçlı hidrolik yağı ile çalışan hidrolik motorları, dalgaların dalga enerjisi dönüştürücüleri üzerine uygulamış olduğu düşük frekanslı büyük güçleri dönüştürmek için birçok sistemde kullanılmıştır. Hidrolik güç dönüştürücüleri genel olarak hidrolik yağı pompalamak için kullanılan bir pistondan, hidrolik yağın biriktirildiği yüksek ve alçak basınç tanklarından ve hidrolik motorundan meydana gelmektedir. Piston, dalga enerjisi dönüştürücüsünün dalgaların etkisiyle hareket eden şamandıra kısmına bağlıdır ve gereken gücü şamandıranın hareketinden alır. Yağın motora pompalanmadan önce tanklarda toplanması,akıştaki dalgalanmaların azaltılmasını ve motora neredeyse sabit bir yağ akışı olmasını sağlamaktadır. Bu sayede jeneratörün ürettiği elektrikte de dalgalanmalar azaltılmaktadır.

4. Dalga Enerjisi Dönüştürücülerinin Dizaynına Etki Eden Faktörler

Bir dalga enerjisi dönüştürücüsünün dizaynına etki eden bir dizi faktör mevcuttur. Bunların başında sistemin kurulacağı bölgenin dalga iklimi gelmektedir. Sistemin kurulacağı bölgedeki dalga periyotları ve yükseklikleri, ortalama dalga enerjisi, saatlik, günlük, aylık mevsimlik ve de yıllık değişimler hakkında bilgi sahibi olunmalıdır. Bu sistemler henüz

ülkelerin elektrik şebekelerine düzenli bir şekilde elektrik sağlayamadıkları için üzerlerinde çok yoğun araştırmalar yapılmaya devam edilmektedir. Bu nedenle araştırma&geliştirme, ilk kurulum, işletme ve bakım-onarım giderlerinin karşılanabilmesi için dalga enerjisi dönüştürücülerinin az bakım yapılarak çok uzun süreler çalışabilmeleri, özellikle de sert deniz koşullarına dayanıklı olmaları gerekmektedir. Bunların yanı sıra, dizayn edilecek olan sistemin dalgalar ile etkileşimde olan ve yaptığı hareketler ile güç dönüştürücüsüne gereken hareketi veren şamandırası, güç dönüştürücüsü ve demirleme donanımı optimize edilmiş olması gerekmektedir. Böylece gelen dalgaların enerjisinin olabildiğince büyük bir kısmı güç dönüştürücüsüne aktarılıp elektrığe dönüştürülebilir.

5. Dalgaların Etkisiyle Salınım Yapan Dalga Enerjisi Dönüştürücülerinin Modellenmesi

Dalgaların etkisi ile 6 serbestlik derecesinde hareketler yaparak dalgaların gücünü mekanik güce ve sonrasında elektrik enerjisine çeviren dalga enerjisi dönüştürücülerinin modellenmesinde, gemi hareketlerinin hesabında da kullanılan matematiksel yöntemler yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Teorik olarak en basit dalga enerjisi dönüştürücüsü, düzgün dalgalarda, tek bir serbestlik derecesinde(dalıp çıkma) hareket eden ve doğrusal bir güç dönüştürücüsüne sahip olan sistemdir. Bu sistemin küçük genlikli dalgalarda küçük genlikli hareketler yapıyor olduğunu kabul etmek problemin çözümünü daha da basitleştirmektedir. Sistem üzerine etki eden kuvvetler hidrodinamik kuvvetler(gelen ve saçılan dalga kuvvetleri) ile hidrostatik geri döndürme kuvveti şeklinde tanımlanabilir. Hidrodinamik kuvvetler lineerleştirilmiş potansiyel akım teorisi kullanılarak, sistemin hidrodinamik katsayıları(ek su kütlesi ve sönümlenme katsayısı) ise panel yöntemleri yardımıyla hesaplanabilir. Sistemin üzerine etki eden kuvvetler ve yaptığı hareketin büyüklüğü sırasıyla aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanabilir.

$$(M + A)\ddot{x}(t) + B\dot{x}(t) + Cx(t) = F(t) + f_{GD} \quad (1)$$

$$x = \frac{F}{-\omega^2(M + A) + i\omega B + C + f_{GD}} \quad (2)$$

Bu denklemlerde M sistemin kütlesini, A ek su kütlesini, B sönüm kuvvetini, C hidrostatik geri döndürme kuvvetini, $F(t)$ sisteme etki eden toplam kuvveti ve f_{GD} ise güç dönüştürücüsünün oluşturduğu kuvveti temsil etmektedir. Sistemin yapmış olduğu hareketlerin büyüklükleri hesaplanabilirse, dalgaların gücünün ne kadarının güç dönüştürücüsüne aktarıldığı da hesaplanabilir.

Gerçek deniz durumu ise dalga spektrumları yardımıyla ifade edilebilir. Tek bir yönde ilerleyen, uzun dalga boylarına sahip tam oluşmuş bir denizin birim yüzey alanı başına düşen toplam ortalama enerji

$$\bar{E} = \rho g \int_0^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (3)$$

şeklinde, bu spektrumun momentleri ise

$$m_n = \int_0^{\infty} \omega^n S(\omega) d\omega ; n = 0,1,2, \dots \quad (4)$$

formunda ifade edilebilir. Spektral yoğunluk fonksiyonları kullanılarak deniz durumunu ifade etmek için kullanılan belirgin dalga yüksekliği ve enerji periyodu(ortalama periyot) değerleri de kolaylıkla hesaplanabilir. Karışık dalgalı bir denizde dalgaların gücü de(birim dalga boyuna düşen enerji akısı) aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$P = \rho g \int_0^{\infty} C_g S(\omega) d\omega \quad (5)$$

Bu denklemde C_g dalgalarda enerjisinin yayılma hızı olan grup hızını ifade etmektedir. Deniz durumunun dalga spektrumları vasıtasıyla ifade edilmesiyle, dalga enerjisi dönüştürücüsüne ne büyüklükte kuvvetler etki edeceği ve sistemin yapacağı hareketlerin büyüklükleri hesaplanabilir. Bu sayede farklı deniz durumlarında ne kadar güç üreteceği tahmin edilebilir.

6. Sonuç

Bu makalede dalgalardan elektrik enerjisi elde etmek için dizayn edilmiş sistemler ve dalgaların bu sistemler üzerine uyguladıkları kuvvetlerin elektrik enerjisine çevrilme yöntemleri incelenmiştir. Bu sistemler yapısal olarak birbirlerinden farklı olmalarına rağmen, temelde benzer prensiplerle çalışmaktadır. Bugüne kadar binden fazla sistem için patent alınmış olmasına rağmen[6], çok az sistemin açık deniz testleri yapılmıştır. Yapılan çalışmalarla her geçen gün ilerlemeler sağlansa da, henüz ülkelerin elektrik şebekelerine devamlı olarak büyük miktarlarda elektrik sağlayacak bir sistem bulunmamaktadır. İleride yapılacak çalışmaların bu sistemlerin ana kısımları olan ilk hareket sağlayıcı, güç dönüştürücüsü ve demirleme donanımının optimizasyonu ve de bu sistemlerin diziler halinde çalışırken sahip olacakları performansın analizi üzerine yoğunlaşması gerektiği değerlendirilmektedir.

Son yıllarda enerjiye olan ihtiyacın hızla artması dolayısıyla fosil yakıtlara olan bağımlılığın azaltılıp daha çevreci ve ekonomik enerji kaynaklarının araştırılıp geliştirilmesi güncel AR-GE konularının en üst sıralarını oluşturmaktadır. Bu bakımdan alternatif enerji üretim sistemlerinden biri olan ve üç tarafı denizlerle çevrili olan ülkemizde de dalgalardan elektrik enerjisi üretme sistemleri üzerine üniversitelerde ve AR-GE kurumlarında daha fazla çalışmaların yapılması hem ülke ekonomisine hem de çevreye çok büyük faydalar sağlayacaktır.

7. Kaynaklar

- [1] I. E. A. (IEA), "Key World Energy Statistics 2012," Paris,Fransa2012.
- [2] T. Heath, *The Construction, Commissioning and Operation of the LIMPET Wave Energy Collector: Applied Research & Technology Ltd.*
- [3] Y. Torre-Enciso, I. Ortubia, L. I. López de Aguilera, and J. Marqués. (2009, Mutriku Wave Power Plant:from the thinking out to the reality. *8th European Wave and Tidal Energy Conference*.
- [4] Mutriku Wave Energy Plant, Bay of Biscay, Basque Country, Spain <http://www.renewable-technology.com/projects/mutriku-wave-energy-plant/>. (Erişim 08 Ekim 2012).
- [5] Oceanlinx www.oceanlinx.com. (Erişim 14 Eylöl 2012).
- [6] A. F. d. O. Falcao, "Wave energy utilization:A review of the technologies," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 899-918, 2010.
- [7] J. P. Kofoed, P. Frigaard, E. Friis-Madsen, and H. C. Sørensen, "Prototype Testing of the Wave Energy Converter Wave Dragon," presented at the World Renewable Energy Congress VIII, 2004.
- [8] L. Margheritini, D. Vicinanza, and P. Frigaard, "SSG wave energy converter: Design, reliability and hydraulic performance of an innovative overtopping device," *Renewable Energy*, pp. 1371-1380, 2009.
- [9] M. Eriksson, R. Waters, O. Svensson, J. Isberg, and M. Leijon, "Wave power absorption: Experiments in open sea and simulation," *Journal of Applied Physics*, vol. 102,084910 (2007), 2007.
- [10] D. Elwood, S. Yim, A. Schacher, K. Rhinefrank, J. Prudell, E. Amon, *et al.*, "Numerical Modeling and Ocean Testing of a Direct-Drive Wave Energy Device Utilizing a Permanent Magnet Linear Generator for Power Take-Off," in *ASME 28th International Conference on Ocean,Offshore and Arctic Engineering*, Honolulu,Hawaii,USA, 2009.
- [11] *Powerbuoy* www.oceanpowertechnologies.com. (Erişim 27 Eylöl 2012)
- [12] M. J. Muliawan, Z. Gao, T. Moan, and A. Babarit, "Analysis of a Two-Body Floating Wave Energy Converter with Particular Focus on the Effects of Power Take-Off and Mooring Systems on Energy Capture," in *ASME 2011 30th International Conference on Ocean,Offshore and Arctic Engineering*, Rotterdam,The Netherlands, 2011.

- [13] A. F. O. Falcao, J. J. Candido, P. A. P. Justino, and J. C. C. Henriques, "Hydrodynamics of the IPS buoy wave energy converter including the effect of non-uniform acceleration tube cross section," *Renewable Energy*, vol. 41, pp. 105-114, 2012.
- [14] A. Wachter and K. Neilsen, "Mathematical and Numerical Modeling of the AquaBuOY Wave Energy Converter," *Mathematics-in-Industry Case Studies Journal*, vol. 2, pp. 16-33, 2010.
- [15] M. G. d. S. Prado, F. Gardner, M. Damen, and H. Polinder. *Modelling and Test Results of the Archimedes Wave Swing*. ,2006.
- [16] *Pelamis P-750 Wave Energy Converter* www.pelamiswave.com. (Erişim 01 Ekim 2012).
- [17] T. W. Thorpe, "A Brief Review of Wave Energy," *The UK Department of Trade and Industry*, 1999.
- [18] M. Ruellan, H. Ben Ahmed, B. Multon, C. Josset, A. Babarit, and A. H. Clement, "Design Methodology for a SEAREV Wave Energy Converter," *IEEE*, 2007.
- [19] F. Salcedo, P. Ruiz-Minguela, R. Rodriguez, P. Ricci, and M. Santos, "OCEANTEC: Sea Trials of a Quarter Scale Prototype," in *8th European Wave and Tidal Energy Conference*, Uppsala, Sweden, 2009.
- [20] L. Cameron, R. Doherty, A. Henry, K. Doherty, J. Van 't Hoff, D. Kaye, *et al.*, "Design of the Next Generation of the Oyster Wave Energy Converter," presented at the 3rd International Conference on Ocean Energy, Bilbao, 2010.
- [21] *Waveroller*-<http://www.aw-energy.com/>. (Erişim 02 Ekim 2012).

PERVANE GEOMETRİSİNİN KAVİTASYONA VE PERFORMANS KARAKTERİSTİKLERİNE OLAN ETKİSİNİN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Elis PEHLİVANOĞLU¹ ve Serkan EKİNCİ²

ÖZET

Bu çalışmada, gemi pervanelerine ait geometrik parametrelerin kavitasyon ve performans karakteristiklerine olan etkisini incelemek için sayısal bir yöntem sunulmuştur. Pervane kanatlarının yüzeyi kaynak ve girdap tekillikleri ile temsil edilmiştir. Bunun için, kaldırıcı yüzey teorisini temel alan bir bilgisayar programından yararlanılmıştır. Bu yöntem, tam ölçekte ve uniform olmayan iz ortamında çalışan bir pervaneye (P1 pervanesi) çalıklık (skew), hatve oranı ve sehim değerleri değiştirilerek uygulanmıştır. Bu geometrik parametrelerin, pervane itme, tork ve verim değerleri ile kavitasyon karakteristikleri üzerine olan etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gemi pervanesi, kaldırıcı yüzey teorisi, çalıklık, kavitasyon, hatve oranı

1.Giriş

Bir gemi dizaynında, geminin performansını önemli ölçüde etkileyen en önemli unsurlardan biri, ize uyumlu, kavitasyon göstermeyen ve doğru konumlandırılan optimal pervanenin seçilmesidir. Optimal pervanede, kavitasyon kaynaklı gürültü, titreşim, erozyon ve performans kaybı gibi etkiler en aza indirilebileceğinden gemi için çok daha emniyetli bir seyir imkanı sağlanacaktır. Bu nedenle belirli dönemlerde sadece pervane değil dümen

¹Karadeniz Holding A.Ş.

Develi Sokak No:14, Kağıthane 34406, İstanbul e-posta:elis.pehlivan@gmail.com

²Yıldız Teknik Üniversitesi

Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Beşiktaş 34349, İstanbul

Telefon: 212-383 28 50 e-posta:ekinci@yildiz.edu.tr

değiştirmeye de gerek kalmayacak, geminin ilk dizayn ve bakım-tutum maliyetlerinde de önemli ölçüde azalma sağlanabilecektir. Diğer yandan gemi pervanelerinin çalıştığı akışkan ortamı uniform olmayan bir yapıya sahip olup, bu akımın optimal pervane dizaynı ve analizi için uygun bir şekilde temsil edilmesi ve hesapların bu yönde gerçekleştirilmesi gerekmektedir [1,2]. Bugüne kadar bu konular ile ilgili olarak gerek sayısal gerekse de deneysel birçok çalışma yapılmış ve halen de yapılmaya devam etmektedir.

Günümüzde bilgisayar teknolojisindeki gelişimlere paralel olarak, gemi pervanelerinin dizaynı ve analizi için sirkülasyon teorisini temel alan birçok yöntem vardır (Kaldırıcı hat, kaldırıcı yüzey, sınır eleman metodu vb.) [3-6]. Son on yıl içerisinde ise bu yönde etkisi fazla olan üç yeni gelişme ortaya çıkmıştır. Bunlar; CFD (RANS solvers) yöntemleri, yüksek hızlı kamera teknikleri ve PIV teknikleridir [7-9].

Gemi pervane kanatlarına ait kesitlere verilen çalıklık ile özellikle titreşim ve oluşması muhtemel kavitasyon ile meydana gelen gürültünün oluşumu aza indirilebilmektedir. Çünkü çalıklık, pervane kanatlarının radyal kesitlerinin iz alanına yumuşak ve kademeli bir şekilde girmesini sağlamakta, pervane tekne etkileşimi neticesinde kanatların su içerisindeki radyal değişimlerini karşılamaktadır [10].

Bu çalışmada kaldırıcı yüzey metoduna dayalı ve geliştirilmekte olan bir bilgisayar yazılımı kullanılarak, bir gemi pervanesinin (P1) geometrik bazı parametreleri değiştirilerek kavitasyon formu ve pervane karakteristiklerine olan etkisi incelenmiştir. Bu çalışmaya benzer çalışmalar, yine kaldırıcı yüzey teorisini temel alan, sonuçları birçok açıdan hem deneysel hem de diğer sayısal yöntemlerle tam ölçekte test edilip doğrulanmış bir yazılım tarafından [1,2] numaralı kaynaklarda belirtildiği üzere gerçekleştirilmiştir.

2. Kaldırıcı Yüzey Metodu

Bu çalışmada temeli Szantyr'ın kaldırıcı yüzey metoduna dayalı ve geliştirilmekte olan, düzenli ve düzenli olmayan akım ortamında çalışan gemi pervanelerinin kanatları üzerindeki kavitasyon bölgelerini, pervane performansını ve kavitasyon kaynaklı gürültüyü öngörebilen bir metot kullanılmıştır. Bu metotta, pervane kanatları üzerindeki hidrodinamik yükler kesitlerin sehim hatları üzerine dağıtılan girdap dağılımları ile temsil edilirken, kesit kalınlıkları ise aynı yüzeylere yayılan kaynak/kuyu dağılımları ile modellenmektedir. Benzer şekilde, kanatlar üzerinde oluşması muhtemel kavitasyon ise yine kaynak dağılımları ile temsil edilmektedir. Bu olay, orijinal kanat geometrisi üzerindeki deformasyon şeklinde hesaplara dahil edilmektedir. Kinematik sınır koşulu kaldırıcı yüzey denklemi formülasyonunun temelini oluşturmaktadır. Bu koşul, kaldırıcı yüzeye gelen bileşke akım hızının bu yüzeye teğet olmasını gerektirmektedir. Bu metodun daha detaylı açıklaması [11] ve [12] numaralı kaynaklardan bulunabilir.

$$\frac{1}{4\pi} \left[\int_{S_p} \vec{n} \cdot \vec{\gamma}_p \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_{pv}} \vec{n} \cdot \vec{\gamma}_{pv} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_{ps}} \vec{n} \cdot \vec{\gamma}_{ps} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \int_{S_p} (q_p + q_{pc}) \frac{\partial}{\partial n} \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS \right] + (\vec{V} + \vec{\omega} \cdot \vec{R}) \cdot \vec{n} = 0 \quad (1)$$

Burada;

$\vec{n}$: kaldırıcı yüzeye normal yöndeki birim vektör

$\vec{\gamma}_p$: pervane kanatları üzerindeki girdap dağılımı

$\vec{\gamma}_{pv}$: pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesine ait girdap dağılımı

$\vec{\gamma}_{ps}$: pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgesine ait girdap dağılımı

q_p : pervane kanat kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı

q_{pc} : pervane kanadı üzerindeki tabaka kaviteasyonu kalınlığını temsil eden kaynak dağılımı

r_p : alan elemanı dS ile hesap yapılacak nokta arasındaki uzaklık

S_p : pervane kanatlarının alanı

S_{pv} : pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesinin alanı

S_{ps} : pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgesinin alanı

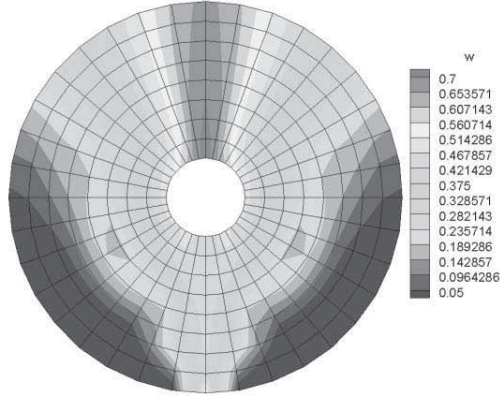
$\vec{V}$: pervaneye gelen akımın hızı

$\vec{\omega}$: pervane açısal hızı

R : hesap edilen noktadaki pervane yarıçapı

3. Sayısal Uygulama

Çalışmada ele alınan P1 pervanesine ait geometri Tablo 1’de karakteristik değerleri ise Tablo 2’de verilmektedir. Pervane 4 kanatlı, çapı 2.84 m ve sağa dönüşlü bir pervane olup, bir miktar çalıklığa (skew) ve eğrilığe (rake) sahiptir. Bu pervaneye ait nominal iz dağılımı ise Şekil 1’de gösterilmektedir.



Şekil 1. P1 pervanesine ait nominal iz dağılımı

Tablo 1. Orjinal P1 pervanesine ait geometri

r/R	P/D	Kiriş boyu(m)	Çalıklık (m)	Eğiklik (m)	Maksimum Kalınlık (m)	Maksimum Sehim (m)
0.2	0.5734	0.5979	0.0000	0.0399	0.1039	0.0000
0.3	0.5866	0.6982	0.0082	0.0599	0.0920	0.0220
0.4	0.6027	0.7825	0.0338	0.0798	0.0801	0.0174
0.5	0.6217	0.8477	0.0779	0.0998	0.0682	0.0149
0.6	0.6261	0.8906	0.1408	0.1197	0.0562	0.0139
0.7	0.6444	0.8953	0.2252	0.1397	0.0443	0.0158
0.8	0.6619	0.8350	0.3346	0.1597	0.0324	0.0147
0.9	0.6746	0.6615	0.4746	0.1796	0.0204	0.0147
1.0	0.6825	0.4500	0.6573	0.1996	0.0085	0.0000

Burada:

- D: Pervane çapı
R: Pervane yarıçapı
P: Hatve miktarı
r: Yarıçap boyunca pervane kesitlerini gösteren koordinat
C: Her kesitteki giriş boyu

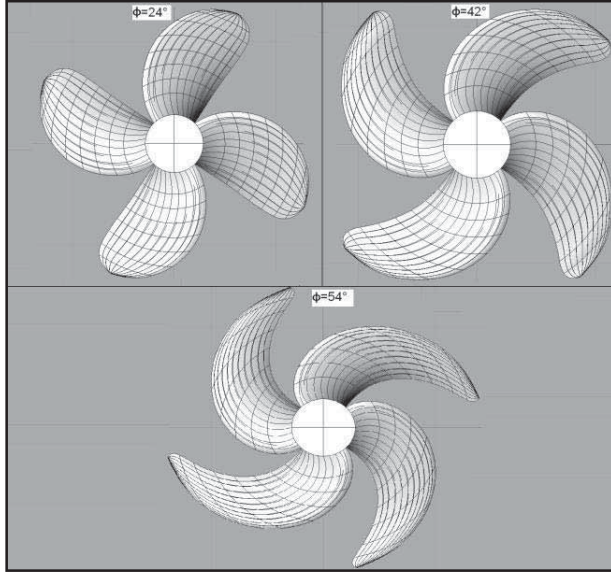
Tablo 2. Orjinal P1 pervanesine ait karakteristik değerler

Gemi hızı, V (m/s)	6.43
Pervane devir sayısı, n (1/s)	4.1170
İlerleme sayısı $J=V/nD$	0.55
Göbek çapı/Pervane çapı oranı	0.176
Çalıklık	24°
Eğiklik	8°
Makina gücü (%100 MCR)	2665 BHP
Pervane Açıksu Verimi	0.542

Çalıklığın etkisini göstermek amacı ile orjinal P1 pervanesinin; çalıklık açıları $\phi=42^\circ$ ve $\phi=54^\circ$ olacak şekilde değiştirilerek farklı pervane geometrileri elde edilmiştir. Orjinal P1 pervanesinden türetilmiş yeni pervanelere ait çalıklık miktarları boyutsuz yarıçap değerlerine göre metre cinsinden Tablo 3'te verilmektedir. Ayrıca, orijinal pervane ve çalıklığı değiştirilerek türetilen yeni pervanelerin Rhinoceros CAD programı yardımıyla çizilen geometrileri Şekil 2 'de gösterilmektedir.

Tablo 3. Orjinal P1 pervanesinin yeni çalıklık değerleri

r/R	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$\phi=42^\circ$	0.000	0.016	0.068	0.156	0.282	0.450	0.669	0.949	1.315
$\phi=54^\circ$	0.000	0.025	0.101	0.234	0.422	0.676	1.004	1.424	1.972

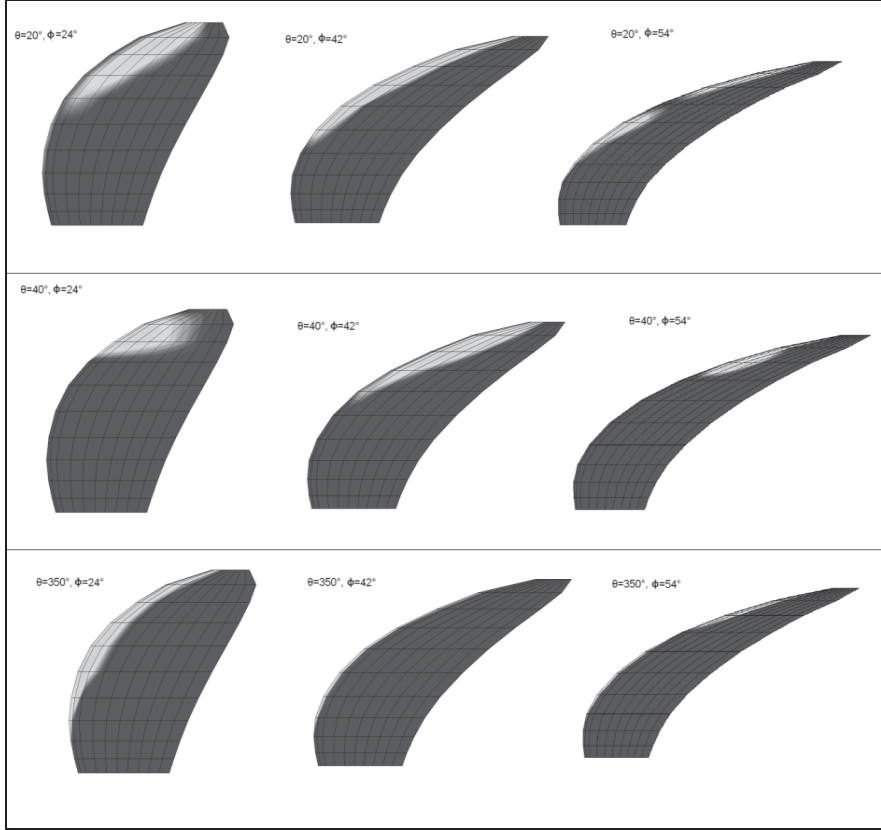


Şekil 2. Orijinal P1 ve türetilen pervane geometrileri

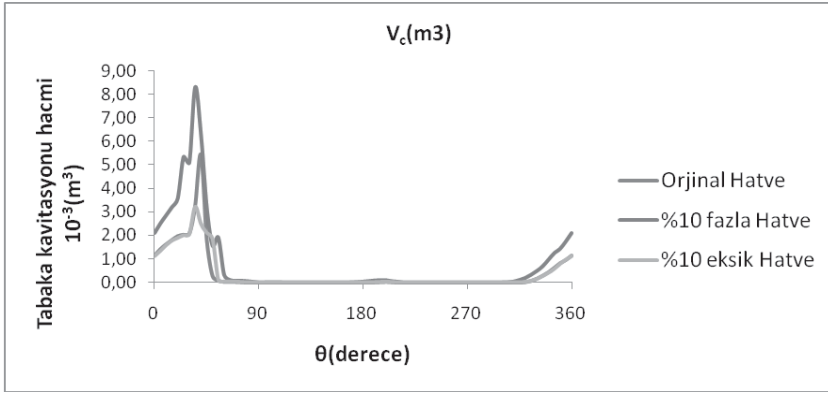
Çalıklık değişiminin etkisini göstermek amacı ile söz konusu çalışma koşullarında ($J=0.55$) yapılan analizler sonucunda üç farklı çalıklık açısında ($\phi=24^\circ$, 42° ve 54°) ve üç farklı kanat pozisyonu için ($\theta=20^\circ$, 40° ve 350°) oluşan kavitasyon formları Şekil 3'te gösterilmektedir. Ayrıca, hatve oranı değişiminin kavitasyon hacmine olan etkisi Şekil 4'te, sehim miktarındaki değişimin kavitasyon hacmine olan etkisi ise Şekil 5'te gösterilmektedir.

Ayrıca hatve oranının etkisini göstermek amacı ile orjinal P1 pervanesinin; hatve oranları ve sehim miktarları %10 arttırılıp ve %10 azaltılarak P1 pervanesinin geometrisi değiştirilmiş ve analizler gerçekleştirilmiştir.

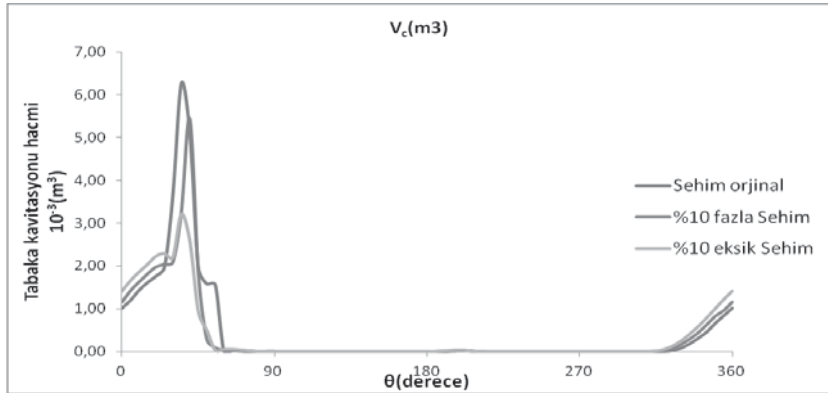
Orjinal P1 pervanesinin kanat geometrisinin üç farklı çalıklık açısına, üç farklı hatve oranına ve üç farklı sehim miktarına göre değiştirilerek tabaka kavitasyonuna olan etkilerinin incelenmesine ilaveten, söz konusu geometrik değişikliklerinin pervanenin performans karakteristiklerine olan etkileri de incelenmiştir. Analiz hesaplamaları, sekiz farklı ilerleme sayısı ($J= 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7$ ve 0.8) için gerçekleştirilmiştir. Üç farklı çalıklık açısı, üç farklı hatve oranı ve üç farklı sehim miktarına göre toplam $9 \times 8 = 72$ adet analiz gerçekleştirilerek sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 6, Şekil 7 ve Şekil 8'de sırasıyla P1 pervanesi üzerinde farklı çalıklık açısının, farklı hatve oranının ve farklı sehim miktarının performans karakteristiklerine olan etkileri gösterilmiştir.



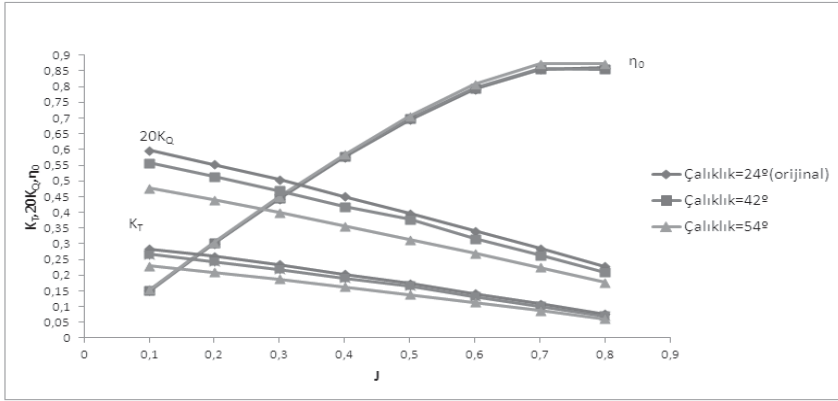
Şekil 3. Farklı çalıklık açılarında P1 pervanesinin kavitasyon formları



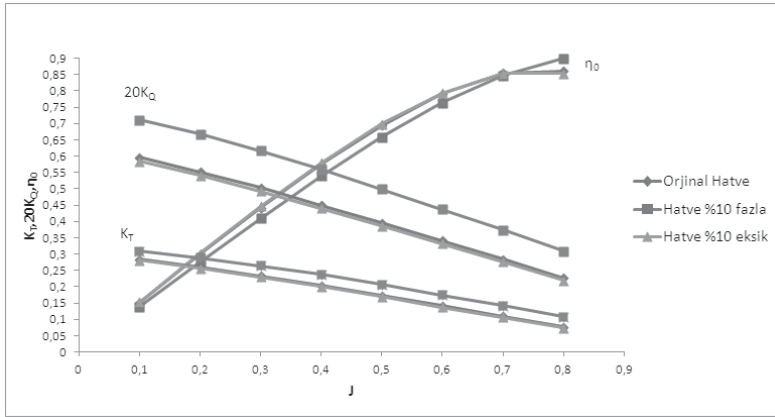
Şekil 4. Farklı hatve oranlarında P1 pervanesinin kavitasyon hacmindeki değişim



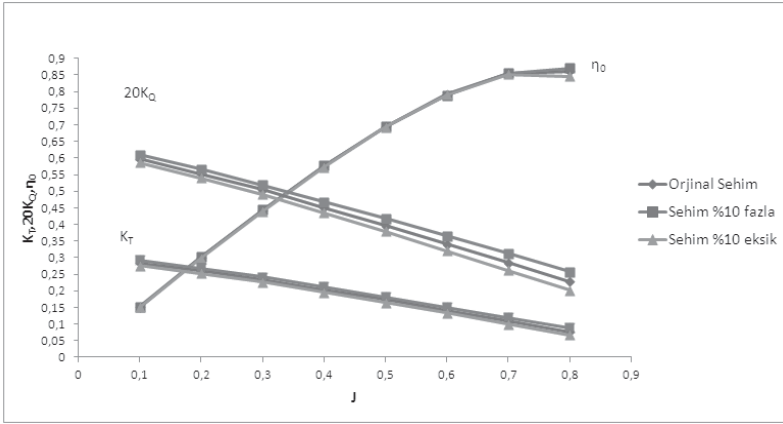
Şekil 5. Farklı sehim miktarlarında P1 pervanesinin kavitasyon hacmindeki değişim



Şekil 6. Farklı çalıklık açılarında P1 pervanesinin performans karakteristikleri



Şekil 7. Farklı hatve oranlarında P1 pervanesinin performans karakteristikleri



Şekil 8. Farklı sehim miktarlarında P1 pervanesinin performans karakteristikleri

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, pervane analizi için kaldırıcı yüzey metoduna dayalı bir yaklaşım kullanılmıştır. P1 pervanesi örnek uygulama olarak seçilmiştir. Elde edilen sonuçlar şu şekilde özetlenebilir:

1-) Çalıklık açısı arttığında kavitasyonun hem miktar hem de şekil yönünden azaldığı görülmektedir (Şekil 3).

2-) Hatve oranı (P/D) arttığında kavitasyon hacmi artmakta, hatve oranı azaldığında kavitasyon hacmi azalmaktadır. (Şekil 4)

3-) Kanat pozisyonları $\theta=0^\circ-60^\circ$ arasında sehim miktarı arttığında pervanenin kavitasyon hacmi artmakta, $\theta=310^\circ-360^\circ$ arasında sehim miktarı arttığında pervanenin kavitasyon hacmi azalmaktadır. $\theta=35^\circ-45^\circ$ ve $80^\circ-95^\circ$ arasında sehim miktarı azaldığında pervanenin kavitasyon hacmi azalmakta, $\theta=0^\circ-30^\circ$, $180^\circ-205^\circ$ ve $300^\circ-360^\circ$ arasında sehim miktarı azaldığında pervanenin kavitasyon hacminin arttığı tespit edilmiştir (Şekil 5).

4-) Çalıklık açısı arttığında tüm ilerleme sayıları için pervane açık su veriminde artma, itme ve tork katsayılarında ise azalma görülmüştür (Şekil 6). En yüksek verim $J=0.7$ koşulunda ve çalıklık açısı 54° iken, $\eta_0 = 0.873$ olarak elde edilmiş ve en yüksek verim oranı artışı ise %2.07 olarak bulunmuştur.

5-) Hatve oranı arttığında tüm ilerleme sayıları için orjinal P1 pervanesinin hatve oranına göre itme ve tork katsayıları artmakta, hatve oranı azaldıkça orjinal hatveye göre itme ve tork katsayılarında azalma görülmektedir (Şekil 7). Hatve oranı arttıkça verimde bir azalmanın olduğu tespit edilmiştir. Ancak buna rağmen, en yüksek verim $\eta_0 = 0.899$ olarak ve en yüksek verim oranı artışı ise %4.47 olarak, $J=0.8$ koşulunda hatve oranı %10 fazla iken elde edilmiştir. Hatve oranı azaldığında ise $J=0.1-0.7$ arasında verimde artma, $J=0.7-0.8$ arasında ise verimde azalma görülmektedir.

6-) Sehim miktarı arttığında tüm ilerleme sayıları için orjinal P1 pervanesinin sehim miktarına göre itme ve tork katsayıları artmakta, sehim miktarı azaldığında orjinal sehim miktarına göre itme ve tork katsayılarında azalma görülmektedir (Şekil 8). $J=0.1-0.5$ aralığının da sehim miktarının arttıkça verimde artış, devir sayısının daha düşük olduğu çalışma koşullarında ($J=0.5-0.8$ arasında) ise verimde azalma görülmektedir. $J=0.8$ ve sehim miktarı %10 fazla iken; en yüksek verim $\eta_o = 0.87$ olarak ve en yüksek verim oranı artışı ise %1.09 olarak elde edilmiştir. İlerleme katsayıları ve sehim miktarı azaldıkça; verimde azalma görülmektedir. $J=0.8$ ve sehim miktarı %10 eksik iken; en düşük verim $\eta_o = 0.845$ olarak ve en yüksek verim oranı azalması ise %1.71 olarak elde edilmiştir.

Elde edilen ve grafik yardımı ile gösterilen bu sonuçların daha iyi anlaşılabilmesi ve sayısal değerlerine ulaşılabilmesi için [13] numaralı kaynaktan yararlanılabilir.

Sonuç olarak gemi pervanelerinde çalıklık açısı artışının, hatve oranı ve sehim miktarı artma ve/veya azalmasına oranla kanat kavitasyon karakteristiğini önemli ölçüde değiştirebildiği gözlemlenmiştir. Daha ileriki çalışmalarda, pervanelere ait geometrik değişkenler (eğiklik, kanat kesit formları, giriş uçları vb.) ve çalışma koşulları (kavitasyon sayısı, ilerleme sayısı vb.) gibi daha fazla sayıda parametre dikkate alınarak kavitasyon ve performans analizlerinin gerçekleştirilmesi, buna ilave olarak kavitasyon kaynaklı gürültü analizinin de sayısal olarak öngörülebilmesi amaçlanmaktadır.

5. Referanslar

- [1] Bal, S., Kavitasyon Yapan Gemi Pervanesinin Hidrodinamik Karakteristiklerinin Sayısal Bir Yöntem ile İncelenmesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi, Cilt1,sayfa.239-249,2008.
- [2] Bal, S., Gemi Pervanelerinin Hidrodinamik Performansı, Tersane, Gemi İnşa Sektörü ve Yan Sanayisi Dergisi, Sayı.17, sayfa .32-36, 2010.
- [3] Lee, H. and Kinnas, S.A., A BEM fort he Modeling of Unsteady Propeller Sheet Cavitation Inside a Cavitation Tunnel, Journal of Computational Mechanics, Vol.37, pp:41-51 ,2005.
- [4] Ghassemi, H., The Effect of Wake Flow and Skew Angle on the Ship Propeller Performance, Scientia Iranica Transaction B-Mechanical Engineering, Vol.16 No: 2 pp: 149-158, 2009.
- [5] Bal, S. and Güner, M., Performance of Podded Propulsors, Ocean Engineering Vol.36 No: 8, pp: 556-563, 2009.
- [6] Çelik, F., Güner, M. and Ekinci, S., An Approach to the Design of Ducted Propeller, Scientia Iranica Transaction B-Mechanical Engineering, Vol.17 No: 5 pp: 406-417, 2010.
- [7] Kulczyk, J. S.,Skraburski, L. and Zawislak, M.,Analysis of Screw Propeller DTMB 4119 using the FLUENT System, Archives of Civil and Mechanical Engineering, Vol:7, No:4, pp:129-136,2007.
- [8] Arazgaldı R., Hajilouy, A. and Farhanieh, B., Experimental and Numerical Investigation of Marine Propeller Cavitation, Scientia Iranica Transaction B-Mechanical Engineering, Vol.16 No: 6 pp: 525-533, 2009.
- [9] Kuiper, G., New developments and Propeller Design, 9th International Conference on Hydrodynamics, Shanghai, China, 2010.
- [10] Güner, M., Kükner A. ve Baykal M.A., Gemi Pervaneleri ve Sevk Sistemleri, İTÜ Yayınları, 1999.
- [11] Szantyr, J.A., A method for analysis of cavitating marine propellers in non-uniform flow, International Shipbuilding Progress, Vol.41, No.427, pp.223-242, 1994.
- [12] Ekinci S., “Gemi Pervane Yüzeyinde Tabaka Kavitasyonunun Sayısal Olarak İncelenmesi”, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 2007.
- [13] Pehlivanoglu E., “Uniform Olmayan Akımda Çalışan Gemi Pervanelerinde Tabaka Kavitasyonunun İncelenmesi”, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2012.

DÜZENSİZ BOYUNA DALGALARDA BİR GEMİNİN YALPA HAREKETİ ANALİZİ

Emre PEŞMAN¹ ve Metin TAYLAN²

ÖZET

Bu çalışmada, düzensiz dalgalar arasında ilerleyen bir geminin, parametrik yalpa hareketi incelenmiştir. Parametrik yalpa hareketi modeli, geminin baş kış vurma ve dalıp çıkma hareketlerinin doğrultma moment kolu terimi içinde değerlendirilmesiyle 1 serbestlik derecesine düşürülmüş, karışık deniz ifadesi ise parametrik yalpa hareketine uygun olarak Grim etkin dalga yaklaşımı kullanılarak tanımlanmıştır. Çalışma sonunda farklı deniz şiddetlerinde geminin yalpa genliği değerleri, gemi hızı ve karşılaşma açısına bağlı olarak polar diyagramlar ile gösterilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Parametrik Yalpa Hareketi, Grim Etkin Dalga Yaklaşımı, Lineer olmayan

1.Giriş

Parametrik yalpa hareketi ile ilgili ilk yayınlar 1930 ve 1940'lı yıllarda Watanabe ve Kempf tarafından yapılmıştır[1,2]. Parametrik yalpa hareketi aralarında Graff, Heckscher [3], Kerwin [4], Paulling ile Rosenberg [5], Gawthrop vd. [6], Sanchez ile Nayfeh [7], Nayfeh ile Oh [8] ve Falzarano vd. [9] bulunduğu birçok araştırmacı tarafından incelenmiştir. İlk deneysel çalışma San-Francisco' da Paulling tarafından yapılmıştır[10]. Özellikle son yıllarda bu olay ile ilgili dikkat çeken kazaların görülmesi daha önce de bilinen bu fiziksel olayı önemli bir konu haline getirmiştir. Ekim 1998'de Post-Panamax C11 sınıfı konteyner

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü , Tel:0 462 752 28 05, e-posta: pesman@ktu.edu.tr

² İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 64 10, e-posta: taylan@itu.edu.tr

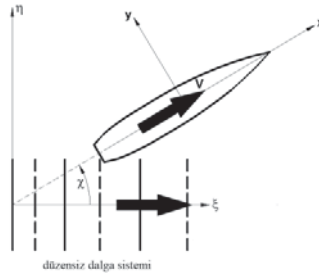
gemisi fırtınaya yakalanmış ve ciddi yük kayıpları yaşanmıştır. Daha sonra yapılan çalışmalar sonucunda Post-Panamax konteyner gemilerinin aşırı deniz koşullarında geometrileri gereği büyük genliklerde parametrik rezonansa uğradıkları belirlenmiştir [11]. Bu kazalar araştırmacıları klâs kuruluşlarını ve sigorta şirketlerini bu konuda detaylı çalışmalar yapmaya itmiştir.

Bu araştırmacıardan Spyrou [12], Neves ile Rodrigues [13], Bulian vd. [14], Pesman ile Taylan [15] parametric yalpa hareketinin lineer olmayan etkilerin ve değişen parametrelerin parametrik yalpa hareketi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Bazı araştırmacılar da parametrik yalpa hareketinin olasılık özellikleri üzerine araştırmalar yapmıştır[16,17,18,19]. Konu ile ilgili araştırmalar ve kurallara [20]’den ulaşılabilir. Bu çalışmada dalıp çıkma ve baş kış vurma hareketleri parametrik olarak yalpa hareketi bünyesine katılmış, parametrik yalpa hareketi 1 serbestlik dereceli olarak modellenmiştir. Karışık deniz yüzeyi ise Grim’in etkin dalga yaklaşımı ile parametrik yalpa hareketine uygun olarak, yani dalga boyu gemi boyuna eşit dalgaları dikkate alacak şekilde modellenmiştir[21]. Yapılan analizler farklı deniz şiddetleri için gemi hızı ve karşılaşma açısına bağlı olarak polar diyagramlarla verilmiştir.

2. Matematiksel Model ve Çözümü

Karışık dalgalar için kullanılan matematiksel model, düzgün dalgalar için oluşturulmuş olan modelden doğrultma momenti terimi ile farklılık göstermektedir. Doğrultma momenti Grim’in etkin dalga yüksekliğine bağlı olarak tablo değer olarak oluşturulmuştur[21]. Dalga geliş doğrultusunun “ ξ ” pozitif olduğu kabulü ile düzensiz dalga yükseklikleri, Fourier serisi ile aşağıda denklem (1)’de gösterildiği gibi yazılmıştır.

$$z_w(\zeta, \eta, t) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cos(\omega_n t - k_n \zeta + \sigma_n) \quad (1)$$



Şekil 1. Koordinat sistemi

Şekil 1’de gösterilmiş olan iki koordinat sisteminin de orijinlerinin $t=0$ anında üst üste olduğu kabul edilerek geminin koordinat sistemine göre eksen dönüşümü yapılarak denklem (1) aşağıdaki gibi yeniden düzenlenmiştir.

$$z_w(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cos((\omega_n - k_n V \cos \chi)t - k_n(x \cos \chi - y \sin \chi) + \sigma_n) \quad (2)$$

Denklem (3) ile gösterilen karşılaşma frekansının da dalga yüksekliği denkleminde yerine konulması ile denklem (2), denklem (4)’e dönüşür.

$$\omega_{e,n} = \omega_n - k_n V \cos \chi \quad (3)$$

$$z_w(x, y, t) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cos(\omega_{e,n}t - k_n(x \cos \chi - y \cos \chi) + \sigma_n) \quad (4)$$

Geminin merkez hattındaki, yani $y=0$ durumundaki dalga yükseklikleri için, dalga yüksekliği denklemi aşağıda denklem (5)’de gösterildiği gibi elde edilir.

$$z_{w,cp}(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n \cos(\omega_{e,n}t - k_n x \cos \chi + \sigma_n) \quad (5)$$

Grim [21], etkin dalga yüksekliğine bağlı olarak, “uygun” dalgaları aşağıda verilen denklem (6) ile tanımlamıştır.

$$z_{eq}(x, t) = a(t) + \eta_{eff}(t) \cos\left(\frac{2\pi}{L} x\right) \quad (6)$$

Denklem (6)’dan dalga boyunun gemi boyuna eşit, ortalama yüksekliğin $a(t)$ ve genliklerin yani etkin dalga yüksekliklerinin $\eta_{eff}(t)$ olduğu görülmektedir. Uygun dalgalar geminin mastorisinde, yani $x=0$ konumunda dalga tepesi için $\eta_{eff}(t) > 0$, dalga çukuru için $\eta_{eff}(t) < 0$ olarak tanımlanmıştır. Bilindiği gibi parametrik rezonans dalga boyunun gemi boyuna yaklaşık eşit olduğu durumlarda oluşmaktadır. Grim etkin dalga yaklaşımı deniz yüzeyinin, karışık denizdeki dalgaların denk gelebileceği, dalga boyu gemi boyuna eşit olan dalgalarından oluştuğu varsayımına dayanmaktadır. Denklem (5) ve denklem (6) arasındaki “benzeşim” aşağıda denklem (7) ile tanımlanmıştır. Bilinmeyen ortalama değer $a(t)$ ve etkin dalga yüksekliği $\eta_{eff}(t)$, en küçük kareler yöntemi ile aşağıda denklem (7) ile verilmiş olan hata fonksiyonun minimize edilmesi ile belirlenmektedir.

$$\sum^2 = \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} [z_{w,cp}(x,t) - z_{eq}(x,t/a, \eta_{eff})]^2 dx \quad (7)$$

Ortalama değ er ve etkin dalga yüksekli ğ i değ erlerinin belirlenmesi için aşa ğ ıda denklem (8) ile gösterilen denklem sisteminin czm gerekmektedir.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \sum^2}{\partial a} = 0 \\ \frac{\partial \sum^2}{\partial \eta_{eff}} = 0 \end{array} \right\} \quad (8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \sum^2}{\partial a} = 0 \Rightarrow a(t) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n f_a(k_n) \cos(\omega_{e,n} t + \sigma_n) \\ f_a(k_n) = \frac{\sin Q}{Q}; \quad Q = \frac{L}{2} k_n \cos \chi \\ \quad \quad \quad = \frac{\omega_n^2 L}{2g} \cos \chi \quad (derin su) \end{array} \right\} \quad (9)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \sum^2}{\partial \eta_{eff}} = 0 \Rightarrow \eta_{eff}(t) = \sum_{n=1}^{\infty} c_n f_n(k_n) \cos(\omega_{e,n} t + \sigma_n) \\ f_n(k_n) = \frac{2Q \sin Q}{\pi^2 - Q^2}; \quad Q = \frac{L}{2} k_n \cos \chi \\ \quad \quad \quad = \frac{\omega_n^2 L}{2g} \cos \chi \quad (derin su) \end{array} \right\} \quad (10)$$

$f_a(k_n)$ etkin dalganın ortalama değ er transfer fonksiyonu, $f_n(k_n)$ ise etkin dalga genli ğ inin transfer fonksiyonudur. Denklem (9) ve denklem (10)'dan görüldü ğ u gibi, transfer fonksiyonları dalga sayısına, dalga boyuna ve dalga do ğ rultusu ile gemi merkez hattı arasındaki açıya ba ğ lı olarak birçok harmonik bileşenin toplamıdır. Ortalama değ er $a(t)$ ve etkin dalga yüksekli ğ inin $\eta_{eff}(t)$, transfer fonksiyonu ile ifade edilebiliyor olması, spektral olarak da ifade edilebilmelerine olanak tanımaktadır. E ğ er gerçek frekanslardaki dalga spektrumu $S_z(\omega)$ ise, ortalama değ er $a(t)$ ve etkin dalga yüksekli ğ inin $\eta_{eff}(t)$ spektrumları aşa ğ ıda gösterildi ğ i gibi elde edilebilir.

$$\begin{cases} S_a(\omega) = f_a^2(k(w)).S_z(\omega) \\ S_\eta(\omega) = f_\eta^2(k(w)).S_z(\omega) \end{cases} \quad (11)$$

Denklem (9) ve denklem (10)'daki c_n değişkenleri, denklem (12)'de gösterildiği gibi dalga spektrumuna bağlı olarak değişmektedir.

$$c_n = \sqrt{2.S_z(\omega_n)d\omega} \quad (12)$$

Bu çalışmada Bretschneider dalga spektrumu kullanılmıştır.. Boyuna düzensiz dalgalar arasındaki yalpa hareketi, en genel halde aşağıda denklem (13)'de gösterildiği gibi bir serbestlik dereceli olacak şekilde modellenmiştir.

$$\ddot{\phi} + d(\dot{\phi}) + \frac{\omega_0^2}{GM_0} \overline{GZ}(\phi, z_w(\xi, \eta, t)) = 0 \quad (13)$$

Yukarıdaki denklemde $z_w(\xi, \eta, t)$ sonsuz sayıdaki dalganın toplamından oluşan gerçek deniz yüzeyini temsil etmektedir. Doğrultma momentinin, zamana ve yalpa açısına göre değişimi ayrıca değişen dalga yüzeyine de bağlıdır. Grim'in etkin dalga yaklaşımıyla problem basitleştirilebilmektedir. Gerçek deniz yüzeyi "etkin" dalgaların toplamı olarak temsil edilebilmektedir. Böylece, değişen dalgaların değişen dalga tepesi konumları ve bu noktalardaki doğrultma momenti kollarının yalpa açısına bağlı hesabı ile uğraşmadan, sadece etkin dalga yüksekliğindeki yalpa açısına göre değişen dalga tepesi ve dalga çukuru moment kolu değişimlerinin hesaplanması yeterli olmaktadır.

$$z_w(\xi, \eta, t) \rightarrow z_{eq}(x, a(t), \eta_{eff}(t)) \quad (14)$$

$$\overline{GZ}(\phi, z_w(\xi, \eta, t)) \rightarrow \overline{GZ}(\phi, z_{eq}(x, a(t), \eta_{eff}(t))) = \overline{GZ}(\phi, a(t), \eta_{eff}(t)) \quad (15)$$

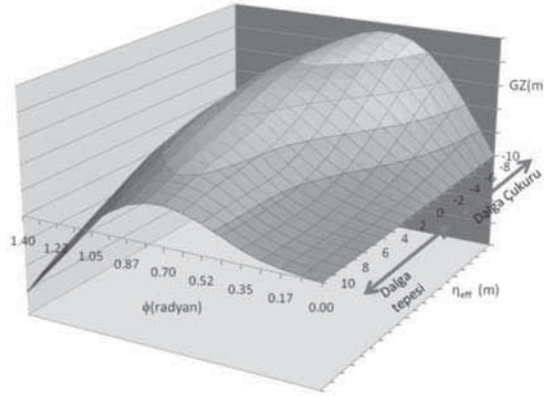
Dalıp-çıkma hareketinin de ihmal edilmesiyle, etkin dalgaların ortalama değer $a(t)$ etkisinin ihmal edilebilmesi mümkün olmaktadır. Doğrultma moment kolu yüzeyi artık sadece anlık yalpa açısı ve dalga spektrumuna bağlı olan anlık Grim etkin dalga genliği ile değişen bir fonksiyon haline gelmiştir.

$$\ddot{\phi} + d(\dot{\phi}) + \frac{\omega_0^2}{GM_0} \overline{GZ}(\phi, \eta_{eff}(t)) = 0 \quad (16)$$

Denklem (16) dalıp çıkma hareketinin büyük olmadığı durumlarda boyuna düzensiz dalgalar arasındaki parametrik yalpa hareketi için uygun ve pratik bir model olarak kullanılabilir. Dalga genliğinin negatif olduğu değerler geminin dalga çukurunda

bulunduğunu, pozitif olduğu değerler ise dalga tepesinde bulunduğunu göstermektedir. Etkin dalga genliğine göre, dalga boyu gemi boyuna eşit olan ve aşağıda denklem (17) ile tanımlanan dalgalar için geminin dalga tepesi ve dalga çukurundaki doğrultma moment kolu değerleri standart bir hidrostatik program ile yalpa açısına göre hesaplanmış ve Şekil 2’de gösterildiği gibi bir yüzey elde edilmiştir.

$$Z_{eq,calc}(x, \eta_{eff}) = \eta_{eff} \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{L} x\right) \quad (17)$$

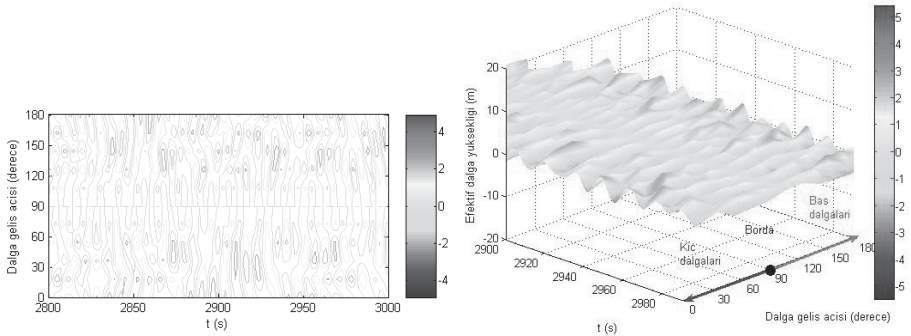


Şekil 2. Etkin dalga genliğine ve yalpa açısına bağlı doğrultma moment kolu yüzeyi

Omuzluktardan gelen dalgalarda da hesap yapılabilmesi için eşitliğin sağ tarafına zorlama terimi eklenmiştir.

$$\ddot{\phi} + d(\dot{\phi}) + \frac{\omega_0^2}{GM_0} \text{sign}(\phi) GZ(\phi, \eta_{eff}(t)) = \left(\pi \frac{2\eta_{eff}}{L} \omega_0^2 \sin(\chi) \right) \cos(\omega_e t) \quad (18)$$

Yukarıdaki denklem Matlab kullanılarak oluşturulmuş olan bilgisayar kodu ile farklı dalga geliş açılarında çözülebilmektedir. Her yalpa açısı, dalga geliş açısı ve zaman değerinde efektif dalga yüksekliği hesaplanıp, elde edilen değer ile efektif dalga yüksekliğine bağlı olarak oluşturulmuş GZ yüzeyinde interpolasyon yapılarak uygun GZ değeri belirlenmektedir. Belirlenmiş olan GZ değeri hareket denkleminde yerine konularak denklem çözümü sayısal olarak yapılmaktadır.



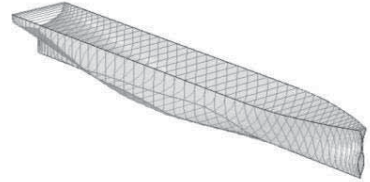
Şekil 3. Dalga karşılaşma açısına ve zaman bağlı olarak değişen efektif dalga yüksekliği değerleri

3. Örnek Gemi

Örnek olarak 1998 yılında fırtınalı hava koşulu nedeniyle büyük açılarda yalpa hareketi yaparak önemli yük kayıplarının olduğu bir konteynır gemisi seçilmiştir. Ana özellikleri Tablo 1’de, gemi formu ise Şekil 4’de verilmiştir [11,17].

Tablo 1. Örnek geminin ana özellikleri

Kaimeler arası boy (LBP):	262 m
Genişlik (B):	40 m
Su çekimi (T):	12.36 m
Ağırlık merkezinin düşey konumu (KG):	17.55 m
Yalpa jirasyon yarıçapı K_{xx} :	0.398
Blok katsayısı C_B :	0.52



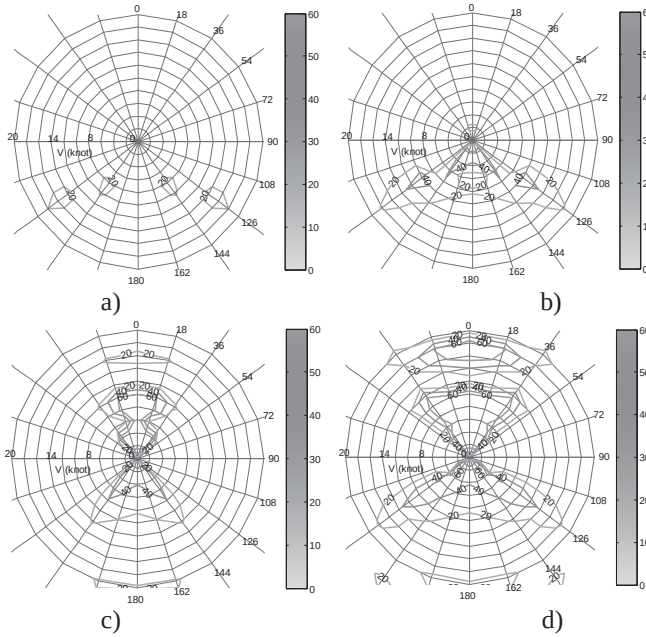
Şekil 4. Örnek geminin formu

4.Sonuçlar ve Değerlendirmeler

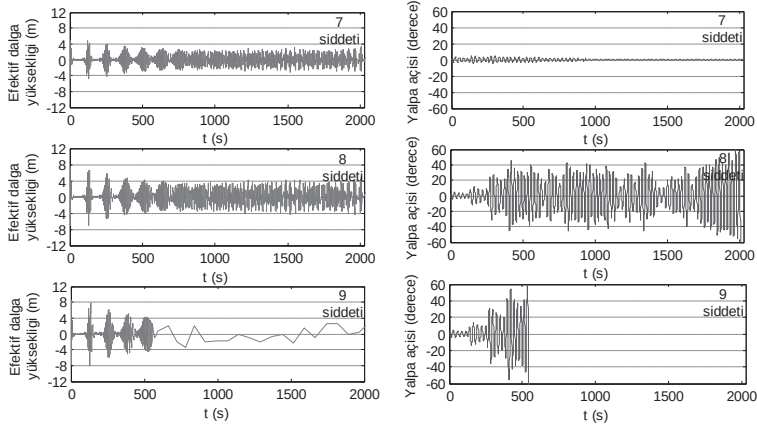
Analizde sönüm katsayısı lineer ve 0.02 değerinde alınmış, 6, 7, 8 ve 9 deniz şiddetlerinde çözüm aranmıştır. Sonuçlar karşılaşma açısı ve gemi hızına bağlı olarak Şekil 5’de verilmiştir. 6 deniz şiddetinde baştan gelen dalgalarda büyük genlikli yalpa hareketinin oluşmadığı görülmüştür. Kıçtan gelen dalgalarda ise kıç omuzluk dalgalarının 8-10 knot gemi hızı ve 14-18 knot gemi hızı aralıklarında genlikleri 20 dereceyi geçen yalpa hareketini oluşturduğu görülmüştür. 7 şiddetindeki deniz durumu için elde edilen sonuçlar, baş dalgalarında 2 knot gemi hızında genişliği maksimum 25 derece olan yalpa hareketinin oluştuğunu, kıç ve kıç omuzluktan gelen dalgalarda 2-18 knot gemi hızları arasında, genlikleri 20 dereceyi geçen yalpa hareketinin oluştuğunu göstermiştir. 8 Deniz şiddetinde ise baştan gelen dalgalarda yalpa genlikleri 60 dereceye çıkabilmektedir. 0-45 derece arasında ve 0-12 knot gemi hızları arasında yalpa hareketi genliklerinin 60 derece civarında

olduğu görülmüştür. Kıçtan gelen dalgalarda 0 ve 12 knot gemi hızları arasında maksimum genliği 50 derece olan yalpa hareketinin olduğu ve kış omuzluk dalgalarının da risk içerdiği görülmüştür. Son olarak, 9 deniz şiddeti için elde edilen sonuçlar baş dalgalarında 0-14 knot gemi hızları ve 16-19 knot gemi hızları arasındaki yalpa genliği değerlerinin omuzluk dalgalarına kadar 50 dereceyi aştığını göstermiştir. Kıçtan gelen dalgalarda ise, omuzluklarda oluşan büyük genlikli yalpa hareketinin 1 ve 18 knot gemi hızları arasında oluştuğunu göstermiştir.

Elde edilen sonuçlar, büyük açılarda yalpa hareketinin ve devrilme olayının karşılaşma frekansı ve dalga yüksekliğine bağlı olduğunu göstermiştir. Şekil 6'da zamana bağlı olarak efektif dalga genliği değişimi ve yalpa hareketinin genlik değerleri 7, 8, 9 deniz şiddeti durum için karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Karışık deniz durumunda, ilk bakışta periyodik olarak değişen bir deniz yüzeyi olmadığı için parametrik yalpa hareketinin düzenli dalgalarda görüldüğü gibi büyük genliklerde olmayacağı düşünülebilir, fakat elde edilen sonuçlar dalga guruplarına bağlı olarak yalpa genliklerinin aniden artabildiğini ve hatta gemilerin devrilmesine neden olabildiğini göstermiştir.



Şekil 5. Dalga karşılaşma açısı ve gemi hızına bağlı yalpa açısı değerleri a) 6 deniz şiddeti, b) 7 deniz şiddeti, c) 8 deniz şiddeti, d) 9 deniz şiddeti



Şekil 6. Farklı deniz şiddetlerinde zamana bağlı efektif dalga yükseklikleri ve yalpa genlikleri ($V = 8$ knot, 7, 8 ve 9 deniz şiddeti)

Ayrıca parametrik yalpa hareketinin kış omuzluk dalgalarında daha fazla risk içerdiği görüşünün aksine baş dalgalarında da düşük hızlarda büyük genlikli yalpa hareketinin oluşabileceği gösterilmiştir.

Kaynaklar

- [1] Watanabe, Y., "On the dynamic properties of the transverse instability of a ship due to pitching." *Journal of Society of Naval Architects Japan*, Vol. 53, pp.51–70 (1934).
- [2] Kempf, G., "Die Stabilität Beanspruchung der Schiffe Durch Wellen und Schwingungen." *Werft Reederei Hafen*, Vol.19 pp. 200–202 (1938).
- [3] Graff, W. and Heckscher, E., "Widerstand und Stabilität Versuche mit Drei Fischdampfer Modellen." *Werft Reederei Hafen*, Vol.22 pp.115–120 (1941).
- [4] Kerwin, J.E., "Note on rolling in longitudinal waves." *International Shipbuilding Progress*, Vol. 2, No. 16, pp. 597–614 (1955)
- [5] Paulling, J.R. and Rosenberg, R.M., "On unstable ship motions resulting from nonlinear coupling." *Journal of Ship Research*, Vol. 3 pp. 36–46 (1959).

- [6] Gawthrop, P.J., Kountzeris, A. and Roberts, J.B., "Parametric identification of nonlinear ship roll motion from forced roll data." *Journal of Ship Research*, Vol. 32 No.2, pp. 101–111 (1988).
- [7] Sanchez, N.E. and Nayfeh, A.H., "Nonlinear rolling motions of ships in longitudinal waves." *International Shipbuilding Progress*, Vol.37, No. 411, pp. 247–272, (1990).
- [8] Nayfeh, A.H. and Oh, I.G., "Nonlinearly coupled pitch and roll motions in the presence of internal resonance; part 1, theory." *International Shipbuilding Progress*, Vol. 42, pp. 295–324, (1995).
- [9] Falzarano, J.M., Esparza, I., Taz U.I. and Mulk, M., "A combined steady-state and transient approach to study large amplitude ship rolling motion and capsizing." *Journal of Ship Research*, Vol. 39, No.3, pp. 213–224 (1995).
- [10] Paulling, J.R., Kastner, S. and Schaffran, S., *Experimental Studies of capsizing of intact ships in heavy seas*, U.S. Coast Guard Technical Report, (also IMO Doc. STAB/7, 1973), (1972).
- [11] France, W.N., Levaduo, M., Treacle, T.W., Paulling, J.R., Michel, R.K. and Moore, C., "An investigation of head-sea parametric rolling and its influence on container lashing systems." *Marine Technology*, Vol. 40, No.1 pp. 1–19 (2003).
- [12] Spyrou, K.J., "Designing against parametric instability in following seas." *Ocean Engineering*, Vol. 27, pp. 625–653 (2000).
- [13] Neves, M.A.S. and Rodriguez, C.A., "Influence of non-linearities on the limits of stability of ships rolling in head seas." *Ocean Engineering*, Vol. 34, pp. 1618–1630 (2006).
- [14] Bulian, G., Francescutto, A. and Lugni, C., "On the nonlinear modeling of parametric rolling in regular and irregular waves." *International Shipbuilding Progress*, Vol. 51, pp.205–220 (2004).
- [15] Peşman E. and Taylan M., "Influence of varying restoring moment curve on parametric roll motion of ships in regular longitudinal waves." *Journal of Marine Science and Technology*, (Japan), Accepted 3 May (2012).
- [16] Shin, Y.S., Belenky, V.L., Paulling, J.R., Weems, K.M. and Lin, W.M., "Criteria for parametric roll of large containerhips in longitudinal seas." *SNAME Transactions*, Vol. 112, pp. 14–47, (2004).

- [17] ABS, *Guide for the assessment of parametric roll resonance in the design of container carriers*, American Bureau of Shipping, Houston, (as amended 2008), (2004).
- [18] Belenky, VL., "On risk evaluation at extreme seas," *Proceedings of the 7th international stability workshop*, Shanghai, China, pp. 188–202 (2004)
- [19] Hashimoto, H., Umeda, N. and Matsuda, A., "Experimental and numerical study on parametric roll of a Post-Panamax container ship in irregular wave." *Proceedings of STAB'06 9th international conference on stability of ships and ocean vehicles*, Rio de Janeiro, Brazil, pp. 181–190 (2006).
- [20] Francescutto, A., "Intact stability of ships recent developments and trends." *Proceedings of 10th international symposium on practical design of ships and other floating structures PRADS'07*, Houston, Vol 1, pp. 487–496 (2007).
- [21] Grim, O., "Beitrag zu dem Problem der Sicherheit des Schiffes im Seegang", *Schiff und Hafen*, No. 6, pp. 490-497, 1961

HATA AĞACI ANALİZİ İLE STANDBY SİSTEMLERİN GEMİ KULLANILABİLİRLİĞİ ÜZERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Oğuz AKKAYA¹ ve Oğuz Salim SÖĞÜT²

ÖZET

Bu makalede, gemilerde ana sistem ve cihazların standby ünitelerinin olmadığı ve standby ünitelerin bulunduğu iki gemi sistem konfigürasyonunun kullanılabilirliği, hata ağacı analizi yönteminin kullanıldığı Isograph Reliability Workbench 11.0 FTA yazılımı ile hesaplanarak, kullanılabilirlik, beklenen arıza sayısı, arıza frekansı, toplam arızalı kalma süresi ve iki arıza arasındaki ortalama zaman değerleri sunulacaktır. Makalede, iki konfigürasyonun analiz sonuçları incelenerek standby sistemlerin gemi kullanılabilirliği üzerine etkisi karşılaştırmalı grafiklerle gösterilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Gemi Tahrik Sistemi, Gemi Yardımcı Sistemleri, Hata Ağacı Analizi, Kullanılabilirlik.

1 Deniz Harp Okulu Komutanlığı, Mesleki Bilimler Bölüm Başkanlığı, Gemi Makineleri İşletme Anabilim Dalı Başkanlığı, Tel: 0216 395 26 30 / 3451, e-posta: oakkaya@dho.edu.tr

2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 65 07, e-posta: sogut@itu.edu.tr

1.Giriş

Bir geminin denizde emniyetli şekilde seyir yapabilmesi maksadıyla tam yeterlilikle çalışması gereken ana sistemler olarak; ana tahrik sistemi, dümen sistemi, elektrik üretim sistemi ve yara savunma sistemi sayılabilir. Bu sistemlerden herhangi birinin görevini yerine getirememesi, geminin görevini yerine getirmesine engel olacaktır.

Hata Ağacı Analizi, görevi gerçekleştirilemeye olasılığını arıza veya arızalar kombinasyonlarını kullanarak hesaplayan, arıza nedenlerini diyagram olarak veren bir analiz metodudur. Hata Ağacı Analizinin yapılmasının dayandığı gerekçeler; bir arızanın başka bir arızanın oluşmasına neden olabilmesi, arızadan geriye doğru gidilerek arıza nedenlerinin tespit edilebilmesi ve belirlenen arıza nedenleri bir ağaç diyagram halinde listelendiğinde arızaların birbirleri ile ilişkilerinin tespit edilerek değerlendirilmelerde bulunulabilmesi olarak sıralanabilir.[1]

Hata Ağacı Analizi yapılması ile analistin görevin yerine getirilmesine engel olan arızalara odaklanmasını sağlar, elde edilen sonuçların çalışanlara ve üst makamlara aktarılması kolaylaşır, sistemin görevi yerine getirmesine engel olan en önemli arızalar ortaya çıkar, sistem bileşenlerinin arıza bilgileri sayısal olarak çıkartılabilir ve karar vericiler sistemin yeterliliği hakkında karar verebilir.

Geminin görevi yerine getirebilecek seviyede kullanılabilirliğini incelemek amacıyla, ilk olarak ana cihazların standby ünitelerinin bulunmadığı bir gemi konfigürasyonu oluşturulmuştur. Hazırlanan ikinci konfigürasyonda kullanılabilirliğe etkisi olacağı değerlendirilen cihazların standby üniteleri gemi konfigürasyonuna eklenmiştir. İlk konfigürasyondaki cihazlarla aynı arıza oranına sahip olarak eklenen bu cihazlar; bir adet ana makine, bir adet jeneratör, bir adet dümen motoru, dümen sistemi valf selenoid grubu ve piston ünitesi, yeke dairesine eklenen manuel olarak kumanda edilen hidrolik dümen ve bir adet yangın pompasıdır.

Çalışmada gemi konfigürasyonlarının oluşturulmasında ve hesaplamaların yapılmasında Isograph Reliability Workbench 11.0 FTA modülü kullanılmıştır. Gemi sistemini oluşturan alt sistemler Hata Ağacı (FT) üzerinde gösterilmiştir. Kullanılan modülün girdisi olarak MTTF ve MTTR değerleri kullanılmıştır. İlk konfigürasyonda arıza olarak konfigürasyonda yer verilen olaylar için MTTF ve MTTR değerleri girilmiş, ikinci konfigürasyonda standby olarak eklenen cihazlara da aynı değerler uygulanmıştır. Aynı arıza oranlarına sahip yedek cihazlar eklenmek suretiyle standby ünitelerin sistem kullanılabilirliği üzerine etkisi gözlemlenmiştir.

2. Tanımlar

2.1. Kullanılabilirlik

Kullanılabilirlik; bir cihazın, herhangi bir zamanda görev yapmasına ihtiyaç duyulduğunda, istenen seviyede görev yapabilme derecesi olarak tanımlanmaktadır[2]. Kullanılabilirliği etkileyen faktörler, arızalar arasındaki ortalama zaman (MTBF), onarımlar için harcanan ortalama zaman (MTTR) ve koruyucu bakım için harcanan zaman olarak sıralanabilir. Bir cihazın kullanılabilirliği aşağıdaki formül ile hesaplanabilir[3].

$$\text{Kullanılabilirlik} = \frac{MTBF}{MTBF + MTTR + \text{Koruyucu Bakım Zamanı}} \quad (1)$$

Kullanılabilirlik, bir geminin istendiğinde görev yapabilme olasılığını temsil etmektedir. Bu çalışmada sistem ve cihazlara uygulanan koruyucu bakım zamanı ihmal edilmiştir.

2.2. Arızaya Kadar Geçen Ortalama Zaman (MTTF)

Bu değer arızalar arasında geçen toplam zamanın arıza sayısına oranlanması ile elde edilir. Bu değer aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$MTTF = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i \quad (2)$$

t : İki arıza arası çalışma saati

n : Arıza sayısı

2.3. Onarımlar İçin Harcanan Ortalama Zaman (MTTR)

Bu değer arızaların onarımları için harcanan toplam zamanın yapılan onarım sayısına oranı olarak ifade edilir ve aşağıdaki formül ile hesaplanabilir.

$$MTTR = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m z_i \quad (3)$$

z : Onarım için harcanan zaman

m: Onarım sayısı

3. Isograph RWB 11.0 FTA Modülü

Isograph RWB 11.0 yazılımının FTA modülü kullanılarak her iki gemi konfigürasyonu ayrı ayrı oluşturulmuş ve Hata Ağacı Analizleri yapılarak gemi konfigürasyonlarının göreve hazır bulunmama olasılıkları hesaplatılmıştır.

Isograph RWB yazılımı hata ağacı oluşturulup, sistem bileşenlerinde meydana gelen arızalarla ilgili MTTF ve MTTR değerleri girildikten sonra, sistem bileşenleri ve sistemin toplamı için kullanılamama olasılığını vermektedir. Bu olasılığı hesaplariken aşağıdaki formül kullanılmaktadır[4].

$$Q(t) = 1 - e^{-\lambda t} \quad (4)$$

$Q(t)$ kullanılamama olasılığını, λ ise ilgili bileşenin arıza oranını temsil etmektedir. Arıza Oranı (λ)'nın hesaplanmasında kullanılan formül;

$$\lambda = \frac{f}{T} \quad (5)$$

f arıza sayısını, T ise arıza sayısının incelendiği proje süresini temsil etmektedir.

4. Sistem Konfigürasyonları ve Hesaplama Yöntemleri

Gemilerde mevcut sistem tipleri genel olarak iki ana başlıkta toplanabilir[5].

1. Seri Sistemler
2. Paralel Sistemler

4.1. Seri Sistemler

Seri sistemler sistem görevinin başarılabilmesi için tüm bileşenlerin görevini yerine getirmesi gereken sistemlerdir[6]. Bu sistemler hata ağacında VEYA (OR) kapıları ile bağlanırlar. Şekil 1. de seri bir sistem örneği verilmiştir.



Şekil 1. Seri sistem örneği

Seri bir sistemin kullanılamama olasılık fonksiyonu;

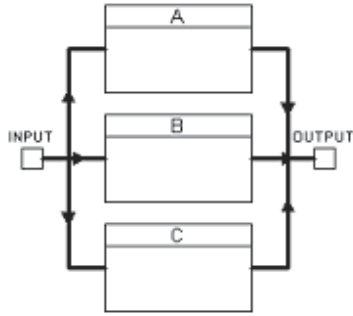
$$Q_{sys} = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (6)$$

olarak gösterilmekte olup Şekil 1' de gösterilen sistemin kullanılamama olasılığı aşağıdaki formülle hesaplanır.

$$Q_{sys} = Q_A + Q_B + Q_C \quad (7)$$

4.2. Paralel Sistemler

Bileşenlerinin paralel olarak bağlandığı sistemler, görevin başarılabilmesi için bileşenlerden birinin tam olarak çalışmasının yeterli olduğu sistemlerdir[6]. Standby üniteler hata ağacı oluşturulmasında ana cihazlara paralel olarak VE (AND) kapısı ile bağlanırlar. Paralel bileşenlere sahip örnek sistem konfigürasyonu Şekil 2' de gösterilmiştir.



Şekil 2. Paralel sistem örneği

Paralel bağlanmış bir sistemin kullanılamama olasılık fonksiyonu

$$Q_{sys} = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (8)$$

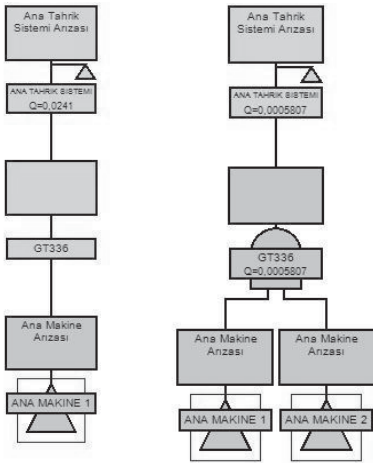
olup, Şekil 2. de gösterilen paralel sistemin hazır bulunmama olasılığı formül (9) ile hesaplanır.

$$Q_{sys} = Q_A \cdot Q_B \cdot Q_C \quad (9)$$

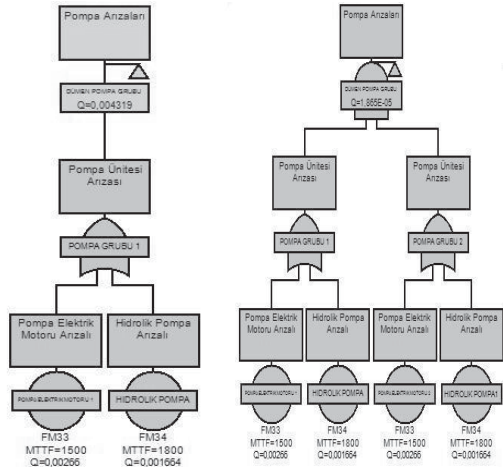
5. Değerlendirme ve Analiz

Bu çalışmada proje süresi sistemlerin çalışma saati olarak 3000 saat belirlenmiştir. Gemi dört ana sisteme ayrılmıştır. Ana tahrik sistemi, dümen sistemi, elektrik üretim sistemi ve yara savunma sistemleri, bu sistemlerde meydana gelebileceği değerlendirilen arızaların MTTF ve MTTR değerlerinin girildiği hata ağacı oluşturularak her ana sistemin kullanılamama olasılığı hesaplatılmıştır. Ana sistemler seri olarak VEYA (OR) kapıları ile bağlandığından kullanılamama olasılıkları toplanarak geminin toplam kullanılamama olasılığı hesaplanmıştır.

İlk konfigürasyonda ana tahrik sisteminin tek ana makineye sahip olduğu değerlendirilerek, ana makinede meydana gelebilecek arızalar birer olay olarak hata ağacına eklenmiştir. Olay olarak hata ağacına eklenen arızalar; yakıt sistemi arızası, yağlama yağı basıncının düşmesi, yağlama yağı hararetinin yükselmesi, soğutma suyu hararetinin yükselmesi, şarj hava sistemi, makine alarm sistemi, start sistemi ve yağlama yağına su karışması arızalarıdır. İlk konfigürasyona ek olarak ikinci konfigürasyonda sisteme bir ana makine daha eklenerek ana tahrik sisteminin kullanılamama olasılığı hesaplanmıştır. Şekil 3’de ana tahrik sistemi için oluşturulan konfigürasyonlar gösterilmektedir. Ana tahrik sisteminin kullanılamama olasılığı ikinci ana makinenin eklenmesi ile 0,0241 den 0,005807 ye düşmektedir.



Şekil 3. Ana tahrik sistemi.



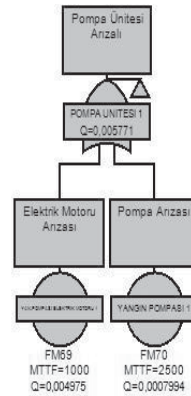
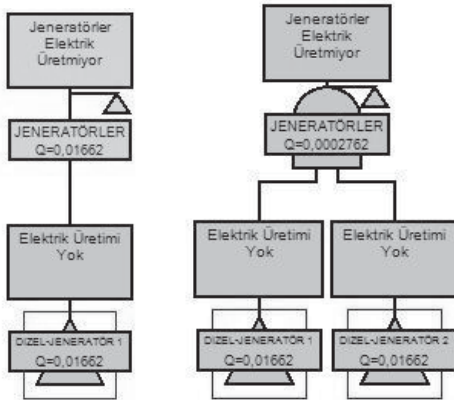
Şekil 4. Dümen motorları.

Gemi konfigürasyonunda oluşturulan dümen sisteminde meydana gelebilecek arızalar; manuel dümen sistemi, hidrolik dümen pompaları, elektro-hidrolik dümen motorları, selenoid sistemler ve piston arızalarıdır. İlk konfigürasyona ek olarak ikinci konfigürasyonda yeke dairesine bir

adet manuel hidrolik pompa, bir adet elektro-hidrolik dümen motoru, bir adet selenoid valf grubu ve bir adet piston sisteme standby olarak eklenmiştir. Elektro-hidrolik dümen motorlarının iki konfigürasyondaki hata ağacı diyagramları Şekil 4.'de gösterilmiştir. Standby pompanın eklenmesi ile elektro-hidrolik dümen motorlarının kullanılamama olasılığında düşüş görülmüştür. Diğer standby ünitelerin de dümen sistemine eklenmesi ile kullanılamama olasılığı 0,0004079' a kadar düşmüştür.

Gemi elektrik üretim sisteminde kullanılan jeneratörlerin elektrik üretememesi için dizel motor arızalarına ek olarak meydana gelebilecek arızalar; uyartım akımının olmaması, slipring ve fırça arızaları olarak belirlenmiştir. İlk konfigürasyonda bir jeneratör mevcut iken, ikinci konfigürasyonda standby bir jeneratör daha eklenmiştir. Her iki konfigürasyonda jeneratör arızaları nedeniyle elektrik üretilmemesi olasılığını gösteren hata ağacı diyagramları Şekil 5.'de gösterilmiştir.

Yara savunma sisteminde meydana gelmesi muhtemel arızalar; yangın pompası, tahliye sistemi ve yangın devresinde kaçak olması arızaları olarak belirlenmiştir. Yangın devresinde ikinci konfigürasyonda ikinci bir standby yangın tulumbası sisteme eklenmiştir. Her iki konfigürasyona ait hata ağacı diyagramları Şekil 6' da gösterilmiştir. İkinci yangın tulumbasının eklenmesiyle yangın pompalarının kullanılamama olasılığı 0,005771 den 0,0000333'e gerilemiştir.



Şekil 5. Jeneratör hata ağacı diyagramı . Şekil 6. Yangın pompaları hata ağacı diyagramı.

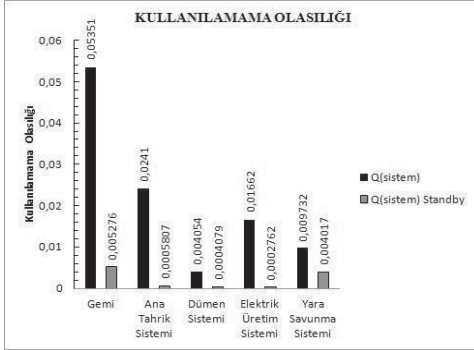
Oluşturulan gemi konfigürasyonlarına ait hata ağacı analizi sonuçları karşılaştırmalı olarak Tablo 1'de sunulmuştur.

Gemi ve alt sistemlerin kullanılamama olasılıklarının karşılaştırılması Şekil 7’de olduğu gibi grafiksel olarak yapıldığında, ana sistemlerde kullanılamama olasılıklarının düştüğü, bu düşüşlerin gemi toplam kullanılamama olasılığını on kat kadar düşürdüğü tespit edilmiştir. Kullanılamama olasılıklarındaki bu düşüşün nedeni standby cihazların ana cihazların yedeği olarak hazır bulunmalarıdır.

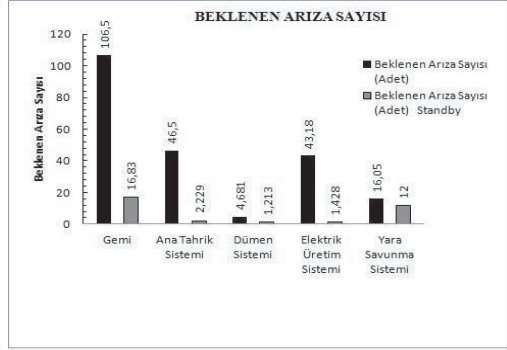
Tablo 1. Konfigürasyonlara ait analiz sonuçlarının karşılaştırılması.

SİSTEM/ ALT SİSTEM	Q		Beklenen Arıza		Toplam Arıza		Arıza Frekansı		MTBF (Saat)	
	Standby		Standby		Standby		Standby		Standby	
	Yok	Var	Yok	Var	Yok	Var	Yok	Var	Yok	Var
Gemi	0,05351	0,00528	106,5	16,83	159,7	15,75	0,03548	0,00562	28,19	178
Ana Tahrik Sistemi	0,0241	0,00058	46,5	2,229	71,93	1,733	0,0155	0,00075	64,53	1339
Dümen Sistemi	0,00405	0,00041	4,681	1,213	12,1	1,218	0,00156	0,0004	640,9	2473
Elektrik Üretim Sistemi	0,01662	0,00028	43,18	1,428	49,61	0,8244	0,01439	0,00048	69,48	2090
Yara Savunma Sistemi	0,00973	0,00402	16,05	12	29,05	11,99	0,00535	0,004	187	250

Şekil 8’de sunulan sistemde beklenen toplam arıza sayıları karşılaştırılmasında, ikinci konfigürasyonda eklenen standby cihazlar aynı arıza oranlarına sahip olmalarına rağmen arıza sayılarının birinci konfigürasyona göre oldukça düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 7. Kullanılamama olasılıkları.

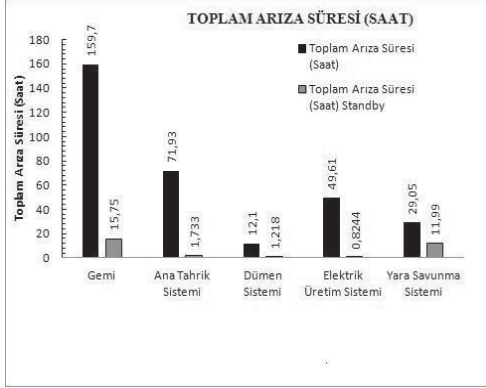


Şekil 8. Beklenen arıza sayısı.

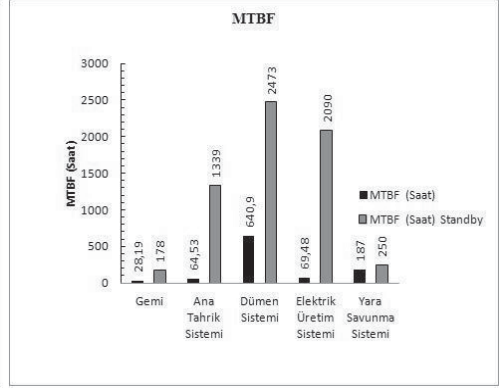
Geminin ve gemiyi oluşturan ana sistemlerin, proje süresi olarak tespit edilen 3000 çalışma saati süresince, toplam arızalı kalma sürelerinin karşılaştırıldığı diyagram Şekil 9’da sunulmuştur. Geminin görevi yerine getiremeyeceği değerlendirilen süre ilk konfigürasyonda 159,7 saat olarak hesaplanırken, ikinci konfigürasyonda bu süre 15,75 saate kadar düşmüştür. Bu değer hesaplanırken yazılımda MTTR değerleri göz önüne alınmıştır. Ana cihazların

arızalanması durumunda standby cihazlar görevin yerine getirilmesini sağlayacağından arızalı kalma süresi düşük çıkmıştır.

İki konfigürasyon için arızalar arası ortalama zaman değerlerinin karşılaştırıldığı diyagram Şekil 10'da gösterilmektedir. İlk konfigürasyonda ana sistemler ve gemi sisteminin arızalar arası ortalama zaman değerleri ikinci konfigürasyondaki değerlere göre daha düşüktür. Bu değerler standby sistemlerin mevcut olmadığı durumlarda ana sistemlerin, dolayısıyla da geminin daha sık görev yapamaz hale geleceğini göstermektedir.



Şekil 9. Toplam arıza süresi karşılaştırması.



Şekil 10. MTBF karşılaştırması.

6. Sonuçlar

Isograph RWB 11.0. FTA modülünde oluşturulan jenerik ilk gemi konfigürasyonunda standby cihazların yoksunluğu nedeniyle, geminin kullanılamama olasılığı, standby cihazların eklendiği ikinci konfigürasyona göre daha yüksek çıkmaktadır. Standby cihazlar eklendikleri sistemlerin kullanılamama olasılıklarını düşürmekte, geminin görev yapabilmeye hazır bulunuşunu arttırmaktadır.

Ana sistemlere, arızalanmaları durumunda geminin görev yapmasını engelleyeceği düşünülen cihazların yedekleri eklendiğinde, ilgili sistemlerin kullanılamama olasılığı, toplam arızalı kalma süresi ve meydana gelmesi ihtimal dahilinde olan arızaların sayısında görülen düşüş ile sistemde meydana gelen arızalar arası ortalama zamanda görülen artış, standby sistemlerin eklenmesinin ana sistemlerin dolayısıyla geminin kullanılabilirliğini arttırdığını göstermiştir. Standby sistemlerin oluşturulan jenerik gemi sistemleri dışında kalan özel sistemlerde de kullanılmasının gemi tipine göre beklenen görevlerin yerine getirilebilmesi olasılığını arttıracığı değerlendirilmiştir.

7. Kaynaklar

- [1] Molland A.F. (Editör), “The Maritime Engineering Reference Book - A Guide to Ship Design, Construction and Operation”, Elsevier Ltd., pp. 829-830, 2008.
- [2] MIL-STD-721C, Military Standard Definitions of Terms for Reliability and Maintainability, Department of Defense of USA, 1981.
- [3] O'Connor P. D.T, “Practical Reliability Engineering”, John Wiley & Sons, Newyork,USA, 1981.
- [4] Lewis, E.E., “Introduction to Reliability Engineering”, John Wiley & Sons, Newyork,USA, 1996.
- [5] Isograph Reliability Workbench Version 11 FaultTree+ User Guide, 2011.
- [6] Nachlas, J.A., “Reliability Engineering : Probabilistic Models and Maintenance Methods”, Taylor & Francis, Boca Raton, USA, 2005.

HAVA KRİTERLERİNİN DEĞERLENDİRİLMESİ VE GÜVENİLİRLİĞİ

Metin TAYLAN¹

ÖZET

Bu makalede; mevcut hava kriterlerinin genel bir değerlendirilmesi yapılmış ve aralarındaki farklılıklar değerlendirilmiştir. Bilindiği gibi, ticari ve askeri gemiler için geçerli olan stabilite kuralları içinde hava kriteri olarak bilinen ve gemilerin dalga ve rüzgar gibi dinamik kuvvetlerin etkisi altında stabilitesini irdeleyen kurallar da mevcuttur. 2008 yılında güncellenerek yürürlüğe giren IMO “2008 Hasarsız Stabilite Kodu” içinde yer alan hava kriterinin yanı sıra, çeşitli ülkelerin özellikle askeri gemiler için geçerli hava kriterleri mevcuttur. Bu farklı kriterlerdeki hesap ve değerlendirme yöntemleri bazı kabullere dayanır. Makalede, kurallar arasındaki temel farklılıklar değerlendirilmiş ve yapılan kabullerin gerçekliği incelenmiştir. Bahsedilen farklılık ve kabullerin nihai stabilite değerlendirmesi üzerindeki etkisini görmek amacıyla, tüm kurallar örnek bir gemiye uygulanmıştır.

Anahtar kelimeler: Hava kriteri, Stabilite, Rüzgar basıncı, Askeri stabilite kuralları

1. Giriş

En basit anlamda, stabilite kuralları, gemilerin güvenli bir biçimde yüzebilmesi ve seyir yapabilmesi için kabul edilebilir emniyet sınırlarını belirleyen kodlar olarak adlandırılabilir [1]. Herhangi bir klase tabi gemilerin, diğer kurallar gibi, stabilite kurallarını da sağlaması zorunludur. Bu kurallar, ihtiyaçlara uygun olarak veya özellikle de bir kaza sonrasında ortaya çıkan bir aksaklık/eksikliği gidermek amacıyla sürekli olarak güncellenirler. Mevcut stabilite kuralları, daha çok geminin statik durumunu dikkate alarak ve bir takım sınır değerler tanımlayarak gemilerin stabilitesini değerlendirir. Rüzgar, dalga gibi dış etkenlerin neden olduğu dinamik etkiler ise, genelde belli ampirik bağıntılar kullanılarak hesaba katılır. 1948 yılında kurulan IMO’nun, Uluslararası Denizcilik Örgütü (International Maritime Organization) amacı, gemicilik sektörü ile ilgili olarak, mevzuat açısından üye ülkeler

¹ İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 6410, e-posta: taylan@itu.edu.tr

arasında işbirliği sağlayarak denizde güvenlik, seyrüsefer etkinliği ve gemilerden kaynaklanan deniz kirliliğinin önlenmesini sağlamaktır.

Gemilerin stabilitesi ile ilgili çalışmalar çok öncelere dayanmasına rağmen, gemilere uygulanan ilk Uluslararası stabilite kuralı, IMO A.167 önergesiyle 1968 yılında yürürlüğe girmiştir. Bu önergedeki kriterler, Rahola'nın 1939 yılında yaptığı istatistiki çalışmalar esas alınarak geliştirilmiştir. A.167 önergesindeki kriterler, gemilere etki eden dış kuvvetleri dikkate almamıştır. Bu nedenle, IMO 1985 yılında A.562 önergesiyle hava kriterini yürürlüğe koymuştur. Bu önergedeki kriterler, A.167 önergesinde olmayan dış etkilere karşı, kötü hava koşullarında gemilerin sağlaması gereken kuralları olup, özellikle rüzgara açık yanal alanları büyük olan yolcu, ro-ro konteyner vb. gemi tiplerine A.167'deki kriterlere ilave olarak uygulanmaya başlanmıştır. IMO, A.562 önergesindeki kriterlerin, 45 m ve üzeri boydaki balıkçı gemilerine de uygulanmasını tavsiye etmiştir.

IMO, 1993 yılında gemilere uygulanan stabilite kriterlerini A.749(18) önergesinde toplayarak yürürlüğe koymuş ve daha önce konuyla ilgili yayınladığı önermeleri yürürlükten kaldırmıştır. A.749(18) önergesi 1998 yılında "Intact Stability Code" – MSC.75(69) adı altında güncellenmiştir. Daha sonra yapılan değişikliklerle kod, 2008 yılında "2008 Hasarsız Stabilite Kodu" olarak nihai halini almış ve 1975 SOLAS Sözleşmesi ile 1988 Yükleme Hattı Protokolünde kodun uygulanması zorunlu hale getirilmiştir [3], [13]. IMO'da hava kriterinin yerini alacak ve geminin dinamik etkiler altındaki stabilitesini daha gerçekçi biçimde değerlendirecek ikinci nesil bir kriter üzerindeki çalışmalar halen devam etmektedir [5], [6], [15].

2. Mevcut Hava Kriterleri ve Alternatif Çalışmalar

IMO'nun önerdiği hava kriterinin bazı gemi tiplerine uygulanmasında karşılaşılan zorluklar ve problemler üzerine, konuyla ilgili olarak çeşitli ülkelerde araştırmalar yapılmıştır. Yapılan çalışmaların özeti ve IMO hava kriterinde karşılaşılan tutarsızlıklar aşağıda ülke bazında özetlenmiştir. Bu bölümde ayrıca, mevcut askeri ve ulusal hava kriterlerinin ana hatları verilmiştir [11].

2.1 Japonya

Japonya'da, hava kriterinin küçük yolcu gemilerine uygulanması ile ilgili bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışma, birkaç model üzerinde yapılan yalpa testlerini içermektedir. Bu testlerde elde edilen sonuçlara göre, tavsiye edilen sönüm katsayısı değeri 0.02'nin çok düşük ve hesaplanan efektif dalga eğimi katsayısının çok yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu iki faktör, yalpa açısı değerinin olması gerekenden daha fazla hesaplanmasına neden olduğu saptanmıştır.

2.2 İtalya

İtalya'da, araştırmacılar IMO hava kriterinin büyük yolcu gemilerine uygulanmasında karşılaşılan problemlerle ilgilenmişler ve OG/T, B/T ve yalpa periyodunun büyük değerleri

bulduğu gemilerde, yalpa açısının olması gerektiğinden fazla hesaplandığını saptamışlardır. Araştırmacılar, yalpa açısı tahminlerini aşağıdaki dört temele dayandırmışlardır:

- IMO, efektif dalga eğimi katsayısını hesaplamak için kullandığı denklemi, OG/T oranı 0.4 ile 0.6 arasında değişen gemilerden elde etmiştir (Burada; OG metre cinsinden geminin ağırlık merkezi ile su hattı arasındaki mesafedir ve yukarı yönde pozitif kabul edilir). Dolayısıyla efektif dalga eğimi katsayısı bu değerlere göre en fazla 1 olarak elde edilmektedir. Ancak, birçok modern geminin OG/T oranı 1’den büyük çıkmaktadır. Bu yüzden araştırmacılar, efektif dalga eğimi katsayısının en büyük değerinin 1 alınması gerektiğini savunmuşlardır.
- X1 değeri, B/T’nin 2.4 ve 3.5 değerleri arasında lineer olarak değişmektedir. Bu aralığın dışında X1 değeri için sabit değerler kabul edilmiştir. Fakat birçok modern geminin B/T oranı 3.5’den büyüktür (burada; X1 geminin B/T oranına göre belirlenen sönüm katsayısı, X2 ise C_B oranına göre belirlenen sönüm katsayısıdır).
- IMO’nun uyguladığı yöntem, B/T=2.9, $C_B=0.6$ ve %2 yalpa omurgası alanına sahip bir gemi için Japon kriterinin uyguladığı yöntemle aynı güvenlik seviyesini verecek şekilde ayarlanmıştır. Fakat birçok modern gemi bu parametrelerden önemli ölçüde farklılık göstermektedir.
- “s” değerini gösteren tablo, yalpa periyodu 6 ile 20 saniye olan gemilere göre verilmiştir. Bu aralığın dışında sabit değerler kabul edilmektedir. Fakat birçok modern geminin yalpa periyodu 20 saniyeyi geçmektedir.

2.3 Almanya

Almanya’da yapılan çalışmalar hava kriterinin, daha çok Ro-Ro, Ro-Pax ve bazı konteyner gemilerine uygulanması üzerine olmuştur. Yalpa açısının, olması gerekenden daha büyük hesaplandığı görülmüş ve bazı ek faktörler tanımlanmıştır.

Gemilerin birçoğunun artan meyil açılarında eğimin azaltılması ile yüksek başlangıç stabilitelere sahip olduğu belirtilmiştir. Yalpa periyodu hesabı GM’e dayandırılmış, fakat meyil açısının etkisi de hesaba katılmıştır. Daha büyük yalpa periyotlarının, daha büyük meyil açılarında düşük GM ile ilgili olduğu belirtilmiştir.

Özellikle güvertelerinde yük taşıyan gemilerin, varsayılan değerlerden daha büyük atalet momentine sahip oldukları ifade edilmiştir. Birçok geminin ise daha büyük B/T oranları ve buna bağlı olarak daha büyük ek kütle momentleri bulunmaktadır.

2.4 BSRA Hava Kriteri

BSRA (British Society for Research on Ageing) tarafından verilen hava kriteri, gemi ve çevre ile ilgili parametreleri ve gemi tepkilerinin hesabı için kanıtlanmış metotları kullanarak mevcut hava kriteri performansını kanıtlamak amacıyla yapılan çalışmaların sonucunu göstermektedir [7]. Hava kriterindeki parametreler belirtilmiş ve kriterin önerilen formu detaylarıyla gösterilmiştir. Örnek olarak seçilen üç İngiliz gemisi için yapılan hesaplamaların sonuçları, IMO hava kriterinin sonuçları ile karşılaştırılarak sunulmuştur.

BSRA, matematik modelleme yöntemi kullanarak Japonlar tarafından önerilen hava kriterinin hesaplama aşamalarını doğrulamak için bir çalışma gerçekleştirmiştir. Bu çalışma; rüzgar, rüzgar sağanağı ve dalga yüklerinin tespiti ve geminin bu olaylara tepkisinin hesaplanmasını orijinal önerideki gibi ele almış ve önerilen kriterin daha doğru sonuçlar vermesini amaçlamıştır. Çalışma çerçevesinde, IMO hava kriterinde birçok yetersizlik tespit edilmiş ve bunlardan bazıları İngiltere tarafından IMO'ya sunulmuştur.

2.5 Rus Hava Kriteri

Rus Loydu hava kriteri kuralları, IMO hava kriteriyle temelde aynı olup, daha önce bahsedilen IMO kriterindeki bazı eksiklikler Rus Loydu kurallarında giderilmiştir. Gemiler seyir alanlarına göre sınıflandırılmış ve rüzgar yatırıci momenti hesabında kullanılan rüzgar basıncı, seyir alanlarına göre üçe ayrılmıştır [8]. IMO'dan farklı olarak efektif dalga eğimi katsayısının en büyük değeri 1 olarak kısıtlanmıştır. Ayrıca, birçok modern geminin IMO tarafından X1 katsayısı için verilen B/T oranının dışında kaldığı görülmüş ve X1 değeri B/T'nin 2.4 ile 6.5 değerleri arasında tanımlanmıştır.

2.6 Alman Askeri Gemileri için Hava Kriteri (BV1030-1)

BV 1030-1, Alman askeri gemilerine uygulanan stabilite kriteridir [9]. Bu kriter, Alman Loydu ve Alman Donanması Gemi İnşa Endüstrisi tarafından düzenlenmiştir. BV 1030-1, Türk Loydu Kurallarına ek olarak Türk askeri gemilerine de uygulanmaktadır [2].

Kuralda, rüzgar momentinden oluşan yatırıci moment kolu, gemilerin teknik şartnamesinde tanımlanan, geminin seyir alanına göre karşılaşılabileceği maksimum rüzgar hızına göre hesaplanmaktadır. Bu kriter gereğince gemiler, stabilite açısından sakin su durumuna ilave olarak dalga tepesi ve dalga çukuru durumlarında da incelenmektedir. Gemilerin stabilite kontrolü, sakin suda genelde 40 knot rüzgar hızına göre hesaplanan rüzgar momentinin, dalga tepesi ve dalga çukuru durumlarında ise teknik şartnamede yer alan maksimum rüzgar hızına göre hesaplanan rüzgar momentinin doğrultucu moment koluyla karşılaştırılması yapılmaktadır.

2.7 İngiliz Askeri Gemileri için Hava Kriteri (NES 109)

İngiliz Kraliyet donanmasının stabilite standardı, 1962 yılında Sarchin ve Goldberg tarafından yayımlanan kriterlerden geliştirilmiştir [10]. İlk İngiliz yayını 1980 yılında basılan NES 109'dur (Naval Engineering Standard). Güncel ve geçerli sürümü 4. baskıdır (MOD, 1999a). İngiliz Standartları, Savunma Bakanlığı (MOD) tarafından yayımlanmış olup askeri amaçlı gemilere, askeri rolü olmayan ancak MOD ile dizayn edilen gemilere ve yardımcı sınıf kategorisinde olan gemilere uygulanmaktadır. NES 109 standardında iki bölüm mevcuttur; birincisi, konvansiyonel gemilerle, ikincisi ise, özel gemilerle ilgilidir.

Kuralda, BV 1030-1'de olduğu gibi rüzgar momentinden oluşan yatırıci moment kolu, gemilerin teknik şartnamesinde tanımlanan geminin seyir alanına göre karşılaşılabileceği maksimum rüzgar hızına göre hesaplanmaktadır. Ancak, stabilite kontrolleri sakin su, dalga

tepesi ve çukuru gibi ayrı durumlarda yapılmayıp, maksimum rüzgar kuvveti diğer etkilere bağımsız olarak sadece sakin su durumu için hesaplanmaktadır.

3. IMO Hava Kriterinde Yapılan Kabuller ve Uyumsuzluklar

Uygulanmaya başladığı dönemdeki mevcut gemileri referans alan ve birçok kabule dayanan hava kriterinde bazı eksiklik ve yetersizlikler olduğu bugün IMO tarafından kabul edilmekte ve alternatif kriter çalışmaları halen devam etmektedir. Stabilitate hesaplarında uygulanan hava kriteri ilgili kabul ve yetersizlikler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Dinamik rüzgar yatırımcı momentinin hesabı, rüzgar hızının aniden sıfırdan başlayıp maksimum değerine ulaştığı kabulüne dayanır. Bu gerçekte doğru bir yaklaşım değildir.
- Rüzgar hızının türbülans bileşenleri ihmal edilmektedir.
- Rüzgar yatırımcı momentinin meyil açısıyla değişimi ihmal edilmektedir.
- Dalıp çıkmanın doğrultucu moment koluna etkisi ihmal edilmektedir.
- Yalpa genliğinin hesabı, lineer olmayan etkiler ve parametrik rezonans oluşma olasılığı ihmal edilerek büyük ölçüde basitleştirilmiştir.
- Rüzgar basıncı, ortalama bir geminin güvenli olduğu düşünülerek rastgele seçilmiştir. Ayrıca, hava kriterinin hesaplanması bir geminin karşılaşabileceği rüzgar hızıyla bağıntılı değildir.
- Hava kriterinin temel eksikliği ise, geminin güvenliği konusunda yanlış algıda bulunulmasına neden olmaktadır. Tüm bu karmaşık hesaplamalarla, hava kriterini sağlayan bir geminin, hem dizayner ve hem de kaptanlar tarafından tamamen güvenli olduğu düşünülmektedir.

4. Hava Kriterlerinin Karşılaştırılması

Bu bölümde, IMO hava kriteri, Rus hava kriteri ve Alman askeri gemilerine uygulanan BV 1030-1 ile İngiliz askeri gemilerine uygulanan NES 109 hava kriterleri ile karşılaştırılmıştır [14]. Uygulamanın yapıldığı gemi, Samsun ile Rusya Limanları arasında sefer yapan bir Ro-Ro gemisidir ve geminin genel özellikleri Tablo 1’de verilmiştir. Ro-Ro gemisi için hava kriterlerinin karşılaştırılması Tablo 2’de belirtilen tam yüklü kalkış durumunda yapılmıştır. Uygulamada, söz konusu yükleme durumu için doğrultucu moment kolu değerleri ile IMO ve karşılaştırmanın yapılacağı hava kriterlerine göre yatırımcı rüzgar moment kolu değerleri hesaplanmıştır. Hesap sonuçları, IMO ile karşılaştırmalı olarak moment kolu eğrileri ve limit değerler şeklinde verilmiştir.

Tablo 1. Ro-Ro gemisinin genel özellikleri.

Genel Özellikler	Ro-Ro
L _{OA}	91.00 m
L _{BP}	84.63 m
L _{WL}	82.40 m
B	14.00 m
D	4.50 m
T	4.461 m
Δ	3083 ton

Tablo 2. Ro-Ro gemisinin yükleme durumları.

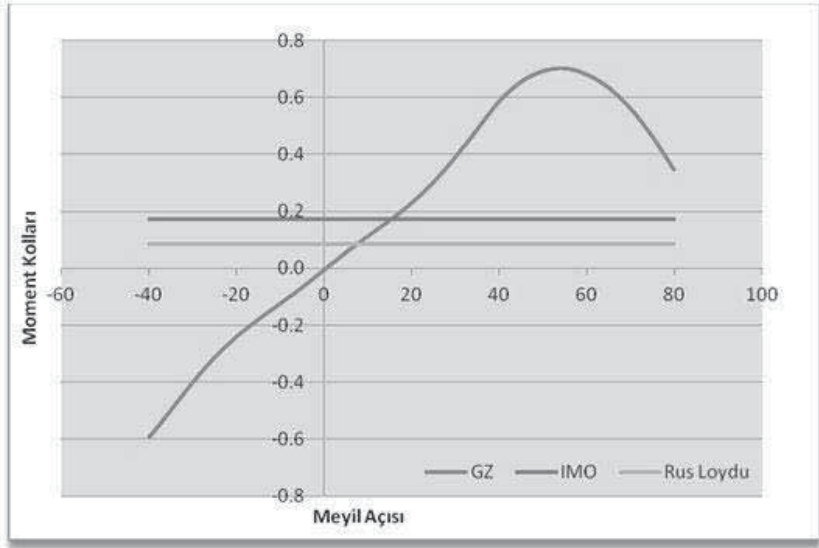
Ağırlık Grubu	TamYüklü Kalkış	TamYüklü Varış
Kargo	701 t	701 t
Balast	657.4 t	643.5 t
Yakıt	137 t	27.3 t
Yağ	7 t	0.7 t
Tatlı Su	68.4 t	7 t
Diğer Tanklar	3.6 t	34.9 t
Diğer Ağırlıklar	6.4 t	1.9 t
Deplasman	3033. 4 t	2868.9 t
Draft	4.411 m	4.226 m

4.1 Rus Hava Kriteri ile Karşılaştırma

Şekil 1’de tam yüklü kalkış durumu için doğrultucu moment kolları ile IMO ve Rus hava kriterine göre hesaplanan yatırıcı rüzgar momenti kolları verilmiştir. Görüldüğü gibi rüzgar basıncını geminin seyir alanına göre seçmek, seyir alanı kısıtlı olan gemilerde yatırıcı moment kolu değerini oldukça düşürmektedir. Tablo 3’te tam yüklü kalkış durumu için IMO ve Rus hava kriteri sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Sonuç olarak, IMO hava kriterine göre geminin rüzgar etkisi altında yaptığı meyil açısı, Rus hava kriterine göre hesaplanan değerin yaklaşık iki katıdır.

Tablo 3. Ro-Ro gemisi için IMO ve Rus hava kriteri sonuçları.

Kriter	IMO	Rus Kriteri	Limit Değer
a/b	2.568	6.127	1
Meyil Açısı	10.208°	5.143°	16°

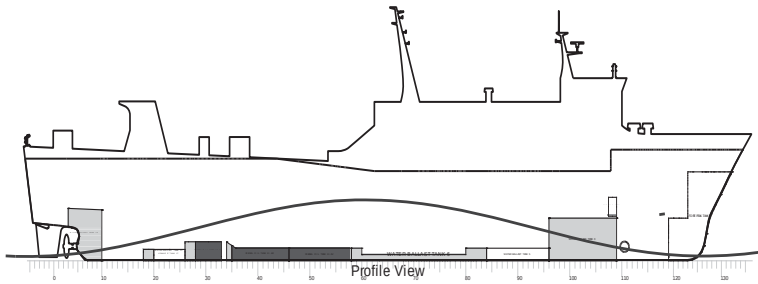


Şekil 1. Ro-Ro gemisi için IMO ve Rus Loyduna göre GZ karşılaştırması.

4.2 IMO ve Askeri Gemi Kurallarının Karşılaştırılması

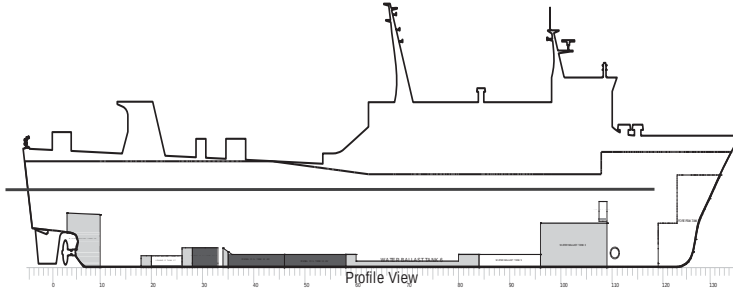
Alman askeri gemilerine uygulanan BV 1030-1 ve İngiliz askeri gemilerine uygulanan NES 109'a göre gemiler, seyir alanlarında karşılaşılabilecekleri en büyük rüzgar hızına göre sınıflandırılırlar. Ro-Ro gemisi, IMO hava kriterinde sağanak rüzgar etkisinin de hesaba katılmasıyla 31.84 m/s (62 knot) rüzgar hızına göre değerlendirilmiştir. Bu durumda, gemi BV 1030-1 ve NES 109 standartlarına göre B kategorisine girmektedir. Dolayısıyla, yatırıcı moment kolu hesabında, rüzgar hızı 70 knot olarak alınmıştır.

Daha önce de belirtildiği gibi, BV 1030-1 kriterine göre, gemiler sakin su, dalga tepesi ve dalga çukuru durumlarında ayrı ayrı incelenmelidir. Stabilite açısından dalga tepesi durumu geminin karşılaşılabileceği en kötü durum olduğu için, uygulamada doğrultucu moment kolu ve yatırıcı moment kolu değerleri dalga tepesinde hesaplanmıştır, Şekil 2.



Şekil 2. Dalga tepesindeki Ro-Ro gemisi.

BV 1030-1'e göre, geminin dalga boyunun gemi boyuna eşit olduğu sinüsoidal bir dalga üzerinde kararlı olarak yüzdüğü kabul edilir. Söz konusu gemi için su hattı boyu 84.63 metre olduğuna göre, dalga yüksekliği ilgili ifadeye göre 5.95 metre olarak hesaplanmaktadır. NES 109 kriterinde ise, IMO hava kriterinde olduğu gibi gemi sakin su durumunda incelenmiştir, Şekil 3.



Şekil 3. Sakin sudaki Ro-Ro gemisi.

Doğrultma momenti kolu değerleri dalga tepesi ve sakin su durumları için farklı hesaplanmaktadır. Bu nedenle, kriterlerin karşılaştırılması ayrı ayrı gösterilmiştir. Şekil 4'te tam yüklü kalkış durumu için IMO ve BV 1030-1, Şekil 5'te ise IMO ve NES 109 kurallarına göre hesaplanan doğrultucu ve yatırıcı rüzgar momenti kolları verilmiştir. Askeri gemi kurallarının karşılaştırılması sadece tam yüklü kalkış durumu için yapılmıştır.

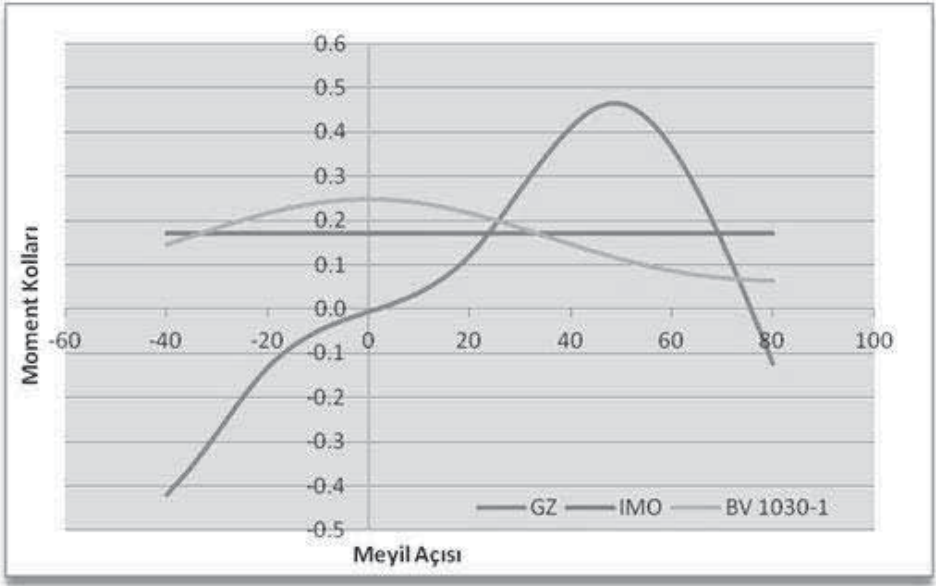
Şekil 4 ve Şekil 5'te görüldüğü gibi, dalga tepesinde doğrultucu moment kolu değerleri daha olumsuz sonuçlar vermektedir. Ayrıca, yatırıcı rüzgar momentinin meyil açısıyla değişimi ihmal edilirse, BV 1030-1'e göre hesaplanan moment değerlerinin, NES 109'a göre hesaplanan değerlerden daha büyük olduğu görülmektedir (Tablo 4 ve Tablo 5). Meyilsiz durumda, IMO ve NES 109'a göre yatırıcı moment kolu değerleri birbirine oldukça yakındır. Tam yüklü kalkış durumunda gemi stabilite kriterlerini sağlayamamaktadır. NES 109'a göre stabilite kriterleri sağlanmıştır.

Tablo 4. Ro-Ro gemisi için BV 1030-1 kriterleri.

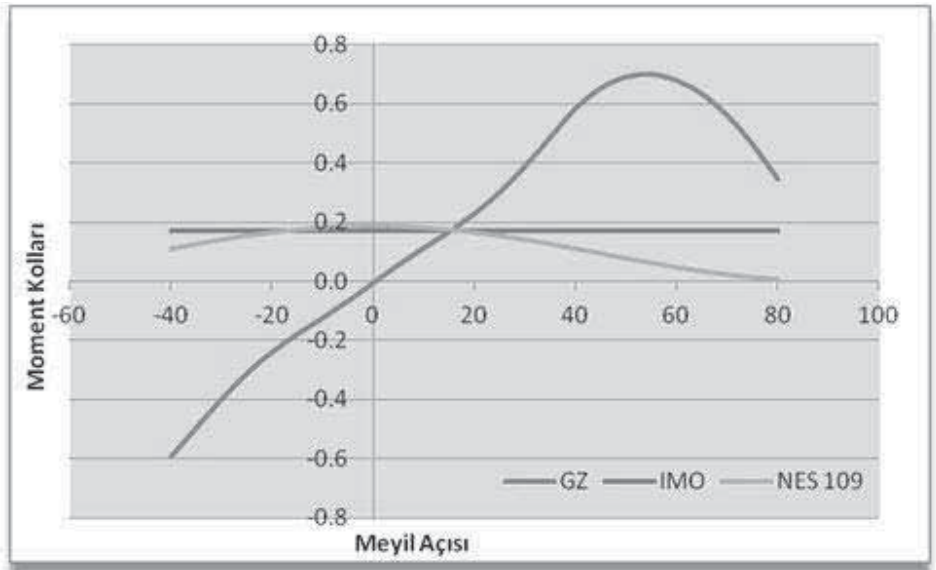
Kriter	Gerçek Değer	Limit Değer	Durum
Denge Açısı	25.575°	20°	Kaldı
Artık Kol Değeri	0.326	0.206	Geçti

Tablo 5. Ro-Ro gemisi için NES 109 kriterleri.

Kriter	Gerçek Değer	Limit Değer	Durum
Denge Açısı	15.556°	30°	Geçti
$GZ(\theta_0)/GZ_{\max}$	0.249	0.6	Geçti
A_2/A_1	5.910	1.4	Geçti
A_2 alanını kısıtlayıcı en büyük açı	79.549	70°	Geçti



Şekil 4. Ro-Ro gemisi için IMO ve BV 1030-1'e göre GZ karşılaştırması.



Şekil 5. Ro-Ro gemisi için IMO ve NES 109'a göre GZ karşılaştırması.

5. Sonuç ve Öneriler

IMO hava kriteri, uygulanmaya başlandığı yıllardaki mevcut gemi karakteristiklerini referans almakta ve birçok kabule dayanmaktadır. Mevcut hava kriterinde bazı eksiklik ve yetersizliklerin olduğu bugün IMO tarafından da kabul edilmekte ve alternatif kriter çalışmaları halen devam etmektedir. Bu çalışmada IMO hava kriteri ile ilgili kabul ve yetersizlikler irdelenmiş ve diğer mevcut hava kriterleri değerlendirilmiştir. Karşılaştırmalı bir örneklerle geminin dış etkilere karşı stabilite davranışı farklı kriterler açısından incelenmiştir.

Hava kriterlerinde en fazla yoruma açık parametre rüzgar basıncıdır. Çevre ve deniz şartlarının bulunulan coğrafi bölgeye göre değişiklik göstermesi, kriterde kullanılan değeri tartışmalı hale getirmektedir [12]. Mesela, kabotaj seferi yapacak Japon ve Rus gemileri için kendi ulusal kriterlerinde, kendi ülke denizlerindeki gerçekçi rüzgar basıncı değerleri dikkate alınmaktadır.

Hava kriterinde kullanılan dalga dikliği, rüzgar hızına bağlı olarak değişmekte, eğer standart rüzgar hızı biliniyorsa, dalga dikliği buna bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Rüzgar basıncı ile ilgili eleştiriler dalga dikliği için de geçerlidir. Seyir alanı kısıtlı gemiler için, okyanus aşırı sefer yapan gemiler için önerilen dalga dikliği değerleri değil, emniyetli bir seyir sağlayabilecekleri çalıştıkları denizlerdeki rüzgar hızına göre hesaplanan değerlerin kullanılması daha gerçekçi olacaktır.

IMO, efektif dalga eğimi katsayısını hesaplamak için kullandığı denklemi OG/T oranı 0.4 ile 0.6 arasında değişen gemilerden elde etmiştir. Dolayısıyla, efektif dalga eğimi katsayısı bu değerlere göre en büyük 1 olarak elde edilmektedir. Ancak, birçok modern geminin OG/T oranı 1'den büyüktür. Bu çalışmada, MCA tarafından verilen örnek gemilerle efektif dalga eğimi katsayısının en büyük değerinin 1 alınması gerektiği gösterilmiştir [4].

IMO, meyil açısının artışı ile rüzgar yatacıcı moment kolunun azalmadığı daha güçlü bir varsayımı kabul etmektedir. IMO hava kriteri ile meyil etkisinin rüzgar momenti hesabında dikkate alındığı BV 1030-1 ve NES 109 kriterleri karşılaştırılarak bu yaklaşımın rüzgar yanal alanı büyük olan yolcu ve Ro-Ro gemilerindeki önemi gösterilmiştir. Yatacıcı rüzgar momenti NES 109'da olduğu gibi su hattı üstü alanı ve bunun dikey alan merkezindeki azalmayı ifade etmek amacıyla $(\cos \phi)^2$ azaltma faktörü ile hesaplanması daha gerçekçidir.

Sonuç olarak, mevcut kriterde gemilerin seyir alanlarına göre sınıflandırılmaması, rüzgar yatacıcı moment kolunun meyil açısıyla değişmemesi ve geminin rüzgar tarafındaki yalpa açısının hesaplanmasında kullanılan faktörlerin modern gemilere göre seçilmemeleri gibi gerçeğe uygun olmayan noktalar söz konusudur. Bu durum geminin kriteri sağlayamaması gibi ciddi sonuçlara yol açabilmektedir. Benzer mantıkla, Türkiye kıyılarında kabotaj seyri yapan gemiler için de ulusal bir hava kriteri oluşturmak mümkündür.

6. Kaynaklar

- [1] Biran, A., *Ship Hydrostatics and Stability*, Elsevier Science & Technology Books, 2003.
- [2] Türk Loydu, *Hasarsız Stabilité Kuralları*, 2002.
- [3] IMO, Intact Stability (IS) Code - Intact Stability for All Types of Ships Covered by IMO Instruments, Resolution A.749(18), Amended by MSC.75(69). *International Maritime Organization*, United Kingdom, 2008.
- [4] MCA, Research Project, Intact Stability Severe Wind and Rolling Criterion – An Equivalent Standard, Final Report, *Maritime & Coastguard Agency*, United Kingdom, 2007.
- [5] IMO, Report of the International Correspondence Group on Intact Stability, Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels, 51st session, *International Maritime Organization*, UK, 2008.
- [6] IMO, Proposal on Draft Explanatory Notes to the Severe Wind and Rolling Criterion, Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels, 48th session, *International Maritime Organization*, UK, 2008.
- [7] Odabaşı, A. Y. and Vince, BSRA Weather Criterion for Intact Ship Stability Assessment, *British Society for Research on Ageing*, UK.
- [8] RMRS, Part IV, Stability, *Rules for the Classification and Construction of Sea-Going Ships, Volume 1*, Russia, 2012.
- [9] BV 1030-1, Stability, *Building Regulations for German Naval Vessels 1030-1*, Germany, 2001.
- [10] NES 109, Part 1, Conventional Ships, Stability, *Stability Standards for Surface Ships*, UK, 2000.
- [11] Deybach, F., *Intact Stability Criteria for Naval Ships*, Yüksek Lisans Tezi, web-adresi: <http://dspace.mit.edu/>, 1997.
- [12] ANEP II, Standard Wave and Wind Enviroments for NATO Operational Areas, Source Document for STANAG 4194, North Atlantic Treaty Organization, 1983.
- [13] IMO, Severe wind and rolling criterion (weather criterion), Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels, 46th session, *International Maritime Organization*, UK, 2003.
- [14] Haftacı, N., *IMO Hava Kriteri ve Diğer Alternatif Hava Kriterlerinin Değerlendirilmesi*, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı, 2012.
- [15] IMO, WP.3, Sub-Committee on Stability and Load Lines and on Fishing Vessels, 54th session, *International Maritime Organization*, UK, 2012.

KÖPÜK DOLGULU TÜP MONTE EDİLEN BİR KOMPOZİT TEKNEDE OLUŞAN EK DARBE DİRENCİ VE DENİZCİLİK ANALİZİ

Dursun Murat SEKBAN¹, Ercan KÖSE², Hasan ÖLMEZ³

ÖZET

Fiberglas karinalı, hava dolu tüp monte edilmiş teknelerin kullanımı, gerek bu teknelerin hafifliği gerekse de yüksek korozyon dirençleri nedeniyle günümüzde hızla artmaktadır. Kullanım alanları artan bu teknelerde tüplerin şekilsel kararlılıklarını koruyamayarak teknenin sevkini olumsuz etkilemesi nedeniyle tüp içerisinde hava yerine polietilen köpük kullanılarak iyileştirme çalışmaları gerçekleştirilmiştir[1]. Bu çalışmada polietilen köpük dolgulu tüp monte edilmiş fiberglass bir teknede; kullanılan köpük tüpün, tekne bordasına kattığı ek direnç hesaplamaları ve tüp monte edilmiş bir fiberglass teknenin tüp monte edilmeyen aynı boyutlardaki tekne ile karşılaştırmalı denizcilik analizleri sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Kompozit malzeme, tekne, polietilen köpük, fiberglas

1.Giriş

Kompozit malzeme; farklı özelliklere sahip malzemelerin yeni bir özellik göstermesi amacıyla makro düzeyde birleşmesiyle oluşan malzemelerdir[2]. Kompozit malzemeler; matris malzemeler, takviye elemanları ve katkı maddelerinden oluşur[3]. Kompozit malzemelerde malzemenin özelliğini etkileyen başlıca faktör konsantrasyondur. Aynı zamanda konsantrasyon kompozit malzemenin özelliklerini değiştirmek için kolaylıkla kontrol edilebilen bir parametredir [4]. Tekne yapımında gerek hafifliği gerekse de yüksek korozyon dirençleri sebebiyle fiberglas kullanımı günümüzde hızla artmaktadır. Fiberglas tekneler kullanıcının talebine göre hava dolu tüp monte edilmiş ya da hava dolu tüp monte edilmeyen tamamen fiberglas gövde şeklinde üretilebilir. Hava dolu tüpler teknenin stabilitesinde olumlu etkiler oluşturmaktadır. Bununla birlikte hava dolu tüplerin kullanımının artmasıyla teknelerin tüp kısmında bazı sorunlar ortaya çıkmıştır. Bu sorunların başında özellikle hava sıcaklıklarında meydana gelen değişimlerin sebep

1 Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 58, e-posta: msekban@ktu.edu.tr

2 Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 62, e-posta: ekose@ktu.edu.tr

3 Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 58, e-posta: hasanolmez@ktu.edu.tr

olduğu tüpün durduğu yerde formunu kaybetmesi ve tüp kısmına gelen en küçük delici darbelerde tüpün patlayarak işlevini kaybetmesi gelmektedir. Karşılaşılan tüm bu olumsuz durumlar beraberinde bir bakım gereksinimi ve bakım maliyeti getirmiştir. Bahsettiğimiz bu sorunlardan yola çıkarak tüp kısmında alternatif çözüm yolları düşünülmüş ve polietilen köpük dolgulu tüp monte edilen fiberglass tekne imalatı gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada üretilen bu teknenin form ve boyutları kullanılacaktır. Çalışmanın ilk kısmında polietilen köpük kesitin tüp kumaşıyla birleştirilmesi ile teknenin kompozit kısmında ne kadarlık bir ek darbe direnci sağlayacağı saptanacak, ikinci kısmında ise polietilen köpük dolgulu tüp monte edilen tekne ile aynı formda tüp monte edilmeyen teknenin düzenli dalgalarda denizcilik analizleri karşılaştırmalı olarak verilecektir.

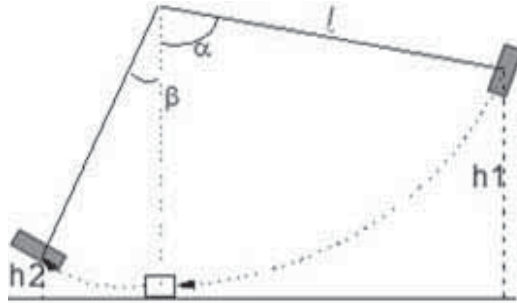
2.Yapılan Çalışmalarda Kullanılan Yöntemler

2.1 Darbe Deneyi ile Kırılma Enerjisi Hesaplama

Darbe deneyi, malzemenin dinamik yüklere karşı kırılma enerjisini belirlemek için yapılan bir deneydir. Bu deneyin temel prensibi Şekil 1’de şematik olarak gösterilen G ağırlığındaki ve l uzunluğundaki sarkacın bir h1 yüksekliğinden bırakılarak numuneyi kırması ve bir h2 yüksekliğine çıkmasına dayanır. Çekicin, numuneyi kırmadan önceki ve kırıktan sonraki yükseklikleri farkı ile ağırlığının çağrılması ile kırılma enerjisi (KE) bulunur.

$$KE = G.h1-G.h2 = G.l. (\cos\beta-\cos\alpha) \quad (1)$$

olarak bulunur.

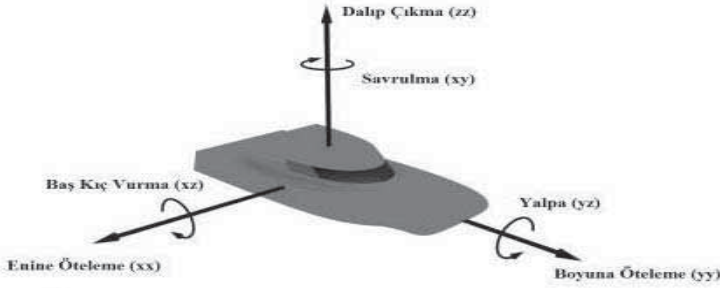


Şekil 1. Darbe deneyi düzeneği şematik gösterimi

Şekil 1’de gösterilen şematik resimde l sarkaç boyudur. Burada β salınım açısı ve h2 yüksekliği ne kadar az ise kırılan malzemenin ne kadar çok darbe direnci ya da yüksek tokluk gösterdiğini anlarız.

Malzemelere uygulanan darbe deneyleri Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği laboratuvarlarında yapılmıştır.

2.2 Gemi Hareketleri, Denizcilik Performansı ve Dilim Teorisi



Şekil 2. Altı Serbestlik Dereceli Gemi Hareketleri

Gemilerin altı serbestlik dereceli hareketi aşağıdaki gibidir.

- 1- Boyuna öteleme (yy)
- 2-Enine öteleme (xx)
- 3- Dalıp çıkma (zz)
- 4-Yalpa (yz)
- 5- Baş kıç vurma (xz)
- 6- Savrulma (xy)

Bu hareketlerden dalıp çıkma, baş kıç vurma ve yalpa hareketi hidrostatik geri getirme kuvvetine sahip oldukları için diğer hareketlere göre daha önemlidir.

Dalıp çıkma hareketi konvansiyonel gemi tipleri için genellikle sorun yaratmasa da yüzey etkili gemiler gibi hava yastığına sahip gemilerde tekne ve dalgalar arasındaki karşılama frekansının yüksekliğine bağlı olarak dalıp çıkma hareketi rezonansa girmekte ve sorun oluşturmaktadır.

Baş kıç vurma hareketi konvansiyonel gemiler için dalıp çıkma hareketine göre çok daha fazla rahatsız edici ve tehlikeli bir durumdur. Özellikle baştan ve baş omuzluktan gelen dalgalarda baş kıç genliğinin artması gemide yüke, ekipmana veya mürettebat ve yolcuya zarar verebilecektir. Bu nedenle genellikle gemi kaptanları bu etkileri azaltmak için hız kesmek veya rota değiştirmek zorunda kalacaktır.

Yalpa hareketleri konvansiyonel gemilerde en çok sorun yaratan hareket tipidir. Gemideki ekipmana ve tesisata zarar verebilen yalpa hareketi bu etkilerin yanında yolcularıda olumsuz etkileyebilir. Düşey ve yatay ivmelenme ile birlikte deniz tutmasının temel nedenlerinden biri olan yalpa hareketi yolcu konforunu olumsuz etkilemektedir. Yalpa hareketlerini önlemek amacıyla yalpa azaltıcı dizayn önlemleri alınabilir. Yalpa sönümleyici olarak ulanılan sistemler pasif ve aktif sistemler olmak üzere 2 gruba ayrılabilir. Pasif sistemler; yalpa omurgaları, pasif yalpa tankları ve paravanlardır. Aktif yalpa sönümleyici sistemler ise; aktif yalpa tankları, aktif yalpa finleri, aktif dümen ve jiroskoptur [5].

Bir geminin denizcilik performansı aşağıdaki unsurlara bağlıdır [5]:

1-Denizin özellikleri; geminin içinde bulunduğu deniz saha ve şiddetleri matematiksel olarak temsil edilmelidir.

2- Teknenin özellikleri; teknenin ana boyutları, deplasmanı, su altı formu, su üstü formu ve ağırlık dağılımı teknenin denizcilik performansının saptanması açısından gereklidir.

3- Dalga yönü ve gemi hızı; teknenin hangi dalga yönünde ve tekne hızlarında rezonans olayı yaşanacağı ve aşırı hareket genlikleri konusunda dalga yönleri ve gemi hızları denizcilik performansı saptanmasında önemlidir.

4-Denizcilik kriterleri; değişik deniz sahaları, deniz şiddetleri, gemi hızı ve dalga yönleri için hesaplanan denizcilik özellikleri belli kriterlerle karşılaştırılarak hangi deniz sahası, deniz şiddeti, dalga yönü ve gemi hızı kombinasyonlarında bu kriterlerin aşıldığı belirlenebilir. Kriterlerin aşılması durumunda hız kesmenin veya yön değiştirmenin gerekeceği kabul edilmektedir.

Dalgalı denizlerde hareket eden gemiler altı serbestlik derecesinde karışık salınım hareketi yaparlar. Basitliği sağlamak açısından önce geminin düzgün dalgalara dik olarak ilerlediğini kabul edelim. Bu halde, gemi baş-kıç vurma, dalıp-çıkma ve boyuna öteleme hareketlerini birlikte yapar. Boyuna öteleme hareketinin, baş-kıç vurma ve dalıp-çıkma birleşik hareketi üzerindeki etkisi çok küçük olduğundan bu hareket ihmal edilebilir. Dolayısıyla, dalgaları baştan alarak ilerleyen bir geminin yalnızca baş-kıç vurma ve dalıp-çıkma birleşik hareketini yaptığı kabul edilir. $V=0$ ilerleme hızında, baş-kıç vurma ve dalıp-çıkma hareketlerini yapan bir gemiye ait hareket denklemlerini elde edebilmek için gemi, gemi boyunca çok parçaya dilimlere bölünür. Genellikle posta kesit şekilleri birbirinden farklı olan bu dilimler, geminin dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma birleşik hareketinde gemi boyu üzerinde bulundukları yere bağlı olarak çok yakın bir yaklaşımla yalnızca dalıp-çıkma hareketi yaparlar. Her bir dilim şamandıra gibi kabul edilerek şamandıra hareketinde olduğu gibi bunlara ait hareket denklemleri elde edilir. Sonuçların gemi boyunca toplanmasıyla geminin dalıp-çıkma ve baş-kıç vurma hareketi bulunmuş olur [6].

3. Yapılan Çalışmalar

3.1 Darbe Deneyi

Üretilen tekne kompozit kısma polietilen köpük tüpün etkisini saptamak amacıyla darbe deneyleri yapılmıştır. Şekil 3'de görülen numuneler, 10*65*10 mm boyutlarında çentiksiz olarak hazırlanmış [7] ve darbe deneyi düzeneğinde kırılarak, kırılma enerjisi değerleri alınmıştır. Deneylerin ilk etabında tekne yapım malzemesi olarak kullanılan kompozit numune kırılmış ve kırılma enerjisi bulunmuştur. Deneylerin ikinci aşamasında ise hazırlanan numunelere, aynı boyutlarda polietilen köpük numuneler ve bot kumaşı yapıştırılarak kırılma enerjileri saptanmıştır. Son olarak bu iki değer birbirleriyle karşılaştırılarak tüp kısmındaki köpüğün kompozit kısımda ne kadarlık bir ekstra kırılma enerjisi sağladığı bulunmuştur. Tekne üretiminde elyaflar yönlü olarak serilmediği için

parçalar izotropdur. Deneyler ikişer numune kırılması ve ortalama değerlerin karşılaştırılması şeklinde yapılmıştır.



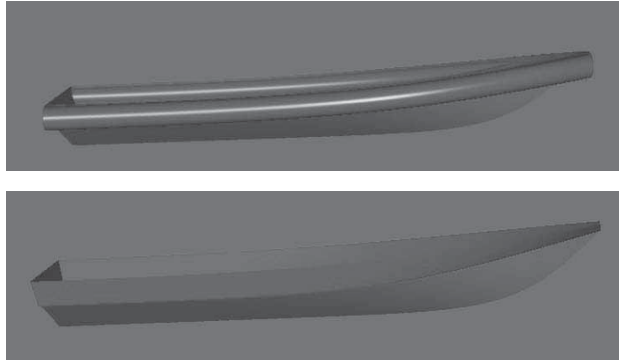
Şekil 3. Darbe deneyi için hazırlanan numuneler

3.2 Denizcilik Analizi

Polietilen köpük dolgu olarak üretimi yapılan tekne, modelleme programları kullanılarak bilgisayar ortamında aynı ölçülerde ve formda modellenmiştir. Tablo 1’de üretimi ve modellemesi yapılan teknenin ana boyutları görülebilir. Aynı boyutlarda ve formda, tüplü ve tüpsüz olarak modellenen iki tekne arasında farklı su çekimlerindeki baş-kıç vurma ve dalıp çıkma hareketleri karşılaştırılmıştır. Hesaplama yapılan program dilim teorisi kullanarak analiz yapmaktadır. Modellenen tekneler Şekil 4’de görülebilir.

Tablo 1. Tüp Monte Edilen Teknenin Ana Boyutları

LBP (m)	5,9
B (m)	2,1
T (m)	0,3
C _b	0,32
C _p	0,754
Deplasman Hacmi (m ³)	1,016



Şekil 4. Tüp monte edilen ve edilmeyen, analizi yapılan tekneler

4. Sonuçlar ve Grafikler

4.1 Darbe Deneyi Sonuçları

Tekne gövde malzemesi olarak kullanılan kompozite ve kompozit kısma tüp dolgu malzemesi olarak kullanılan polietilen köpük ve bot kumaşının yapıştırılmasıyla elde edilen numuneye yapılan darbe deneyi sonuçlar Tablo 2’de görülmektedir. 1.tip numune sadece

kompozit numuneyi, 2.tip numune ise köpük ve tüp kumaşı yapıştırılan kompozit numuneyi temsil etmektedir.

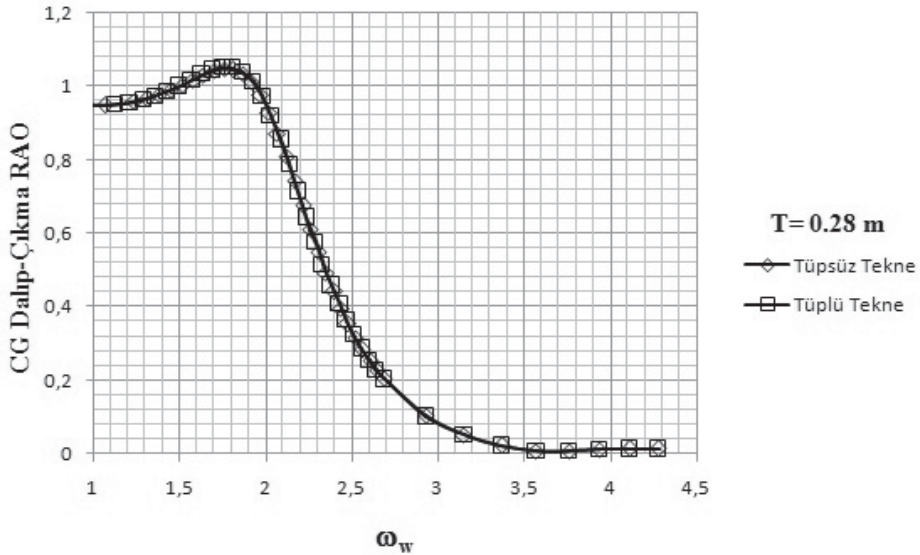
Tablo 2. Darbe deneyi sonuçları

	İlk Deneyde Ölçülen Değer (Joule)	İkinci Deneyde Ölçülen Değer (Joule)	Ortalama Kırılma Enerjisi (Joule)	1.Tip Numuneye Göre Darbe Dayanımındaki Artış (%)
1.Tip Numune	13.3	12.3	12.8	-
2.Tip Numune	20.4	21.1	20.7	%62

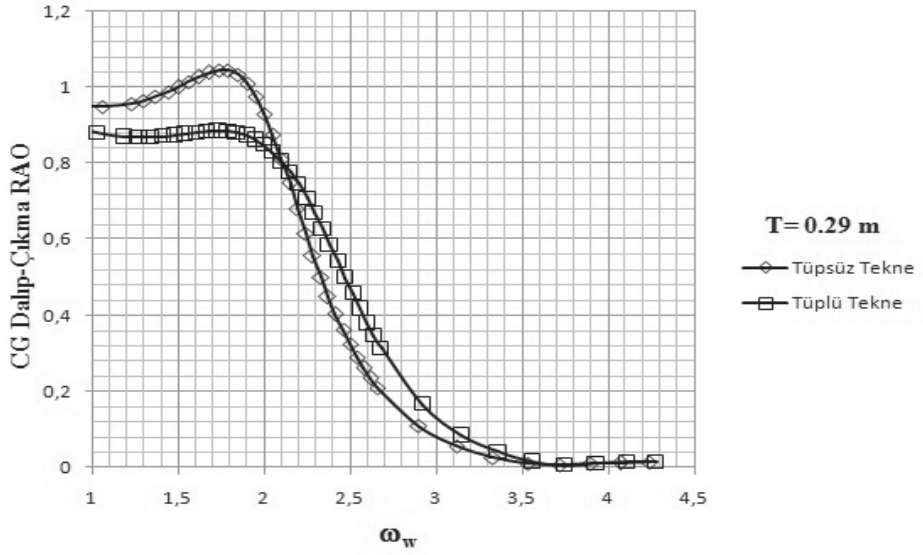
4.2 Denizcilik Analizi Grafikleri

4.2.1 Dalıp-Çıkma Hareketi

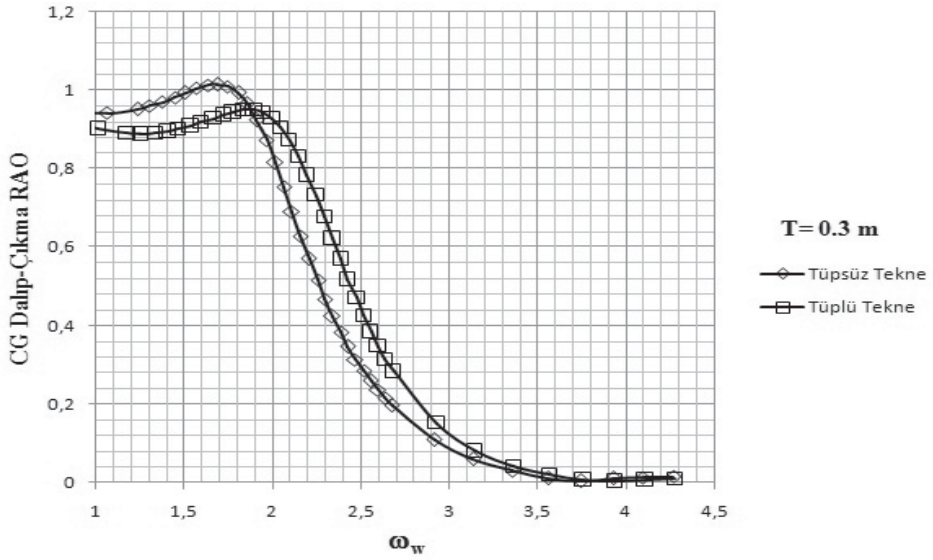
Şekil 5-7’de tüp monte edilen ve edilmeyen teknelerin dalga frekansına bağlı dalıp çıkma RAO değerlerinin karşılaştırmalı grafikleri görülebilir. . Değerler 25 knot seyir hızı ve baş dalgaları için hesaplanmıştır.



Şekil 5. 0.28m su çekiminde teknelerin dalga frekansına bağlı dalıp çıkma değerleri



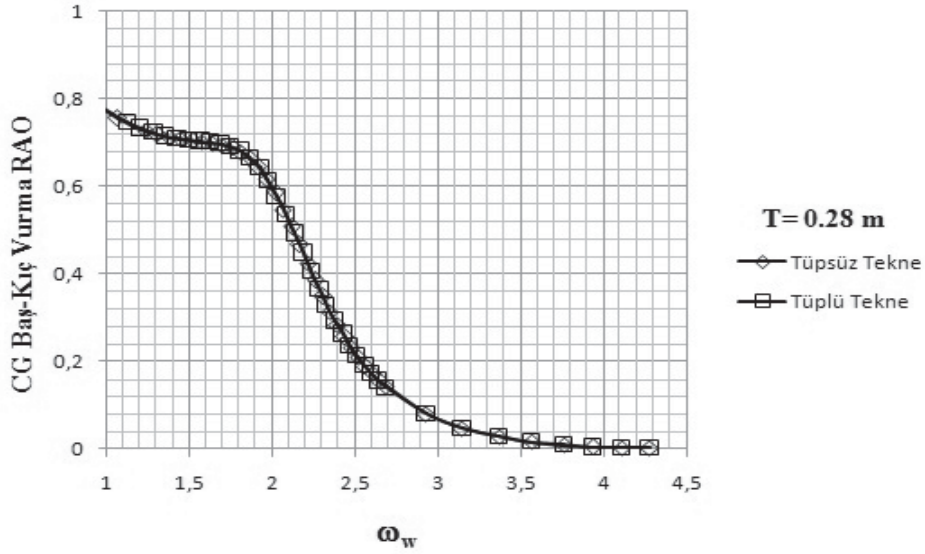
Şekil 6. 0.29m su çekiminde teknelerin dalga frekansına bağlı dalıp çıkma değerleri



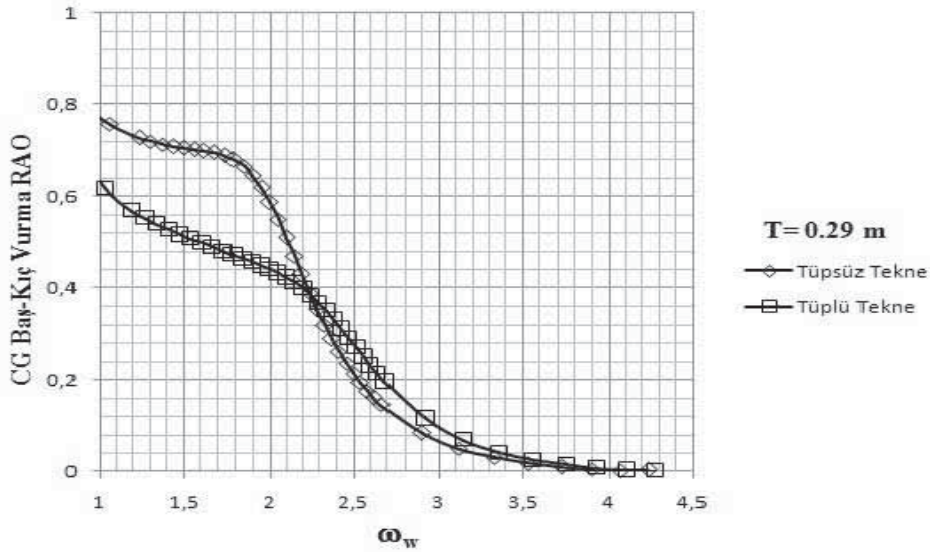
Şekil 7. 0.3m su çekiminde teknelerin dalga frekansına bağlı dalıp çıkma değerleri

4.2.2 Baş-Kıç Vurma Hareketleri

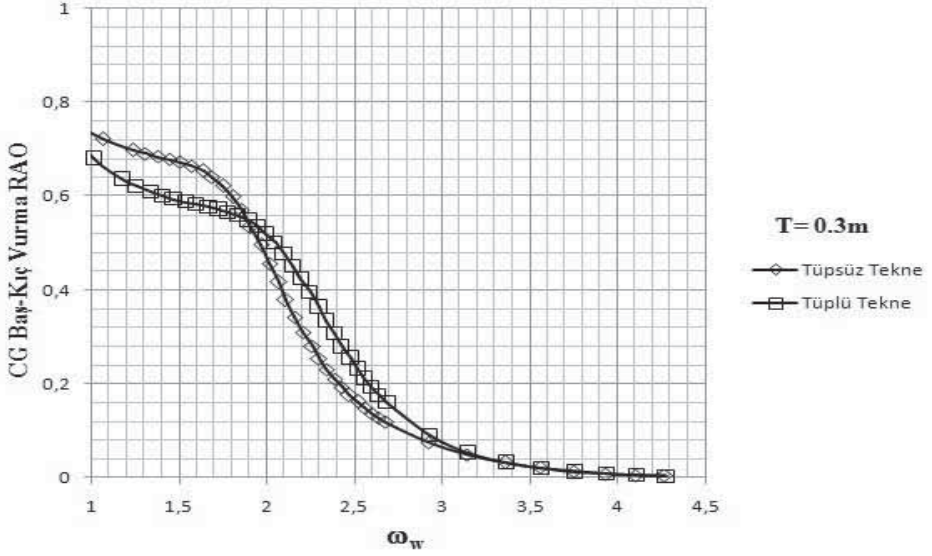
Şekil 8-10'da tüp monte edilen ve edilmeyen teknelerin dalga frekansına bağlı baş-kıç vurma RAO değerlerinin karşılaştırmalı grafikleri görülebilir. Değerler 25 knot seyir hızı ve baş dalgaları için hesaplanmıştır.



Şekil 8. 0.28m su çekiminde teknelerin dalga frekansına bağlı baş-kıç vurma değerleri



Şekil 9. 0.29m su çekiminde teknelerin dalga frekansına bağlı baş-kıç vurma değerleri



Şekil 10. 0.3m su çekiminde teknelerin dalga frekansına bağlı baş-kıç vurma değerleri

5. Sonuçlar

Çalışmanın ilk kısmı olan kırılma enerjisi ölçüm sonuçları, tüpün içinde kullanılan polietilen köpüğün tekne bordasına önemli ölçüde ek darbe direnci kattığını göstermiştir.

Çalışmaların ikinci kısmı olan denizcilik analizleri karşılaştırmalarına göre 25 knot seyir hızında ve baş dalgaları için, suyun polietilen köpük dolgulu tüpe temasına kadar ($T=0.28$ m), tüp monte edilen ve edilmeyen tekneler neredeyse aynı özellikleri göstermiştir. Tüp kısmın suya temasından sonra ($T=0.29$ m) düşük dalga frekanslarında, köpük dolgulu tüp dalıp-çıkma hareketine olumlu etki ederken, dalga frekansı yükseldikçe olumsuz etki göstermeye başlamıştır. Tüpün suya daha çok batması durumunda ($T=0.3$ m) ise düşük dalga frekanslarında oluşan olumlu etki azalmış, dalga frekansı arttıkça tüpün oluşturduğu olumsuz etki ise artmıştır. Baş-kıç vurma hareketinde de dalıp-çıkma hareketinde olduğu gibi köpük dolgulu tüp, düşük dalga frekanslarında olumlu etki ederken, dalga frekansının artması ile tüp olumsuz etki etmeye başlamıştır. Aynı şekilde tüpün suya daha çok batması ile de tüpün düşük dalga frekanslarında oluşturduğu etki önemli ölçüde azalmış, bununla birlikte dalga frekansı arttıkça tüpün oluşturduğu olumsuz etkide bir miktar artıştır.

Teşekkür

Bu çalışmada form ve ana boyutları kullanılan köpük dolgulu tüp monte edilmiş fiberglass teknenin imalatı, T.C. Bilim, Sanayi ve Ticaret Bakanlığı tarafından desteklenen 00503STZ.2009-2 kodlu SANTEZ projesi kapsamında yapılmıştır. Desteklerinden dolayı Bakanlığımıza teşekkürü bir borç biliriz.

Kaynaklar

- [1] Sekban, D.M., D-Kesit Köpük Dolgulu Tüp Monte Edilmiş Fiberglass Tekne/Bot İmalatı, Karadeniz Teknik Üniversitesi (Yüksek Lisans Tezi), Trabzon, 2012.
- [2] Calister, W.D., Material Science and Engineering, Second Edititon, John Wiley & Sons Inc., Singapore, 1990.
- [3] Mazumdar, S.K., Composites Manufacturing: Material, Product and Process Engineering, CRC Press LLC., New York, 2002.
- [4] Agarwall, B.D. ve Broutman, L.J., Analysis and Performance of Fiber Composites, John Wiley & Sons Inc., New York, 1980.
- [5] Sarıöz K., Kükner A. ve Alkan A.D., Gemi Mühendisliği El Kitabı, Gemi Mühendisleri Odası Yayınları, İstanbul, 2001.
- [6] Sabuncu, T., Gemi Hareketleri, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul, 1983.
- [7] ASTM D256 Method B, Standart Test Methods for Determining the Izod Pendulum Impact Resistance of Plastics, ASTM International, United States, 2004.

PERVANE İZ YÜZEYİ ÜZERİNDE DÜMEN ETKİSİNİN İNCELENMESİ İÇİN BİR UYGULAMA

Ömer Kemal KINACI¹, Abdi KÜKNER² ve Şakir BAL³

ÖZET

Bir gemi arkasında çalışan uygun pervanenin bulunması sevk verimini artırır ve pervanenin maruz kalabileceği olası hasarların önüne geçer. Ancak pervane dizaynına geçilmeden önce pervaneye gelen akımın özelliklerinin iyi bilinmesi gerekir. Bu açıdan pervane iz yüzeyini etkileyen tüm parametrelerin bilinip, bunların bir bütün olarak ele alınması gerekir. Geminin takıntılarıyla birlikte ele alınıp akış çözümlemesinin yapılması bu yolda atılacak ilk adımlardan biridir. Bu çalışmada, örnek bir gemi üzerinde dümenin pervane iz yüzeyine gelen akımı nasıl değiştirdiği incelenmiştir. Pervanenin dönmesi ve serbest su yüzeyinin etkisi hesaplara dahil edilmemiştir.

Anahtar Kelimeler: pervane, dümen, gemi kış formu, iz, HAD, RANSE

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Bölümü, Tel: 0212 383 29 92, e-posta: kinaci@yildiz.edu.tr

² İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 285 64 33, e-posta: kukner@itu.edu.tr

³ İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 285 64 85, e-posta: sbal@itu.edu.tr

1. Giriş

Bir geminin sevk verimini artırmanın en önemli yöntemlerinden birisi gemi kıç tarafındaki akımı düzenlemektir. Bu bölgeye yapılacak belirli müdahaleler gemi direncini önemli ölçüde düşürmekte faydalı olabilir. Ancak bu müdahalelere girişmeden önce bu bölgedeki akımın ve – özellikle kıç bölgesinde çokça bulunan – takıntıların (dümen, pervane, skeg vs.) akıma etkilerinin iyi bilinmesi gerekir.

Dümen, geminin sağlıklı manevra yapabilmesi için hayati bir önem taşır. Manevra kabiliyetini artırmasının yanında; dümenlerin, kıç taraftaki akımı düzenlemesi bakımından da bir rolü bulunmaktadır. Son dönemlerde podlu pervanelerin kullanım sayısının artmasına karşın, halen çoğu gemi dümenli olarak üretilmektedir[1]. Dümen, geminin kıç tarafındaki akımı önemli ölçüde değiştirir. Dolayısıyla pervane üzerine gelecek akım, dümenli ve dümensiz hallerde farklı olabilecektir. Bu çalışmada, pervane iz yüzeyi üzerinde dümenin etkisi incelenmektedir.

Kıç taraftaki akım, gemi ve takıntıları arasındaki etkileşimden çokça etkilenir. Bu etkileşimin hakkındaki literatür oldukça geniştir. 1980’li yıllarda yaygınlaşmaya başlayan bilgisayar teknolojisi ile öncelikle basit formülü cisimlerin etrafındaki akışın çözülmesi için bilgisayar programları yazılmış; genellikle sınır tabaka teorisi kullanılarak gemilerin kıç tarafındaki akımın çözülmesine çalışılmıştır. Hoekstra ve Raven, gemi kıç tarafındaki akımın iyileştirilmesi için potansiyel ve sınır tabaka teorilerini eşleştirerek kullanmış ve gemi kıçındaki etkileşimlerle baş edebilmenin en pratik yolunun bu olduğunu savunmuştur[2]. Markatos ve Willis, takıntılı bir cisim için – o zamanlar henüz yeni yeni gelişmekte olan – sonlu farklar yöntemiyle $k - \varepsilon$ türbülans modelini kullanarak çözüm aramışlardır[3]. Rood ve Anthony, pervanenin baş tarafına bir takıntı koyarak pervane üzerine gelen akımı deneysel bir yöntemle incelemişlerdir[4]. Takıntının pervane üzerindeki akımı ne ölçüde değiştirdiği örnek bir gemi üzerinde gözlemlenmeye çalışılmıştır.

Literatürdeki çoğu çalışma pervane ve gemi etkileşimi üzerinedir. Bu konu hakkında birçok deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmıştır. Felli ve Felice, pervane izini LDV yöntemiyle deneysel olarak analiz etmişlerdir[5]. Böylece konu hakkında yapılacak olan sayısal çalışmaların önünü açmaya çalışmışlardır. Gemi, dümen ve pervanenin hepsinin birden etkileşimini göz önüne alan makaleler de mevcuttur. Lungu ve Pacurar, dümeni ve pervanesi bulunan bir konteyner gemisi etrafındaki akımı RANSE kullanan ticari bir yazılımla çözmüşlerdir[6]. Çalışmada pervanenin dönmesinin etkisi de hesaplara katılmış ve pervane iz yüzeyindeki hız ve basınç dağılımları elde edilmiştir. Muscari ve ekibinin yaptığı hem deneysel hem sayısal sonuçları içeren çalışmada tüm takıntıları yerinde olan bir gemi etrafındaki akış incelenmiştir[7]. Deneysel çalışma LDV, sayısal çalışma ise RANSE çözücü bir ticari programla yapılmıştır. Carlton ve arkadaşlarının yaptıkları çalışmada ise pervane, dümen ve geminin, dümen dizaynı üzerinden etkileşimi ele alınmıştır. Farklı dümen formlarının sevk verimine olan etkileri bu etkileşime dayanarak incelenmiştir[8].

Literatürde sadece pervane ve dümen etkileşimi üzerine yapılmış çalışmalar da mevcuttur. Bu çalışmaların en önemlilerinden birisi Szantyr'e aittir. Çalışmada pervane kaldırıcı yüzey, dümen ise sınır elemanları yöntemi kullanarak çözülmüş ve birbirlerine olan etkileri incelenmiştir[9]. Deney verisi olan durumlarda sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılarak yöntemin etkinliği test edilmiştir. Felli ve ekibinin yaptığı çalışmada, geminin kendisi olmadan pervane ve dümenin birbirleriyle olan etkileşimi deneysel olarak incelenmiştir[10]. Çalışmada pervane arkasında çalışan dümenin performansını etkileyen düzensiz akımın etkilerine vurgu yapılmıştır. Hanseong Lee ve arkadaşlarının 2003 yılında yaptığı çalışma pervane dümen etkileşimini göz önüne alarak dümende oluşabilecek kavitasyonu incelemiştir[11]. Konu üzerine yapılmış yüksek lisans tezleri de mevcuttur. Fahad Mohammed'in Dr. S. A. Kinnas danışmanlığında yaptığı çalışmada pervane uç girdabının dümene olan etkileri incelenmiştir[12]. Çalışmada kaldırıcı hat yöntemi ile HAD çözen ticari yazılım FLUENT beraber kullanılmıştır. Yine S. A. Kinnas'ın yürüttüğü çalışmada pervaneden gelen akıma maruz kalan dümen üzerindeki tabaka kavitasyonu incelenmiştir[13]. Çalışmada girdap ağ, sınır elemanları ve sonlu hacimler yöntemleri bir arada kullanılarak sonuca gidilmiştir.

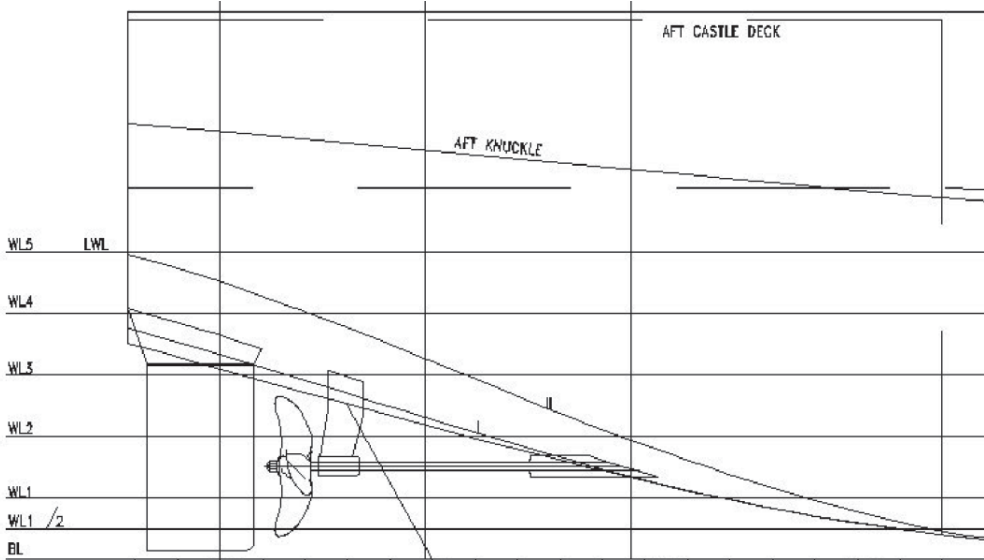
2. Örnek Geminin Tanıtılması

Çalışmada kullanılan gemi 1500DWT'luk bir kimyasal tanker gemisidir. Eldeki deneysel verilerle uyum ve hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde önemli bir katsayı olan y^+ değerlerini arzulanan aralıkta tutabilmek adına geminin kendisi yerine 1/15 ölçeğindeki modeli sayısal olarak çözülmüştür. Geminin ve modelinin bazı hidrostatik özellikleri tablo 1'de verilmiştir.

Tablo 1. Geminin hidrostatik özellikleri

		MODEL	GEMİ
Su hattı uzunluğu (m)	L_{WL}	3.953	59.3
Genişlik (m)	B	0.8	12
Draft (m)	T	0.287	4.3
Deplasman	Δ	0.71	2457.04
Islak alan (m^2)	A_{WS}	4.672	1051.17
Dümen yüzey alanı (m^2)	A_R	0.098	22
Blok katsayısı	C_B	0.801	0.801

Kullanılan gemide dümen gemiye skeg vasıtasıyla bağlanmıştır. Geminin kıç tarafının tüm takıntılarıyla birlikte görünümü ise şekil 1’den görülebilir.



Şekil 1. Kullanılan geminin kıç formunun görünümü

3. Yöntem

Bu çalışmada dümenin pervane iz yüzeyindeki etkisi ticari bir RANSE (Reynolds Averaged Navier Stokes Equation) çözücü programla incelenmiştir. Bilindiği gibi akışkan momentum denklemi Navier – Stokes adını alır ve şu şekilde ifade edilir:

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = F_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 u_i \quad (1)$$

Ancak gemiler yüksek Reynolds sayılarında çalıştıklarından, etraflarındaki akım önemli derecede türbülanslıdır. Türbülanslı akışların karmaşık yapısından kaynaklanan ve önceden tam olarak kestirilemeyen etkilerinden dolayı parametrelerin zaman içerisinde ortalama değerleri alınarak sonuca gitmek bir yöntem olarak kullanılabilir. Bu yaklaşım (RANSE) Navier – Stokes ile süreklilik denklemlerinin zaman içerisinde ortalamalarının alınması ile tansör notasyonunda şu denklemi doğurur:

$$\rho \frac{D\bar{u}_i}{Dt} = F_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \nabla^2 \bar{u}_i - \rho \left(\overline{\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_i}} \right) \quad (2)$$

Burada $\bar{u}_i, \bar{p}$ ve $\bar{u}_i \bar{u}_j$ parametrelerin, zaman içindeki ortalama değerlerini ifade etmektedir. Kısaca bahsetmek gerekirse; u, v, w gibi değerler bir noktadaki akımın hızıyken, u', v', w' aynı noktadaki akım hızındaki salınımlardır. Akım hızının, zaman içindeki salınımlarla parametrelerin ortalaması arasındaki ilişki şöyle ifade edilmektedir [14].

$$u = \bar{u} + u' \quad v = \bar{v} + v' \quad w = \bar{w} + w' \quad (3)$$

RANSE denklemindeki son terim Reynolds gerilmeleri bileşenidir ve yöntemin yaklaşımından ileri gelen zaman içerisindeki salınımları ifade eder. Benzer şekilde süreklilik denklemi ise şu şekilde ifade edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \rho \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

Bu çalışmada akış daimi ve sıkıştırılamaz olarak kabul alınmış ve serbest su yüzeyinin etkileri ihmal edilmiştir. Sıkıştırılamaz akım nedeniyle enerjinin korunumu denklemi otomatik olarak düşer ve geriye sadece kütle korunumu (süreklilik) ve momentumun korunumu (Navier – Stokes) denklemi kalır. Gerekli sadeleştirmeler yapıldığında denklemler şu hali alacaklardır:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} = 0 \quad (5a)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{u}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \mu \nabla^2 \bar{u} - \rho \left(\overline{\frac{\partial u u'}{\partial x}} + \overline{\frac{\partial u v'}{\partial y}} + \overline{\frac{\partial u w'}{\partial z}} \right) \quad (5b)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{v}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \mu \nabla^2 \bar{v} - \rho \left(\overline{\frac{\partial v u'}{\partial x}} + \overline{\frac{\partial v v'}{\partial y}} + \overline{\frac{\partial v w'}{\partial z}} \right) \quad (5c)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{w}}{\partial y} + \bar{w} \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \mu \nabla^2 \bar{w} - \rho \left(\overline{\frac{\partial w u'}{\partial x}} + \overline{\frac{\partial w v'}{\partial y}} + \overline{\frac{\partial w w'}{\partial z}} \right) \quad (5d)$$

Burada bilinmeyen parametreler, $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}, \bar{p}, u', v', w'$ olarak 7 tanedir. Kütle korunumundan gelen 4 adet denkleme türbülans modelleri ve sınır şartlarının sağladığı denklemler eklendiği zaman problem matematiksel olarak çözülebilir bir hal almış olur. Kullanılan türbülans modeli hakkında bir sonraki bölümde bilgi verilmiştir.

4. Sayısal Uygulama

Daha önce de söylendiği gibi çalışmada RANSE denklemlerini kullanarak sonlu hacim yöntemi ile çözüm yapan ticari bir yazılım kullanılmıştır (FLUENT). Akışkan bölgesi önce ticari yazılımın sağladığı ağ örgüsü kurma programında modellenmiş (GAMBIT), daha sonra programın kendisi kullanılarak çözüme gidilmiştir.

Dümenin etkisinin anlaşılabilmesi için gemi etrafındaki akış iki şekilde çözülmüştür:

- Yalın gemi etrafındaki akış
- Dümen takılmış halde gemi etrafındaki akış

İki ayrı çözüm için iki ayrı akışkan bölgesi modellenmiştir. Yalın gemi etrafındaki akışın çözülebilmesi için yaklaşık olarak 3,380,000 eleman, dümenli haldeki durum içinse yaklaşık 3,590,000 eleman kullanılmıştır. Burada eleman sayılarının farklı olmasının sebebi, dümenin varlığı sebebiyle bu bölgedeki akımın daha detaylı incelenebilmesi için elemanların sık kullanılmasıdır. Dolayısıyla dümenli durumda yaklaşık 210,000 fazla eleman kullanılmıştır.

Elemanlar üçgen piramit şeklinde kullanılmıştır. Üçgen piramit ile ağ örmek diğer ağ örme yöntemlerine nispeten daha kolay ve pratik olduğundan tercih edilmiştir. Elemanların kalitesinin iki durumda da analiz yapabilmek için yeterli durumda olduğu tespit edilmeden analizlere başlanmamıştır.

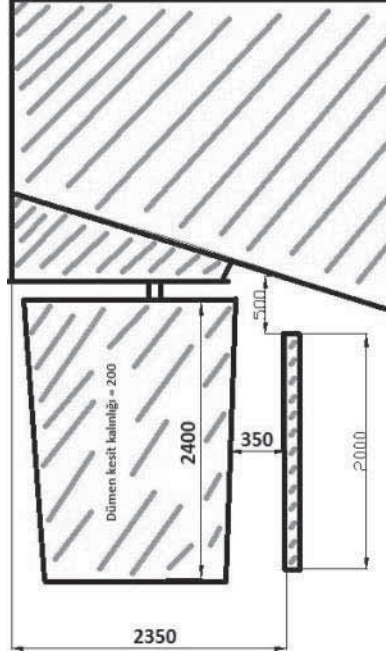
Pratik çözüm elde edebilmek açısından serbest su yüzeyi çalışmaya dahil edilmemiştir. Dolayısıyla çözümler sonsuz su derinliğinde “double body” olarak yapılmış; serbest su yüzeyinin olası etkileri çalışmada ihmal edilmiştir. Geminin sadece su altı formu paket programın sağlamış olduğu ağ örgüsü kurma programında modellenmiş ve normalde serbest su yüzeyinin bulunduğu alan simetri eksenini olarak alınmıştır.

Benzer bir şekilde pervanenin dönme etkisi de hesaplara katılmamıştır. Çalışmanın amacı, dümenin pervane iz yüzeyini ne ölçüde değiştirdiğini anlamak olduğundan iki durum da aynı şartlarda pervanesiz çözdürülmüştür. Dolayısıyla şaft ve pervane göbeğinin etkisi de ihmal edilmiştir. Bu etkinin daha sonra hesaplara dahil edilmesi düşünülmektedir.

Türbülans modeli olarak standart $k - \epsilon$ modeli “standard wall function” ile kullanılmıştır. $k - \epsilon$ türbülans modeli hakkında daha detaylı bilgi için kaynak [14]’e bakılabilir. Basınç hız eşleştirmesi için (velocity-pressure coupling) önce SIMPLE algoritması denenmiş ancak yakınsamada bazı problemler olduğundan SIMPLEC kullanılmış ve başarılı olduğu görülmüştür. SIMPLEC’in, SIMPLE’a oranla çok daha hızlı yakınsadığı tespit edilmiştir. Sonlu hacim yöntemi en küçük kareler yöntemi kullanılarak çözülmüş ve basınç, momentum, türbülans kinetik enerji (turbulent kinetic energy) ve türbülans yayılım oranı (turbulent dissipation rate) için “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır.

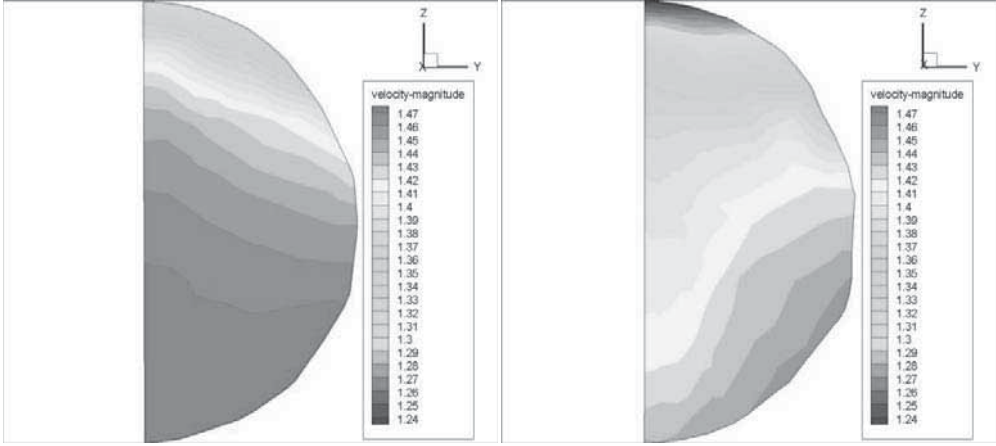
5. Bulgular

Model takıntılı ve takıntısız halde, gemi hızı 11.5knot'a tekabül edilecek şekilde çözdürülmüştür. Gemi model uyumunu sağlamak için Froude benzerliğinden faydalanılmış ve model hızı 1.5274m/s olarak tespit edilmiştir. Sonuçlar pervane iz yüzeyi üzerinden değerlendirilmiştir. Geminin kıç formunda pervane ve dümen açıklıkları şekil 2'de gösterilmiştir. Mesafeler milimetre cinsinden verilmiştir.



Şekil 2. Gemi kıç formunda dümen ve pervane açıklıkları

Modelin dümensiz haldeki iz yüzeyi şekil 3a, dümenli haldeki iz yüzeyi ise şekil 3b'de verilmiştir. Şekillerdeki değerler iz yüzeyindeki toplam hız değerlerini göstermektedir. Akışta simetriyi bozacak herhangi bir durum olmadığından yüzeyin sadece yarısının verilmesi yeterli görülmüştür.

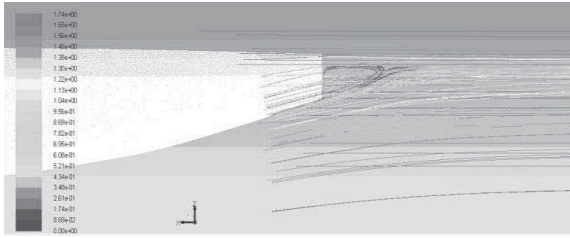


Şekil 3a. Dümensiz halde pervane iz yüzeyi

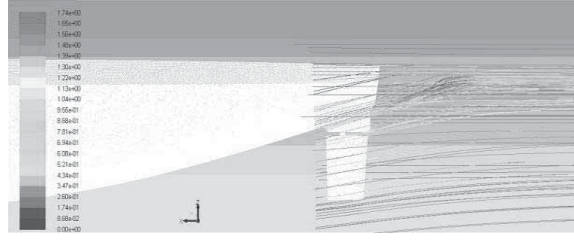
Şekil 3b. Dümenli haldeki pervane iz yüzeyi

Şekil 3'ten pervane iz yüzeyi üzerindeki dümen etkisi açıkça görülebilir. Dümen, iz yüzeyine yakın olduğu bölgedeki akımı yavaşlatmış ve pervane üzerindeki akımı değiştirmiştir. Ayrıca, pervane yüzeyine gelen maksimum hız büyüklüğü de dümenli durumda düşmüştür. Bunun sebebi dümenin giriş ucunda oluşan durma noktalarından dolayı bu bölgedeki akım hızını düşürmesidir.

Dümen bir yandan pervane iz yüzeyindeki hızı düşürürken, diğer yandan gemi kıcındaki akımı düzenler. Serbest su yüzeyinin altında kalan aynı kıç formları, arkalarında büyük girdaplar oluşturabilir. Gemi arkasındaki girdap içinde hapsolan akışkan gemiyle beraber hareket etmek durumunda kalacağından; gemi, gücünün bir kısmını da bu fazladan suyu beraberinde götürebilmek için kullanır. Bu durumdan kurtulabilmek için kıç taraftaki akımın düzenlenmesi gerekir. Dümen bu işi bir nebze yapabilmektedir. Şekil 4a ve şekil 4b'de gemi kıç tarafındaki sırasıyla dümensiz ve dümenli akış görünmektedir.

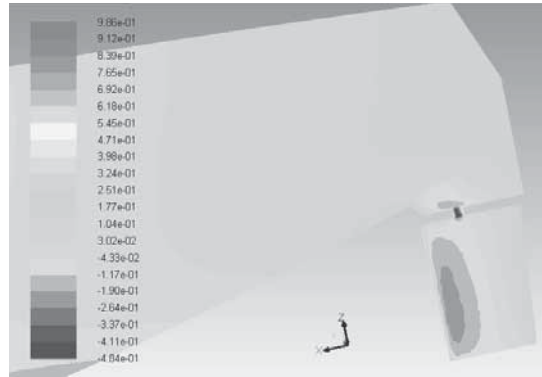


Şekil 4a. Dümensiz halde gemi kıç tarafındaki akışın görünümü



Şekil 4b. Dümenli halde gemi kıç tarafındaki akışın görünümü

Şekil 4'ten de anlaşılabileceği gibi, kıç tarafta dümenin varlığı ile o bölgedeki hız belirli bir ölçekte düşmektedir. Bu durum akım ayrılmasını zorlaştıran bir faktördür ve şekil dikkatlice incelendiğinde dümenli durumda kıç taraftaki akışın ayna kıça geri dönmediği ve girdap oluşumunun engellendiği fark edilebilir. Şekil 5'te ise dümenli halde kıç taraftaki boyutsuz basınç katsayısı dağılımı verilmiştir. Hesaplamalar sonsuz derinlikte yapıldığından hidrostatik basıncın etkileri ihmal edilmiştir.



Şekil 5. Dümenli halde gemi kıç tarafındaki boyutsuz basınç katsayısı dağılımı

6. Sonuç

Bir geminin suyla temas eden bütün parçaları akış içerisinde birbirleriyle etkileşim yaratır. Bu çalışmada, örnek bir gemi üzerinde, dümenin pervaneye gelen akımı nasıl etkilediği incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, uygun pervane tasarımı yapmak için geminin dümenli halde incelenmesinin faydalı olacağı anlaşılmaktadır. Zira takıntıların genel

olarak bütününün akış içerisinde ele alınması daha kusursuz sonuçlar elde edilmesinde yardımcı olacaktır.

Eldeki veriler – nominal iz dağılımı – literatürde örnekleri çokça bulunan kaldırıcı yüzey programlarından birine girilerek gemiye uygun bir pervane seçimi yapılabilir. Ancak gemi için en uygun pervane bulunmak isteniyorsa nominal iz dağılımı yerine efektif iz dağılımı kullanılmalıdır. Efektif iz dağılımı ise ancak pervanenin de gerçek konumunda bulunduğu durumda elde edilebilir.

Önümüzdeki zamanda, gerçek duruma yaklaşmak adına bir adım daha atılması ve pervanenin dönme etkisinin de hesaplara dahil edildiği çalışmalar yapılması planlanmaktadır. Bunun için gemi, dümen ve pervane komple modellenerek ağ örgüsü ona göre kurulacak ve pervane dönme hareketi yapan bir “hareketli duvar” olarak tanımlanarak tüm gemi etrafındaki akış modellenmeye çalışılacaktır.

Teşekkür

Çalışmanın yapılması için yardımlarını esirgemeyen Ferdi ÇİÇEK özelinde Seft Gemi İnşa ve Mühendislik A.Ş’ye teşekkür ederiz.

Kaynaklar

- [1] Bal, Ş., Güner, M., *Sayısal bir yöntem ile podlu pervane analizi*, İTÜ Dergisi, Cilt 8, Sayı 2, Nisan 2009, s. 3 – 16
- [2] Hoekstra, M., Raven, H. C., *Calculation of viscous – inviscid interaction in the flow past a ship after body*, 13th Symposium on Naval Hydrodynamics, Ekim 1980, s. 583 – 600
- [3] Markatos, N. C. G., Wills, C.B., *Prediction of viscous flow around a fully submerged appended body*, 13th Symposium on Naval Hydrodynamics, Ekim 1980, s. 631 – 650
- [4] Rood, E. P., Anthony, D. G., *An experimental investigation of propeller/hull/appendage hydrodynamic interactions*, 17th Symposium on Naval Hydrodynamics, Ekim 1989, s. 395 – 414
- [5] Felli, M., Di Felice F., *Propeller wake analysis in nonuniform inflow by LDV phase*, Journal of Marine Science and Technology, 2005, s. 159 – 172
- [6] Lungu, A., Pacuraru, F., *Numerical study of the hull-propeller-rudder interaction*, Numerical Analysis and Applied Mathematics, International Conference 2009, Vol. 2, s. 693 – 696

- [7] Muscari, R., Felli, M., Di Mascio, A., *Analysis of the flow past a fully appended hull with propellers by computational and experimental fluid dynamics*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 133, 2011
- [8] Carlton, J., Radosavljevic, D., Whitworth, S., *Rudder – Propeller – Hull Interaction: The Results of Some Recent Research, In-Service Problems and Their Solutions*, First International Symposium on Marine Propulsors, Haziran 2009, Trondheim
- [9] Szantyr, J. A., *Mutual hydrodynamic interaction between the operating propeller and the rudder*, Archives of Civil and Mechanical Engineering, Vol. 7, No. 3, 2007, s. 191 – 203
- [10] Felli, M., Roberto, C., Guj, G., *Experimental analysis of the flow around a propeller-rudder configuration*, Experiments in Fluids, 2009, s. 147 – 164
- [11] Lee, H., Kinnas, S. A., Gu, H., Natarajan, S., *Numerical modeling of rudder sheet cavitation including propeller/rudder interaction and the effects of a tunnel*, Fifth International Symposium on Cavitation (CAV2003), 1-4 Kasım 2003, Osaka
- [12] Mohammed, F., Kinnas, S. A. (Danışman), *Propeller Lifting Line/Rudder Interaction*, Yüksek Lisans Tezi, Texas Austin Üniversitesi, Ağustos 2006
- [13] Kinnas, S. A., Lee, H., Gu, H., Natarajan, S., *Prediction of sheet cavitation on a rudder subject to propeller flow*, Journal of Ship Research, Vol. 51, Sayı 1, Mart 2007, s. 65 - 75
- [14] Versteeg, H. K., Malalasekera, W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method*, 1st ed., 1995

4 KANATLI WAGENINGEN B SERİSİ PERVANELERİN DİZAYNI

İÇİN PRATİK YAKLAŞIMLAR

Serkan EKİNCİ¹, Fahri ÇELİK², Yasemin ARIKAN³

ÖZET

Gemi pervanelerinin ilk kullanılmaya başlanıldığı tarih olan 1850'lerden bu tarafa, dizaynında önemli gelişmeler olmasına karşılık temel yapısı korunmuştur. Son elli yıl içerisinde bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak pervane dizayn ve analizinde sirkülasyon teorisine dayalı yöntemler sıklıkla kullanılmaktadır. Ancak açık su model deneylerinden elde edilen sistematik pervane serileri, pervane dizaynı ve performans tahmininde hala yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu serilerden en çok bilinen ve yararlanılanlardan birisi Wageningen B pervane serileridir.

Bu çalışmada, 4 kanatlı Wageningen B serisi pervanelerin dizaynı ve performans tahmini için pratik yaklaşımlar sunulmaktadır. İki farklı dizayn durumu için (pervaneye iletilen güç, pervane devri, pervane ilerleme hızının veya pervane itmesi, pervane çapı, pervane ilerleme hızının bilindiği) yaklaşık ifadeler verilmektedir. Ayrıca çalışmada her iki durum için birer dizayn uygulaması gerçekleştirilerek elde edilen sonuçlar açık su pervane diyagramı sonuçları ile karşılaştırılmış ve aralarında iyi uyumlar görülmüştür.

Anahtar kelimeler: Wageningen, pervane, pervane dizaynı, açık su deneyi.

¹ Doç.Dr., YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, ekinci@yildiz.edu.tr

² Doç.Dr., YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, fcelik@yildiz.edu.tr

³ Yük.Müh., YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, yarikan@yildiz.edu.tr

SEMBOL LİSTESİ

BAR	Kanat alan oranı
C_{TH}	İtme yükleme katsayısı
D	Pervane çapı (m)
J	İlerleme katsayısı
K_Q	Tork katsayısı
K_T	İtme katsayısı
N	Pervane devir sayısı (d/d)
P	Pervane hatvesi (m)
P_D	Pervaneye iletilen güç (kW)
Q	Pervane torku (kNm)
R_T	Gemi toplam direnci (kN)
T	Pervane itmesi (kN)
V_A	Pervane ilerleme hızı (m/s)
V_S	Gemi hızı (knot)
W	Taylor iz katsayısı
Z	Pervane kanat sayısı
η_o	Açık su pervane verimi
P/D	Hatve oranı
ρ	Su yoğunluğu (kg/m^3)
k	Sabit sayı
a,b,c,d,e,f,g	Denklem katsayıları

1. Giriş

Uskur pervaneler olarak da adlandırılan sabit hatveli pervaneler gemilerin sevinde kullanılan sistemler arasında önemli bir yere sahiptir. Uskur pervaneler ilk kullanılmaya başlanıldığı tarih olan 19. yy ortalarından günümüze kadar; kullanımındaki kolaylık, sağladığı yüksek verim ve yapısındaki basitlik nedenleri ile en çok tercih edilen sevk sistemi olmuştur. Bu süre içerisinde gemi sevk sistemlerinde ve pervane dizaynında önemli gelişmeler olmasına karşılık, uskur pervanelerin ana yapısında kayda değer bir değişiklik olmamıştır.

Uskur pervanelerin dizaynında amaç belirli bir devir sayısında, en az güç gereksinimine ve en yüksek verime sahip optimum pervane geometrisinin araştırılmasıdır. Pervane dizaynı genellikle iki yöntem ile gerçekleştirilir. Bunlardan birincisi açık su pervane model deney sonuçlarından elde edilen sistematik pervane serilerine ait diyagramlar diğeri ise sirkülasyon teorisine dayalı matematiksel yöntemlerdir. Pervane dizayn ve analizinde kullanılan matematiksel yöntemlerde, 1950'lerden sonra özellikle bilgisayar teknolojisindeki gelişmelere paralel olarak önemli gelişmeler olmuştur [1-11]. RANS denklemlerinin sayısal olarak çözülmelerine dayanan hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri, yüksek hızlı kamera teknikleri ve PIV teknikleri de son dönemde pervane dizayn ve analizinde yararlanılan diğeri yöntemlerdir [12-17].

Pervane dizaynının ilk aşamalarında genellikle sistematik pervane serilerinden yararlanılır. Bu seriler; pervane kanat sayısı (Z), kanat alan oranı (BAR), hatve oranı (P/D), kanat kesit şekli ve kanat kesit kalınlıkları sistematik olarak değiştirilerek üretilmiş olan pervanelerden oluşur. Çok sayıda pervane serisi geliştirilmiş olmasına karşılık (Gawn (Froude), Japon AU, KCA, Lindgren (Ma), Newton-Rader, KCD, Gutsche ve Schroeder hatve kontrolü pervane, Wageningen nozullu pervane, JD-CPP vb.) [18], bunların içerisinde en çok bilinen ve yararlanılanı ise sabit hatveli pervaneler için Wageningen (Troost) pervane serileridir.

Pervane dizayn ve analizi üzerine son zamanlarda yapılmış olan çalışmalardan bazıları şunlardır: Tanaka ve Yoshida, pervane model deneylerinden elde edilen boyutsuz tabloları yüksek doğrulukta sayısal grafiklere dönüştüren bir bilgisayar programı geliştirmiştir [19]. Diğer bir çalışmada gerçek hız ortamındaki bir pervanenin dizayn hesapları için bilgisayar kodu geliştirilmiştir (Koronowicz vd. [20]). Ayrıca Benini, Wageningen B serisi pervaneler için, belli bir kaviteasyon sınırlaması altında itme ve tork katsayılarının her ikisini de maksimum yapacak şekilde çok amaçlı bir optimizasyon tekniği geliştirmiştir [21]. Pervane dizaynında, pervane gerisindeki akım deformasyonunu dikkate alan ileri bir kaldırıcı hat yöntemi Çelik ve Güner [22]'de sunulmuştur. Olsen [23]'de ise pervane kayıplarını da içeren enerji katsayıları yardımı ile pervane verimini hesaplamak amaçlı bir yöntem geliştirilmiştir. Pervane dizayn ve analizi üzerine diğer çalışmalar [24-28]'de bulunabilir.

Bu çalışmada, 4 kanatlı Wageningen B serisi pervanelerin dizayn ve performans analizleri için pratik yaklaşımlar sunulmuştur. Pervaneye iletilen güç (P_D), pervane ilerleme hızı (V_A), pervane devir sayısı (n) veya pervaneye iletilen güç (P_D), pervane ilerleme hızı (V_A), pervane çapı (D) bilgilerinin verildiği iki farklı dizayn koşulu için pervane dizaynı gerçekleştirilebilmektedir. Wageningen B serilerine ait açık su diyagramlarını ifade eden polinomlardan yararlanılarak; geniş bir yüklem aralığında serideki tüm kanat açınım alanı oranlarını (BAR) ve tüm hatve oranlarını (P/D) kapsayacak şekilde pervane kümesi oluşturulmuştur. Pervane dizaynının yanı sıra pervane performans karakteristiklerinin tahmini de sunulan ampirik formüller yardımı ile gerçekleştirilebilmektedir.

2. Standart Pervane Serileri ile Pervane Dizaynı

Gemi ön dizayn aşamasında iken gemi pervanesinin performansının tahmin edilmesi gerekir. Bunu gerçekleştirmenin en kolay yollarından biri de standart pervane serilerinden gemiye uygun bir pervane seçmektir. Bu zamana kadar geliştirilmiş olan çok sayıda pervane serilerinden Wageningen B, düşük kaviteasyon özellikleri ile de günümüzde en yaygın olarak kullanılan standart serilerden birisi olmayı sürdürmektedir. Bu serilere ait deneysel veriler ilk önce Troost [29] tarafından rapor edilmiştir. Daha sonraları ölçek etkilerini dikkate alan bazı düzeltmeler yapılmış ve sonuçlar Lammeren vd. [30] tarafından sunulmuştur. Oosterveld ve van Oossanen Wageningen B serisi pervanelerin performans karakteristikleri için detaylı bir regresyon analizi gerçekleştirmişlerdir [31]. Çalışmalarında Reynolds sayısı 2×10^6 için pervane açık su karakteristiklerini (1) ve (2)'deki polinomlar şeklinde vermişlerdir. Daha sonra bu çalışma farklı Reynolds sayıları için de viskoz düzeltmeler yapılarak genişletilmiştir [18].

$$K_Q = \sum_{n=1}^{47} C_n(J)^{S_n} (P/D)^{t_n} (BAR)^{u_n} (Z)^{v_n} \quad (1)$$

$$K_T = \sum_{n=1}^{39} C_n(J)^{S_n} (P/D)^{t_n} (BAR)^{u_n} (Z)^{v_n} \quad (2)$$

Pervane karakteristikleri aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\text{İtme katsayısı: } K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (3)$$

$$\text{Tork katsayısı: } K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (4)$$

$$\text{İlerleme katsayısı: } J_A = \frac{V_A}{nD} \quad (5)$$

$$\text{Açık su pervane verimi: } \eta_o = \frac{K_T}{K_Q} \frac{J_A}{2\pi} \quad (6)$$

$$\text{Pervane itme yükleme katsayısı: } C_{TH} = \frac{8}{\pi} \frac{K_T}{J_A^2} \quad (7)$$

Wageningen B pervane serileri genel amaçlı serilerdir. Bu seriler ilerleme katsayısına (J_A) göre çizilen itme katsayısı (K_T), tork katsayısı (K_Q) ve açık su pervane verimi (η_o) eğrilerinden oluşan açık su diyagramları ile verilir. Bu serilerdeki değişken parametreler; pervane kanat sayısı (Z), kanat alan oranı (BAR) ve hatve oranıdır (P/D). Serinin oluşturulmasında gerçekleştirilen açık su deneyleri tatlı suda yapıldığı için, bu durumun dizayn hesaplarında dikkate alınması gerekir.

3. Dört Kanatlı Wageningen Serisi Pervaneler için Pratik Dizayn Yaklaşımları

Bu bölümde 4 kanatlı pervanelerin pratik olarak dizaynı veya performans analizi için iki farklı dizayn durumunda (P_D , n , V_A veya T , D , V_A verilir ise) yaklaşık ifadeler sunulacaktır. Her iki durum için Tablo 1’de bilgileri verilen ana pervanenin, ilerleme hızı (V_A) ve kanat alan oranı (BAR) tüm 4 kanatlı Wageningen pervaneleri kapsayacak şekilde (BAR : 0.4-1.0; P/D : 0.5-1.4) sistematik olarak değiştirilerek birer pervane kümesi oluşturulmuştur. Pervanelerin üretilmesinde Wageningen B serilerine ait polinomları kullanan bir bilgisayar programından yararlanılmıştır. Her bir dizayn durumu için kümelerdeki pervanelerin hatve oranı (P/D) ve pervane karakteristikleri (K_Q , J_A , η_o); eğriler ve ampirik ifadeler şeklinde sunulmuştur.

Tablo 1. Ana pervane dizayn bilgileri

Pervaneye iletilen güç, P_D (kW)	648
Pervane ilerleme hızı, V_A (m/s)	4.372
Pervane devir sayısı, n (d/d)	380
Pervane çapı, D (m)	2.12
Pervane kanat sayısı, Z	4
Kanat alan oranı, BAR	0.70

Verilen başlangıç bilgilerine göre iki farklı dizayn durumu için pervane dizaynı aşağıdaki şekilde gerçekleştirilir.

Pervane dizayn durumu 1:

Verilen dizayn bilgileri:

- Pervaneye iletilen güç, P_D (kW)
- Pervane devir sayısı, n (d/s)
- Gemi hızı, V_S (m/s)
- Taylor iz katsayısı, w
- Pervane kanat sayısı, Z
- Kanat alan oranı, BAR

Kavitasyon riskini en aza indirmek için gerekli pervane kanat alan oranı (BAR) uygun bir kavitasyon kriteri (örn. Burrill yöntemi [32]) kullanılarak belirlenebilir,

Bir pervanenin tork gereksinimi, ilerleme katsayısı ($J_A = \frac{V_A}{nD}$) ifadesinden çap (D)

çekilerek ve tork katsayısı ifadesinde ($K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$) yerine konularak, (J_A)'nın

fonksiyonu şeklinde aşağıdaki gibi yazılabilir:

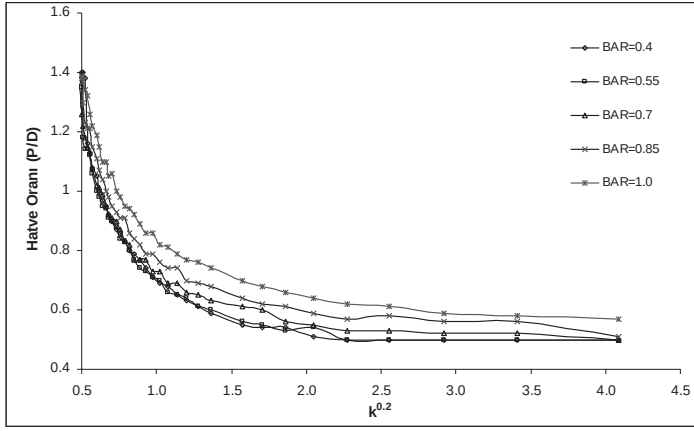
$$K_Q = \frac{P_D n^2}{2\pi \rho V_A^5} J_A^5 = k J_A^5 \quad (8)$$

$$k = \frac{P_D n^2}{2\pi \rho V_A^5} = \text{sabit} \quad (9)$$

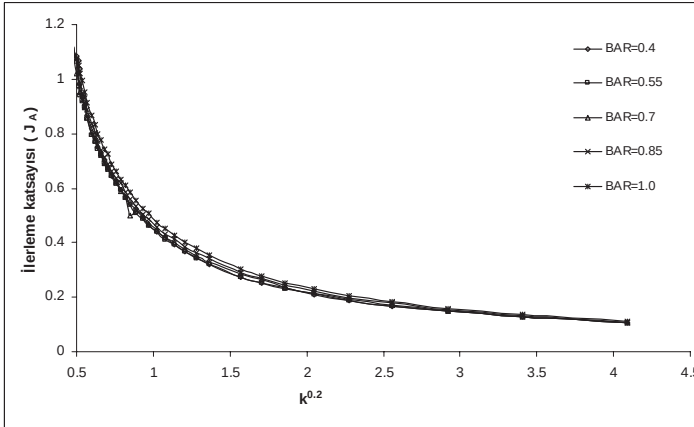
Bu dizayn durumunda (9)'daki k ifadesinde, pervaneye iletilen güç (P_D), pervane devir sayısı (n) ve pervane ilerleme hızı (V_A) bilinmektedir; böylece pervane dizaynı şu şekilde gerçekleştirilir: (8) denklemi kullanılarak tork gereksinimi eğrisi (K_Q - J_A) Wageningen B açık su pervane diyagramında çizilir. Çizilen eğrinin açık su diyagramındaki farklı hatve

oranlarına (P/D) sahip K_Q eğrileri ile kesiştiği yerler işaretlenir. Bu işaretlenen noktalar olası dizayn çözümlerini içerir. Farklı (P/D)'ler için çözümler arasından verimin en yüksek olduğu noktadaki optimum pervane karakteristikleri okunur.

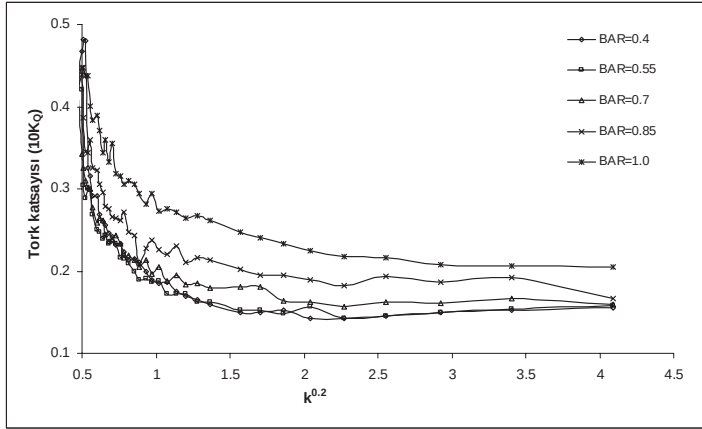
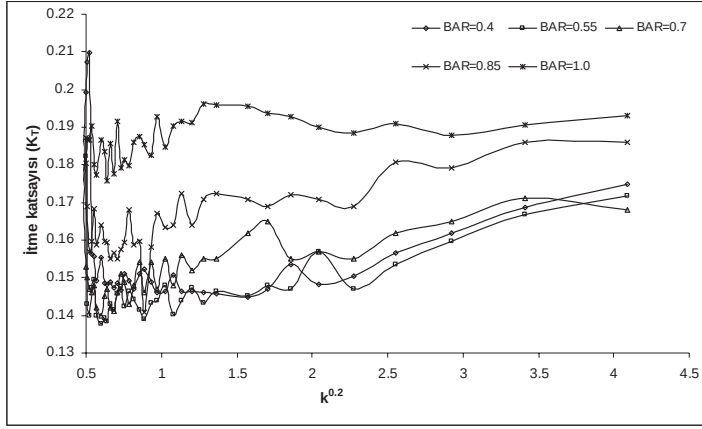
Tablo 1'deki ana pervanenin (P_D) ve (n) değerleri sabit tutularak; ilerleme hızı değerleri (V_A) ise 0.5'er artımlar halinde 2.5-22.5 knots aralığında değiştirilerek 39 adet pervane üretilmiştir. Böylece Wageningen B serisinin tüm P/D (0.5-1.4) değerlerini kapsayacak şekilde pervane kümesi oluşturulmuştur. Bu dizayn durumunda pervane dizaynı sadece (9)'daki k değerine bağlı olduğu için, ana pervane bilgileri farklı (k) değerlerini hesaplamak için kullanılır. Üretilen pervanelerin P/D , J_A , K_T , K_Q ve η_0 eğrileri ($k^{0.2}$)'nin fonksiyonu olarak Şekil 1-5'te verilmektedir.

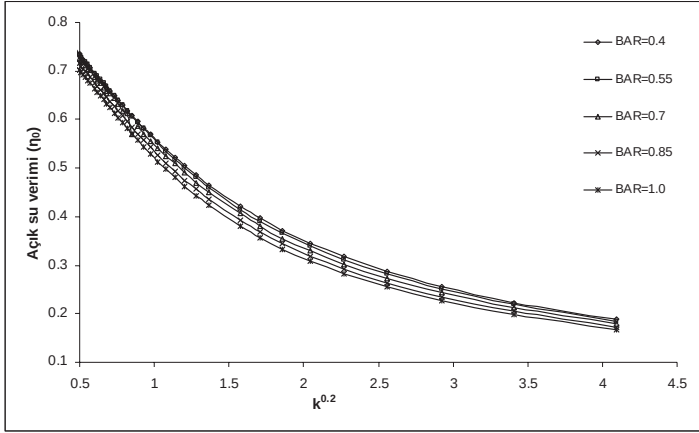


Şekil 1. Hatve oranının (P/D) ($k^{0.2}$)'ye göre değişimi



Şekil 2. Pervane ilerleme katsayısının (J_A) ($k^{0.2}$)'ye göre değişimi





Şekil 5. Açık su pervane veriminin (η_0) ($k^{0.2}$)'ye göre değişimi

Şekil 1-5'te, hatve/çap oranı (P/D), ilerleme katsayısı (J_A), itme katsayısı (K_T), tork katsayısı (K_Q) ve pervane açık su verimi (η_0) grafikler şeklinde verildiği gibi; bunlar (k)'ya bağlı fonksiyonlar şeklide de ifade edilebilir (10). (k) ifadesindeki (P_D , n , V_A) dizayn değerlerinin bilindiği durumda pervane dizaynı yukarıdaki grafikler kullanılarak gerçekleştirilebileceği gibi; (10) denklemi kullanılarak da pratik olarak yapılabilir. Kanat alan oranının (BAR) ara değerleri için lineer interpolasyon tekniğinden yararlanılabilir. Diğer pervane değerleri olan çap (D) ve itme (T), (J_A) ve (K_T) ifadelerinden elde edilebilir. Pervane dizaynına ek olarak, verilen grafikler ve (10) denklemi; 4 kanatlı pervanelerin performans karakteristiklerinin hızlı bir şekilde tahmininde de kullanılabilir.

$$F(k) = k^{0.2} (ak + bk^{4/5} + ck^{3/5} + dk^{2/5} + ek^{1/5} + f) + g \quad (10)$$

$$\text{Burada; } k = \frac{P_D n^2}{2\pi \rho V_A^5}$$

$F(k)$; (P/D), (J_A), (K_T), ($10K_Q$) veya (η_0)

a, b, c, d, e, f, g ; sabit katsayılar olup Tablo 2'de verilmektedir.

Tablo 2. F(k) denklemindeki katsayılar

BAR=0.4							
F(k)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	0.0469	-0.658	3.6709	-10.402	15.846	-12.53	4.7135
J_A	0.0182	-0.2659	1.5607	-4.7324	7.9103	-7.1721	3.166
K_T	0	0	0.0053	-0.0535	0.1875	-0.25914	0.2633
10K_Q	0.0236	-0.3287	1.818	-5.0795	7.556	-5.7157	1.9072
η₀	-0.003	0.0056	-0.0331	0.0794	0.0085	-0.4465	0.9475
BAR=0.55							
F(k)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	0.0437	-0.6128	3.4116	-9.636	14.614	-11.494	4.3615
J_A	0.0339	-0.4778	2.6798	-7.6654	11.878	-9.7354	3.7278
K_T	0	0	0.0036	-0.0345	0.1156	-0.1477	0.2038
10K_Q	0.0205	-0.284	1.5572	-4.3023	6.3058	-4.6823	1.5636
η₀	-0.0009	0.013	-0.0747	0.1959	-0.157	-0.3042	0.9246
BAR=0.70							
F(k)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	0.0428	-0.603	3.3695	-9.53597	14.462	-11.327	4.312
J_A	0.0323	-0.4573	2.5775	-7.4106	11.541	-9.5054	3.6688
K_T	0	0	0.002	-0.0192	0.0608	-0.0664	0.1719
10K_Q	0.0197	-0.2735	1.5028	-4.1506	6.0542	-4.4478	1.4905
η₀	-0.0011	0.0154	-0.0837	0.2046	-0.1394	-0.3806	0.9324
BAR=0.85							
F(k)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	0.029	-0.4161	2.3818	-6.9566	10.997	-9.1227	3.8503
J_A	0.0263	-0.3758	2.1437	-6.2669	9.9928	-8.5175	3.4603
K_T	0	0	-0.0005	0.0016	0.0022	-0.001	0.161
10K_Q	0.0089	-0.1301	0.7555	-2.2266	3.5196	-2.866	1.1633
η₀	-0.002	0.0283	-0.1537	0.3935	-0.3993	-0.2119	0.8802
BAR=1.0							
F(k)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	0.0112	-0.1747	1.1005	-3.5816	6.3924	-6.0879	3.175
J_A	0.0182	-0.2659	1.5607	-4.7324	7.9103	-7.1721	3.166
K_T	0	0	-0.0029	0.0296	-0.1054	0.1517	0.1183
10K_Q	-0.006	0.0723	-0.3214	0.6202	-0.3805	-0.2892	0.5878
η₀	-0.0042	0.0574	-0.3057	0.7859	-0.9192	0.1208	0.7864

Pervane dizayn durumu 2:

Verilen dizayn bilgileri:

- Pervane itmesi, T (kN)
- Pervane çapı, D (m)
- Gemi hızı, V_s (m/s)
- Taylor iz katsayısı, w
- Pervane kanat sayısı, Z
- Kanat alan oranı, BAR

Belirli bir hızdaki (V_s) gemi toplam direncinin (R_T) bilindiği durumda; pervane itmesi (T), ampirik formüllerden veya model deneylerinden elde edilebilen itme azalma katsayısı yardımı ile (t) belirlenebilir:

$$T = R_T / (1 - t)$$

Bir pervanenin itmesi, ilerleme katsayısı ($J_A = \frac{V_A}{nD}$) ifadesinden pervane devri (n)

çekilerek ve itme katsayısı ifadesinde ($K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$) yerine konularak, (J_A)'nın

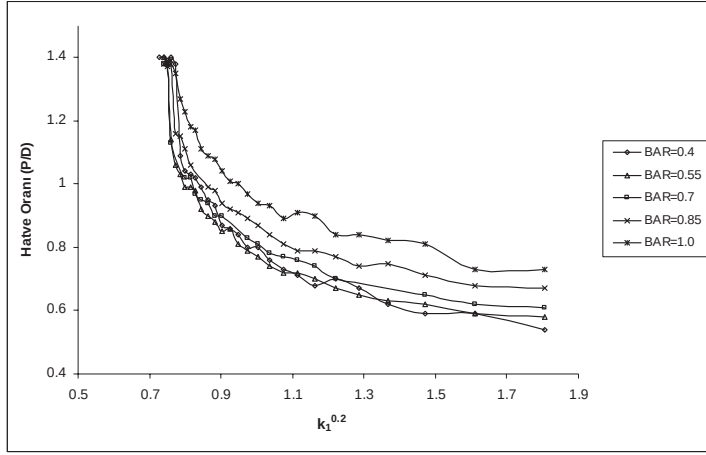
fonksiyonu şeklinde aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$K_T = \frac{T}{\rho V_A^2 D^2} J^2 = k_1 J^2 \quad (11)$$

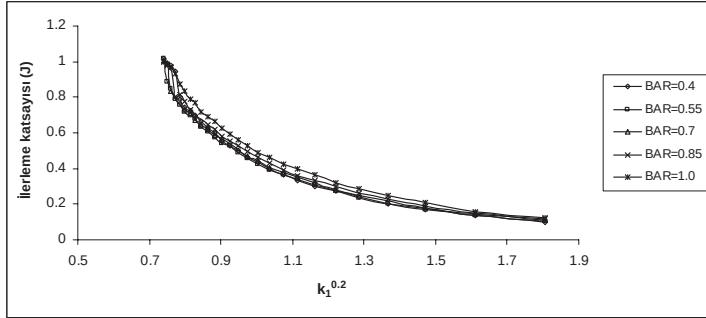
$$k_1 = \frac{T}{\rho V_A^2 D^2} = \text{sabit} \quad (12)$$

Bu dizayn durumunda (12)'deki (k_1) ifadesinde, pervane itmesi (T), pervane çapı (D) ve pervane ilerleme hızı (V_A) bilinmektedir. Bu durumda pervane dizaynı şu şekilde gerçekleştirilir: (11) denklemi kullanılarak itme katsayısı eğrisi (K_T - J_A), Wageningen B açık su pervane diyagramında çizilir. Çizilen eğrinin açık su diyagramındaki farklı hatve oranlarına (P/D) sahip K_T eğrileri ile kesiştiği yerler işaretlenir. Bu işaretlenen noktalar olası dizayn çözümlerini içerir. Farklı (P/D)'ler için çözümler arasından verimin en yüksek olduğu noktadaki optimum pervane karakteristikleri okunur.

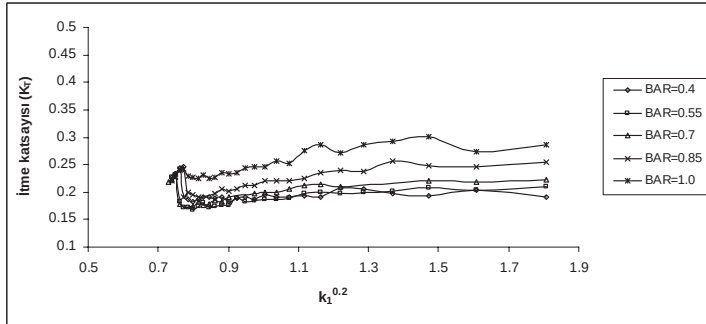
Tablo 1'deki ana pervanenin itme ve çap değerleri sabit tutularak; ilerleme hızı değerleri (V_A) ise 0.5'er artımlar halinde 1.0-13.5 knots aralığında değiştirilerek 24 adet pervane üretilmiştir. Böylece Wageningen B serisinin tüm P/D (0.5-1.4) değerlerini kapsayacak şekilde pervane kümesi oluşturulmuştur. Bu dizayn durumunda pervane dizaynı sadece denklem (12)'de yer alan k_1 değerine bağlı olduğu için, ana pervane bilgileri farklı (k_1) değerlerini hesaplamak için kullanılır. Üretilen pervanelerin P/D , J_A , K_T , K_Q ve η_o eğrileri, ($k_1^{0.2}$)'nin fonksiyonu olarak Şekil 6-10'da verilmektedir.



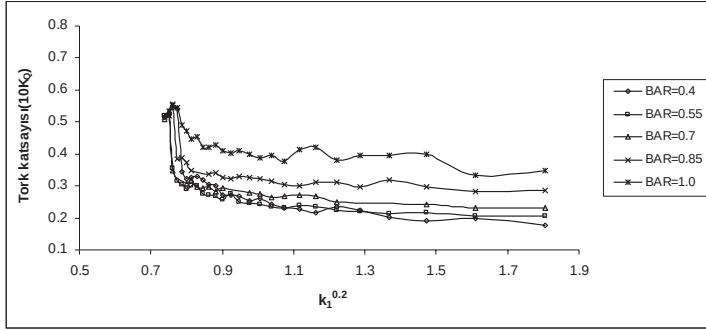
Şekil 6. Hatve oranının (P/D) ($k_1^{0.2}$)'ye göre değişimi



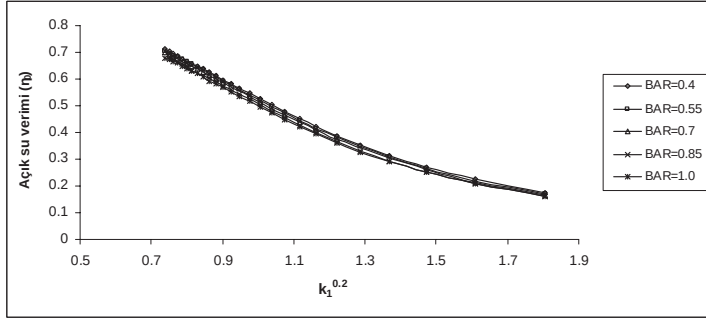
Şekil 7. Pervane ilerleme katsayısının (J_A) ($k_1^{0.2}$)'ye göre değişimi



Şekil 8. İtme katsayısının (K_T) ($k_1^{0.2}$)'ye göre değişimi



Şekil 9. Tork katsayısının (K_Q) ($k_1^{0.2}$)'ye göre değişimi



Şekil 10. Açık su pervane veriminin (η_o) ($k_1^{0.2}$)'ye göre değişimi

Şekil 6-10'da grafikler şeklinde verilen; hatve/çap oranı (P/D), ilerleme katsayısı (J_A), itme katsayısı (K_T), tork katsayısı (K_Q) ve pervane açık su verimi (η_o) denklem (13)'te gösterildiği gibi; (k_1)'e bağlı fonksiyonlar şeklinde de ifade edilebilir (k_1) ifadesindeki (T , D , V_A) dizayn değerlerinin bilindiği durumda pervane dizaynı yukarıdaki grafikler kullanılarak gerçekleştirilebileceği gibi; (13) denklemi kullanılarak da pratik olarak yapılabilir. Kanat alan oranının (BAR) ara değerleri için lineer interpolasyon tekniğinden yararlanılabilir. Diğer pervane değerleri olan pervane devir sayısı (n) ve pervane torku (Q), (J_A) ve (K_Q) ifadelerinden elde edilebilir. Pervane dizaynına ek olarak, verilen grafikler ve (13) denklemi; 4 kanatlı pervanelerin performans tahmininde de kullanılabilir.

$$F(k_1) = k_1^{0.2} (ak_1 + bk_1^{4/5} + ck_1^{3/5} + dk_1^{2/5} + ek_1^{1/5} + f) + g \quad (13)$$

$$\text{Denklemdaki; } k_1 = \frac{T}{\rho V_A^2 D^2}$$

$F(k_1)$; (P/D), (J_A), (K_T), ($10K_Q$) veya (η_o)

a,b,c,d,e,f,g; sabit katsayılar olup Tablo 3'de verilmektedir.

Tablo 3. $F(k_1)$ denklemindeki katsayılar

BAR=0.4							
F(k₁)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	0	-4.378	31.263	-88.616	124.8	-87.701	25.415
J_A	0	0	-2.4907	11.974	-19.993	12.772	-1.8014
K_T	0	0	2.45	-12.92	24.907	-20.763	6.5026
10K_Q	0	-14.636	95.935	-247.49	314.07	-196.2	48.562
η₀	0	0	-4.5265	23.715	-45.146	36.423	-9.9108
BAR=0.55							
F(k₁)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	34.397	-265.94	845.72	-1416.5	1318.8	-648.41	132.65
J_A	0	15.353	-98.016	244.52	-296.84	174.06	-38.641
K_T	0	0	2.6756	-13.97	26.641	-21.924	6.7481
10K_Q	0	-17.906	166.37	-297.07	372.26	-229.01	55.601
η₀	0	0	-4.5678	23.926	-45.525	36.705	-9.9888
BAR=0.70							
F(k₁)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	26.002	-200.3	635.12	-1061.7	987.99	-486.36	100.09
J_A	0	14.508	-92.523	230.53	-279.46	163.52	-36.137
K_T	0	0	2.6649	-13.845	26.216	-21.365	6.5121
10K_Q	0	-16.579	107.95	-276.05	346.37	-213.22	51.799
η₀	0	0	-4.5238	23.682	-45.024	36.261	-9.8531
BAR=0.85							
F(k₁)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	-7.2677	53.538	-158.71	239.82	-191.1	72.795	-8.2221
J_A	0	17.358	-110.7	275.92	-334.77	196.36	-43.964
K_T	0	0	2.5165	-13.17	25.138	-20.647	6.3646
10K_Q	0	-11.923	78.458	-203.05	258.21	-161.33	39.949
η₀	0	0	-4.413	23.101	-43.907	35.333	-9.5826
BAR=1.0							
F(k₁)	a	b	c	d	e	f	g
P/D	0	12.001	-73.937	176.83	-204.11	112.53	-22.356
J_A	0	0	-4.0736	20.412	-36.483	26.701	-6.0223
K_T	0	0	2.2264	-11.612	22.016	-17.885	5.494
10K_Q	0	0	3.1078	16.53	32.2	-27.271	8.8826
η₀	0	0	-4.3345	22.673	-43.06	34.619	-9.3734

4. Pervane Dizayn Uygulamaları

Çalışmada sunulan yaklaşımların doğrulanması ve kullanılabilirliklerinin gösterilmesi amacı ile; yukarıda anlatılan her iki dizayn durumu için birer uygulama yapılmıştır. Uygulamalarda kullanılan pervaneler orta seviyede itme yüklemesine sahip olup dizayn bilgileri Tablo 4'te verilmektedir. Pervane 1, dizayn durumu 1 için pervane 2 ise dizayn durumu 2 için kullanılmıştır.

Pervane dizayn uygulamaları, yukarıda verilen ampirik formüller ve Wageningen B serilerine ait açık su diyagramları kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Elde edilen pervane dizayn ve performans özellikleri (P/D , K_T , K_Q , J_A ve η_0) Tablo 5'te sunulmuştur. İki yöntem kullanılarak elde edilen pervane dizayn sonuçları karşılaştırıldığında, sonuçların kabul edilebilir mertebelerde uyumlu olduğu görülmektedir.

Tablo 4. Pervanelerin dizayn bilgileri

	Pervane 1	Pervane 2
Pervane devir sayısı n , RPM	200	-
Pervaneye iletilen güç P_D , kW	6090	-
Pervane itmesi T , kN	-	448
Pervane çapı D , m	-	5.2
Gemi hızı V_s , knots	17.5	14
Taylor iz katsayısı w	0.15	0.15
Pervane kanat sayısı Z	4	4
Kanat alan oranı BAR	0.7	0.7

Tablo 5. Pervanelerin dizayn sonuçlarının karşılaştırılması

	Dizayn durumu 1			Dizayn durumu 2		
	$k=0.4010$ $C_{TH}=1.210$			$k_I=0.431$ $C_{TH}=1.0956$		
	Açık su diyagramı	Mevcut Yöntem	% hata	Açık su diyagramı	Mevcut Yöntem	% hata
P/D	0.8100	0.7946	1.9049	0.9500	0.9664	1.7305
J_A	0.5580	0.5440	2.5099	0.6450	0.6654	3.1650
K_T	0.1480	0.1486	0.4338	0.1790	0.1828	2.1156
$10K_Q$	0.2170	0.2078	4.2392	0.2940	0.2838	3.4823
η_0	0.6050	0.6024	0.4281	0.6260	0.6214	0.7401

5. Sonuçlar

Son dönemlerde pervane dizaynı ve performans analizi sirkülasyon teorisine dayalı matematiksel yöntemlerle ve bilgisayar programları kullanılarak yapılabiliyor olmasına

karşılık, model deneylerine dayalı pervane serileri ile geleneksel pervane dizaynı hala en çok yararlanılan yöntem olmayı sürdürmektedir. Özellikle çok az sayıdaki parametre ile düzgün bir pervane geometrisinin hızlı bir şekilde elde edilebiliyor olması ve dizayn edilen pervanenin performans özelliklerinin biliniyor olması yöntemin en önemli avantajlarıdır. Bu çalışmada, iki farklı dizayn koşuluna sahip 4 kanatlı Wageningen B serisi pervanelerin dizayn ve performans analizleri için pratik yaklaşımlar sunulmuştur. Sunulan diyagramlar ve ampirik ifadeler ile, hızlı ve doğru bir şekilde pervane dizaynı veya mevcut bir pervane için performans tahmini yapılabilir. Her iki dizayn koşulu için birer pervane dizayn uygulaması yapılarak, sunulan yaklaşımların doğruluğu gösterilmiştir.

Kaynaklar

- [1] LERBS, H.W. "Moderately Loaded Propellers with a Finite Numbers of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation." *Trans SNAME*. 60 (1952).
- [2] ECKHARDT M.K. and MORGAN, W.B. "A propeller design method", *Trans SNAME*. 63 (1955).
- [3] GLOVER, E.J. "A Design Method for Heavily Loaded Marine Propellers." *Trans. RINA*. 116 (1974).
- [4] SZANTYR, J. "An interactive program for design of ship propellers", The Naval Architect (1987)
- [5] GUNER, M. *A Rational Approach to the Design of Propulsors behind Axisymmetric Bodies*. Ph.D. thesis, University of Newcastle upon Tyne, England, (1994).
- [6] GREELEY, D.S. and KERWIN, J.E., "Numerical methods for propeller design and analysis in steady flow" *Trans SNAME*. 90 (1982).
- [7] PIEN, P.C., "The Calculation of Marine Propellers Based on Lifting Surface Theory", *Journal of Ship Research*, No:2 (1961)
- [8] KERWIN, J.E., TAYLOR, T.E., BLACK, S.D. and McHUGH, G.P., "A Coupled Lifting Surface Analysis Technique for Marine Propulsors in Steady Flow", *Proceeding Propeller/Shafting 1997 Symposium*, Virginia, (1997)
- [9] LEE, H. and KINNAS, S.A., "A BEM for the Modeling of Unsteady Propeller Sheet Cavitation Inside a Cavitation Tunnel", *Journal of Computational Mechanics*, Vol.37, No:", pp:41-51 (2005).
- [10] GHASSEMI, H., "The Effect of Wake Flow and Skew Angle on the Ship Propeller Performance", *Scientia Iranica Transaction B-Mechanical Engineering*, Vol.16 No: 2 pp: 149-158 (2009).
- [11] BAL, S. and GUNER, M., "Performance of Podded Propulsors", *Ocean Engineering* Vol.36 No: 8, pp: 556-563, (2009).
- [12] SANCHEZ-CAJA, A., RAUTAHEIMO, P. and SIIKONEN, T. "Simulation of Incompressible Viscous Flow Around a Ducted Propeller Using a RANS Equation Solver", *Twenty-Third Symposium on Naval Hydrodynamics*. (2001).
- [13] KULCZYK, J. S., SKRABURSKI, L. and ZAWISLAK, M. "Analysis of Screw Propeller DTMB 4119 using the FLUENT System", *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Vol:7, No:4, pp:129-136 (2007)

- [14] ARAZGALDI R., HAJILOUY, A. and FARHANIEH, B., “ Experimental and Numerical Investigation of Marine Propeller Cavitation”, *Scientia Scientia Iranica Transaction B-Mechanical Engineering*, Vol.16 No: 6 pp: 525-533 (2009).
- [15] CELIK, F., GUNER, M. and EKINCI, S. “ An Approach to the Design of Ducted Propeller”, *Scientia Iranica Transaction B-Mechanical Engineering*, Vol.17 No: 5 pp: 406-417 (2010).
- [16] TUKKER, J. and KUIPER, G., “High Speed Video Observations and Erosive Cavitation”, *PRADS Symposium*, (2004).
- [17] KUIPER, G., “New developments and Propeller Design”, 9th International Conference on Hydrodynamics, Shanghai, China, (2010).
- [18] CARLTON, J.S. “Marine Propellers”, Second Edition (2006). CARLTON, J.S. “Marine Propellers”, Second Edition (2006).
- [19] TANAKA H. And YOSHIDA, Y. “An Approach to Transformation of non-Dimensional Diagrams into Nomograms and its Application to New Propeller Design System”, *Marine Technology V*, Book Series:Marine and Maritime, Vol.3 pp:91-102, (2003).
- [20] KORONOWICZ, T., CHAJA, P. and SZANTYR, J. “ A Computer System for the Complete Design of Ship Propellers”, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, Vol.8 No:1, pp:49-59 (2008).
- [21] BENINI, E. “ Multiobjective Design Optimization of B-Screw Series Propellers Using Evolutionary Algorithms”, *Marine Technology and Sname News*, Vol.40, No:4, pp:229-238 (2003).
- [22] CELIK, F., GUNER, M. “An Improved Lifting Line Model for The Design of Marine Propellers” *Marine Technology and Sname News*, Vol.43, No:2, pp:100-113 (2006).
- [23] OLSEN, A.S. “Energy Coefficients for a Propeller Series”, *Ocean Engineering*, Vol.31, No:3-4, pp:401-416 (2004).
- [24] HSIN, C.Y. “Application of the Adjoint Method to the Propeller Designs”, *Journal of Hydrodynamics Ser.B*, Vol.22 No:5, Supp.1, pp:501-506 (2010).
- [25] MATULJA, D. And DEJHALLA, R. “Neural Network Prediction of an Optimum Ship Screw Propeller”, *Annals of DAAAM and Proceedings*, pp:829-830 (2008).
- [26] RODDY, R.F., HESS, D.E. and FALLER, W.E. “Neural Network Predictions of the 4-Quadrant Wageningen B-Screw Series”, pp:315-335, *COMPIT’06*, (2006).
- [27] CHEN, J.H. and SHIH, Y.S. “Basic Design of Series Propeller with Vibration Consideration by Genetic Algorithm”, *Journal of Marine Science and Technology*, Vol.12, No:3, pp:119-129 (2007).
- [28] SUEN, J.B and KOUH, J.S. “Genetic Algorithms for Optimal Series Propeller Design”, *Marine Technology III Book Series: Marine and Maritime Vol:1* pp:237-246 (2000).
- [29] TROOST, L. “Open Water Tests Series with Modern Propeller Forms”, *Trans.NECIES*, Vol.54 (1938).
- [30] LAMMAREN, W.P.A. van, MANEN, J.D. van, OOSTERVELD, M.W.C. “The Wageningen B-Screw Series”, *Trans. SNAME* (1969).
- [31] OOSTERVELD, M.W.C. and OSSANNEN, P. van, “Further Computer-analysed data of the Wageningen B-Screw Series”, *ISP*, 22 (1975).
- [32] BURRILL, L.C. “Calculation of Marine Propeller Performance Characteristics.” *Trans N.E.C.I.E.S.* 60 (1943-44).

İKİ BOYUTLU HİDROFOİLLER ÜZERİNDEKİ KİSMİ KAVİTASYONUN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Yasemin ARIKAN ÖZDEN¹, Fahri ÇELİK² ve Şakir BAL³

ÖZET

Bu çalışmada iki boyutlu hidrofoillerde kavitasyon tahmini için potansiyel temelli bir sınırelemanları yöntemi geliştirilmiştir. Yöntem paneller ile temsil edilen hidrofoil ve kavitasyonyüzeyi üzerinde kaynak ve duble tipi tekilliklerin dağılımı ile incelenerek Dirichlet tipi sınırkoşulları kullanılmıştır. Kısmi kavitasyonlu hidrofoiller üzerindeki kavitasyon şekli iteratif birhesap yöntemi ile belirlenmektedir. İteratif çözüm yöntemi kavitasyon sayısının ve kavitasyonboyunun belirli olduğu durumlarda, hidrofolin kavitasyona maruz kalan yüzeyi üzerinde birötelenme kalınlığının eklenmesi ya da çıkarılması şeklinde çalışır. Uygun kavitasyon şekli,kavitasyon yüzeyi üzerinde dinamik sınır koşulunun ve kavitasyon yüzeyi de dahil olmak üzere tüm hidrofoil yüzeyinde kinematik sınır koşulunun uygulanması ile elde edilir. Verilen birkavitasyon sayısı için kavitasyon boyu kavitasyon yüzeyi üzerinde dinamik sınır koşulunusağlayan farklı kavitasyon boyları arasında minimum hata kriterine göre belirlenir.İki boyutlu hidrofoil problemi NACA 16006 ve NACA 16012 foil kesitlerinde iki farklı hücumaçısında incelenmektedir. Sonuçlar ticari bir hesaplama akışkanlar dinamiği yöntemi(FLUENT 6.3) ve diğer bir potansiyel tabanlı sınır elemanları yöntemine dayanan kod PCPANile karşılaştırılacaktır. Sonuç olarak elde edilen basınç dağılımları ve kavitasyon şekillerinin birbiri ile uyumu gösterilecektir.

Anahtar Kelimeler: Sınır elemanları yöntemi, tabaka kavitasyonu, HAD, hidrofoil, kavitasyon kapanma modelleri

¹ Yük. Müh., YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, yarikan@yildiz.edu.tr

² Doç. Dr., YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, fcelik@yildiz.edu.tr

³ Prof. Dr., İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, sbal@itu.edu.tr

Kısaltmalar

α	Hücum açısı
λ	Geçiş bölgesi uzunluğu
Φ	Toplam potansiyel
ϕ	Pertürbasyon potansiyeli
σ	Kavitasyon sayısı
ρ	Yoğunluk
c	kord uzunluğu
C_D	Direnç katsayısı
C_L	Kaldırma katsayısı
C_p	Basınç katsayısı
l	Kavitasyon boyu
p	Basınç
P_v	Buharlaştırma basıncı
P_m	Statik basınç
R_n	Reynolds sayısı
U	Akış hızı

1. Giriş

Kavitasyon özellikle pompa, pervane ve hidrofoiller gibi hızlı akış alanlarına maruz kalan cihazlarda önüne geçilemeyen bir durum olarak karşımıza çıkmaktadır. Performans düşüşü, yapısal hasar, korozyon, gürültü ve titreşim gibi istenmeyen sonuçlara neden olabilir. Özellikle hidrofoillerde rastlanan tabaka kavitasyonunun neden olduğu performans düşüşünün dizayn aşamasında tespiti çok önemlidir. Bu da hesaplamalı analiz metodlarının geliştirilmesinin, özellikle modern gemilerde artan hız değerleri dikkate alındığında kavitasyonun önüne geçilmesi imkansız bir durum olarak karşımıza çıkmasından dolayı çok önemlidir.

İki boyutlu kavitasyonlu hidrofoiller etrafındaki akış, ilk olarak lineer teoriler ile formüle edilmiştir [1-3]. Diğer taraftan Helmholtz [4] ve Kirchhoff [5] sadece basit geometriler üzerinde kullanılabilen lineer olmayan hodograf yöntemini geliştirmişlerdir. Lineer teori aynı akım şartlarında foil kalınlığının arttırılması ile kavitasyon boyu ve hacminde bir artış öngörür. Uhlman'ın 1987'de [6] geliştirdiği ve kavitasyon yüzeyinin kinematik ve dinamik sınır şartları, kavitasyon yüzeyi üzerinde sağlanana kadar iteratif olarak elde edildiği lineer olmayan yüzey girdap yöntemi ise kavitasyon boyunun foil kalınlığının arttırılması ile azalacağını öngörür. Lineer teorideki bu eksiklik lineer olmayan giriş kenarı düzeltmesi uygulaması ile düzeltilmiştir [7].

Sınır elemanları yönteminin kullanılmaya başlanması ile kavitasyon analizine yönelik hızlı yaklaşımlar yapma imkanı sağlanmıştır. Sınır elemanları yönteminin ilk uygulamalarından sonra [8-10] iki boyutlu kavitasyonsuz hidrofoillerde akış analizi ile ilgili sınır elemanları yöntemleri kullanılarak pek çok çalışma yapılmıştır [11 ve 12]. Kısmi ve süper kavitasyonlu iki

ve üç boyutlu hidrofoiller etrafındaki kavitasyon tahmini için potansiyel teoriye dayalı sınır elemanları yöntemi kullanılarak lineer olmayan bir analiz metodu geliştirilmiştir [13].

İki ve üç boyutlu kavitasyonlu hidrofoillerin akış analizi için sınır elemanı yöntemi kullanılarak yapılan önemli çalışmalara [14-22]'in yaptığı çalışmalar örnek olarak verilebilir.

Bu çalışmalarda lineer olmayan sürtünmeli ve sürtünmesiz iki ve üç boyutlu hidrofoiller etrafındaki akış analiz metodları ve üç boyutlu kısmi kavitasyonlu hidrofoillerin etrafında zamana bağlı akış tahmin yöntemleri tanıtılmıştır.

İki ve üç boyutlu kavitasyonlu hidrofoillerde aynı zamanda farklı kavitasyon kapanma modellerinin etkileri de incelenmiştir. Bununla birlikte [23] ve [24] tarafından iteratif sınır elemanları yönteminin uygulandığı sınırlı derinlikte ve dalga tankının içindeki iki ve üç boyutlu kavitasyonlu hidrofoil analizi de bu alandaki diğer önemli çalışmalardandır.

Viskoz etkiler de dikkate alınarak kavitasyon simülasyonuna bir diğer yaklaşım da RANS ve Euler denklemlerinin sayısal olarak çözülmesine dayanır.

Navier-Stokes denklemlerinin [25] ve Euler denklemlerinin [26] çözümüne dayanan bir metod Deshpande ve diğerleri tarafından uygulanmıştır. Bu çalışmalar iki boyutlu kavitasyonlu hidrofoiller etrafındaki akış analizinde kavitasyonlu bölgelerin tahmininde viskoz etkilerin varlığının Euler analizi ile kıyaslandığında az olduğunu göstermiştir.

Burulmuş hidrofoil ve pompa türbininde kavitasyon tahmini için iki boyutlu hidrofoillerde kısmi kavitasyonlu akış analizi ile ilgili bir başka çalışmada $k-\epsilon$ türbülans modeli [27] tarafından uygulanmış ve daha sonra [28] tarafından geliştirilmiştir.

Bunun yanında hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri de kavitasyonlu akışların modellenmesi için etkili bir yaklaşım sunmaktadır. Kavitasyonlu akış zamandan bağımsız ya da zamana bağımlı olarak modellenebilmektedir. Zamana bağımlı bir akış yaklaşımı [29] tarafından incelenerek kavitasyon boyu yüksek bir doğrulukla hesaplanabilmiştir. İki boyutlu hidrofoillerde kavitasyon erozyon riski zamandan bağımsız ve zamana bağlı durumlarda [30] tarafından hesaplanarak RANS kodu FLUENT'in zamandan bağımsız kavitasyon tahmininde umut verici sonuçlar verdiği görülmektedir.

Farklı türbülans modellerinin ve duvar koşullarının hidrofoiller etrafındaki kavitasyonlu akış üzerindeki etkileri Huang vd. [31] tarafından karşılaştırılmıştır. Bu çalışmada "enhanced near-wall" fonksiyonunun kullanıldığı RNG türbülans modelinin diğer modellere göre daha iyi sonuçlar verdiği tespit edilmiştir.

Hidrofoillerde kavitasyon oluşumunun ilk safhalarının tahmini amacı ile Hoekstra ve Vaz [32] tarafından bir HAD (CFD) modeli kullanılmıştır. Yaptıkları çalışmada zamandan bağımsız kısmi kavitasyon modellenmesi için jet kapanma modeli kullanımının geçersiz bir yaklaşım olarak değerlendirilmesi gerektiği sonucuna varmışlardır.

Bu çalışmada kısmi kavitasyonlu iki boyutlu hidrofoiller etrafındaki akış potansiyel teoriye dayanan lineer olmayan iteratif bir yaklaşım geliştirilerek incelenmiştir. Mevcut yöntem daha önce Arıkan vd. [33]'de tanıtılan yöntemin geliştirilmesine dayanmaktadır.

İki boyutlu kavitasyon analizi için NACA 16006 ve 16012 kesitleri kullanılarak kavitasyon şekilleri, basınç dağılımları ile kaldırma ve direnç katsayıları tahmin edilmektedir. Analizler 4 ve 6 derece olmak üzere iki farklı hücum açısı için yapılmaktadır. Mevcut yöntem ile elde

edilen sonuçlar potansiyel temelli bir sınır elemanı metodu (PCPAN) [34] ve bir ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi (FLUENT) ile karşılaştırılmaktadır.

2. İki Boyutlu Kısmi Kaviteasyonlu Hidrofoil Analizinin Matematiksel Formülasyonu

Hidrofoil üzerindeki akış potansiyel teoriye göre sıkıştırılamaz, sürtünmesiz ve irrotasyonel olarak kabul edilmektedir. Akışkan içinde bulunan iki boyutlu hidrofoil uniform bir akışa (U) maruzdur. İki boyutlu hidrofoil etrafındaki akış için toplam potansiyel aşağıdaki gibi ifade edilebilir [23]:

$$\Phi(x, z) = Ux + \phi(x, z) \quad (1)$$

Toplam potansiyel ve pertürbasyon hız potansiyelinin Laplace denklemini sağlaması gerekmektedir:

$$\nabla^2 \Phi(x, z) = \nabla^2 \phi(x, z) = 0 \quad (2)$$

Aşağıdaki sınır şartlarının foil yüzeyi üzerinde sağlanması gerekmektedir:

(1) Kinematik Sınır Şartı

Akış foil yüzeyine ve kaviteasyon yüzeyine teğet olmalıdır:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = -\vec{U} \cdot \vec{n} \quad (3)$$

Burada $\vec{n}$ foil ve kaviteasyon yüzeyi üzerindeki birim vektördür.

(2) Dinamik Sınır Şartı

Dinamik sınır şartı kaviteasyon yüzeyi üzerinde basıncın sabit ve buharlaşma basıncına eşit olmasını gerektirir. Bu şart foil geometrisinin deformasyonu ile kaviteasyon yüzeyi üzerinde basınç katsayısının ($-C_p$) kaviteasyon sayısına (σ) eşit olması ile sağlanır.

$$\sigma = \frac{P_\infty - P_v}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (4)$$

$$C_p = \frac{P_m - P_\infty}{\frac{1}{2} \rho U^2} \quad (5)$$

Bu denklemlerde P_∞ toplam, P_v buharlaşma ve P_m statik basınçtır.

(3) Kutta Şartı

Hidrofoilin çıkış kenarındaki hız sonsuz değerinde olmalıdır.

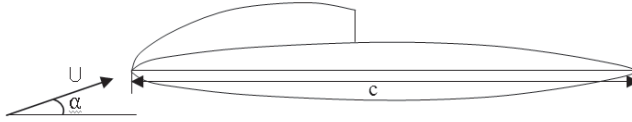
$$\nabla \phi_{T.E.} = \text{sonsuz} \quad (6)$$

(4) Kaviteasyon Şartı

Bu şart kaviteasyonun kaviteasyon takip kenarında kapanmasını gerektirir [13].

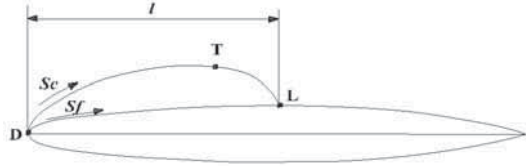
3. Sayısal Uygulama

İki boyutlu hidrofoillerde kavitasyon tahmini için iteratif bir yöntem geliştirilmiştir. Kaviteasyonlu akış analizleri, kaviteasyonsuz hidrofoiller için kullanılan bir analiz yönteminin iteratif olarak uygulanması ile gerçekleştirilmektedir. İki boyutlu hidrofoil etrafındaki akış analizi için potansiyel tabanlı bir sınır elemanları yöntemi sabit şiddetli kaynak ve duble dağılımı ile (Dirichlet tipi sınır koşulları) kullanılmıştır. Metodun detayları [11]'de bulunabilir. Sabit bir kaviteasyon boyu ve kaviteasyon sayısı için kaviteasyon şekli, foil yüzeyi ufak aralıklar ile deforme edilerek iteratif olarak aranmaktadır. Hidrofoil etrafındaki akış kaviteasyon ile deforme olmuş yeni foil geometrileri için her iterasyon adımında sınır elemanları yöntemi ile analiz edilmektedir. Son iterasyonda dinamik sınır koşulu kaviteasyon yüzeyinde istenen tolerans değerinde sağlandığında kaviteasyonlu hidrofoilin nihai kaviteasyon şekli ve basınç dağılımı elde edilmiş olur. Sabit bir kaviteasyon sayısı için, foil yüzeyi üzerinde kaviteasyon şekilleri farklı birçok kaviteasyon boyu için aranmakta ve uygun kaviteasyon boyu ve şekli, kaviteasyon yüzeyi üzerinde $|-C_p + \sigma|$ olarak ifade edilen minimum hata kriterine göre seçilmektedir. Kaviteasyon kapanma bölgesi iki fazlı türbülanslı bir akışın olduğu çok kompleks bir akış bölgesinden oluşmaktadır. Bu bölgedeki akış karakteristiklerini elde etmedeki güçlükler kaviteasyon kapanma modellerinin kullanımını gerektirir [22]. Kaviteasyon kapanma bölgesini modellemek için duvar kapanma modeli ("the end plate Riabouchinsky" veya "termination wall model"), jet kapanma modeli ("the re-entrant jet model"), spiral girdap modeli ("Tulin's spiral vortex"), açık iz modeli ("the open wake model") ve basınç kurtarma modeli ("the pressure recovery") gibi farklı kaviteasyon modelleri mevcuttur. Bu çalışmada iki boyutlu hidrofoil etrafındaki akış analizi için basınç kurtarma ve duvar kapanma modelleri kullanılmıştır. Kaviteasyon bölgesi düşey bir duvar ile kapanan duvar kapanma modeli Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1. Duvar kapanma modeli

Basınç kurtarma modeli kaviteasyon yüzeyi üzerinde geçiş bölgesi (T-L)'de, kaviteasyon bölgesini kapatabilmek için basıncın buharlaşma basıncına eşit olmasını gerektirir (Şekil 2).



Şekil 2. Kısmi kaviteasyonlu iki boyutlu hidrofoil için basınç kurtarma modeli

Basınç kurtarma modelinin uygulanabilmesi için aşağıdaki denklemler kullanılmaktadır [13]:

$$f(s_f) = \begin{cases} 0 & \text{if } s_f < s_T \\ A \left(\frac{s_f - s_T}{s_L - s_T} \right)^v & \text{if } s_T \leq s_f \leq s_L \end{cases} \quad (9)$$

Burada s_f kavitasyon önder kenarından itibaren kavitasyon yüzeyi üzerinde ölçülen yay uzunluğudur. Burada A ($0 < A < 1$) ve v ($v > 0$) keyfi sabitlerdir. Kavitasyon boyu l , ayrılma noktası D , geçiş bölgesi başlangıcı T ve kavitasyon önder kenarı da L kısaltmaları ile gösterilmektedir. Mevcut yöntemde kavitasyon sayısı (σ_T) aşağıdaki gibi alınmıştır:

$$\sigma_T = \left(\sigma + 1 - \frac{1}{f(s_f)} \right) f(s_f) \quad (10)$$

Basınç katsayısının ($-C_p$) yeni kavitasyon sayısı (σ_T) ile karşılaştırılması sonucunda dinamik sınır koşulu foil yüzeyi üzerinde (D-L) sağlanmaktadır. İki boyutlu mevcut yöntemde denklem 9'da verilen kapanma modelindeki $f(s_f)$ değeri tüm kavitasyon bölgesi üzerinde (D-L) sıfır olarak seçildiğinde duvar kapanma modeli otomatik olarak sağlanmaktadır.

4. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Analiz Yöntemi

Sayısal yöntemde, yönetici denklemler birinci dereceden bir şema kullanımı ile SIMPLEC algoritması kullanılarak ayrıklaştırılmaktadır. İlgili denklemler akış, buhar ve türbülans için çözülmektedir. Çözüm için yakınsama kriteri 10^{-6} olarak seçilmiştir. Karışım modeli çok fazlı model olarak seçilmiştir ve kavitasyon modelini de içerir [35]. Matematik modelde çok fazlı akım için kullanılan sıkıştırılamayan, zaman ortalamalı, zamana bağımlı süreklilik ve momentum denklemleri aşağıdaki gibi verilmektedir [35]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m) + \nabla(\rho_m \vec{v}_m) = 0 \quad (12)$$

Burada $\vec{v}_m$ kütle ortalamalı hız, ρ_m karışımın yoğunluğu ve α_k k fazının hacimsel kesridir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m \vec{v}_m) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_m \vec{v}_m) = -\nabla p + \nabla \cdot [\mu_m (\nabla \vec{v}_m + \nabla \vec{v}_m^T)] + \rho_m \vec{g} + \vec{F} + \nabla \cdot \left(\sum_{k=1}^n \alpha_k \rho_k \vec{v}_{dr,k} \vec{v}_{dr,k} \right) \quad (13)$$

Burada n faz sayısı, $\vec{F}$ kütle kuvveti, μ_m karışımın viskozitesi ve $\vec{v}_{dr,k}$ ikincil faz k 'nın sürüklenme hızıdır. Türbülans modeli olarak $k-\epsilon$ (RNG) "enhanced wall treatment" modeli seçilmiştir. Karışım modeli için türbülans kinetik enerjisi k (Denklem (14)) ve yayılımı ϵ (Denklem (15)) aşağıdaki gibidir:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\alpha_\epsilon \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}\right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2b} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (15)$$

Bu denklemlerde G_k ortalama hız gradyanlarından dolayı oluşan türbülans kinetik enerjisi üretimini, G_b batmadan (“buoyancy”) kaynaklanan türbülanslı kinetik enerjisi üretimini, Y_M toplam disipasyon oranına sıkıştırılabilir türbülansla kararsız dilatasyon katkısını, α_k ve α_ϵ k ve ϵ için efektif Pradtl sayılarını, S_k ve S_ϵ ise kaynak terimlerini ifade eder. İki fazlı karışım için kavitasyon etkileri Fluent’te standart kavitasyon modelinin kullanılması ile dahil edilmiştir. Fluent’te kullanılan kavitasyon modeli “tam kavitasyon modeli”ne dayanır [36]. Model bütün türbülans modelleri ile ve çok fazlı karışım modeli ile kullanılabilir. Hesaplamalarda birinci faz sıvı su olarak ve ikinci faz su buharı olarak seçilmiştir. Buhar taşınma denklemi “f” buhar kütle kesri ile verilmiştir [32].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla(\rho \vec{v}_v f) = \nabla(\gamma \nabla f) + R_e - R_c \quad (16)$$

Burada ρ karışımın yoğunluğu, $\vec{v}_v$ buhar fazının hız vektörü, γ efektif değişim katsayısı, R_e ve R_c buhar üretme ve yoğunlaştırma terimleridir. Türbülansın indüklenen basınç dalgalanmaları dikkate alınarak nihai faz oranı terimleri ve yoğunlaştırılmayan gazlar için $p < p_v$.

$$R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}} (1 - f_v - f_g) \quad (17)$$

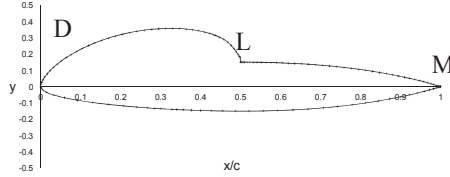
$$\text{ve } p > p_v \text{ için } R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_v - p)}{3\rho_l}} f_v \quad (18)$$

”l” ve ”v” indisleri sıvı ve buhar fazını, σ sıvının yüzey gerilim katsayısını, p_v sıvının buharlaşma basıncını ve C_e ile C_c de ampirik sabitleri göstermektedir.

5. Sayısal Sonuçlar ve Değerlendirme

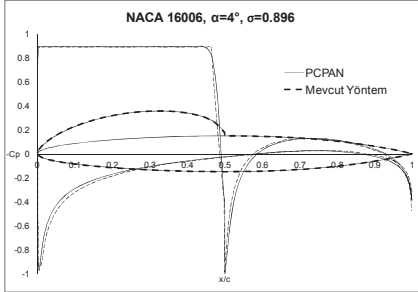
Bu bölümde iki boyutlu hidrofoiller üzerindeki kavitasyon tahmini için mevcut yöntem ile elde edilmiş bazı sayısal sonuçlar sunulmuştur. İki boyutlu hidrofoiller için kavitasyon şekilleri ve basınç dağılımları iki farklı kesit (NACA 16006 and NACA 16012) ve iki farklı hücum açısı değeri için ($\alpha=4^\circ$ ve $\alpha=6^\circ$) belirlenmektedir. Ayrıca burada tartışılan her durum için farklı kavitasyon kapanma modellerinin, kavitasyonlu hidrofoilin kavitasyon şekli ve basınç dağılımı üzerindeki etkisi incelenecektir. İki boyutlu analiz sonuçları potansiyel tabanlı bir sınır elemanları yöntemi (PCPAN) [34] ve bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (FLUENT) yöntemi ile karşılaştırılmaktadır. Bütün iki boyutlu sınır elemanları yöntemi analizlerinde hidrofoil yüzeyi 129 adet panele bölünerek temsil edilmiştir (Şekil 3). Basınç tarafı [DM], kavitasyon yüzeyi [DL] ve kavitasyonsuz bölge olan emme tarafına [LM] 129 adet panel eşit sayıda yerleştirilmiş ve tam kosinüs dağılımı uygulanmıştır. Mevcut yöntem ile yapılan tüm uygulamalarda, kesitin kord uzunluğu ile boyutsuzlaştırılan kavitasyon yüzeyi üzerindeki

deformasyon miktarı her iterasyon adımında $\Delta h/c=0.00001$ 'dir ve burada incelenen durumlarda maksimum 1000 iterasyonda yakınsama sağlanmaktadır. Analizlerde kullanılan basınç kurtarma modeli ve duvar kapanma modelleri önceki kısımlarda açıklanmıştır. Mevcut yöntemde, bir kapanma modeli seçilmediğinde duvar kapanma modeli uygulanır. Benzer şartlarda karşılaştırma yapabilmek için basınç kurtarma modelindeki sabitler PCPAN'daki ile aynı seçilmiştir (NACA 16006 kesiti için önerildiği şekilde $v = 1$, $\lambda = 0.1$, $A=0.5$) [34].

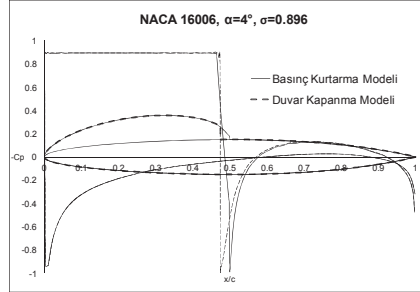


Şekil 3. 2D hidrofoildeki panel yerleşimi, (yükseklik 5 ile ölçeklendirilmiştir)

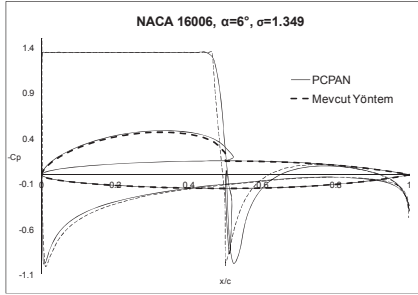
Şekil 4-11 arasında NACA 16006 ($\sigma=0.896$ ve 1.349 ; $\alpha=4^\circ$ ve 6°) ve NACA 16012 ($\sigma=0.878$ ve 1.330 ; $\alpha=4^\circ$ ve 6°) foil kesitleri için (yükseklik 5 ile ölçeklendirilmiş şekilde) kavitasyon şekilleri ve basınç dağılımları gösterilmektedir. Aynı zamanda mevcut yöntemden bulunan sonuçlar iki farklı kavitasyon kapanma modeli kullanılarak karşılaştırılmıştır.



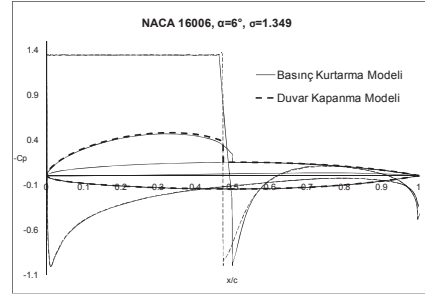
Şekil 4. Basınç dağılımları ve kavitasyon şekilleri (basınç kurtarma modeli için) (yükseklik 5 ile ölçeklendirilmiştir)



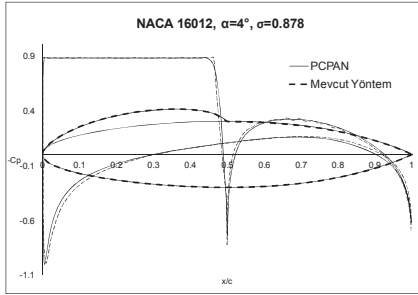
Şekil 5. Basınç kurtarma modeli ve duvar kapanma modelleri kullanılarak mevcut yöntemden elde edilen basınç dağılımı ve kavitasyon şekli



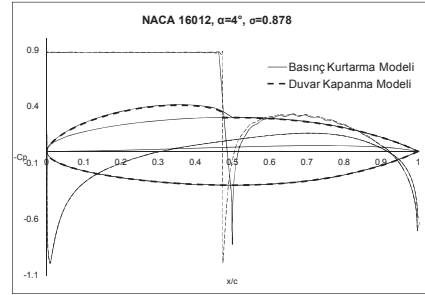
Şekil 6. Basınç dağılımları ve kavitasyon şekilleri (basınç kurtarma modeli için)



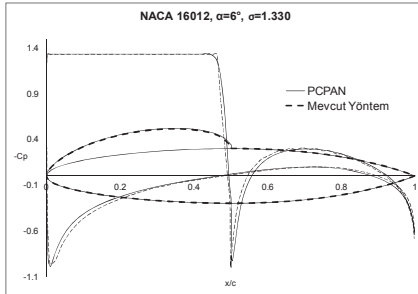
Şekil 7. Basınç kurtarma ve duvar kapanma modelleri kullanılarak mevcut yöntemden elde edilen basınç dağılımı ve kavitasyon şekli



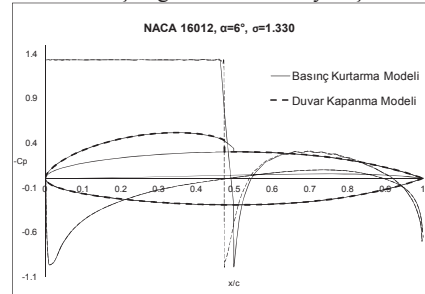
Şekil 8. Basınç dağılımları ve kavitasyon şekilleri (basınç kurtarma modeli için)



Şekil 9. Basınç kurtarma ve duvar kapanma modelleri kullanılarak mevcut yöntemden elde edilen basınç dağılımı ve kavitasyon şekli



Şekil 10. Basınç dağılımları ve kavitasyon şekilleri (basınç kurtarma modeli için)



Şekil 11. Basınç kurtarma ve duvar kapanma modelleri kullanılarak mevcut yöntemden elde edilen basınç dağılımı ve kavitasyon şekli

Şekil 4-11 arasında boyutsuz kavitasyon boyları (x/c) mevcut yöntem ile basınç kurtarma modeli kullanılarak yaklaşık olarak 0.5 olarak, duvar kapanma modeli kullanılarak 0.475 olarak bulunmuştur. Şekil 6'da gösterilen $\alpha=6^\circ$ NACA 16006 durumu hariç olmak üzere her durumda mevcut yöntemden elde edilen sonuçlar kavitasyon şekilleri ve basınç dağılımları yönünden PCPAN'dan elde edilen sonuçlar ile uyum içindedir (Şekil 4, 8, 10). Şekil 6'da görülen geçiş bölgesindeki farkların düşük kalınlık ve yüksek hücum açısı değerlerinden kaynaklandığı düşünülmektedir. Mevcut yöntemde kullanılan kavitasyon kapanma modellerinin karşılaştırıldığı Şekil 5, 7, 9 ve 11'den basınç dağılımlarının, kavitasyon kapanma bölgesi haricinde, uyum içinde olduğu görülmektedir. Mevcut yöntemde duvar kapanma modelinin kullanımı ile yapılan karşılaştırmada ise geçiş bölgesinde basınç dağılımı değerlerinde ($-C_p$) kapanma modelinin özelliğinden kaynaklanan bir kayma olduğu görülmektedir. NACA 16006 ve NACA 16012 foil kesitlerinde, $\alpha=4^\circ$ ve $\alpha=6^\circ$ hücum açısı değerleri için mevcut yöntemden ve PCPAN'dan basınç kurtarma modeli kullanılarak elde edilen kaldırma kuvveti ve direnç kuvveti katsayıları (C_L , C_D) Tablo 1'de verilmiştir. İki boyutlu hidrofoil için kaldırma kuvveti katsayısı (C_L) ve direnç kuvveti katsayısı (C_D) aşağıdaki gibidir:

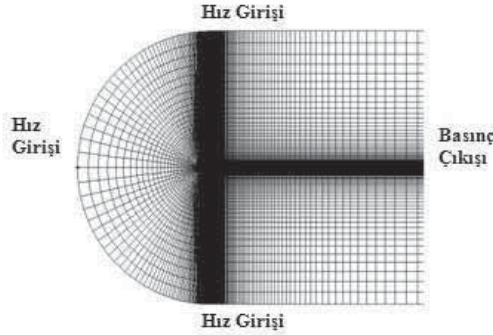
$$\left(C_L = \frac{L}{1/2\rho U^2 c} \right) \quad (19)$$

$$\left(C_D = \frac{D}{1/2\rho U^2 c} \right) \quad (20)$$

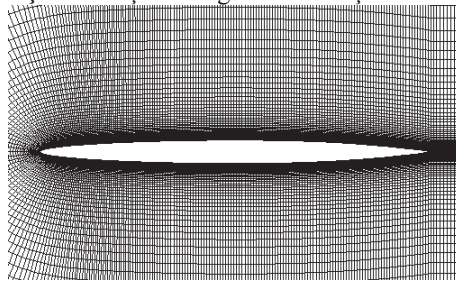
Tablo 1. Mevcut yöntemden ve PCPAN'dan elde edilen kaldırma ve direnç kuvveti katsayıları (C_L , C_D)

		Mevcut Yöntem	PCPAN
NACA 16006	$\alpha=4^\circ$	$C_L=0.546$ $C_D=0.017$	$C_L=0.549$ $C_D=0.023$
	$\alpha=6^\circ$	$C_L=0.847$ $C_D=0.043$	$C_L=0.816$ $C_D=0.057$
NACA 16012	$\alpha=4^\circ$	$C_L=0.525$ $C_D=0.014$	$C_L=0.537$ $C_D=0.010$
	$\alpha=6^\circ$	$C_L=0.829$ $C_D=0.039$	$C_L=0.819$ $C_D=0.034$

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak iki boyutlu hidrofoillerde tabaka kavitasyonunun tahmini için NACA 16006 foil kesiti kullanılmıştır. Hesaplarda FLUENT 6.3 programı, çözüm ağı oluşturmak için de GAMBIT 2.4.6 programı kullanılmıştır. Analiz için 46800 elemanın kullanıldığı yapılandırılmış bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Doğru bir kavitasyon simülasyonu için foil yüzey bölgesine daha yoğun bir çözüm ağı uygulaması yapılmıştır. Sınır koşulları ve foil üzerindeki çözüm ağı Şekil 12 ve 13'te gösterilmektedir. Hesaplamalarda giriş, hız girişi (“velocity inlet”) ve çıkış ise basınç çıkışı (“pressure-outlet”) olarak seçilmiştir. Yukarı doğru birinci dereceden ayrıklaştırma şeması uygulanmıştır. Kavitasyon modellenmesinde akışkan olarak sıvı su ve su buharı seçilmiştir. Sıvı suyun yoğunluğu 1000 kg/m^3 olarak ve su buharı yoğunluğu 0.02558 kg/m^3 olarak seçilmiştir. Yoğunlaşmayan kütle kesri (“non-condensable mass fraction”) 1.6×10^{-5} olarak seçilmiştir. Türbülans modeli olarak k- ϵ (RNG) türbülans modeli seçilmiştir. Kavitasyon analizlerinde istenen kavitasyon sayısı; buharlaşma basıncı, akış hızı ve çıkış basıncı değerleri ayarlanarak elde edilmiştir. İki boyutlu hidrofoillerde hesaplamalar $\alpha=4^\circ$ ve $\alpha=6^\circ$ hücum açıları ile $\sigma=0.896$, $\sigma=1.349$ kavitasyon sayıları için ve Reynolds sayısı $R_n=7.9 \times 10^6$ için yapılmıştır.

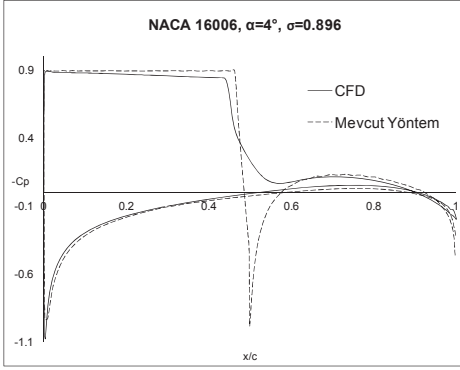


Şekil 12. Çözüm ağı ve sınır koşulları

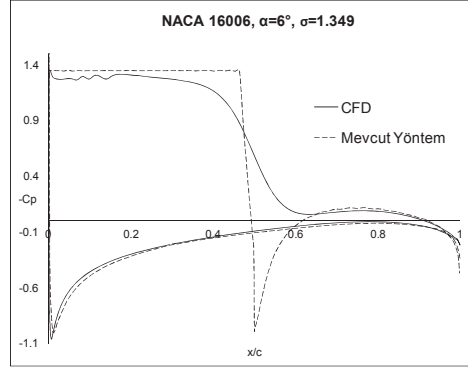


Şekil 13. Hidrofoil etrafındaki çözüm ağı

Şekil 14 ve 15'te iki boyutlu hidrofoil (NACA 16006) için basınç dağılımı $\alpha=4^\circ$ ve $\sigma=0.896$ ile $\alpha=6^\circ$ ve $\sigma=1.349$ için gösterilmektedir. Mevcut yöntemde basınç kurtarma modeli kullanılarak elde edilen sonuçlar hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminden elde edilenler ile karşılaştırmalı olarak verilmektedir.



Şekil 14. Mevcut yöntem ve HAD ile elde edilen basınç dağılımları ($\alpha=4^\circ$ ve $\sigma=0.896$)



Şekil 15. Mevcut yöntem ve HAD ile elde edilen basınç dağılımları ($\alpha=6^\circ$ ve $\sigma=1.349$)

Mevcut yöntem ile HAD'dan elde edilen basınç dağılımının ($-C_p$), mevcut yöntemde kavitasyon kapanma modeli uygulandığından, kavitasyon kapanma bölgesi haricinde uyum içinde olduğu Şekil 14 ve 15'ten görülmektedir. Böylece sürtünme etkilerinin de dahil edildiği HAD sonuçları ile sınır elemanları yönteminden elde edilen sonuçların kavitasyon kapanma bölgesi haricinde karşılaştırmanın mantıklı olduğu ve ayrıca sonuçların [22] ve [31] 'de sunulan sonuçlarla da desteklendiği görülmektedir. Mevcut yöntemde basınç kurtarma modeli kullanılarak elde edilen kavitasyon şekli ile HAD'dan elde edilen kavitasyon şekli ($\sigma=0.896$ ve $\sigma = 1.349$ için buhar fazının hacimsel kesir kontürü maksimum 0.48 olarak) Şekil 16 ve 17'de gösterilmektedir.



Şekil 16. Kavitasyon şekli mevcut yöntemde (düz çizgi) ve HAD (renkli) (NACA 16006) ($\sigma = 0.89$ ve $\alpha = 4^\circ$)



Şekil 17. Kavitasyon şekli mevcut yöntemde (düz çizgi) ve HAD (renkli) (NACA 16006) ($\sigma = 1.349$ ve $\alpha = 6^\circ$)

Şekil 16 ve 17'den HAD ile elde edilen kavitasyon boyunun mevcut yöntem ile elde edilenden kısa olduğu ancak kavitasyon şeklinin kavitasyon kapanma bölgesi haricinde uyum içinde

olduğu görülmektedir. Ayrıca Şekil 14'ten ($\alpha = 4^\circ$) hidrofoil üzerindeki basınç dağılımı göz önünde bulundurulduğunda ($-C_p$) HAD ile elde edilen kavitasyon boyunun mevcut yöntemden elde edilen kavitasyon boyuna neredeyse eşit olduğu görülmektedir. HAD ile elde edilen kısa kavitasyon boyunun (sürtünme etkileri de dahil edildiğinden daha gerçekçidir) “break off cycle” etkileri nedeniyle oluştuğu düşünülmektedir. Bu etkiler Lange ve de Bruin [37]'in deney sonuçlarına dayanan çalışmasında sunulmuştur.

6. Sonuç

İki boyutlu hidrofoillerde kavitasyon tahminine yönelik geliştirilen potansiyel teoriye dayanan iteratif bir çözüm yöntemi sunulmuştur. Belirli bir kavitasyon sayısı ve kavitasyon boyu için, hidrofoilin sırtı kavitasyon uzunluğu boyunca dinamik sınır koşulu sağlanana kadar kavitasyonsuz (fully wetted) analiz ile belirli bir tolerans değeri için iteratif olarak deforme edilmektedir. Uygun kavitasyon boyu ve şekli iki boyutlu hidrofoil için minimum hata kriterine göre farklı kavitasyon boyları arasından seçilerek belirlenmektedir.

İki boyutlu analizler NACA 16006 ve NACA 16012 kesitleri kullanılarak, 4 ve 6 derece olmak üzere iki hücum açısı değeri için yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar kavitasyon şekli ve basınç dağılımı yönünden PCPAN ve HAD yöntemi ile karşılaştırılmıştır. Sonuçların uyum içinde olduğu gösterilmiştir.

Kavitasyon kapanma modeli olarak, basınç kurtarma modeli ve duvar kapanma modelleri kullanılmıştır. Çalışmada gerçekleştirilen uygulamalardan duvar kapanma modeli ile elde edilen kavitasyon boylarının beklenildiği üzere basınç kurtarma modelinden elde edilenden düşük olduğu görülmektedir.

Çalışmada başka kavitasyon kapanma modellerinin kullanılması da mümkündür. Bu çalışmada yapılan analiz kavitasyonsuz (fully wetted) analize dayandığından kavitasyon yüzeyi üzerindeki dinamik sınır şartı kinematik sınır şartının uygulanması ile otomatik olarak sağlanmaktadır. Mevcut yöntem kavitasyon tahmini için HAD ya da deneysel yöntemlere göre daha kısa zaman içerisinde sonuç vermektedir. Gelecek çalışmalarda tanıtılan yöntemin süperkavitasyonlu durum ve yüz bölgesinde kavitasyon tahmini için geliştirilmesi düşünülmektedir.

Teşekkür

“Bu araştırma Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nce desteklenmiştir. Proje No: 2012-10-01 KAP 02”

Kaynaklar

[1] Tulin, M. P., 1953, “Steady two-dimensional cavity flows about slender bodies”, *DTMB Technical Report N. 834*.

- [2] Acosta, A. J., 1955, "A note on partial cavitation of flat plate hydrofoils", Tech. Rep. E-19.9, California Institute of Technology, Hydrodynamics Lab.
- [3] Geurst, J. A., Timman, R., 1956, "Linearized theory of two-dimensional cavitation flow around a wing section", *IX Intl Cong. Applied Mech.*
- [4] Helmholtz, H., 1868, "Über diskontinuierliche Flüssigkeitsbewegungen", *Monatsber. Akad. Wiss., Berlin*, 23, 215-228.
- [5] Kirchhoff, G., 1869, "Zur Theorie freier Flüssigkeitsstrahlen", *Z. reine Angew. Math.*, 70, 289-298.
- [6] Uhlman, J.J.S., 1987, "The surface singularity method applied to partially cavitating hydrofoils", *Journal of Ship Research*, 31 (2), 107-124.
- [7] Kinnas, S., 1991, "Leading-edge corrections to the linear theory of partially cavitating hydrofoils", *Journal of Ship Research*, 35(1), 15-27.
- [8] Hess, J., Smith, A., 1966, "Calculation of potential flow about arbitrary bodies", *Progress in Aeronautical Sciences*, 8.
- [9] Hess, J., 1973, "Higher order numerical solution of the integral equation for the two-dimensional Neumann problem", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2, 1-15.
- [10] Hess, J., 1975, "The use of higher-order surface singularity distributions to obtain improved potential flow solutions for two-dimensional lifting airfoils", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 5, 11-35.
- [11] Katz, J., Plotkin, A., 2001, "Low-speed aerodynamics", 2nd edition, Cambridge University Press.
- [12] Chow, C., 1979, "An Introduction to Computational Fluid Mechanics", John Wiley&Sons, Inc., ISBN 0-471-15608-6
- [13] Kinnas, S.A., Fine, N. E., 1993, "A numerical nonlinear analysis of the flow around two- and three- dimensional partial cavitating hydrofoils", *Journal of Fluid Mechanics*, 254, 151-181.
- [14] Fine, N. E., Kinnas, S. A., 1993, "A boundary element method for the analysis of the flow around 3-d cavitating hydrofoils", *Journal of Ship Research*, 37(3), 213-224.
- [15] Kinnas, S.A., Fine N.E., 1992, "A nonlinear boundary element method for the analysis of unsteady propeller sheet cavitation", *Proceedings of 19th ONR*.
- [16] Kinnas, S.A., Mishima, S., Brewer, W. H., 1994, "Non-linear analysis of viscous flow around cavitating hydrofoils", *Proceedings of 20th ONR*.

- [17] Kinnas, S. A., 1998, "The prediction of unsteady sheet cavitation", *Proceedings of the Third International Symposium on Cavitation*, 16-36.
- [18] Kim, Y. G., Lee, C. S., Suh, J. C., 1994, "Surface panel method for prediction of flow around a 3-d steady or unsteady cavitating hydrofoil", *Proceedings of the 2nd International Symposium on Cavitation*.
- [19] Kim, Y. G., Lee, C. S., 1996, "Prediction of unsteady performance of marine propellers with cavitation using surface-panel method", *Proceedings of 21st Symposium on Naval Hydrodynamics*, 913-929.
- [20] Dang, J., Kuiper, G., 1998, "Re-entrant jet modeling of partial cavity flow on three-dimensional hydrofoils", *Proceedings of ASME FEDSM'98*.
- [21] Dang, J., 2001, "Numerical simulation of partial cavity flows", *PhD Thesis, Technical University Delft*.
- [22] Krishnaswamy, P., 2000, "Flow modeling for partially cavitating hydrofoils", *PhD Thesis, Technical University of Denmark*.
- [23] Bal, S., Kinnas, S. A., 2003, "A Numerical Wave Tank Model for Cavitating Hydrofoils", *Computational Mechanics*, Vol. 32, No:4-6, pp:259-268.
- [24] Bal, S., 2011, "The Effect of Finite Depth on 2-D and 3-D Cavitating Hydrofoils", *Journal of Marine Science and Technology*, Vol. 16, No: 2, pp:129-142.
- [25] Deshpande, M. D., Feng, J., Merkle, C. L., 1993, "Navier–stokes analysis of 2-d cavity flows", *Proceedings of cavitation and Multi-Phase Flow Forum, ASME FED*, 153-158.
- [26] Deshpande, M. D., Feng, J., Merkle, C. L., 1994, "Cavity flow predictions based on the euler equation", *Transactions of the ASME* 116, 36-44.
- [27] Dupont, P., Avellan, F., 1991, "Numerical computation of a leading edge cavity", *Proceedings of Cavitation '91, ASME FED*.
- [28] Hirschi, R., Dupont, P., Avellan, F., 1997, "Centrifugal pump performance drop due to leading edge cavitation: Numerical predictions compared with model tests", *FEDSM'97-3342*.
- [29] Berntsen, G. S., Kjeldsen, M., Arndt, R.E.A., 2001, "Numerical modeling of sheet and tip vortex cavitation with fluent 5", *Proceedings of the 4th International Symposium on Cavitation, CAV2001:sessionB5.006*.
- [30] Li, Zi-ru, Pourquie, M., Terwisga, T. J. C., 2010, "A numerical study of steady and unsteady cavitation on a 2d hydrofoil", *9th International Conference on Hydrodynamics*, 728-735.
- [31] Huang, S., He, M., Wang, C., Chang, X., 2010, "Simulation of cavitating flow around a 2-d hydrofoil", *Journal of Marine Science and Application*, 63-68.

- [32] Hoekstra, M., Vaz, G., 2009, “The partial cavity on a 2-d foil revisited”, *Proceedings of the 7th International Symposium on Cavitation, CAV2009*, no:43.
- [33] Arıkan, Y., Çelik, F., Doğrul, A., Bal, Ş., 2012, “Prediction of Cavitation on Two- and Three-Dimensional Hydrofoils by an Iterative BEM”, *Proceedings of the 8th International Symposium on Cavitation, CAV2012*, pp. 696-702.
- [34] Kinnas, S., Fine, N., 1993a, *MIT-PCPAN and MIT-SPAN (Partially cavitating and super cavitating 2-D panel methods) User's Manual, Version 1.0*.
- [35] Fluent 6.3 User's Guide (2006)
- [36] Singhal, A. K., Li, H. Y., Athavale, M. M. and Jiang, Y., 2001, “Mathematical basis and validation of the full cavitation model”, *ASME FEDSM'01, New Orleans, Louisiana*.
- [37] de Lange, D., de Bruin, G., 1998, “Sheet cavitation and cloud cavitation, re-entrant jet and three-dimensionality”, *Applied Scientific Research*, 58, 91-114.

DÜNYADA VE TÜRKİYE’DE DENİZ YOLU TAŞIMACILIĞI

Eda TURAN¹, Melike DİLEK² ve Fahri ÇELİK³

ÖZET

Ülke içerisinde veya uluslar arası iki nokta arasında bir yükün ucuz ve güvenli bir şekilde nakliyesinde yararlanılabilecek en uygun yol deniz yolu taşımacılığıdır. Özellikle taşınacak yükün miktarındaki artışa paralel olarak deniz yolu taşımacılığı diğer ulaşım türlerine göre daha avantajlı hale gelmektedir. Ancak dünyadaki ve Türkiye’deki taşımacılığa bakıldığında deniz yollarından yeterince yararlanılmadığı görülmektedir. Deniz yollarından yararlanmada Türkiye’deki durum dünyadaki ortalamanın da altındadır.

Bu çalışmada Türkiye’deki ve dünyadaki yük taşımacılığında kullanılan türlerin kullanılma oranları yıllara göre karşılaştırmalı olarak incelenecektir.

Anahtar Kelimeler: Lojistik, taşımacılık, deniz taşımacılığı, karayolu taşımacılığı

1. Giriş

Günümüzde bir malın üretildiği yerlerden uzak pazarlara taşınması, malın kalitesi ve fiyatı kadar önemlidir. Malların hasarsız bir şekilde, mümkün olan en kısa sürede ve ucuz olarak pazarlara taşıyabilmek rekabetin önemli bir parçasıdır. Taşıma mesafenin arttığı ve taşıma imkanlarının çeşitlendiği dış ticarete bu durum daha fazla önem kazanmaktadır [1].

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 31 56 e-posta: edaturan@yildiz.edu.tr

² Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi, Tel: 0537 436 94 51, e-posta: melikedilek88@gmail.com

³ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 383 28 56, e-posta: fcelik@yildiz.edu.tr

Bir ülkede yük taşımacılığı için kurulan sistemlerden beklenen, en iyi şekilde hizmet sunarken ülkeye maliyetinin en az seviyede olmasıdır. Bu da ulaştırma sistemlerinin, taşıyıcı kuruluş karı kistasıyla değil; enerji israfı ve dışa bağımlılık, trafik kazaları, çevre kirliliği, gürültü vb. etkilerinin ülkeye maliyetlerinin değerlendirilmesi gereğini vurgulamaktadır. Böylece bir ulaştırma sisteminin etkinliği ve uygunluğu; karayolu, demiryolu, denizyolu, havayolu, su yolu, boru hattı vb. ulaştırma türlerinin ülkenin coğrafi konumu ve özellikleri göz önüne alınarak yerli yerinde kullanılmasına bağlıdır. Ayrıca bir ülkedeki taşımacılık sektörü, diğer sektörleri de dolaylı olarak olumlu veya olumsuz şekilde etkileyebilmektedir.

2009 yılında Türkiye'deki dış ticarete taşımaların %85'i denizyoluyla yapılırken, %12.6'sı karayoluyla, %0.8'i demiryoluyla, %0.8'i ise havayoluyla yapılmıştır. Aynı yıl için ülke içi yük taşımalarının %3'ü denizyoluyla yapılırken, %91'i karayoluyla, %5'i demiryoluyla yapılmıştır. Dünyada ise genel olarak karayolu ve demiryolu taşımacılığı üstün olsa da durum Türkiye'deki kadar dengesiz değildir.

2. Türkiye'deki Yük Taşımacılığı ve Taşımacılık Altyapısı

Türkiye'de yük taşımacılığı sektöründe yararlanılan türler karayolu, demiryolu ve denizyoludur. Hava yolu ise diğerlerine göre ihmal edilebilecek düzeydedir.

Ülkemizdeki karayollarının yüzey cinsine göre dağılımları Tablo 1'de verilmektedir.

Tablo 1. Yüzey cinsine göre karayolları [2]

Yol Sınıfı	Asfalt betonu	Sathi kaplama	Parke	Stabilize	Toprak	Diğer Yollar	Toplam Uzunluk (km)
Otoyollar	2119	-	-	-	-	-	2119
Devlet yolları	9869	21032	74	114	47	236	31372
İl yolları	1692	26880	138	963	674	1211	31558
TOPLAM	13680	47912	212	1077	721	1447	65049

Türkiye'de şu anda aktif olarak kullanılan demiryolu uzunluğu 10,984 km olup, şebekenin % 95'inde tek hat işletmeciliği yapılmaktadır. Demiryollarımızın dağılımı şu şekildedir [3]:

- Elektrikli 2305 km (% 21)
- Sinyalli 2665 km (% 24)
- Çift yollu ana hatlar 403 km (% 4)
- Üç yollu ana hatlar 28 km (%3)
- Dört yollu ana hatlar 9 km (%1)

8333 kilometre kıyı şeridinde sahip Türkiye’de 174 adet liman ve iskele bulunmakta olup, bunlardan 6 tanesi Türkiye Denizcilik İşletmeleri tarafından, 4 tanesi de Türkiye Devlet Demir Yolları tarafından işletilmektedir. Limanların 22’si kamu, 27’si belediyeler ve 125 adedi de özel sektör tarafından işletilmektedir. Bağlı bulundukları bölge müdürlüklerine göre Türkiye’deki liman Tablo 2’te görülmektedir [4].

Tablo 2. Türkiye’deki limanların bölge müdürlükleri’ne göre dağılımı [4]

Bölge Müdürlüğü	Liman Adedi
Antalya	7 Liman
Çanakkale	24 Liman
İstanbul	78 Liman
İzmir	22 Liman
Mersin	18 Liman
Samsun	16 Liman
Trabzon	9 Liman

Tablo 3’te Türkiye’deki 2001-2010 yılları arasında ulaşım türlerine göre ülke içi yük taşımacılığı yüzdeleri verilmektedir. Türkiye’deki ülke içi yük taşımacılığında karayollarının payı diğer ulaştırma türleri ile karşılaştığında karayollarının önemli bir paya sahip olduğu görülmektedir.

Tablo 3. Ulaşım türlerine göre ülke içi yük taşıma yüzdeleri (toplam ton-km yüzdesi) [5]

Yıl	Denizyolu	Karayolu	Demiryolu	Havayolu
2001	%5	%90	%5	%0.17
2002	%3	%92	%4	%0.17
2003	%3	%91	%5	%0.17
2004	%2	%92	%6	%0.19
2005	%2	%93	%5	%0.22
2006	%2	%93	%5	%0.00
2007	%3	%92	%5	%0.00
2008	%3	%92	%5	%0.00
2009	%3	%91	%5	%0.00
2010	%3	%91	%5	%0.00

Yük ve yolcu taşımacılığında en büyük paya sahip olan karayolları, son dönemlerde özel havayolu şirketlerinin havacılık sektörüne girmesi ile yolcu taşımacılığında ağırlığını bir miktar kaybetmiştir. Özellikle demiryolu yatırımlarının artması ve hızlı tren türü yeni ulaşım araçlarının hizmete girmesi ile yoğunluğunu bir miktar daha kaybetmesi beklenmektedir.

Tablo 4'te 2000-2010 yılları arasında dış ticarette ulaşım yollarına göre yük taşımacılığı yüzdeleri görülmektedir. Deniz taşımacılığının ülke içi yük taşımacılığındaki payı yaklaşık %3 iken; uluslararası yük taşımacılığında ise %85'lerin üzerindedir

Tablo 4. Türkiye'nin dış ticaretindeki taşımacılığın ulaşım yollarına göre dağılımı (toplam ton-km yüzdesi) [4]

Yıl	Denizyolu	Demiryolu	Karayolu	Havayolu	Diğer
2000	%88.6	%0.5	%8.6	%0.2	%2.1
2001	%87.0	%0.6	%10.6	%0.2	%1.6
2002	%87.3	%0.7	%9.7	%0.2	%2.1
2003	%87.6	%0.8	%10.5	%0.1	%1.0
2004	%87.4	%1.2	%10.3	%0.1	%1.0
2005	%86.0	%1.2	%11.9	%0.2	%0.7
2006	%87.4	%1.1	%10.4	%0.1	%1.0
2007	%87.4	%1.1	%10.0	%0.6	%0.9
2008	%86.5	%1.1	%10.7	%0.7	%1.0
2009	%85	%0.8	%12.6	%0.8	%0.8
2010	%85.6	%0.8	%12.5	%0.3	%0.8

2006-2010 yılları arasında Türkiye'deki limanlarda gerçekleştirilen yükleme-boşaltma faaliyetleri Tablo 5'te gösterilmektedir. 2010 yılında deniz taşımacılığında elleçlenen toplam yükün; % 24.1'i olan 83,945,162 tonu ihracat, % 46.6'sı olan 162,625,769 tonu ithalat, % 10.9'u olan 37,996,292 tonu kabotaj, % 18.4'ü olan 64,122,718 tonu transit olarak gerçekleşmiştir.

Tablo 5. Türkiye'deki limanlarda yapılan yükleme-boşaltma faaliyetleri [4]

Taşıma Cinsi		2006	2007	2008	2009	2010
İHRACAT	TC Gemisi	9,691,009	9,761,897	10,654,742	9,578,520	11,615,686
	Yabancı Gemi	53,224,889	57,835,842	62,590,230	64,191,743	72,329,476
	Toplam	62,915,898	67,597,739	73,244,972	73,770,263	83,945,162
İTHALAT	TC Gemisi	32,398,022	27,003,125	21,136,641	20,387,046	28,878,432
	Yabancı Gemi	107,457,906	125,310,476	130,394,670	119,475,045	133,747,337
	Toplam	139,855,928	152,373,601	151,531,311	139,862,090	162,625,769

KABOTAJ	Yükleme	13,595,664	16,364,074	18,922,148	18,305,867	18,561,807
	Boşaltma	14,682,817	18,741,552	20,134,058	19,485,900	19,434,485
	Toplam	28,278,481	35,105,626	39,056,206	37,791,767	37,996,292
TRANSİT	Yükleme	9,112,901	30,593,600	50,744,950	57,735,381	58,767,061
	Boşaltma	-	2,473,350	-	277,205	5,355,657
	Toplam	9,112,901	33,066,950	50,744,950	58,012,586	64,122,718
TOPLAM	Yükleme	85,624,463	114,555,413	142,912,070	150,088,716	161,274,030
	Boşaltma	154,538,745	173,528,503	171,665,369	159,347,990	187,415,911
	Toplam	240,163,208	288,083,916	314,577,439	309,436,706	348,689,941

2010 yılında dökme veya parsiyel olarak yük cinsleri itibariyle kabotaj taşımacılığında, 19.4 milyon tonluk taşınanın ilk üç sırasında dökme sıvı yükler yer almaktadır. Kabotajda en fazla taşınan yük sıralamasında % 18.8 ile motorin, % 7.1 ile ham petrol, %6.7 ile jet yakıtı, % 6.2 ile Portland çimento, % 5 ile kum ve % 4.7 ile rulo saç ürünleri gelmektedir [4].

Kabotaj yüklemesinde İzmit limanı % 21.5 ile 1. sırada, Aliğa limanı % 13.0 ile 2.sırada ve İskenderun limanı % 9.4 ile 3. sırada yer almaktadır [4].

3. Dünyada Yük Taşımacılığı

Dünyadaki bazı ülkelerde 2002 ve 2007 yıllarında, ülke içi yük taşımacılık sistemlerinin kullanılma yüzdeleri Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 6. Bazı ülkelerin ülke içi yük taşımacılık sistemlerinin dağılımı (toplam ton-kilometre yüzdesi) [6]

	2002				2007			
	Demiryolu	Karayolu	İç su Yolu	Toplam	Demiryolu	Karayolu	İç su Yolu	Toplam
EU-27	18	75	6	100	18	77	6	100
Avusturya	29	66	5	100	35	61	4	100
Belçika	11	78	12	100	13	71	16	100
Bulgaristan	33	63	4	100	25	70	5	100
Hırvatistan	23	76	1	100	25	74	1	100
Kıbrıs		100		100		100		100
Çek Cumhuriyeti	27	73	0	100	25	75	0	100
Danimarka	8	92		100	8	92		100
Estonya	70	30		100	57	43		100
Finlandiya	23	77	0	100	26	74	0	100

Fransa	19	78	3	100	15	81	3	100
Almanya	19	66	15	100	22	66	12	100
Yunanistan				100	3	97		100
Macaristan	28	66	6	100	21	74	5	100
İzlanda		100		100		100		100
İrlanda	3	97		100	1	99		100
İtalya	10	90	0	100	12	88	0	100
Letonya	71	29		100	58	42		100
Liechtenstein				100				100
Litvanya	48	52	0	100	42	59	0	100
Lüksemburg	6	91	4	100	4	93	3	100
Malta		100		100		100		100
Hollanda	3	63	33	100	6	61	33	100
Norveç	15	85		100	15	85		100
Polonya	37	62	1	100	26	74	0	100
Portekiz	7	93		100	5	95		100
Romanya	34	57	8	100	19	71	10	100
Slovakya	41	59	0	100	26	72	3	100
Slovenya	30	70		100	21	79		100
İspanya	6	94		100	4	96		100
İsveç	34	66		100	36	64		100
İsviçre				100	54	45	1	100
Türkiye	5	95		100	5	95		100
Birleşik Krallık	10	90	0	100	13	87	0	100

Tablo 6'dan açık olarak görülmektedir ki; Türkiye gibi dünyada da ucuz ve verimli olan demir ve deniz yollarından yeterince yararlanılmadığı, bir başka deyişle bu alanda önemli alt yapı eksikliklerinin olduğu anlaşılmaktadır. Türkiye'nin üç tarafının denizlerle çevrili olduğu düşünüldüğünde, deniz yollarının aldığı pay düşündürücü boyuttadır. Ayrıca başta AB ülkeleri olmak üzere, ülkeler iç su yollarını daha verimli kullanmaya özen göstermektedirler. Türkiye'de ise iç su yollarında taşımacılıktan söz etmek olanaksızdır.

3. Sonuçlar ve Değerlendirmeler

Dünyada yük ve yolcu taşımacılığında hemen hemen her ülkede demiryolu, karayolu, havayolu ulaştırmasının yanında, ülkenin coğrafi konumuna göre deniz yolu ulaştırması ile akışkan yük taşımacılığında boru hatlarından yararlanılmaktadır.

Türkiye’de ülke içi yük ve yolcu taşımacılığında en çok tercih edilen taşımacılık yürü karayolu taşımacılığıdır. Son zamanlarda havayolu şirketlerinin daha ucuz ulaşım imkanı sağlamaları neticesinde yolcu taşımacılığında havayolunun payı da artmaktadır. Yük taşımacılığında havayolu taşımacılığının maliyeti yüksek olduğundan çok fazla tercih edilmemektedir.

Türkiye’de ülke içi yük taşımacılığının yaklaşık %90’ı karayolu ile yapılmakta olup bu oran ucuz ve verimli olan demir ve denizyollarından yeterince yararlanılmadığını göstermektedir. Uluslar arası yük taşımacılığında ise denizyolunun payı %85 civarındadır.

Küresel anlamda da karayolu taşımacılığı açısından görülen dengesizlik Türkiye’de daha da belirgindir. lke içinde yolcu taşımacılığının %95’i karayoluyla yapılmaktadır. Bu değer ABD’de %89, AB lkelerinde ise %79 civarındadır. Yük taşımacılığında karayolundan yararlanma oranı lkemizde %91, ABD’de %69, AB lkelerinde ise yaklaşık %77’dir [7]. İç su yolu taşımacılığını en etkin şekilde kullanan ilk dört lke Hollanda, Belçika, Almanya ve Romanya’dır.

Geçen 25 yıldaki büyüme eğiliminin sürmesi durumunda 2020 yılında Türkiye’deki yolcu trafiği bugünkü düzeyinin yaklaşık 3.3 katına yani 540 milyar yolcu-km’ye, yük trafiği ise 2.5 katına yani 300 milyar ton-km’ye çıkacağını araştırmalar göstermektedir [8]. Artışın bu şekilde devam ettiği düşünüldüğünde yük taşıma talebinin artık karayolu ile karşılanması gittikçe zorlaşacaktır. Türkiye’deki taşıma sisteminin karayolu taşımacılığına bağımlı hale gelmesi sonucunda her yıl yüksek oranlarda maddi ve manevi kayıplar meydana gelmektedir. İlerleyen senelerde taşımacılık riski karayoluna göre daha düşük olan deniz taşımacılığının etkin şekilde kullanımının artması önem kazanmaktadır.

Kaynaklar

[1] Kayserilioğlu, E., Deniz Taşımacılığı Sektör Profili, İstanbul Ticaret Odası, <http://www.ito.org.tr/Dokuman/Sektor/1-26.pdf>, (2004).

[2] Karayolları Genel Müdürlüğü, <http://www.kgm.gov.tr/Sayfalar/KGM/SiteTr/Kurumsal/YolAgi.aspx>

[3] <http://www.tcdd.gov.tr/home/detail/?id=223>

- [4] Deniz Ticaret Odası, “Deniz Sektörü Raporu”,
<http://www.denizticaretodasi.org/DetoPortal/Default.aspx?tabid=71>, (2010).
- [5] Türkiye İstatistik Kurumu, <http://www.tuik.gov.tr>
- [6] Review of Maritime Transport, http://unctad.org/en/Docs/rmt2010_en.pdf, (2010).
- [7] Keçeci, A., Türkiye’de Karayolu Taşımacılığı, Uluslararası Ekonomik Sorunlar Dergisi, Sayı XX, http://www.mfa.gov.tr/turkiye_de-karayolu-tasimaciligi-.tr.mfa, (2006).
- [8] Gerçek., H, “Ulaştırma- Ekonomi İlişkisi Çerçevesinde Türkiye’de Ulaştırmanın ve Demiryollarının Geleceği”, s.11-17, 2. Ulusal Demiryolu Kongresi, 15-17. Aralık, İstanbul, (1991).

YÜKSEK FROUDE SAYILARINDA ÇALIŞAN HİDROFOİLLER ÜZERİNDE SERBEST SU YÜZEYİ ETKİSİ

Ferdi ÇAKICI¹, Ömer Kemal KINACI²

ÖZET

Su altında seyreden yapıların veya hidrodinamik destek sağlayan takıntıların serbest su yüzeyinde oluşturduğu dalga profili ve serbest su yüzeyinin hidrofoil üzerindeki kaldırma kuvveti katsayısına etkileri son yıllarda sıkça araştırma konusu olmuştur. Bu çalışmada çeşitli derinliklerdeki hidrofoilin etrafındaki akış sayısal olarak incelenmiştir. Bu amaç doğrultusunda sonlu hacimler metodu kullanılmıştır. Analizler için 5 derece hücum açısında NACA 0012 hidrofoili kullanılmış ve hidrofoil etrafındaki akış potansiyel kabul edilmiştir. Serbest su yüzeyini modellemek için Volume of Fluid (VOF) yöntemi kullanılmıştır. Froude sayıları 1,1.5,2,2.5 ve 3 olarak belirlenen hidrofiller üzerinde çalışılmış, derinlik oranı h/c ise 0.25 ile 15 arasında değiştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Potansiyel akış, HAD, VOF metodu, serbest su yüzeyi

1-Giriş

Su içerisinde tamamen batmış halde bulunan hidrofoiller için kaldırma ve direnç katsayılarının hesaplanması gemi hidromekaniği alanında sürekli güncel kalan konulardan birisidir. Bu hidrofoiller küçük teknelerin tasarımında önemli bir yer sahibi olabilir; dolayısıyla yapılan çalışmalar son yıllarda hızla artmaktadır. Bu tip tekneler kaldırma kuvvetlerini sephiyeden çok hidrodinamik kuvvetlerden almaktadırlar[1]. Sonsuz derinlikte seyreden bir hidrofoil, su yüzeyinde bir dalga oluşturmaz dolayısıyla kaldırma kuvveti katsayısında herhangi bir değişim olmaz. Fakat hidrofoil su yüzeyine yaklaştıkça serbest su yüzeyinde deformasyonlar gözlemlenmeye başlanır; bu da hidrofoil etrafındaki akışı kısmen değiştirir. Duncan NACA 0012 standart hidrofoil için çeşitli derinliklerde, hücum açılarında ve hızlarda deneysel veriler elde etmiştir. Deneyler sonucunda serbest su yüzeyindeki azami yükselmeyi gözlemlemiş ve oluşan dalgaların direncini hesaplamıştır[2].

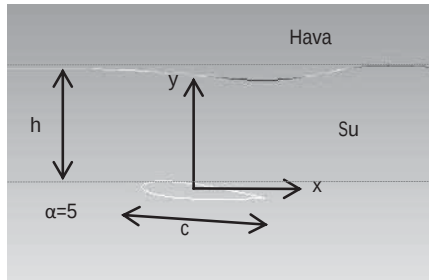
¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 383 20 39, e posta: fcakici@yildiz.edu.tr

² Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 383 29 92, e posta: kinaci@yildiz.edu.tr

Hino ilk defa serbest su yüzeyini modellerken sonlu hacimler yöntemini kullanarak oldukça makul sonuçlar elde etmiştir[3].

Xie ve Vassalos geliştirmiş oldukları potansiyel kodla belirli bir derinlikte Froude sayıları 0.7 ile 1.5 arasında değişen üç boyutlu hidrofoiller etrafındaki akışı çözmüşlerdir. Bu çalışmamızda kapsanan Froude aralığına nazaran kısmen düşük Froude sayılarında derinlik ile kaldırma kuvveti katsayısı ilişkisini gözlemlemişlerdir[4]. Ashim Ali ve arkadaşları VOF metoduyla serbest su yüzeyini modelleyerek, kısmen düşük Froude sayılarında serbest su yüzeyinin kaldırma kuvveti katsayısı üzerindeki etkisini ve serbest su yüzeyindeki deformasyonu incelemişlerdir[1]. Bal, bir hidrofoilin oluşturacağı serbest su yüzeyi deformasyonunun sonlu derinlikten de etkileneceğini düşünerek serbest su yüzeyini kaynaklarla modellemiş ve bu durumda hidrofoil etrafında oluşan basınç dağılımlarını elde etmiştir[5]. Bal'ın bu konuda çeşitli başka makaleleri de mevcuttur. Örneğin kaynak [6]'daki çalışmasında 5° hücum açılı NACA4412 profilini incelemiş ve boyutsuz c_l ve c_d değerlerini elde etmiştir. Uslu ile yaptığı başka bir çalışmasında bu sefer 5° hücum açılı NACA0012 hidrofoilini $Fn=2$ ve $h/c=2$ parametrelerine kadar incelemiştir[7].

Bu çalışmada analizler için 5 derece hücum açısında iki boyutlu NACA 0012 simetrik profili kullanılmıştır. Çalışmanın asıl amacı çeşitli derinlikteki ve hızlardaki hidrofoilin serbest su yüzeyinde oluşturduğu dalga profilinin incelenmesi ve serbest su yüzeyindeki deformasyonun kaldırma kuvveti katsayısına olan etkilerinin bulunmasıdır. Analizler için gemi inşaat sektörünün yoğun olarak kullandığı bir HAD programı olan ANSYS FLUENT kullanılmıştır. Şekil 1'de belli bir derinlikteki hidrofoilin ve oluşturduğu serbest su yüzeyi deformasyonu temsili olarak verilmiştir.



Şekil 1. Batmış hidrofoil üzerindeki akışın geometrisi ($Fn=0.7, h/c=1$)

2-Matematiksel Yaklaşım

Çoğu akış çözümlemesinde genel olarak üç korunum kanunundan bahsedilebilir. Bu korunum kanunlarının genel ifadesi transport denklemi sayesinde verilebilir:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\phi\vec{V}) = \nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi) + S_\phi \quad (1)$$

Burada ϕ , akışkanın bir özelliği olarak verilmektedir. $\phi = 1$ olarak ele alındığında kütle korunumu denklemi elde edilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (2)$$

ϕ , iki boyutlu akışkan hareketini ifade ediyorsa buradan akışkanın momentum denklemi elde edilebilir. $\phi = u$ olarak yazıldığında, x yönündeki hareket denklemi elde edilir:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = \nabla \cdot (\mu \nabla u) - \frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x \quad (3a)$$

$\phi = v$ olarak yazıldığında ise y yönündeki hareket denklemi elde edilecektir:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = \nabla \cdot (\mu \nabla v) - \frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \quad (3b)$$

ϕ sıcaklık terimi olarak yazıldığından enerji denklemini de elde etmek mümkündür. Ancak bu çalışmada akış sıkıştırılamaz kabul edildiğinden dolayı enerji denklemine ihtiyaç duyulmamıştır.

Akış potansiyel olarak kabul edildiğinden 3 numaralı denklem setinde verilen Navier – Stokes denklemleri viskoz terimleri silinerek Euler denklemleri haline getirilir. Bunun yanında zamana bağlı terimler de silindiğinde;

$$x \text{ yönündeki hareket denklemi: } \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x \quad (4a)$$

$$y \text{ yönündeki hareket denklemi: } \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y \quad (4b)$$

olarak yazılabilir.

Sonlu hacimler yöntemi kullanılarak akışkan bölgesi şekil 2’deki gibi ağlara ayrıldığında x yönündeki hareket denklemi aşağıdaki hali alacaktır:

$$a_{i,j} u_{i,j} = \sum a_{nb} u_{nb} - (p_{I-1,j} - p_{I,j}) A_{i,j} + b_{i,j} \quad (5a)$$

Burada;

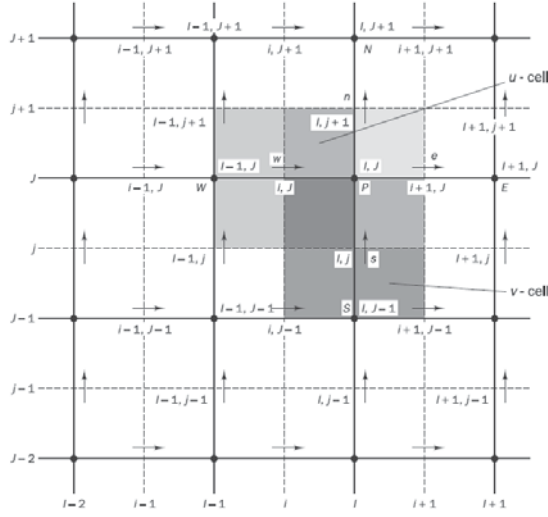
$b_{i,j}$ = momentum kaynak terimi

$A_{i,j}$ = u kontrol hacminin yüzey alanı

olarak verilmektedir. y yönündeki hareket denklemi ise benzer şekilde;

$$a_{i,j} v_{i,j} = \sum a_{nb} v_{nb} - (p_{I,j-1} - p_{I,j}) A_{i,j} + b_{i,j} \quad (5b)$$

olarak yazılabilir. Konu ve yöntem hakkında daha detaylı bir bilgi için [10] no.’lu kaynak incelenebilir.



Şekil 2. Sonlu hacimler yöntemiyle kullanılan ağ örgüsü [10]

3-Sayısal Yöntem

Daha önce de söylendiği gibi çalışmada sonlu hacim yöntemi ile çözüm yapan ticari bir yazılım olan ANSYS FLUENT kullanılmıştır. Akışkan ve hava bölgesi ANSYS FLUENT programının sağladığı yazılımla ağlara bölünmüş ve daha sonra FVM kullanan yazılım ile sayısal çözüme gidilmiştir.

Çözüm için iki ayrı akış bölgesi belirlenerek serbest su yüzeyi en başta bozulmamış bir halde modellenmiştir. Su akışı bölgesi için yaklaşık olarak 100,000 eleman, hava akışı bölgesi içinse yaklaşık 20,000 eleman kullanılmıştır. Ancak farklı derinliklerdeki hidrofoilleri modellerken ağ sayıları farklılık gösterebilmektedir. Bunun sebebi, derinlik arttıkça akışkan bölgesinin büyümesi ve dolayısıyla daha fazla elemanla ifade edilebilmesidir. 15 metre derinlikte eleman sayısı yaklaşık olarak iki katına çıkmıştır. Analizlerde genel olarak ($h/c=15$ durumu hariç) akışkan çalışma bölgesi baş taraftan 15c kış taraftan ise 35c olarak alınmıştır ($h/c=15$ durumunda domain büyüklüğü $100c$ 'dir). Küçük derinlik değerlerinde ($h/c=4$ 'e kadar) akışkan bölgesinin y bileşeni büyüklüğü 5c olarak alınmış, büyük derinliklerde bu değer $30c$ 'ye kadar çıkarılmıştır. Artan derinlikten dolayı akışkan bölgesinin büyütülmesi sonucunda eleman sayısının artması zaruri olmuştur.

Şekil 3'te hidrofoil etrafındaki ağ yapılanması gösterilmiştir. Akış bölgesi uygun bir şekilde parçalara ayrılmış ve dörtgen ağ elemanları kullanılmıştır. Doğru çözümler elde edebilmek için mümkün olduğunca küçük elemanlar kullanılmış ve ağ yapılanması belirli bir sistem çerçevesinde düzenlenmiştir. Elemanların analiz yapabilmek için yeterli durumda olduğu

Viskozitenin, kaldırma kuvveti katsayısını ve serbest su yüzeyi deformasyonunu çok etkilememesi sebebiyle akış potansiyel olarak kabul edilmiştir[8]. Akışın türbülanslı çözülebilmesi çok yüksek ağ sayılarında mümkün olacağından potansiyel akış kabulü ile hem ağ örgüsünü kurarken, hem de çözümlmeyi yaparken zamandan tasarruf edilebilmiştir. Dolayısıyla pratik çözümler almak için potansiyel akış oldukça kullanışlı bir seçenek sunmaktadır. Serbest su yüzeyini modellenmesi ise VOF modeli ile yapılmıştır.

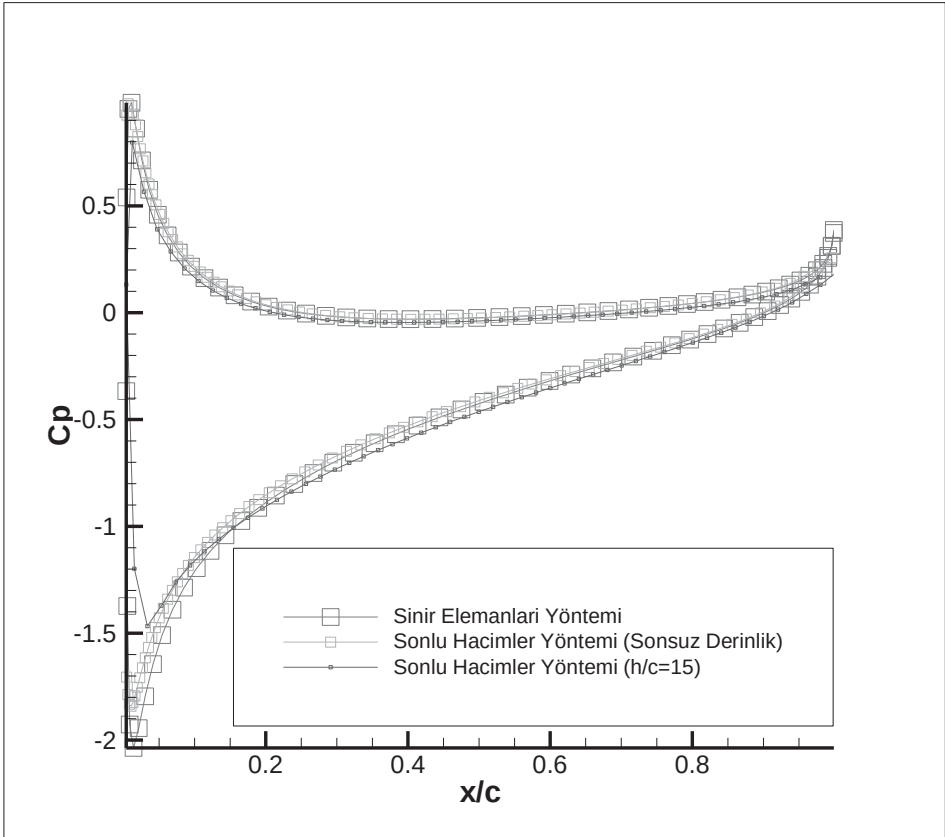
4-Sonuçlar Ve Tartışma

Gemi inşa sanayinde çokça kullanılan bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan Fluent'te toplam 35 adet analiz yapılmıştır. (7 farklı derinlik * 5 farklı froude sayısı) Yapılan analizlere göre hidrofoilin serbest su yüzeyine olan mesafesi kaldırma kuvveti katsayısını kısmen etkilemiştir. Hidrofoilin konumu derinleştikçe serbest su yüzeyin etkisinin azaldığı saptanmıştır. Değişik NACA profillerinin basınç, kaldırma, sürtünme katsayıları Abbott ve Doenhoff'un deneysel çalışmasında bulunabilir[9]. Sonsuz derinlikte ve 5 derece hücum açısında viskoz olmayan bir akışta NACA0012 için 0.596 civarında olan C_L , $Fn=2$ 'de 8 metrede 0.5772 değerine ulaşmıştır. İki değer arasındaki fark %2.33 civarındadır. Dolayısıyla 8 metreden sonra serbest su yüzeyinin C_L üzerindeki etkisi ihmal edilebilir mertebeye ulaşmıştır denebilir. Diğer taraftan değişen hidrofoil derinlikleri belirli bir hızda serbest su yüzeyi deformasyonunu da değiştirmiştir. Beklenildiği gibi derinlik arttıkça dalga genlikleri düşmüştür. 8 metreden sonra ise serbest su yüzeyindeki dalgalanmalar neredeyse ihmal edilebilecek konuma gelmiştir. Şekil 5'te $h/c=2$ ve $Fn=1.5$ durumu için serbest su yüzeyinin görünümü verilmiştir. Froude sayısı yüksek olduğundan serbest su yüzeyi neredeyse çıkışa kadar bozunmuştur.



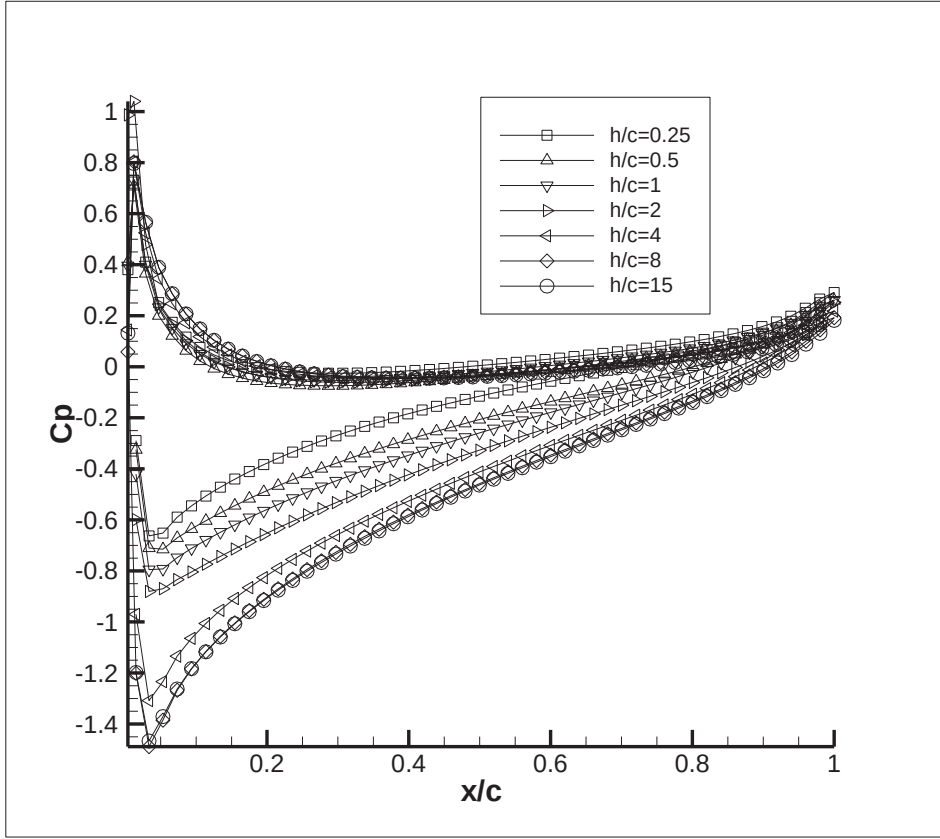
Şekil 5. $h/c=2$ $Fn=1.5$ ' da serbest su yüzeyi deformasyonu

Sonsuz derinlikte 5 derece hücum açısındaki NACA 0012 profilinin, sınır elemanları ve sonlu hacimler yöntemi ile sayısal çözümlerinden elde edilen kort boyunca basınç katsayısı dağılımı şekil 6'da gösterilmiştir. İki yöntem de birbiriyle uyumlu sonuçlar vermiştir. Aynı grafikte h/c değerinin 15 olduğu durumdaki basınç katsayısının kort boyunca değişimi de verilmiştir. Görüldüğü gibi h/c değeri 15'e ulaştığında serbest su yüzeyi etkilerinin ihmal edilebilir mertebeye gelmiştir.



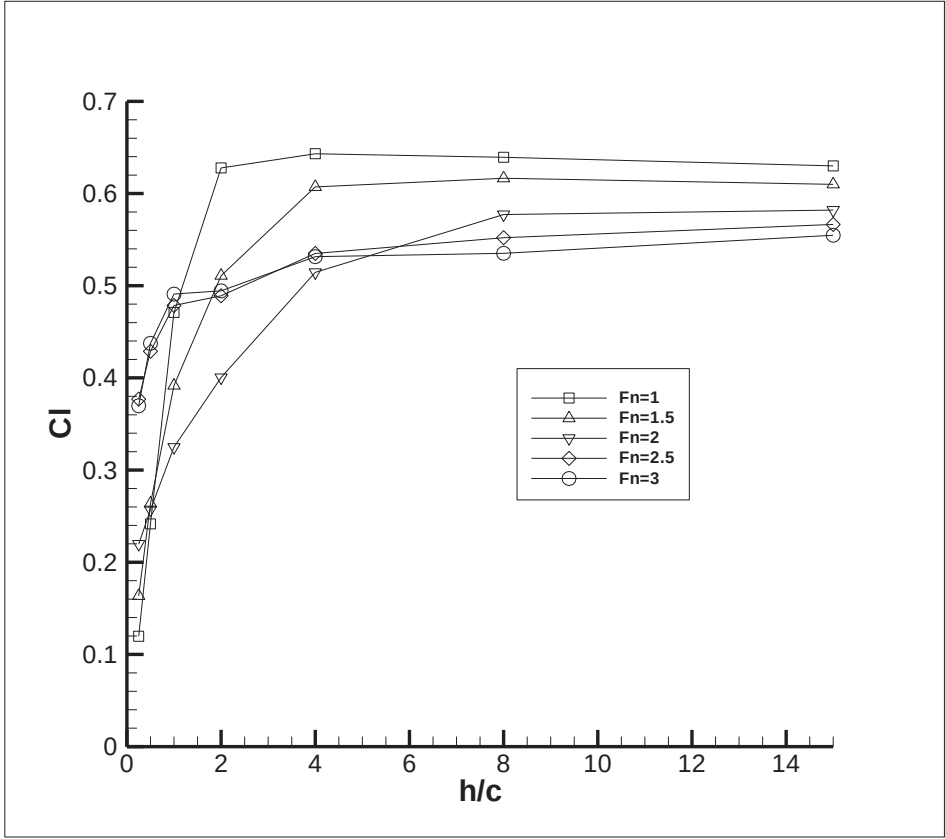
Şekil 6 – Sınır Elemanları ve Sonlu Hacimler Yöntemi Karşılaştırılması ($F_n=2$)

Şekil 7'de $F_n=2$ durumu için farklı hidrofoil derinliklerindeki basınç katsayısı değişimi verilmiştir. Derinlik arttıkça hidrofoilin basınç ve emme taraflarındaki basınç farkı artmaktadır. Basınç farkının artması kaldırma kuvveti katsayısına pozitif bir şekilde yansiyarak bu değeri artmasına yol açar.



Şekil 7. Farklı Hidrofoil Derinliklerindeki Basınç Katsayısı Değişimi ($F_n=2$)

Şekil 8’de ise değişik Froude sayılarında derinliğin kaldırma kuvveti katsayısına etkisi gösterilmiştir. Şekilden anlaşılabileceği gibi bütün Froude sayılarında derinlik sonsuza gittikçe kaldırma kuvveti katsayısı sınır elemanları ve sonlu hacimler yönetiminde hesaplanan 0.596 değerine yakınsamaktadır. Sonuç olarak, belirtilen Froude sayılarında, serbest su yüzeyine yakın olan hidrofoilin oluşturacağı dalganın harcadığı enerji kaldırma kuvvetini düşüreceğinden kanat üzerindeki toplam kaldırma kuvveti katsayısının düşmesi beklenir. Bu düşüş $h/c=15$ değerine kadar devam eder. Daha derinde serbest su yüzeyinde bir bozulma olmadığı için kaldırma kuvveti katsayısı sonsuz derinlikteki değerine yakınsar.



Şekil 8. Değişik Froude Sayılarında Derinliğin Kaldırma Kuvveti Katsayısına Etkisi

Bir sonraki çalışmada viskozitenin kaldırma kuvveti katsayısı ve oluşan dalga profili üzerindeki etkileri üzerinde durulması düşünülmektedir. Analizler 3 boyutlu hidrofoil üzerinde yapılacak ve oluşacak uç girdaplarının da kaldırma kuvveti katsayısına etkileri araştırılacaktır.

Kaynaklar

- [1] Ali A., Karim M., *Numerical Study Of Free Surface Effect On The Flow Around Shallowly Submerged Hydrofoils*, Martec 2010, Dhaka, Bangladesh
- [2] Duncan J. H. *The Breaking And Non-Breaking Wave Resistance Of A Two-Dimensional Hydrofoils*, J.Fluid Mech., Vol 126,1983

- [3] Hino T., *A Finite Volume Method with Unstructured Grid For Free Surface Flow Simulations*, 6th Int.Conf. on Numerical Ship Hydro, Iowa, USA, Aug.1983
- [4] Xie, N., Vassalos, D., *Performance Analysis of 3D Hydrofoil Under Free Surface*, Ocean Engineering, England, 2006
- [5] Bal,Ş., *The Effect of Finite Depth on 2D and 3D Cavitating Hydrofoils*, Journal of Marine Science Technology, Mart 2011
- [6] Bal,Ş., *A Potential Based Panel Method for 2-D Hydrofoils*, Ocean Engineering, 26, 1999, s. 343 – 361
- [7] Uslu, Y., Bal,Ş., *Numerical Prediction of Wave Drag of 2-D and 3-D Bodies under or on a Free Surface*, Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences, 32, 2008, s. 177 – 188
- [8] Larsson L., Eliasson R., *Principles of Yacht Design*, 2nd ed., Adlar Coles Nautical, London, 2000
- [9] Abbott, I. H., Doenhoff, A. H. V., *Theory of Wing Sections*, Dover Publications, New York, 1959
- [10] Versteeg, H. K., Malalasekera, W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method*, 1st ed., 1995

YÜK GEMİLERİ İÇİN BİÇİMSEL GÜVENLİK DEĞERLENDİRMESİ

Hakan TURAN¹, Hakan AKYILDIZ², Şebnem HELVACIOĞLU³

ÖZET

Bu makalede, uluslararası kara sularındaki Türk bayraklı yük gemilerinin ve Türk karasularındaki yük gemilerinin yaşadığı “Karaya oturma” kaza tipini “Biçimsel Güvenlik Değerlendirmesi” (BGD, Formal Safety Assessment - FSA) yöntemiyle incelenecektir. 2001 – 2011 yılları arasında yaşanan kazaların yarısından fazlası yük gemileri tarafından meydana gelmiştir. Bu bakımdan, mevcut risklerin neler olduğunu ve bu risklere karşı neler yapılabileceği, ileride oluşabilecek kazaları önlemek amacıyla ne gibi tedbirlerin alınabileceği “Biçimsel Güvenlik Değerlendirmesi” yöntemiyle irdelenmiştir. Bu makalede, dört ana kaza tipinden biri olan “Karaya Oturma”, yük gemileri için incelenerek BGD yöntemi uygulanıp sonuçları sunulacaktır.

Anahtar Kelimeler: Biçimsel Güvenlik Değerlendirmesi, Yük Gemileri, Karaya Oturma

1. Giriş

Yarım asırlık süreç içerisinde bilimsel ve teknolojik ilerlemeler yük gemilerinin dizayn, konstrüksiyon gibi alanlarda gelişmesini sağlamıştır. Bu gelişmelere paralel olarak, Dünya Denizcilik ticareti de artmış ve daha büyük tonajlarda yük taşınmaya başlamıştır. Yük gemileri

¹ Yüksek Lisans Öğrencisi, hakanturan@itu.edu.tr, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi 34469 Maslak İstanbul

² Doçent Doktor, akayildiz@itu.edu.tr, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi 34469 Maslak İstanbul

³ Yardımcı Doçent Doktor, helvaci@itu.edu.tr, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi 34469 Maslak İstanbul

büyüdükçe operasyon maliyeti artmış, bununla birlikte maalesef gemilerdeki güvenlik de azalmıştır [1].

Geçmiş yıllarda meydana gelen kazalar çok büyük çapta olmasa da, “Kargo yaralanması”, “Personel yaralanması”, “Çatışma”, “Geminin yapısal hatası”, “Kirlilik” gibi çeşitli nedenlerden meydana gelmiştir. “Çatışma” ve “Karaya oturma” yıl gemileri, kaza tipi kategorisinde büyükçe bir yer kaplasa da, “Yangın” sebebiyle de tehlikeli kazalar olmuş ve ciddi derecede can ve mal kaybı yaşanmıştır [2]. Kaza tipleri ele alındığında çeşitli durumlarda pek çok kaza “yük” nedeniyle oluşmaktadır. İstatistikler, oluşan kazaların büyük ölçüde insan hatasından kaynaklandığını göstermiştir. Yük gemilerinin bir diğer karakteristiği de - balastlı durumda seyir süreleri ve limanda kalma sürelerinin seyirde geçirdikleri zamana oranının az olmasıdır [1].

Son 15 yılda, yük gemilerinin emniyetine daha çok odaklanılmıştır. Bunun sebebi de bu period içerisinde çok ciddi kazaların meydana gelmesidir. Bu kazalar sonucunda Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO, International Maritime Organisation) “Biçimsel Güvenlik Değerlendirmesi” (BGD, Formal Safety Assessment - FSA) adlı risk yönetimini, kazaların önüne geçebilmek amacıyla uygulamaya başlamıştır. BGD, ilk kez Birleşik Krallık tarafından önerilmiş olup, ülkenin açık deniz sektöründe uyguladığı risk değerlendirme yöntemi esas alınmıştır [3]. Bunun üzerine IMO, BGD’yi 62. Denizcilik ve Güvenlik Komitesi (MSC, Marine & Safety Committee) oturumunda incelenmiştir. Yöntem daha önce bir gemiye veya bir duruma uygulanmadığı için IMO tarafından bir çalışma grubu kurulmuştur.

1995 yılında MSC, BGD’nin gündemlerinde öncelik tanınacağını kararlaştırmıştır. 1997 yılında MSC’nin 68. oturumu ve Denizcilik Çevre Koruma Komitesinin (MPEC, Marine Environment Protection Committee) 40. oturumunda BGD’nin uygulanması için geçici bir kılavuzun oluşturulmasına karar kılınmıştır [4]. Deneme amaçlı uygulamaların verdiği tecrübe ile BGD kılavuzu MSC’nin 74., MPEC’nin de 47. oturumunda güncellenmiş olup, yeni kılavuzlara “IMO kural oluşturma sürecinde kullanım için Biçimsel Güvenlik Değerlendirme kılavuzu” adı verilmiştir [5]. 2007 yılında MSC’nin 83. oturumunda revize edilen bu kılavuzlar birleştirildi ve günümüzde de halen güncellenmektedir [6].

Bu çalışmada, Türk karasularındaki gemilerin ve uluslararası denizlerde seyreden Türk bayraklı gemilerin uğradığı dört temel kaza tipinden biri olan “Karaya Oturma” kaza tipine BGD yöntemi uygulanarak temel çıkarımlar yapılmıştır. Bu çıkarımlar detaylı bir şekilde sonuçlar kısmında işlenmiştir.

2. Biçimsel güvenlik değerlendirme yöntemi

Biçimsel Güvenlik Değerlendirme Yöntemi, IMO tarafından şu şekilde açıklanmıştır: BGD, insan hayatını, çevreyi, sağlığı ve denizcilikteki emniyeti sağlamak amacıyla risk analizi ve

fayda / maliyet değerlendirmelerini de içinde bulundurarak geliştirilen sistematik bir yöntemdir [6].

BGD' nin denizcilik sektöründe uygulanmasının amacı, gemi dizaynı, denetim, operasyon ve navigasyon vb. gibi uygulamalarda güvenliğin artırılması yönünde genel bir değerlendirme yapmaktır. BGD, mevcut ölçümlerin ve düzenlemelerin geliştirilmesinde araç olarak kullanılarak veya hali hazırda gemi dizaynına, mühendislik tekniklerine, gemi operasyon ve kontrolüne, güvenlik yönetimi standart ve düzenlemelerine yenilerinin eklenmesinde katkı sağlayarak denizcilik sektöründe güvenliğin ele alınması açısından önemli bir konum elde etmiştir [7].

2.1 Biçimsel güvenlik değerlendirmesinde tehlikelerin tanımlanması

BGD'nin ilk adımı "Tehlikenin Tanımlanması"dır. Bu adımın amacı kazaların nedenlerinin risk seviyelerine göre listelenerek kaza kategorilerinin önceliklerinin belirlenmesine yardımcı olmaktır [6].

2.2 Biçimsel güvenlik değerlendirmesinde risk değerlendirmesi

BGD' nin ikinci adımı olan risk değerlendirmesi aşamasında, kazalara ya da arızalara ilişkin risk teşkil eden veriler "Risk Dağılım Ağacı" oluşturularak değerlendirilir. Aynı zamanda uzman görüşü de bu dağılım ağacının oluşturulmasına katkı sağlamaktadır. Bu sayede yüksek risk içeren kısımlar ve risk seviyesini etkileyen faktörler üzerine odaklanılır. Değişik türdeki riskler göz önüne alınmaktadır.

2.3 Biçimsel güvenlik değerlendirmesinde risk kontrol etme seçenekleri

BGD' de üçüncü adım olan risk kontrol etme seçenekleri aşamasında, risk kontrolleri ile ilgili uygun ölçümler yapılarak tespit edilen risklerin kontrol altına alınması ve en aza indirilmesi ile ilgili yöntemler geliştirilir ve bu süreç üç aşamadan oluşur:

- (i) risk dağılım ağacında belirlenen, en fazla olumsuz etkiye neden olan, en sık tekrarlanan ve en düşük güvenilirlikte olan ve kontrol altına alınması en acil risklere odaklanılması,
- (ii) hali hazırda ölçümlerinin yeterli olmadığı durumlarda, yeni ölçümlerinin ve etkin kontrol mekanizmalarının geliştirilmesi. (Bu mekanizmalar, neden olan etmenler >> hata >> koşullar >> kaza / arıza >> etkiler mantık dizisine göre geliştirilmelidir,
- (iii) risk kontrol seçeneklerinin geliştirilmesi.

Bu üç adım sayesinde; "Riskleri en aza indirmek için daha başka neler yapılabilir?" sorusuna yanıt(lar) aranır. Üçüncü adımın uygulanarak yeni risk kontrol seçeneklerinin geliştirilmesi ile, 2. adımda yapılan değerlendirmenin etkinliği ve geçerliliği değerlendirilmiş olur ve 4. adımda uygulanacak olan maliyet-fayda analizine geçilebilir [8].

2.4 Biçimsel güvenlik değerlendirmesinde maliyet – fayda değerlendirmesi

Süreç üzerinde temel etkiye sahip bir riskin en düşük düzeye indirilmesine ya da tamamen ortadan kaldırılmasına ilişkin çalışmalar yapılırken, bu çalışmaların işletmeye olan maliyetleri ve bunların riskin neden olacağı maddi kayıplar ile karşılaştırılması önemlidir. Yapılan işlemler, eğer riskin doğuracağı maddi zararlardan daha maliyetli ise, bu durumda, daha az maliyetli başka risk değerlendirme seçeneklerinin uygulanması gündeme gelecektir. Bu nedenle, her bir risk kontrol etme seçeneğinin işletmeye getireceği maliyet açısından değerlendirilmesi gerekmektedir [9].

2.5 Biçimsel güvenlik değerlendirmesinde karar alma önerileri

BGD’de beşinci adım olan “Karar Alma Önerileri”, takip eden dört adımın sonucunda denetlenebilir ve takip edilebilir tarzda önerilerin sunulması esas alınmıştır. Bu öneriler, meydana gelebilecek bütün tehlikelerin kademeleriyle altında yatan sebeplerin karşılaştırılması, daha sonra risk kontrol seçenekleriyle alınacak önlemlerin fayda / maliyet değerlendirmesi ve en az riske sahip ve en rahat şekilde uygulanabilir olmasıyla oluşturulmaktadır [9].

3. Yük gemilerinin yaşadığı kazaların istatistikleri

3.1 Genel istatistikler

Çalışmanın bu bölümünde, 2001-2011 yılları arasında uluslararası sularda kaza geçirmiş olan Türk bayraklı yük gemileri ile Türk karasularında meydana gelen ve yük gemilerinin dahil olduğu kazaların istatistiklerine yer verilmiştir. Kaza istatistikleri, BGD’nin etkin bir şekilde kullanılabilmesi için Denizcilik Müsteşarlığı verilerine dayanarak oluşturulmuştur.

Tablo 3.1’de görüldüğü üzere Yük gemileri başlığı altında kuru yük, tanker, dökme yük, konteyner, karışık yük, general kargo, RO RO, kimyasal tanker, OBO, LPG ve LNG gemileri yer almaktadır. 2001-2011 yılları arasında yaşanan kazalarda yük gemilerinin %62’lik bir oranla çok büyük bir yer kapladığı açıkça görülmektedir (Tablo 3.2).

Yük gemilerinin ve diğer gemi tiplerinin, meydana gelen kazaların sebeplerinin sağlıklı bir şekilde yorumlanabilmesi ve mevcut tehlikelerin tanımlanabilmesi için kaza tiplerine ayrılarak analizi yapılmıştır. Tablo 3.3’te görüldüğü üzere en çok “Çatışma / Temas” kategorisinde yük gemileri kaza yapmıştır, bunu “Alabora / Karaya oturma / Yan yatma” kategorisi takip etmektedir. Ayrıca tek tek incelendiğinde karaya oturma kategorisi 189 kaza ile en sık görülen ikinci kaza tipidir.

Tablo 3.1. Yük gemilerinin yıllara göre kaza istatistikleri

Gemi Tipi	Tarih											Toplam
	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	
Kuru Yük	68	35	58	58	50	55	48	120	115	109	75	791
Tanker	7	13	12	13	17	6	9	21	9	16	9	132
Dökme Yük	-	1	-	4	10	9	17	12	10	14	6	83
Konteyner	1	2	1	2	5	11	5	3	3	7	3	43
Karışık Yük Gemisi	2	3	2	9	10	7	7	-	-	-	1	41
General Kargo	-	-	-	-	-	-	6	10	4	14	4	38
RO RO	-	-	3	4	3	3	4	10	2	4	4	37
Kimyasal Tanker	4	-	-	2	1	3	2	5	4	6	5	32
OBO	1	-	-	-	-	-	-	-	1	-	-	2
LPG	-	-	-	-	-	-	-	1	1	-	-	2
LNG	-	-	-	-	-	-	-	1	-	-	-	1
Toplam	83	54	76	92	96	94	98	183	149	170	107	1202

Tablo 3.2. Gemi tiplerinin kaza istatistiklerine göre oranları

Gemi Tipi	Kaza	Yüzde
Yük	1202	62%
Yat	223	11%
Balıkçı	174	9%
Yolcu	170	9%
Küçük tekne ve Bot	80	6%
Hizmet	53	2%
Diğer	33	1%
Toplam	1935	100%

Tablo 3.3. Gemi tiplerine göre kazaların sınıflandırılması ve istatistikleri

Gemi Tipi	1	2	3	4	5	6	7	8
	Çatışma / Temas	Alabora / Karaya Oturma / Yan Yatma	Diğer / Deniz Haydut Saldırısı / Denize Adam Düşme / Deniz Olayı	Gemi veya Ekipman Hasarı / Makina Arızası	Yangın	Yardım Talebi / Tıbbi Tahliye / Kayıp	Çatma / Teknede Hasar	Sürüklenme
Yük	466	317	115	46	77	113	55	13
Yat	16	79	27	16	39	10	9	27
Balıkçı	36	68	34	1	5	11	4	15
Yolcu	51	38	32	4	22	9	12	2
Küçük Tekne ve Bot	19	33	8	2	2	2	0	14
Hizmet	15	14	8	2	5	4	3	2
Diğer	5	10	8	1	7	1	0	1

4. Biçimsel güvenlik değerlendirmesinin yük gemilerine uygulanması

4.1 Tehlikenin tanımlanması

Yük gemilerinin kazalarına sebep olabilecek potansiyel tehlikeler aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. Bu tanımlanmalar yapılırken kaza tipleri ve kaza nedenlerindeki istatistiki veriler göz önünde bulundurulmuştur [1].

- Alabora
- Çatışma
- Çatma
- Karaya Oturma
- Makine Arızası
- Sürüklenme
- Temas
- Tıbbi Tahliye
- Yan Yatma
- Yangın ve Patlamalar
- Diğer

Kaza verileri, oluşturulan alt başlıklarda kategorize edildikten sonra her bir alt başlık için uzmanlar tarafından değerlendirilerek atanan risk seviyesi numaralarına göre sınıflandırılmıştır. Risk Sıralama Numarası (Risk Ranking Number-RRN) adı verilen bu metod sayesinde Risk matrisi oluşturulmaktadır (Tablo 4.1). Tablo 4.1'e göre; S1=Önemsiz, S2=Önemli, S3=Ciddi, S4=Çok Ciddi, S5=Felaket; F1= Nadir, F2=Seyrek, F3=Arada Sırada, F4=Sıklıkla, F5=Çok Sık olarak tanımlanmıştır. Tablo 4.2'de de risk matrisi oluşturma sistemi verilmiştir.

Tablo 4.1. Risk seviyesi numaralandırılmasıyla “Karaya Oturma” kaza tipinin incelenmesi

Karaya Oturma						
Kaza Nedeni	Demirli	Yakın	Uzak	Limana	Limandan	Bakım
İnsan / Personel Hatası	F1S2=2	F2S5=6	F1S2=2	F1S1=1	F1S1=1	F1S1=1
Makine / Dümen	F1S2=2	F2S5=6	F1S3=3	F1S1=1	F1S1=1	F1S1=1
Hatalı Seyir	F1S1=1	F2S5=6	F1S1=1	F1S2=2	F1S1=1	F1S1=1
Manevra Hatası	F1S1=1	F2S3=4	F1S1=1	F1S1=1	F1S1=1	F1S1=1
Hava Muhalefeti	F1S5=5	F2S5=6	F2S4=5	F1S1=1	F1S1=1	F1S1=1
Diğer	F2S3=4	F2S5=6	F2S4=5	F1S2=2	F1S2=2	F1S1=1

Tablo 4.2. Risk matrisi oluşturma sistemi

Frekans (F) / Sonuç (S)	F1	F2	F3	F4	F5
S1	1	2	3	4	5
S2	2	3	4	5	6
S3	3	4	5	6	7
S4	4	5	6	7	8
S5	5	6	7	8	9

Kaza kayıtları kullanılarak, kaza verilerinin sağlıklı incelenebilmesi açısından alt başlıklar oluşturulmuştur. Yük gemileri için “Karaya Oturma” kaza tipi alt başlıkları aşağıda belirtilmiştir [1]:

- İnsan / Personel Hatası
- Makine / Dümen Arızası
- Hatalı Seyir
- Manevra Hatası
- Hava Muhalefeti
- Diğer

4.2 Risk değerlendirmesi

Bu bölümde yük gemileri için karaya oturma ile ilgili yapılan risk matrisi çalışmasında, RRN 4’ten büyük olanlar dikkate alınacaktır. RRN 4’ten küçük olan kazalar küçük sınıfına girdiğinden, genel risk seviyesine etkisi çok küçük olmaktadır. Karaya oturma kaza tipi için 4’ten büyük RRN değerleri özellikle “Yakın Seyir” de fazladır. Tablo 4.1’e göre toplamda 10 adet 4’ten büyük RRN’ye sahip kaza durumu vardır.

4.3 Risk kontrol seçenekleri

Tablo 4.1’e göre, oluşturulan risk matrisinde karaya oturma kaza tipi için kaza yeri bakımından en tehlikeli yer Yakın Seyir sınıfı olduğu açıkça görülmektedir. Kaza nedeni ne olursa olsun, yakın seyirde yapılan kazalar bir hayli fazladır.

Karaya oturma kaza tipi için Kaza Nedeni – Olay – Kaza – Kaza Sonucu olay örgüsü kurulmuş olup Tablo 4.3’te gösterilmiştir [1].

Kaza Nedeni oluştuktan sonra / Olayın yaşanmaması için öncesinde yapılması gerekenler:

- Personel Hatasının engellenmesi için eğitim verilmesi,
- Makine ve ekipmanların kontrol edilmesi,
- Yangın ekipmanlarının kontrol edilmesi

Tablo 4.3. Karaya oturma kaza tipi için olay örgüsü

Karaya Oturma			
Kaza Nedeni	Olay	Kaza	Sonuç
İnsan / Personel Hatası	Personel Yetersizliği / Dikkatsizliği	Karaya Oturma	Su alma
Makine / Dümen Arızası	Makinelerin Kontrol Edilmemesi		Gemi Kaybı
Hatalı Seyir	Navigasyon ekipmanlarının yetersizliği		Personel Kaybı
Manevra Hatası			Çevre Kirliliği
Hava Muhalefeti	Kontrol kaybı		Maddi Hasar
Diğer			Diğer

Olay'dan sonra Kaza'nın oluşmaması için öncesinde yapılması gerekenler:

- İletişimin yeter derecede sağlanması,
- Makinelerin ve ekipmanların gözlenmesi,
- Navigasyon cihazlarının kontrolü

Kaza olduktan sonra, sonuçların minimum düzeyde kaybın olması için yapılması gerekenler:

- Yangın söndürme eğitiminin alınması,
- İletişim becerilerinin geliştirilmesi,
- Diğer gemi / araçlara kaza olduğuna dair bilgi verilmesi,
- Yangın ekipmanlarının tehlikeli bölgelerde bulunması

4.4 Fayda / maliyet değerlendirmesi

BGD yönteminin kullanılması durumunda oluşacak maaliyetler ve elde edilen kanımların değerlendirilmesi yöntemin verimliliğini göstermesi açısından önemlidir. Tablo 4.4'de karaya oturma durumu için fayda / maliyet değerlendirmesi görülmektedir. Genel sonucun en yüksek olduğu değerler, daha sonra oluşabilecek kazaların önlenmesi için "öncelikle" yapılması

gerekenler olduğunu göstermektedir. Tablo 4.4 'te vurgulanmak istenen olgu, "Fayda Değeri" yüksek olan ve aynı zamanda "Maliyet Değeri" düşük olan önlemler genel skoru en yüksek olanlar olduğundan, öncelikle dikkat edilmesi gereken hususlar olduğudur. Örnek vermek gerekirse personelin hata yapmaması için eğitimden geçmesi, fayda açısından büyük bir artıya sahip olup, maliyeti son derece düşük bir öneridir. Bundan dolayı genel sonuç diğerlerine nazaran daha yüksektir. Fayda değerinin puanlama sistemi, 5=Çok faydalı, 1=Çok az faydalı; Maliyet değerinin puanlama sistemi de, 5=Çok Yüksek Maliyet, 1=En Düşük Maliyet skalasında değerlendirilmiştir. Yukarıda da belirtildiği üzere fayda değeri 5, maliyet değeri 1 olan "Alınacak Önlem" en verimli önlem olmaktadır.

Tablo 4.4. Karaya oturma için fayda / maliyet değerlendirmesi

	Alınacak Önlemler	Fayda Değeri	Maliyet Değeri	Genel Sonuç
Personel	Eğitim Verilmesi	4	2	2
	İletişim Becerisi	4	4	1
	Yangın söndürme Eğitimi	2	2	1
	İletişim Yeterliliği Eğitimi	3	3	1
Ekipman	Navigasyon	5	4	1,3
	Yangın Söndürme	2	2	1
	Sevk Sistemi	5	4	1,3
Prosedür	Yangın Söndürme Bilgisi	2	2	1
	Ekipmanları kontrol Etme	4	2	2
	Makineleri Gözleme	4	2	2
	Yanıcı Yerleri Temiz Tutma	3	2	1,5
	Makine Yangınını Söndürebilme	3	2	1,5
	Diğer Araçları / Gemileri Uyarma	2	1	2

4.5 Karar verme

Yük gemilerinin çok güçlü güvenlik önlemleri bulunmasına rağmen yine de özellikle personel ile alakalı bazı yaptırımların uygulanması gerekmektedir. Örnek olarak, yangın bilgisi eğitimi, doğru iletişim kurma bilgisi eğitimi gibi personeli olası kazaları önleyici veya kaza olmuşsa en az maddi hasarla ve can kaybıyla sonuçlanacak şekilde davranabilmesi amaçlanmaktadır.

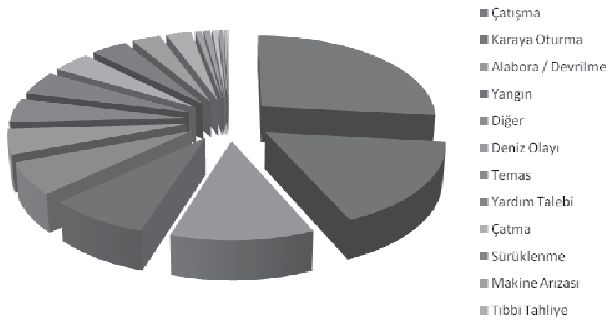
Personel hatalarını;

- Karar vermedeki hatalar, (hız, akıntı, dalga gibi faktörleri yanlış yorumlamak)
- İletişim eksikliği,
- Mürettebatın dikkatsizliği
- Olunması gereken pozisyonda olunmaması,
- Navigasyon cihazlarını hatalı kullanmak,

alt başlıklarında toplayabiliriz. Acil durum sürecinde, personel gerekli davranışları göstermezse, sonuçları doğru orantılı olarak “önemsiz” olarak nitelendirilebilecek kazadan, “felaket” derecesine kadar artabilir. Bu bakımdan personelin, kazalardaki rolü çok büyük önem taşımaktadır. Karaya oturma ile ilgili bir diğer husus da, navigasyon ekipmanlarının kullanılamaması veya güncellenmemiş navigasyon cihazlarının kullanılmasından kaynaklı kazaların oluşması yorumu yapılabilir. Manevra hataları ve hatalı seyir başlığı altında, özellikle yakın seyirde çok fazla kazanın olduğu görülmektedir. Temel olarak bu iki kaza nedeni yine insan kaynaklı olarak değerlendirilebilir. Durumu olsa da, manevra hatalarında ve hatalı seyirlerde, yeterli ekipmanın kullanılmamasından kaynaklı kazalar da görülebilmektedir. Personel eğitimi haricinde, gerekli güncellemelerin yapılması gerekmektedir.

5. Sonuçlar ve öneriler

Bu çalışmada risk azaltma yöntemlerinden biri olan Biçimsel Güvenlik Değerlendirme yönteminin, gemi kazalarına uygulanması anlatılmıştır. Yöntem hakkında kısaca bilgi verildikten sonra, kazaların analizi, yöntemin uygulanması, uygulama sonucunda fayda / maliyet değerlendirmesi yapılarak, yöntemin gemi sektöründe verimli bir şekilde kullanılabileceği gösterilmiştir.



Şekil 5.1. Kaza dağılımı

Bu çalışma kapsamında, kazalar incelenerek kaza tiplerinin olma yüzdesi ile ilgili grafik Şekil 5.1’de verilmiştir. Karaya oturma kazası en çok rastlanan ikinci kaza tipidir ve örnek uygulama olarak seçilmiştir.

Fayda / maliyet değerlendirmesine göre, karaya oturma kaza tipi için alınması gereken önlemlerin başında personelin eğitime önem verilmesi gelmektedir. Yangın ve doğru iletişim eğitimleri verilmezse kaza anında müdahalede gecikmeler yaşanabilir ve bu felaket ile sonuçlanabilir. Yangına doğru müdahale edilmesi, kaza olduğunu diğer gemilerle ve sahil güvenlikle iletişim kurarak bilgilendirmesi, olası kazaların önlenmesi amacıyla da; makinelerin ve ekipmanların sık sık kontrol edilmesi, gerekli bakımlarının yapılması, tehlikeli yerlerin temiz tutulmasına, yanıcı maddelerin olmamasına önem gösterilmesi gibi temel önlemlerin mutlaka alınması gerekmektedir. Aksi takdirde kaza sıklığı artmakta olup, can ve mal kaybı da doğru orantılı olarak artmaktadır.

Değerlendirmeye göre ikinci en önemli madde ise navigasyon cihazlarındaki yetersizlik veya güncellenmemesinden kaynaklanan problemlerden dolayı oluşan kazalardır. Yakın seyirde yapılan manevra hataları ve hatalı seyirler, karaya oturma kaza tipindeki en sık nedenlerden birini oluşturmakla birlikte, çözüm olarak, maliyeti yüksek olsa dahi navigasyon sistemlerini yenilemek, ve personele yeni navigasyon sistemlerini tanıtmak, ileride oluşabilecek kazaları büyük ölçüde azaltacağı önerilmektedir.

Sonuç olarak, bu çalışmada genel istatistiklerden yola çıkarak kazalar detaylandırılmış olup, özellikle karaya oturma için ne gibi önemlerin alınabileceği, Biçimsel Güvenlik Değerlendirmesiyle tespit edilip sunulmuştur. Yöntem sayesinde kazaların detaylarına inilerek sınıflandırma yapılmış ve kendi kategorilerinde ne gibi önlemlerin alınabileceği anlatılmıştır.

Kaynaklar:

- [1] Akyıldız, H., Menteş A., Helvacıoğlu İ., Formal Safety Assessment of Cargo Ships at Coasts and Open Seas of Turkey, 2012.
- [2] Henley EJ, Kumamoto H. Probabilistic Risk Assessment. New York: IEEE; 1992.
- [3] Marine Safety Agency (MSA). Formal safety assessment. Submitted by the United Kingdom to IMO Maritime Safety Committee. IMO/MSC 66/14 London, 1993.
- [4] IMO. Interim Guidelines for the Application of Formal Safety Assessment to the IMO Rulemaking Process. IMO/MSC circular 829 London; 1997.
- [5] IMO. Guidelines on the application of formal safety assessment (FSA) the IMO rule-making process. MSC/Circ. 1023/MEPC/Circ.392, 2002.
- [6] IMO. Formal safety assessment (FSA). MSC 83, 2007.
- [7] Fang, QG, Yang, ZL, Hu, SP, Wang, J. Formal safety assessment and application of the navigation simulators for preventing human error in ship operations. Journal of Marine Science and Application 2005, 4(3): 5-12.

- [8] Dasgupta J., 2003, Quality Management of Formal Safety Assessment (FSA) Process, SNAME World Maritime Technology Conference, San Francisco.
- [9] Acar B., Risk Değerlendirmesi Temelli Yönetim Anlayışının Denizcilikte Uygulanması ve Türk Deniz Ticaret Filosunun Risk Değerlendirmesi Yöntemi ile Analizi, pp.28-30, 2006.

SERBEST SU YÜZEYİNDE YAN ÖTELEME HAREKETİNE ZORLANAN DİKDÖRTGEN KESİTLİ DALGAKIRANLAR İÇİN TEORİK BİR ANALİZ

Hayriye PEHLİVAN¹

ÖZET

Yüzer dalgakıranların dinamik davranışlarının analitik olarak çözülmesi hidrodinamik tasarımın temelini oluşturur. Bu çalışmada; sonlu derinlikli sularda serbest su yüzeyinde yan öteleme hareketine zorlanmış dikdörtgen bir kesite ait hidrodinamik katsayılar elde edilmiştir. Akışkan; dikdörtgen kesitin altındaki iç bölge (I) ile dıştaki bölgeler (II) ve (III) olmak üzere üçe ayrılmıştır. Değişkenlerin Ayrımı ve Eşleme Yöntemi kullanılarak iç çözüm $x=a'$ 'da Fourier serilerine, dış çözüm ise potansiyel Eigen fonksiyonlarına açılarak bulunmuştur. Her bölgede elde edilen potansiyeller ortak sınır boyunca basınç ve hız sürekliliği sağlanacak şekilde eşleştirilmiş ve hareketin dinamik dengesi kullanılarak ek su kütlesi ve sönüm katsayısına ait analitik çözüm elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Değişkenlerine Ayrırma, Eşleme Yöntemi, Yan öteleme, Hidrodinamik katsayılar, Dikdörtgen kesitli dalgakıranlar

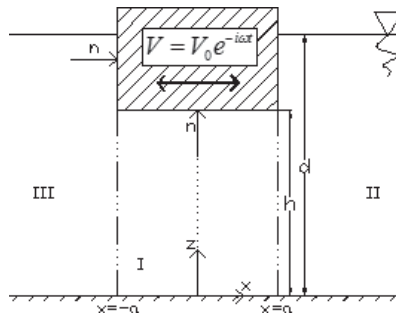
1. Giriş

Günümüzde, yapılması planlanan her proje ekolojik açıdan da değerlendirilmektedir. Bu bağlamda, yüzer dalgakıranlar alışılagelmiş tipte olan dalgakıranlara kıyasla, su sirkülasyonuna müsaade etmeleri, kirliliğe sebep olmamaları dolayısıyla tercih sebebidirler. Ekolojik açıdan olumlu özelliklerinin yanı sıra yüzer dalgakıranlar; ekonomik, zemin probleminden bağımsız, erozyondan etkilenmeyen ve taşınmaları kolay yapılardır [1].

1.İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 285 64 96, e-posta: pehlivanha@itu.edu.tr

İlk yüzer dalgakıran 1811 yılında Birleşik Krallık donanma gemilerine barınak olması amacıyla inşa edilmiştir. Bu gelişmeden yaklaşık 130 yıl sonra da II. Dünya Savaşı'nda kullanılan yüzer dalgakıranların oluşturduğu kazanımlar, konu üzerine yapılan teorik çalışmalara ivme kazandırmıştır [1]. Hidrodinamik tasarıma kaynak olan ilk çalışma, derin suda kısmi batmış düşey cisimlerin zorlanmış hareketlerinde hidrodinamik katsayılarının bulunmasıdır [2]. 1959 yılında ise Ursell ve diğerleri birlikte yürüttükleri teorik çalışmada yarı batık, dairesel silindire etkiyen kuvveti, silindire ait yansıma ve geçiş katsayılarını bulup, sonuçların deneyle %15 hata payı sınırı içinde olduğunu göstermişlerdir [3].

2. Matematiksel Model



Cisim $\vec{V} = V_0 e^{-i\omega t} \vec{i}$ şeklinde V_0 genliği ile harmonik, yanal hareket yapmaktadır. Bu durumda hareketi belirleyen diferansiyel denklem (2.1) Laplace denklemi ve $\Phi(x, z; t)$ hız potansiyelinin sağlayacağı sınır koşulları serbest su yüzeyinde (2.2), su tabanında (2.3), ve cisim için $z = h$ 'da (2.4), $x = a$ ve $x = -a$ 'da (2.5) ile verilmiştir.

$$\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Phi}{\partial z^2} = 0 \quad (2.1)$$

$$\Phi_{tt} + g\Phi_z = 0 \quad (z = d) \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = 0 \quad (z = 0) \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial z} = 0 \quad (-a < x < a \text{ ve } z = h) \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial x} = V_0 e^{-i\omega t} \quad (x = a \text{ ve } x = -a \quad h \leq z \leq d) \quad (2.5)$$

$\Phi(x, z; t)$ potansiyeli (2.6)'da görüldüğü gibi $V_0 d$ ile boyutsuzlaştırılıp zamandan bağımsız olarak yazılabilir.

$$\Phi(x, z; t) = \text{Re} \{ V_0 d \phi(x, z) e^{-i\omega t} \} \quad (2.6)$$

$\phi(x, z)$ zamandan bağımsız potansiyel kısım olup, Laplace diferansiyel denklemi değişkenlerine ayırma yöntemiyle çözümlenerek bulunmuştur. Belirli sınırlarla ayrılmış akışkan bölgelerine ait potansiyeller de eşleme tekniği ile ilişkilendirilip $\phi(x, z)$ 'nin genel çözümleri elde edilmiştir.

Birinci bölge için $\phi_1(x, z)$ geçerli olduğu aralıkta $0 \leq x \leq a$, $0 \leq z \leq h$ Fourier serisine açılarak (2.7) denklemi elde edilmiştir.

$$\phi_1(x, z) = \frac{A_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{\cosh \frac{n\pi x}{h}}{\cosh \frac{n\pi a}{h}} \cos \frac{n\pi z}{h} + \frac{B_0}{2} \frac{x}{a} + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \frac{\sinh \frac{n\pi x}{h}}{\sinh \frac{n\pi a}{h}} \cos \frac{n\pi z}{h} \quad (2.7)$$

Bu açılımın katsayıları (2.8) şeklindedir.

$$\begin{aligned} A_n + B_n &= \frac{2}{h} \int_0^h \varphi_I(a, z) \cos \frac{n\pi z}{h} dz \\ A_n - B_n &= \frac{2}{h} \int_0^h \varphi_I(-a, z) \cos \frac{n\pi z}{h} dz \end{aligned} \quad (2.8)$$

İkinci bölge için, φ_{II} 'nin geçerli olduğu aralık $a \leq x$, $0 \leq z \leq d$ şeklinde tanımlıdır. Bu dış bölge için daha önce belirtilen serbest su yüzeyi şartı ile birlikte cismin yanal hareketi nedeniyle yayılan dalgalar da sonsuzda karakterize edilmelidir. Böyle bir çözüm probleme ait $\phi_{II}(x, z)$ Eigen fonksiyonları serisine açılarak (2.9) ile verilir.

$$\varphi_{II}(x, z) = C_0 \frac{e^{ik_0 x}}{e^{ik_0 a}} Z_0(z) + \sum_{m=1}^{\infty} C_m \frac{e^{-k_m x}}{e^{-k_m a}} Z_m(z) \quad (2.9)$$

Bu denklemde k_0 serbest su yüzeyi şartını sağlayacak (2.10) denklemin gerçek kökü k_m 'ler (2.11) ise karmaşık köklerdir.

$$k_0 \tanh(k_0 d) = \frac{\omega^2}{g} \quad (2.10)$$

$$k_m \tanh(k_m d) = -\frac{\omega^2}{g} \quad (2.11)$$

(2.9)'daki Z fonksiyonları (2.13) denklemi ile gösterildiği gibi, ortonormal fonksiyonlar olup (2.12) şartını sağlamaktadır. Çözümün normalleştirme faktörleri ise (2.14) denkleminde yer almaktadır.

$$\frac{1}{h} \int_0^h Z_\nu(z) Z_\mu(z) dz = \delta_{\nu\mu} \quad (2.12)$$

$$\begin{aligned} Z_0 &= N_0^{-1/2} \cosh(k_0 z) \quad (m=0) \\ Z_m &= N_m^{-1/2} \cos(k_m z) \quad (m \geq 1) \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$N_0 = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{\sinh(2k_0 d)}{2k_0 d} \right\} \quad N_m = \frac{1}{2} \left\{ 1 + \frac{\sin(2k_m d)}{2k_m d} \right\} \quad (2.14)$$

Üçüncü bölgedeki çözüm cismin harmonik hareketi sebebiyle sola doğru ilerleyen dalgaları içermelidir. İstenen koşulları sağlayacak $\phi_{III}(x, z)$ potansiyeli (2.15) denklemi ile verilmiştir.

$$\phi_{III}(x, z) = D_0 \frac{e^{-ik_0 x}}{e^{ik_0 a}} Z_0(z) + \sum_{m=1}^{\infty} D_m \frac{e^{k_m x}}{e^{-k_m a}} Z_m(z) \quad (2.15)$$

İlk eşleme koşulu (2.16) kullanılarak birinci denklem sistemi oluşturulmuştur. Bunun için (2.8) katsayılar denkleminde $\phi_I(a, z)$ yerine $\phi_{II}(a, z)$ konularak elde edilen denklem (2.17) ile verilmiştir.

$$\phi_I(x, z) = \phi_{II}(x, z) \quad x = a, \quad 0 \leq z \leq h \quad (2.16)$$

$$A_n + B_n = \frac{2}{h} \int_0^h C_0 Z_0(z) \cos \frac{n\pi z}{h} dz + \frac{2}{h} \int_0^h \sum_{m=1}^{\infty} C_m Z_m(z) \cos \frac{n\pi z}{h} dz \quad (2.17)$$

Elde edilen (2.17) denkleminin katsayıları kullanılarak katsayılar matrisinin ilk elemanı olan (2.18) oluşturulmuştur.

$$A_n + B_n - \sum_{m=0}^{\infty} C_m L_{mn} = 0 \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.18)$$

Yine aynı şekilde (2.19) eşleme koşulu ile (2.8) katsayılar denkleminde $\phi_I(-a, z)$ yerine $\phi_{III}(-a, z)$ konularak (2.20) eşitliği elde edilmiştir.

$$\phi_I(x, z) = \phi_{III}(x, z) \quad x = -a, \quad 0 \leq z \leq h \quad (2.19)$$

$$A_n - B_n = \frac{2}{h} \int_0^h D_0 Z_0(z) \cos \frac{n\pi z}{h} dz + \frac{2}{h} \int_0^h \sum_{m=1}^{\infty} D_m Z_m(z) \cos \frac{n\pi z}{h} dz \quad (2.20)$$

(2.20) denkleminin katsayıları kullanılarak ikinci denklem sistemi (2.21) bulunmuştur.

$$A_n - B_n - \sum_{m=0}^{\infty} D_m L_{mn} = 0 \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.21)$$

Hızların sürekliliğini sağlayacak olan sınır koşulu (2.22) kullanılarak bölgede geçerli $\phi_{II}(x, z)$ hız potansiyelinin $0 \leq z \leq h$ ve $h \leq z \leq d$ aralıklarına bölünmesiyle ve

$h \leq z \leq d$ aralığı için (2.5) sınır koşulu yerine konularak alınacak integrali üçüncü denklem sistemi olan $m = 0$ için (2.23) ve $m \geq 1$ için (2.24)'ü oluşturacaktır.

$$\frac{\partial \varphi_I(x, z)}{\partial x} = \frac{\partial \varphi_{II}(x, z)}{\partial x} \quad (x = a, 0 \leq z \leq d) \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{n\pi}{2} \tanh \frac{n\pi a}{h} L_{0n} + B_0 \frac{h}{4a} L_{00} + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \frac{n\pi}{2} \coth \frac{n\pi a}{h} L_{0n} - C_0 i k_0 d = \\ & - \frac{N_0^{-1/2}}{k_0 d} [\sinh k_0 d - \sinh k_0 h] \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{n\pi}{2} \tanh \frac{n\pi a}{h} L_{mn} + B_0 \frac{h}{4a} L_{m0} + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \frac{n\pi}{2} \coth \frac{n\pi a}{h} L_{mn} + \sum_{m=1}^{\infty} C_m k_m d = \\ & - \frac{N_m^{-1/2}}{k_m d} [\sin k_m d - \sin k_m h] \end{aligned} \quad (2.24)$$

Yine aynı yöntem kullanılarak (2.25) eşleme koşulu sağlanırsa dördüncü denklem sistemi $m = 0$ için (2.26) ve $m \geq 1$ için (2.27) olarak elde edilmektedir.

$$\frac{\partial \varphi_I(x, z)}{\partial x} = \frac{\partial \varphi_{III}(x, z)}{\partial x} \quad (x = -a, 0 \leq z \leq d) \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} & - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{n\pi}{2} \tanh \frac{n\pi a}{h} L_{0n} + B_0 \frac{h}{4a} L_{00} + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \frac{n\pi}{2} \coth \frac{n\pi a}{h} L_{0n} + D_0 i k_0 d = \\ & = - \frac{N_0^{-1/2}}{k_0 d} [\sinh k_0 d - \sinh k_0 h] \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\begin{aligned}
& -\sum_{n=1}^{\infty} A_n \frac{n\pi}{2} \tanh \frac{n\pi a}{h} L_{mn} + B_0 \frac{h}{4a} L_{m0} + \sum_{n=1}^{\infty} B_n \frac{n\pi}{2} \coth \frac{n\pi a}{h} L_{mn} - \sum_{m=1}^{\infty} D_m k_m d \\
& = -\frac{N_m^{-1/2}}{k_m d} [\sin k_m d - \sin k_m h]
\end{aligned} \tag{2.27}$$

Burada L_{0n} ve L_{mn} alınan integrasyonların sonucu olup (2.28) ve (2.29)'da gösterildiği gibidir.

$$L_{0n} = \frac{2N_0^{-1/2}(-1)^n k_0 h \sinh(k_0 h)}{(n\pi)^2 + (k_0 h)^2} \quad (m = 0 \text{ ve } n = 0, 1, 2, \dots) \tag{2.28}$$

$$L_{mn} = \frac{2N_m^{-1/2}(-1)^n k_m h \sin(k_m h)}{(k_m h)^2 - (n\pi)^2} \quad (m \geq 1 \text{ ve } n = 0, 1, 2, \dots) \tag{2.29}$$

Bu şekilde elde edilmiş olan lineer denklemler 4x4 lük bir denklem sistemi oluşturur. Genelleştirmenin yapılabilmesi için denklemlerin çözümünde boyutsuz değerler kullanılmıştır.

Katsayılar matrisi oluşturularak her bir bölgeye ait hız potansiyelinin karmaşık bilinmeyenleri bulunup hareketin boyutsuz, zamandan bağımsız toplam $\phi(x, z)$ potansiyeli elde edilmiştir.

3. Hidrodinamik Katsayıların Bulunması

Katsayıların belirlenmesiyle bulunmuş olan hız potansiyeli, akışkanın her noktasında dinamik basıncın bulunmasını sağlar. Cismin üzerine etkiyen basıncın cisim cidarı boyunca integrali alınırsa hidrodinamik kuvvet (3.1) bulunmuş olur.

$$\bar{F} = -\rho \frac{\partial}{\partial t} \int_C \Phi(a, z; t) \bar{n} ds \tag{3.1}$$

Cisim yan öteleme hareketi yaptığından hidrodinamik kuvvet vektörü x eksenine doğrultusunda olacaktır. Bu nedenle (3.2) denklemiyle ifade edilen basınç terimi cismin ($x = a$ ve $x = -a$) cidarlarında integrallenmiştir.

$$p = -\rho \frac{\partial \Phi(x, z; t)}{\partial t} \tag{3.2}$$

Daha açık bir ifadeyle yazılan kuvvet dengesi (3.3) denkleminde, (3.1), (3.2) ve yan öteleme hareketine ait harmonik hız ifadesi yerine konulduğunda (3.4) denklemi elde edilmektedir.

$$a_H \dot{V} + b_V V + \int_h^d P dx = 0 \quad (3.3)$$

$$a_H \dot{V} + b_H V + F_H = 0 \quad (3.4)$$

(3.4) denkleminin $\varphi_{II}(x, z)$ ve $\varphi_{III}(x, z)$ için çözülmesiyle (3.5) ve (3.6) denklemlerine ulaşılmıştır. Her iki denklemin de reel kısımlarının toplamı ek-su kütlelerine karmaşık kısımlarının toplamı da sönüm kuvveti katsayısına eşit olacaktır. Boyutsuzlaştırma ise ek-su kütlesi için ρa^2 , sönüm kuvveti için $\rho \omega a^2$ ile yapılacaktır.

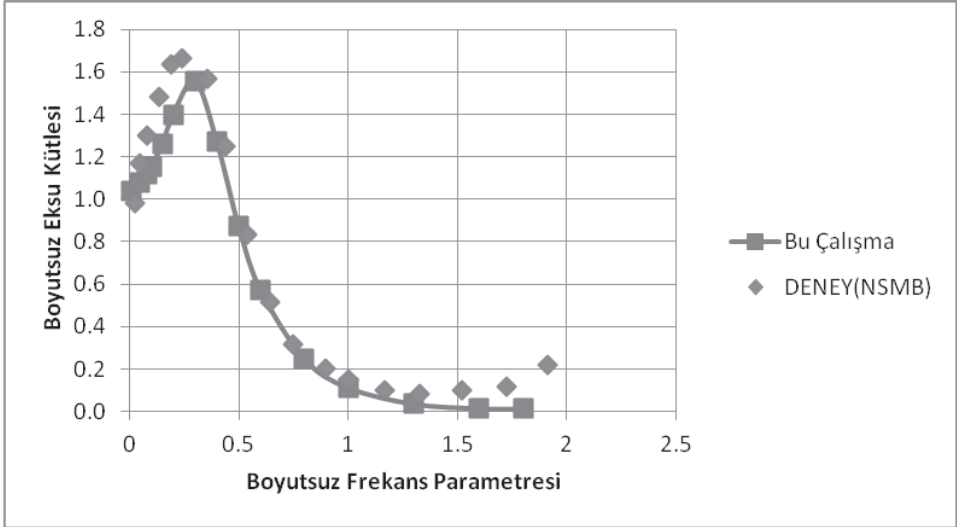
$$a_H + \frac{b_H}{\omega} i = \rho d \left[C_0 \frac{N_0^{-1/2}}{k_0} (\sinh k_0 d - \sinh k_0 h) + \sum_{m=1}^{\infty} C_m \frac{N_m^{-1/2}}{k_m} (\sin k_m d - \sin k_m h) \right] \quad (3.5)$$

$$a_H + \frac{b_H}{\omega} i = \rho d \left[D_0 \frac{N_0^{-1/2}}{k_0} (\sinh k_0 d - \sinh k_0 h) + \sum_{m=1}^{\infty} D_m \frac{N_m^{-1/2}}{k_m} (\sin k_m d - \sin k_m h) \right] \quad (3.6)$$

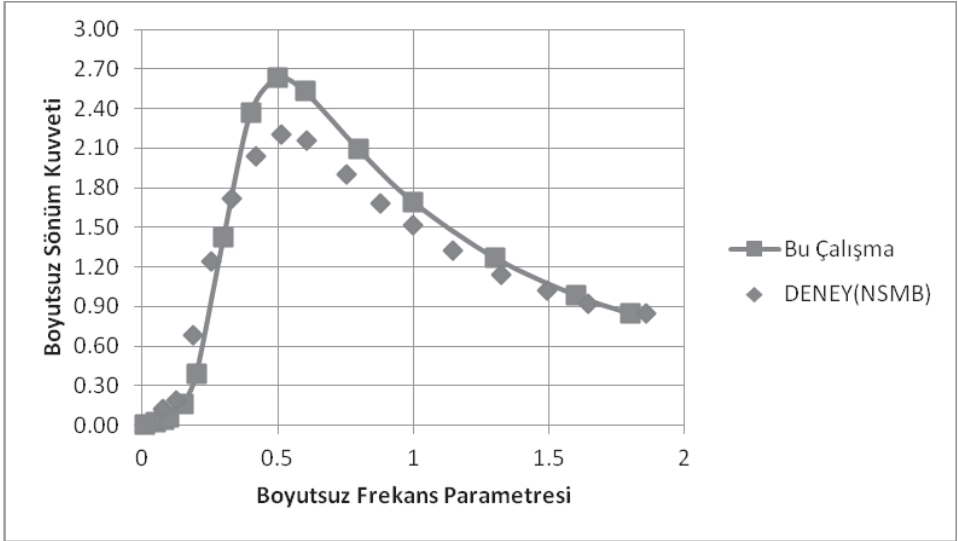
4. Sonuç

Sunulan 4x4'lük lineer denklem sisteminin (2.18), (2.21), (2.24), (2.25), (2.26), (2.27) karmaşık katsayıları olan A_n, B_n, C_n, D_n için belirli bir n=N sayısı seçilerek katsayılar matrisi oluşturulmuştur. Matris 8x8'lik matris bloklarından oluşan forma dönüştürülerek Gauss Eliminasyon yöntemi ile katsayıları ait sayısal çözüm elde edilebilir. Bu aşamadan sonra her bölgeye ait hız potansiyeli sayısal olarak elde edildiğinden harekete ait ek-su kütlesi (3.5) ve sönüm kuvveti katsayısı (3.6) değerlerini bulmak mümkündür.

Sunulan analitik çözüme ait algoritma geliştirilerek FORTRAN programı ile n=10 için 4x10 elemanlı lineer denklem sistemi çözülmüş, boyutsuz ek-su kütlesi ve sönüm kuvveti katsayısı değeri hesaplanmıştır. Ek-su kütlesi ve sönüm kuvveti katsayıları için elde edilen değerler a/d=0.1 ve h/d=0.9 seçilip 0.1-1.8 boyutsuz frekans parametresi aralığı içinde grafiği oluşturularak, sırasıyla Şekil 2 ve Şekil 3'te sunulmuştur. Çözümün yakınsaklığının gerçekleşmesi için de aynı grafiğe NSMB deney tankında Vugts tarafından yapılan deney sonuçları da [7] eklenmiştir.



Şekil 2. Analitik yöntem ve deney verisinin Ek-su Kütlesi için karşılaştırmalı grafiği



Şekil 3. Analitik yöntem ve deney verisinin Sönüm Kuvveti için karşılaştırmalı grafiği

Sonuç olarak; bu çalışmada izlenen analitik yöntem kullanılarak dikdörtgen kesitli bir dalgakırının yan öteleme hareketi sonucu oluşan hidrodinamik katsayılar

belirlenebilecektir. İki boyutlu problemin çözümünden elde edilen hidrodinamik büyüklükler, dikdörtgen prizma kesitli yüzen cisimlerin hidrodinamik davranışı ve bunların yapı tasarımında gerekli, gövdeye gelen kuvvet ve momentlerin bulunmasında kullanılabilir.

Teşekkür

Hazırlamış olduğum çalışmada yönlendirmesinden faydalandığım pek değerli hocam Prof. Dr. Ömer Gören' e bilgi ve yardımları yanı sıra göstermiş olduğu hoşgörü ve anlayışı için sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Kaynaklar

- [1] Yüksel, Y., “Dalgakıran Tasarımı”, Beta Yayınevi, İstanbul, 2011.
- [2] Ursell, F., “On the heaving motion of a circular cylinder on the surface of a fluid”, J. Mech. Appl. Math., Vol. II, part 2, 1949.
- [3] Ursell, F., Dean, R. G., Yu, Y. S., “Forced small-amplitude water waves: a comparison of theory and experiment”, J. Fluid Mech., 7, 33-52, 1959.
- [4] Kim, C. H., “Hydrodynamics Forces and Moments for Heaving, Swaying and Rolling Cylinders on Water of Finite Depth”, J. Of Ship Research, pp. 302-321, 1969.
- [5] Sabuncu, T., “On the Heaving Motion of Rectangular Profiles in Water of Finite Depth”, IMAEM Congress, İstanbul, 1978.
- [6] Sabuncu, T., Gören, Ö., “An Application of Matching Tecnique to the Heave Motion of Rectangular Cylinders” Gemi Enstitüsü Bülteni, No. 26, 1981.
- [7] Vugts, J. T., “The Hydrodynamic Coefficients for Swaying, Heaving and Rolling Cylinders in a Free Surface”, Laboratorium voor Scheepsbouwkunde, Technische Hogeschool Delft, Report No 194, 1968.

MOTOR YAT MALİYET ANALİZİNE ETKİ EDEN PARAMETRELER

Seda Ateş Gümüş¹ ve Barış Barlas²

ÖZET

Bu çalışmada kompozit motor yat imalatı üzerine fiyat araştırması yapılarak, sırasıyla 13, 16, 19, 22 ve 24 metre uzunluğunda 5 farklı kompozit motor yatın imalat maliyetleri açısından ekonomik modellemesi gerçekleştirilmiştir. Kullanılan veriler 2012 yılı işçilik fiyatları ve malzeme fiyatlarıdır. Malzeme verilerini toplamak için çeşitli marka ürünlerin ortalama fiyatları alınmış, işçilik verilerine yat imalatı sektöründe çalışan alt yüklenicilerden edinilen veriler sonucunda ulaşılmıştır. Elde edilen veriler çoklu regresyon analizi ile modellenip tahmini kompozit motor yat maliyet modelleri oluşturulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Motor yat, Çoklu regresyon, Maliyet analizi

1. Giriş

Literatürde gemi ve yat maliyetleri ile ilgili referanslar azdır. Şentürk, hedef programlaması yöntemini bir gemi yatırım problemi üzerine uygulamıştır [1]. Özyiğit, 4450 DWT'luk tankerin maliyet analizini incelemiş, Atsüren, 50 metre çelik motor yat maliyetlerini çıkartmış ve kullanılan malzemeleri listelemiştir [2,3]. Erdöngel, tanker ön dizayn ve ekonomik analizini incelemiş, malzeme listesi ve maliyet analizini gerçekleştirmiştir [4]. Ateş Gümüş motor yat maliyet analizine etki eden parametreleri kullanarak, maliyet analizi modelleri oluşturmuştur [5].

Gemi ve yat sanayinde üç aşamalı maliyet analizinden bahsedebiliriz. Optimum dizayna ulaşmak için izlenen dizayn spirali sürecinde maliyet analizleri her aşamada tekrar gözden geçirilmektedir. Konsept dizayn aşamasında basit parametrik maliyet analizi yapılır. Ön

¹ İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı Mühendisliği Bölümü , e-posta:sedaates@gmail.com

² İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , e-posta: barlas@itu.edu.tr

dizayn aşamasında, boyutlar, hız, sevk sistemi, ısıtma ve soğutma sistemleri, malzeme, yapı vs. belli olduğundan, gelişmiş parametrik maliyet analiz, kontrat dizayn aşamasında ise, ayrıntılı birim maliyet analizi yapılır. Parametrik maliyet analiz, daha önceden inşa edilmiş, maliyet değerleri bilinen benzer bir veya daha çok tekneden yola çıkarak, boyutlar orantılanarak ekstrapolasyon yoluyla, veya basit bir ekonomik model kurularak maliyet değerleri elde edilir.

Bu çalışmada kompozit motor yat imalatı üzerine fiyat araştırması yapılarak, sırasıyla 13, 16, 19, 22 ve 24 metre uzunluğunda 5 farklı kompozit motor yatın imalat maliyetleri incelenmiştir. En küçük kareler yöntemi kullanılarak, kompozit tekne maliyeti, işçilik maliyeti, makine ve sistemleri maliyeti ve toplam maliyet modelleri oluşturulmuştur. Kullanılan veriler Euro cinsinden 2012 yılı işçilik ve malzeme fiyatlarıdır.

2. Maliyet Kalemleri

Teknelerin teknik özelliklerini ayrı ayrı ele alıp her bir teknede kullanılan malzemeler fiyatlandırılmıştır. Ayrıca işçilik maliyetleri de proje imalat planı göz önüne alınarak değerlendirilmiş, her bir imalat kalemi için ayrı ayrı hesaplanmıştır. Bu veriler ışığında maliyet hesaplamaları için üç adet parametre seçilerek göre denklemler oluşturulmuştur. Kullanılan tekne boyları; belirli uzunluklarda seçilmiştir. Derin V tipi tekneler olmak üzere maksimum hızları seçilen makina güçlerine göre 32 deniz mili ile 24 deniz mili arasında değişmektedir. 13 metre 32 knot maksimum hıza sahip kompozit motor yatın imalat süresi 10 haftadır. Projenin bitiş süresi işçilik maliyetleri açısından belirleyici unsurdur. 13 metre motor yat projesinde ihtiyaç duyulan adam sayısı, adam-saat ücretleri ve çalışma süresi bilgileri Ateş Gümüş'de verilmiştir [5]. Verilerden yararlanarak üretim aşamalarındaki işçilik toplam maliyetleri Tablo1'de görülmektedir.

Tablo 1. 13 m motor yat işçilik maliyet listesi

İşçilik kalemleri	Toplam Süre (gün)	İşçilik Maliyet (€ adam- saat)	Adam Sayısı	Çalışma Süresi (saat)	Toplam Maliyet
Kompozit gövde	33	€ 10.00	4	8	€ 10,560
Boru donatım	17	€ 6.00	4	8	€ 3,264
İzolasyon	4	€ 5.00	2	8	€ 320
Boya işleri	34	€ 8.00	8	8	€ 17,408
Elektrik işleri	10	€ 6.00	4	8	€ 1,920
Mobilya	60	€ 6.00	4	8	€ 11,520
Güverte-teçhizat imalat montaj	56	€ 5.00	4	8	€ 8,960

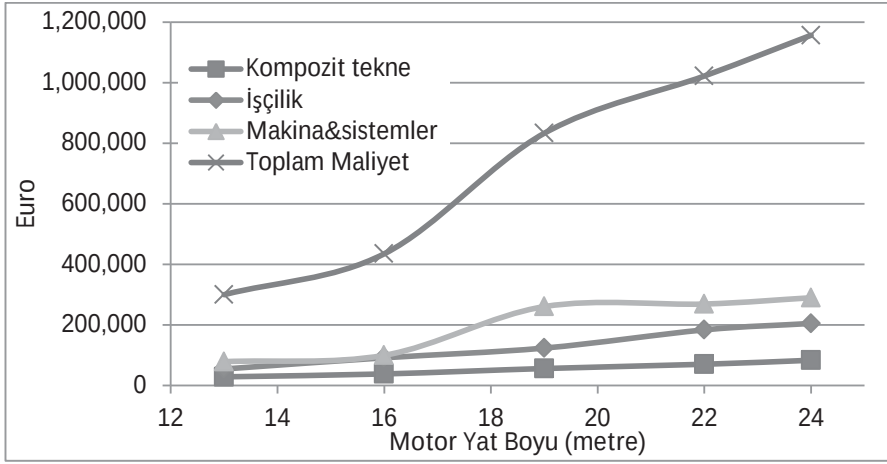
Projenin gerçekleşmesi için gerekli adam-saat hesabı “Toplam süre x ortalama adam sayısı x çalışma saati” denkleminden yararlanılarak 7872 adam saat bulunmuş, toplam işçilik maliyeti 54,000 € olarak hesaplanmıştır. Tablo 2’de 13 metre motor yat maliyet kalemleri verilmiştir [5]. Diğer teknelere ait maliyet kalemleri Tablo 3’te görülmektedir.

Tablo 2. 13 metre motor yat maliyet kalemleri

Maliyet Kalemleri	Fiyat
Kompozit tekne	€ 28,100
İşçilik	€ 54,000
Makina&sistemler	€ 78,200
Boru&izolasyon	€ 8,500
Navigasyon	€ 15,000
Güverte Üstü	€ 21,700
Elektrik sistemleri	€ 25,000
Boya	€ 6,000
İç dekorasyon	€ 22,000
Can kurtarma	€ 3,000
CE-Klas-Proje	€ 38,000
Toplam Maliyet	€ 299,500

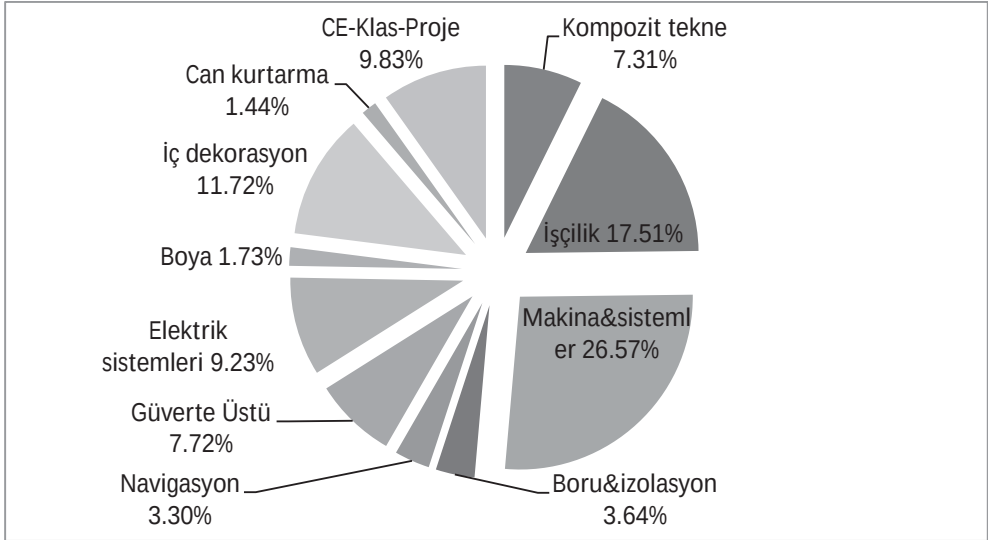
Tablo 3. 16, 19, 22 ve 24 metre motor yat maliyet kalemleri

Maliyet Kalemleri	Fiyat			
	16 m	19 m	22 m	24 m
Kompozit Tekne	€ 37,620	€ 55,520	€ 69,600	€ 82,816
İşçilik	€ 90,944	€ 123,072	€ 183,200	€ 204,432
Makina&Sistemler	€ 99,100	€ 260,070	€ 268,510	€ 289,310
Boru&izolasyon	€ 10,400	€ 30,600	€ 38,800	€ 48,000
Navigasyon	€ 15,796	€ 27,478	€ 32,008	€ 33,408
Güv.Üstü ve Bal.	€ 28,780	€ 56,740	€ 83,935	€ 98,105
Elektrik Sis.	€ 44,000	€ 64,678	€ 96,633	€ 115,452
Boya	€ 9,900	€ 12,600	€ 17,200	€ 19,000
İç dekorasyon	€ 47,000	€ 110,000	€ 120,000	€ 140,000
Can Kurtarma	€ 5,000	€ 14,000	€ 16,000	€ 16,000
CE-Klas-Proje	€ 46,000	€ 78,000	€ 96,000	€ 110,000
Toplam Maliyet	€ 434,540	€ 832,758	€ 1,021,886	€ 1,156,523



Şekil 1. Seçilen motor yat boylarına göre maliyetler.

Şekil 1’de seçilen motor yatların maliyet grafiği verilmiştir. Seçilen 5 adet motor yat için kompozit tekne gövdesinin maliyetinin, toplam maliyet içerisindeki yüzdesi, %6.7-%9.4 arasında; işçilik maliyetlerinin, toplam maliyet içerisindeki yüzdesi, %14.8-%20.9 arasında; makina ve sistemleri maliyetlerinin, toplam maliyet içerisindeki yüzdesi, %22.8-%31.2 arasında değişmektedir. Şekil 2’de bu çalışmada kullanılan yatların maliyet kalemlerinin toplam maliyet içerisindeki ortalama yüzdeleri görülmektedir.



Şekil 2. Motor yat ortalama maliyet oranları.

3. Maliyet Modeli

Regresyon analizi, aralarında ilişki olan iki veya daha fazla değişken arasındaki matematiksel bağıntıyı elde etmek ve o konuyla ilgili tahmin yapabilmek amacıyla kullanılan istatistiksel bir analizdir. Bağımlı değişken ile bağımsız değişkenler arasında kurulan matematiksel model yardımıyla, bağımsız değişkenlerin belirli değerleri için bağımlı değişkenin alacağı değeri tahmin etme yöntemidir [6]. Burada bir bağımlı değişken Y ile bir bağımsız değişken X arasındaki bağıntıyı inceleyen yöntem basit regresyon, bir bağımlı değişken Y ile iki ya da daha fazla bağımsız değişken X_i arasındaki bağıntıları modeller aracılığı ile inceleyen yöntem ise çoklu regresyon adı verilmektedir [7]. Basit regresyonda analizinde bir olayı etkileyen sadece bir faktöre yer verilir. Oysa ekonomik olaylar çok sayıda faktöre bağlıdır. Bu nedenle basit regresyon yetersiz kalmaktadır. Maliyet analizlerinde, maliyeti etkileyen birden fazla faktör olmasından dolayı sebep-sonuç ilişkisinin araştırılması çoklu regresyon analiziyle mümkündür. Kompozit tekne maliyeti, işçilik maliyeti, makine ve sistemleri maliyeti ve toplam maliyet modelleri çoklu regresyonla oluşturulmuştur.

3.1 Kompozit gövde maliyet modeli

Kompozit tekne maliyetinin tekne boyu, tekne deplasmanı ve tekne blok katsayısına bağlı olduğunu kabul edilip aşağıdaki yaklaşım denklemi oluşturulmuştur.

$$P_{KompozitTekne} = a_0 + a_1L + a_2\Delta + a_3C_B \quad (1)$$

Denklemden a_i katsayıları, n maliyet değerleri bilinen tekne sayısını, L tekne tam boyunu, Δ deplasmanı ve C_B ise tekne blok katsayısını ifade etmektedir. a_i katsayıları

$$E = \sum_0^{n=4} [P_{KompozitTekne} - a_0 - a_1L - a_2\Delta - a_3C_B]^2 \quad (2)$$

olarak tanımlanan bağıntıyı en küçük yapan değerlerdir. Verilen E ifadesini en küçük yapacak a_i katsayıları, E 'nin katsayılarına göre kısmi türevleri alınıp sıfıra eşitlenmesi suretiyle bulunacaktır.

$$\frac{\partial E}{\partial a_0} = -2 \sum_0^4 [P_{KompozitTekne} - a_0 - a_1L - a_2\Delta - a_3C_B] = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_1} = -2 \sum_0^4 [P_{KompozitTekne} - a_0 - a_1L - a_2\Delta - a_3C_B] L = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_2} = -2 \sum_0^4 [P_{KompozitTekne} - a_0 - a_1L - a_2\Delta - a_3C_B] \Delta = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_3} = -2 \sum_0^4 [P_{KompozitTekne} - a_0 - a_1 L - a_2 \Delta - a_3 C_B] C_B = 0 \quad (6)$$

Denklemleri çözmek için kompozit gövdeye ait maliyet değerleri Tablo 1a ve 1b’de verilmiştir. Denklemlerin katsayıları olan ΣL_i , $\Sigma \Delta_i$, ΣC_{B_i} , vs değerleri tablodan okunabilir. Denklemlerin yazarsak:

$$\sum_0^4 P_{KompozitTekne_i} = 5a_0 + \sum_0^4 L_i a_1 + \sum_0^4 \Delta_i a_2 + \sum_0^4 C_{B_i} a_3$$

$$5a_0 + 94.26a_1 + 248.54a_2 + 1.68a_3 = 273624$$

$$\sum_0^4 P_{KompozitTekne_i} L = \sum_0^4 L_i a_0 + \sum_0^4 L_i^2 a_1 + \sum_0^4 \Delta_i L_i a_2 + \sum_0^4 C_{B_i} L_i a_3$$

$$94.26a_0 + 1850a_1 + 5132a_2 + 31.39a_3 = 5532735$$

$$\sum_0^4 P_{KompozitTekne_i} \Delta = \sum_0^4 \Delta_i a_0 + \sum_0^4 \Delta_i L_i a_1 + \sum_0^4 \Delta_i^2 a_2 + \sum_0^4 C_{B_i} \Delta_i a_3$$

$$248.54a_0 + 5132a_1 + 15242a_2 + 81.72a_3 = 15817278$$

$$\sum_0^4 P_{KompozitTekne_i} C_{B_i} = \sum_0^4 C_{B_i} a_0 + \sum_0^4 C_{B_i} L_i a_1 + \sum_0^4 \Delta_i C_{B_i} a_2 + \sum_0^4 C_{B_i}^2 a_3$$

$$1.68a_0 + 31.39a_1 + 81.72a_2 + 0.57a_3 = 89838$$

Tablo 1a: Kompozit gövde maliyet denklemi çözüm tablosu.

n	L	Δ	Cb	$P_{KompozitTekne}$ (Kompozit Tekne Maliyet)	a_1^2	a_2^2
a_0	a_1	a_2	a_3			
	12.91	12.75	0.33	28,068	166.668	162.5899
	16.85	44.32	0.395	37,620	283.922	1963.9650
	18.7	39.43	0.352	55,520	349.69	1554.6645
	22.3	74.78	0.31	69,600	497.29	5591.5565
	23.5	77.26	0.297	82,816	552.25	5969.5812
5	94.26	248.54	1.68	273,624	1,850	15,242

Tablo 1b: Kompozit gövde maliyet denklemi çözüm tablosu.

a_3^2	$a_1^* a_2$	$a_1^* a_3$	$a_2^* a_3$	a_1^* $P_{KompozitTekne}$	a_2^* $P_{KompozitTekne}$	a_3^* $P_{KompozitTekne}$
0.10 9	164.62	4.2603	4.207 9	362,357.88	357,897.25	9,262.44
0.15 6	746.74	6.6557 5	17.50 5	633,897.00	1,667,192.21	14,859.90
0.12 4	737.33	6.5824	13.87 9	1,038,224.00	2,189,111.09	19,543.04
0.09 6	1667.5 2	6.913	23.18 1	1,552,080.00	5,204,459.10	21,576.00
0.08 8	1815.6 8	6.9795	22.94 7	1,946,176.00	6,398,617.99	24,596.35
0.57	5,132	31.39	81.72	5,532,735	15,817,278	89,838

Elde edilen denklemlerdeki a_i katsayıları çözümlerse bulunan değerler şöyledir:

$$a_0 = -24680$$

$$a_1 = 4555.4$$

$$a_2 = 30.4$$

$$a_3 = -19998$$

Şu halde kompozit tekne maliyetinin tekne boyu, deplasmanı ve blok katsayısına bağlı yaklaşım modeli şu şekilde elde edilmiştir:

$$P_{KompozitTekne} = -24680 + 4555.4L + 30.4\Delta - 19998C_B \quad (7)$$

Denklem 7'de elde ettiğimiz bağıntıyı 13 ile 24 metre arası gerçek kompozit tekne maliyetleri ile karşılaştırdığımızda çıkan en büyük hata % 3 civarında olmaktadır.

3.2 İşçilik maliyet modeli

İşçilik maliyetinin tekne boyu, teknenin toplam yüzey alanı ve adam-saat'e bağlı olduğunu kabul edilip aşağıdaki yaklaşım denklemini oluşturabiliriz.

$$P_{İşçilik} = b_0 + b_1L + b_2S + b_3AdamSaat \quad (8)$$

burada S, m^2 cinsinden teknenin toplam yüzey alanıdır.

Yukarıda anlatılan yöntemle, oluşturulan 4 adet denklemden b_i katsayıları çözülürse elde edilen değerler şöyledir:

$$b_0 = -242853$$

$$b_1 = 25672$$

$$b_2 = -1591$$

$$b_3 = 47$$

Denklemlerin katsayıları olan $\Sigma L_i, \Sigma S_i, \Sigma AdamSaat_i$, vs değerleri Ateş Gümüş'te verilmiştir [5]. Şu halde işçilik maliyetinin tekne boyu, teknenin toplam yüzey alanı ve adam-saat'e bağlı yaklaşım modeli şu şekildedir:

$$P_{İşçilik} = -242853 + 25672L - 1591S + 47AdamSaat \quad (9)$$

Denklem 9'de elde ettiğimiz bağıntıyı 13 ile 24 metre arası işçilik maliyetleri ile karşılaştırdığımızda çıkan en büyük hata % 4 civarındadır.

3.3 Makine ve sistemleri maliyet modeli

Makine ve sistemleri maliyetinin tekne boyu, deplasmanı ve motor gücüne bağlı olduğunu kabul edilip aşağıdaki yaklaşım denklemini oluşturabiliriz.

$$P_{MakSis} = c_0 + c_1L + c_2\Delta + c_3BHP \quad (10)$$

Yukarıda anlatılan yöntemle, oluşturulan 4 adet denklemden c_i katsayıları çözülürse elde edilen değerler şöyledir:

$$c_0 = -317242$$

$$c_1 = 38381$$

$$c_2 = -1627.7$$

$$c_3 = -147$$

Denklemlerin katsayıları Ateş Gümüş'te verilmiştir [5]. Şu halde makine ve sistemleri maliyetinin tekne boyu, deplasmanı ve motor gücüne bağlı yaklaşım modeli;

$$P_{MakSis} = -317242 + 38381L - 1627\Delta - 147BHP \quad (11)$$

şeklinde elde edilmiştir. Denklem 11’de elde ettiğimiz bağıntıyı 13 ile 24 metre arası makine ve sistemleri maliyetleri ile karşılaştırdığımızda çıkan en büyük hata % 10 civarındadır.

3.4 Toplam maliyet modeli

Toplam tekne maliyetinin tekne boyu, adam-saat ve motor gücüne bağlı olduğunu kabul edilip aşağıdaki yaklaşım denklemini oluşturabiliriz.

$$P_T = e_0 + e_1L + e_2AdamSaat + e_3BHP \quad (12)$$

Yukarıda anlatılan yöntemle, oluşturulan 4 adet denklemden e_i parametreleri hesaplanırsa,

$$e_0 = -769512$$

$$e_1 = 125376$$

$$e_2 = -2091$$

$$e_3 = -62.8$$

değerleri elde edilir. Denklemlerin katsayıları Ateş Gümüş’te verilmiştir [5]. Şu halde toplam tekne maliyetinin tekne boyu, adam-saat ve motor gücüne bağlı yaklaşım modeli;

$$P_T = -769512 + 125376L - 2091AdamSaat - 62.8BHP \quad (13)$$

şeklinde elde edilmiştir. Denklem 13’de elde ettiğimiz bağıntıyı 13 ile 24 metre arası teknelerin toplam maliyetleri ile karşılaştırdığımızda çıkan en büyük hata % 9 civarındadır.

4. Sonuçlar

Bu çalışmada Türkiye’de 13-24 metre arasında üretilen kompozit motoryatların maliyet analizi yapılmıştır. Örnek halihazırda üretilen bir tekne alınarak, bu tekneye ait tüm üretim süreci incelenmiş, maliyet kalemleri çıkartılmıştır. Daha sonra 16, 19, 22 ve 24 metre olarak 4 adet daha farklı boyda motoryat belirlenmiş ve tüm bu teknelere ait maliyetler hesaplanmıştır. Maliyet analizi Excel programında yapılmıştır. Gerçekleştirilen bu programda, maliyet girdileri (adam-saat ücreti, boya, macun vs fiyatları gibi) değiştirilmek suretiyle güncel maliyetler elde edilebilmektedir. Daha sonra, çok değişkenli regresyon analizi yardımıyla, kompozit tekne maliyeti, işçilik maliyeti, makine ve sistemleri maliyeti ve toplam tekne maliyeti modelleri oluşturulmuş ve Excel programından alınan veriler yardımıyla, 13-24 metre arası kompozit motoryat maliyet modelleri elde edilmiştir. Bu modeller yardımıyla, bu aralıkta kompozit motoryat üretmek isteyen üreticiler, proje öncesi motoryat ön dizayn maliyet analizlerini ve ön fizibilite etüdlerini kolaylıkla yapabileceklerdir. Bu çalışmada motor yatların iç dekorasyonu standart olarak seçilmiştir,

ileride yapılacak çalışmalarda, farklı kalitedeki iç dekorasyonlar maliyet modeli içerisine katılarak, model geliştirilebilir.

Kaynaklar

- [1] Şentürk, Ö.U., “Gemi yatırımının finansal açıdan incelenmesi ve matematiksel modellenmesi”, İstanbul Teknik Üniversitesi (Yüksek Lisans Tezi), 1999.
- [2] Özyiğit, İ., “Gemi inşaatında planlama ve üretim kademeleri”, Yıldız Teknik Üniversitesi, (Yüksek Lisans Tezi), 2006.
- [3] Atsüren, C.V., “Yat inşaa maliyet analizi”, İstanbul Üniversitesi (Yüksek Lisans Tezi), 2004.
- [4] Erdöngel, T., “Tanker ön dizaynı ve ekonomik analizine etki eden parametreler”, Yıldız Teknik Üniversitesi, (Yüksek Lisans Tezi), 2005.
- [5] Ateş Gümüş, S., “Motor Yat Ön Dizaynı ve Ekonomik Analizine Etki Eden Parametreler”, İstanbul Teknik Üniversitesi (Yüksek Lisans Tezi), 2012.
- [6] Draper, N.R., Smith, H. “Applied Regression Analysis”, Wiley Series in Probability and Statistics, 3rd Edition, New York, 1998.
- [7] Bakioğlu, M. “Sayısal Analiz”, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2011.

BAŞTAN GELEN DALGALARDA KANATÇIKLARIN DALIP ÇIKMA VE BAŞ KIÇ VURMA HAREKETLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN ARAŞTIRILMASI

Deniz Can KOLUKISA¹, Ercan KÖSE², Erhan AKSU³

ÖZET

Günümüzde gemilerin dalgalar arasındaki hareketlerini tahmin etmek için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bu çalışmada yaygın olarak kullanılan lineer dilim teorisine alternatif olarak kırınım ve saçılım (difraksiyon ve radyasyon) teorisini temel alan ve Green fonksiyonları yöntemi ile hesaplama yapan ANSYS AQWA programı kullanılmıştır. Sunulan çalışmada, baştan gelen düzenli dalgalarda, bir Wigley teknesinin farklı hızlarda dalıp çıkma ve baş kiç vurma hareketleri incelenmiş ve tekne gövdesine eklenen kanatçıkların (finler) bileşik dalıp çıkma ve baş kiç vurma hareketi üzerindeki etkileri araştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gemi hareketleri, Panel metodu, Radyasyon/Difraksiyon teorisi, Green fonksiyonu, Fin

1.Giriş

Günümüzde gemi hareketlerinin sayısal analizi için çeşitli yöntemler kullanılmaktadır. Bu yöntemlerin her biri, kullanımda farklı avantaj ve dezavantajlara sahiptir. Navier-Stokes (momentumun korunumu) denklemi ve süreklilik denklemi, prensip olarak gemi hareketleri analizindeki akışı tanımlamaya yeterlidir. Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemleri

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel:04627522805, e-posta: dckolukisa@ktu.edu.tr

² Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel:04627522805, e-posta: ekose@ktu.edu.tr

³ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel:04627522805, e-posta: eaksu@ktu.edu.tr

kullanılarak gemi sınır tabakası ve iz bölgesindeki türbülanslı akışların modellenmesiyle çözüme gidilebilir. Bu yöntem RANSE (Reynolds-Averaged Navier-Stokes Equations) olarak bilinir. 1990'lı yılların sonlarına doğru denizcilik hesaplamaları için RANSE hesaplamaları araştırmalara konu olmuştur. Diğer yöntemlerle karşılaştırıldığında gerçeğe en yakın sonuçları veren bu yöntemde hesaplama zamanı ve işlem yükü diğer yöntemlere göre fazladır. Eğer viskozite ihmal edilirse RANSE, Euler denklemleri haline gelecektir. Euler çözücülerini sınır tabaka problemini çözmek zorunda değildir. Ayrıca daha seyrek ağ yapısına elvererek işlem zamanını kısaltırlar.

Pratikte potansiyel akış çözücüler neredeyse yalnızca denizcilik problemlerinde kullanılmaktadır. Potansiyel akışta, Euler çözücülerindeki kabullerin yanı sıra, akışın dönümsüz (irrotasyonel) olduğu kabulü yapılır. Fiziksel modelde bu kabul büyük bir eksiklik değildir. Çünkü akıştaki dönümlülük, tekneye yapışan akışkan nedeniyle oluşur ve bu malumat zaten Euler akış modelinde kaybolmuştur. Pratik uygulamalarda potansiyel akış çözücülerini, Euler ve RANSE çözücülerine göre çok daha hızlıdır. Çünkü potansiyel akışlarda lineer olmayan dört adet diferansiyel denklem yerine sadece bir lineer diferansiyel denklemin çözümü aranır. Ayrıca potansiyel akış çözücülerinde genellikle tüm akış hacmini modellemek yerine panel metodunu kullanarak, yalnızca akışkan sınır yüzeylerini modellenmesiyle hesaplama yapılır. Bu da çoğu analizde en çok uğraş harcanan ağ oluşturma aşaması için kolaylık sağlamaktadır. Tüm bunlara karşın potansiyel akış yöntemlerinde basit, sürekli bir serbest yüzey şartı gerekir. Kırılan dalgaları ve serpintileri içeren akışların uygun biçimde analizi zordur[1].

Yapılan çalışmada kullanılan ANSYS AQWA programı, panel metoduyla potansiyel akış çözümü yapan bir programdır. Program düzenli dalgalarda tekneye etkiyen kırımlar ve saçılım dalga kuvvetlerini hesaplamak yoluyla tekne hareket genliklerini hesaplamaktadır.

2. Teorik Altyapı

Serbest akışkan yüzeyi sınıırı içeren hidrodinamik problemlerde, genellikle orijini ortalama serbest sıvı yüzeyi üzerinde tanımlı bir eksen takımı kullanılır. Katı cismin hareketleri için ise, cismin ağırlık merkezini dinamik referans noktası olarak kullanmak uygundur. Gemi periyodik hareketlerini inceleyen bu problemde, orijini serbest sıvı yüzeyinde ve sabit olan X, Y, Z referans eksen takımıyla birlikte, orijini teknenin ağırlık merkezinde olan hareketli x, y, z eksen takımı kullanılmıştır.

Teknenin ağırlık merkezindeki koordinat sistemi, sabit olan evrensel koordinat sistemine başlangıçta paraleldir. Bununla birlikte tekne hareketlerinin küçük olduğu varsayımı yapılmıştır. Teknenin altı serbestlik dereceli hareketinin genlikleri, x_k ($k=1,2,3,4,5,6$) olarak tanımlanmıştır. $k=1,2,3,4,5,6$ Sırasıyla boyuna öteleme, yan öteleme, dalıp çıkma, yalpa, baş kış vurma ve savrulma hareketlerini temsil etmektedir.

Teknenin altı serbestlik dereceli hareketi (1) denklemiyle ifade edilmiştir. Bu denklemde F_j uyarıcı dalga kuvveti, M_{jk} teknenin kütle matrisi, A_{jk} hidrodinamik ek su kütlesi matrisi,

B_{jk} sönüm katsayısı matrisi ve C_{jk} ise hidrostatik geri getirme kuvveti katsayısı matrisidir[2].

$$\sum_{k=1}^6 (M_{jk} + A_{jk}) \ddot{x}_k + B_{jk} \dot{x}_k + C_{jk} x_k = F_j \quad j = 1, 2, \dots, 6 \quad (1)$$

2.1. Hidrostatik yük ve denge

Tekne sakin suda iken tekneye uygulanan akışkan kuvvetleri, hidrostatik basıncın tekne ıslak yüzeyi üzerinde integre edilmesiyle hesaplanır. Hidrostatik momentler, teknenin ağırlık merkezine göre alınır. Herhangi bir anda tekneye etkiyen hidrostatik kuvvet ve moment aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\begin{aligned} \bar{F}_{hidrostatik}(t) &= - \int_{S(t)} P \bar{N} ds \\ \bar{M}_{hidrostatik}(t) &= - \int_{S(t)} P (\bar{r} \times \bar{N}) ds \end{aligned} \quad (2)$$

Burada; $\bar{r}$ ağırlık merkezine göre konum vektörü, P hidrostatik basınç, $\bar{N}$ tekne gövdesinin dışa doğru normal vektörü, $S(t)$ ise herhangi bir andaki tekne ıslak yüzeyidir.

Frekans uzayında yapılan çözümlerde, bir denge konumu etrafında küçük genlikli salınım hareketleri incelendiğinden; tekne ıslak yüzeyinin bu ortalama denge konumu göz önüne alınarak zamandan bağımsız hale getirilmesiyle hidrostatik kuvvet ve momentleri hesaplama yoluna gidilebilir. Hidrostatik denge konumu teknenin kütesine, yük dağılımına, hidrostatik basınç ve dış kuvvetlere bağlı olarak hesaplanır. Hidrostatik basıncı, yüzme merkezi üzerine etkiyen toplam düşey kaldırma kuvveti olarak ele alındığında denge durumunu sağlamak için, tekne üzerindeki toplam kuvvet ve toplam momentin sıfır olması gerekir[3].

Hidrostatik basınç teknenin yük dağılımıyla birlikte ele alındığında ve tekne formu XZ düzlemine göre simetrik olduğunda, hidrostatik geri getirme kuvveti matrisi C_{jk} 'nin değere sahip olan terimleri C_{33} , C_{35} , C_{44} , C_{53} , C_{55} , ($C_{35} = C_{53}$) olacaktır[2].

2.2. Sıfır hız kabulü ile yapılan saçılım ve kırınım problemi temel hesaplamaları

Gemi hareketi denkleminin (1) hidrodinamik katsayıları olan A_{jk} ve B_{jk} terimlerinin hesaplanması için akışın ideal ve dönümsüz (irrotasyonel) olduğu kabulü yapılmıştır ve potansiyel teori kullanılmıştır. Başka bir varsayım ise gelen dalga genliğinin, dalga boyuna oranla düşük olduğudur. Teori, sabitlenmiş tekne üzerine etkiyen uyarıcı dalga kuvvetlerini

hesaplama da ya da serbest yüzmekte olan tekneye etkiyen uyarıcı dalga kuvvetleriyle birlikte saçılım (radyasyon) kuvvetlerini hesaplama da kullanılabilir.

Akış alanındaki hız potansiyelini (3) denklemindeki gibi tanımlarsak; kompleks olan potansiyel fonksiyonu ϕ , iki bileşene ayrılarak lineer süperpozisyon prensibi sayesinde iki problemin katkısıyla temsil edilebilir.

$$\Phi(X, Y, Z, t) = \phi(X, Y, Z) e^{-i\omega t} \quad (3)$$

Problemlerden birincisi, serbest yüzmekte olan gövdenin sakin suda harmonik salınımlarını inceler. Teknenin 6 serbestlik dereceli salınım hareketi, akışkana etki ederek saçılım (radyasyon) dalgasını ve tekne üzerine etkiyen saçılım kuvvetlerini ortaya çıkarır. Bu kuvvetler, ek su kütlesi ve sönüm katsayısı terimleri yardımıyla gösterilir.

İkinci problem ise sabitlenmiş gövdenin düzenli dalgalara maruz kaldığı durumdur. Sabit gövdeye etkiyen dalga kuvvetleri, "uyarıcı dalga kuvvetleri" olarak tanımlanır. Genellikle bu kuvvetler, Froude-Krylov kuvvetleri ve dalga kırınım (difraksiyon) kuvvetleri olarak iki bileşene ayrılarak incelenir.

Akışın toplam potansiyeli; birim genliğe sahip gelen dalga, kırınım dalgası ve saçılım dalgası bileşenleri ile temsil edildiğinde aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\phi(X, Y, Z) e^{-i\omega t} = \left[(\phi_0 + \phi_7) + \sum_{k=1}^6 \phi_k x_k \right] e^{-i\omega t} \quad (4)$$

Burada ϕ_0 gelen dalganın potansiyeli, ϕ_7 gelen dalganın tekne gövdesiyle etkileşiminden dolayı ortaya çıkan kırınım dalgasının potansiyeli, ϕ_k teknenin ' x_k ' hareketinden dolayı oluşan akışkan hareketinin potansiyeli ve ω gelen dalganın frekansını göstermektedir.

Gelen dalga için, akışkan içerisinde herhangi bir (X,Y,Z) noktasındaki hız potansiyeli aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\phi_0 = \frac{-ig \cos[K(d + Z)] e^{iK(X \cos \theta + Y \sin \theta)}}{\omega \cosh(Kd)} \quad (5)$$

Bu eşitlikte d suyun derinliğini, K dalga sayısı ($2\pi/\lambda$), θ kıçtan gelen dalgada sıfır derece olmak üzere dalga yönünü göstermektedir. Dalga sayısı ' K ' ile açılal hız ' ω ' arasındaki bağıntı aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\omega^2 = gK \tanh(Kd) \quad (6)$$

Potansiyel fonksiyonları, kompleks fonksiyonlar olarak karşımıza çıkmalarına rağmen, akışkan basıncı ve tekne hareketleri gibi fiziksel büyüklükler, fonksiyonların sadece gerçel

kısımları göz önüne alınarak elde edilirler. Bilinmeyen potansiyeller, akış alanını sınırlayan yüzeylerde Green Fonksiyonları yöntemi kullanarak elde edilir[3].

Green Fonksiyonları yönteminde ortalama ıslak yüzey üzerinde paneller oluşturulur. Her bir panelin hız potansiyeli birer Green fonksiyonu ile gösterilir. Green fonksiyonları Laplace denklemini, yayılma şartını ve basitleştirilmiş serbest yüzey şartını sağlar. Bilinmeyen potansiyeller, her bir panel için tekne gövdesi üzerinde sıfır geçirgenlik koşulunu sağlayan lineer denklem sistemlerinin çözümü ile elde edilir[1].

Potansiyeller bilindiğinde, birinci dereceden hidrodinamik basınç dağılımı lineerleştirilmiş Bernoulli denklemi ile hesaplanabilir.

$$P = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} \quad (7)$$

Basınç dağılımının elde edilmesi ile çeşitli akışkan kuvvetleri basıncı tekne ıslak yüzeyi üzerinde integre ederek elde edilebilir. Akışkan kuvvetlerini reaktif ve aktif bileşenler olarak tanımlarsak. Aktif kuvvetler aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$F_j = - \int_S P n_j dS = - \int_S i\omega\rho(\phi_0 + \phi_7)n_j dS \quad (8)$$

Burada, F_j birim dalga genliğinde 'j' yönündeki aktif kuvvet, n_j 'j' yönü için genelleştirilmiş yüzey normali, S ise serbest yüzmekte olan teknenin ıslak yüzeyidir. Ayrıca aktif kuvvetlerin aşağıdaki gibi iki bileşenden oluştuğunu söyleyebiliriz.

$$F_j = - \int_S i\omega\rho\phi_0 n_j dS - \int_S i\omega\rho\phi_7 n_j dS \quad (9)$$

Froude-Krylov	Kırınım
Kuvvetleri	Kuvvetleri

Tekne hareketlerinden dolayı oluşan ve tekne üzerine etkiyen akışkan saçılım kuvvetleri ise aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F_{jk} = - \int_S P n_j dS = - \int_S i\omega\rho\phi_k n_j dS \quad (10)$$

Bu eşitlikte F_{jk} , birim dalga genliği için teknenin ' x_k ' hareketinden dolayı tekneye 'j' yönünde etkiyen reaktif kuvvettir.

Hız potansiyeli, " $\phi_k = \phi_k^{Re} + \phi_k^{Im}$ " şeklinde gerçel ve sanal kısımlarına ayrılırsa; (10) denklemi, (12) denklemindeki gibi gösterilebilir.

$$F_{jk} = \omega \rho x_k \int_S \phi_k^{Im} n_j dS - i \omega \rho x_k \int_S \phi_k^{Re} n_j dS \quad (12)$$

Teknenin hareketi harmonik olduğundan, (12) denklemi; tekne hız ve ivmesiyle farklı fazlarda olan katsayılarla temsil edilebilir (13).

$$F_{jk} = -A_{jk} \ddot{x}_{jk} - B_{jk} \dot{x}_{jk} \quad (13)$$

$$A_{jk} = \frac{\rho}{\omega} \int_S \phi_k^{Im} n_j dS \quad (14)$$

$$B_{jk} = \rho \int_S \phi_k^{Re} n_j dS$$

Böylece A_{jk} ek su kütlesi ve B_{jk} sönüm katsayısı matrisleri elde edilir. Problem sabit tekne üzerindeki dalga kuvvetleriyle ilgileniyorsa yalnızca aktif kuvvetler göz önüne alınır. Eğer tekne serbest yüzüyorsa hem aktif hem reaktif kuvvetler hesaba katılmalıdır [3].

2.3. İleri hız için düzeltmeler

Green fonksiyonları yöntemi ile sıfır hız durumu için yapılan hesaplamalarla elde edilen hidrodinamik katsayıların ileri hız durumu için düzeltilmesi gerekir. Bunun için dilim teorisinde yapılan ileri hız düzeltmesine benzer bir yöntem kullanılmıştır[3,4].

$$\omega_e = \omega + \frac{\omega^2 U}{g} \cos \beta \quad (15)$$

Dalga frekansı ω , tekne hızı U , dalga ilerleme yönü ile tekne ilerleme yönü arasındaki karşılama açısı β olmak üzere karşılama frekansı ω_e yukarıda gösterilmiştir.

Örnek olarak baş kış vurma hareketi için ek su kütlesi ve sönüm katsayıları, sıfır hız durumundaki hidrodinamik katsayılar '0' üst indisi ile ifade edilecek şekilde aşağıda gösterilmiştir.

$$A_{55}(\omega_e) = A_{55}^0(\omega_e) + \left(\frac{U}{\omega_e}\right)^2 A_{33}^0(\omega_e) \quad (16)$$

$$B_{55}(\omega_e) = B_{55}^0(\omega_e) + \left(\frac{U}{\omega_e}\right)^2 B_{33}^0(\omega_e)$$

3. Yapılan Çalışma

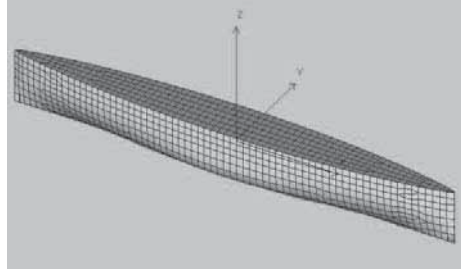
Çalışmada ilk olarak, iki farklı Froude sayısında, baştan gelen düzenli dalgalarda Wigley teknesinin dalıp çıkma ve baş kış vurma hareketlerinin transfer fonksiyonları sayısal olarak hesaplanmıştır. Alınan sonuçların geçerliliği, söz konusu Wigley formu için Gerritsma [5] tarafından elde edilen deney sonuçları ile karşılaştırılarak incelenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında ise gövdenin baş ve kış kısmına üçer farklı yükseklikte levha biçiminde kanatçıklar (finler) eklenerek yeni modeller oluşturulmuştur. Kanatçıkların dalıp çıkma ve baş kış vurma hareketleri üzerindeki etkileri incelenmiştir.

3.1. Tekne formu ve kanatçıklar

Gerritsma [5] tarafından deneyleri yapılan, ayrıca Journée [6]'nın vermiş olduğu Wigley modelinin ana boyutları Tablo 1'de verilmiş ve teknenin oluşturulan üç boyutlu modeli Şekil 1'de gösterilmiştir.

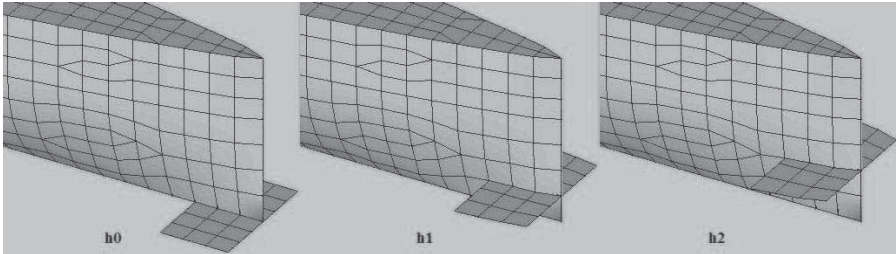
Tablo.1 Wigley modeli ana boyutları.

Wigley Modeli	
C_M	0.9090
L/B	10
L (m)	3.0000
B (m)	0.3000
d (m)	0.1875
Deplasman Hacmi (m ³)	0.0946
KG (m)	0.1700
KB (m)	0.1075



Şekil.1 Teknenin 3 boyutlu modeli

Eklentisiz Wigley teknesiyle yapılan hesaplamaların dışında, tekne gövdesine; uzunluğu %0.042L ve genişliği %75B olacak şekilde denk yüzey alanına sahip düzlemsel levhalar, Şekil 2'de gösterildiği gibi, omurgadan draftın %0, %25, %50'si kadar yükseklikte olmak üzere üç ayrı yükseklik konumunda, önce tekne baş kısmına, sonra kış kısmına, daha sonra hem başa hem kıça eklenerek, dokuz farklı hesaplama daha yapılmıştır. Kanatçık eklenen formların isimlendirilmesi Tablo 2'de verilmiştir.



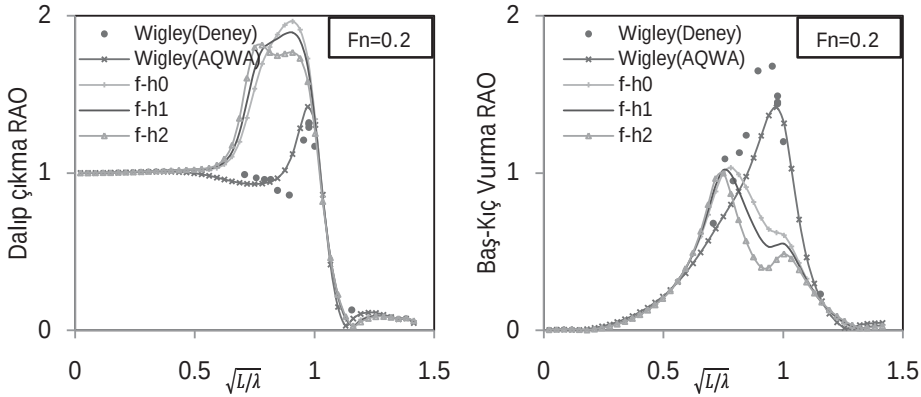
Şekil.2 Tekne gövdesine eklenen kanatçıklar.

Tablo.2 Kanatçık eklenmiş tekne formlarının isimlendirilmesi

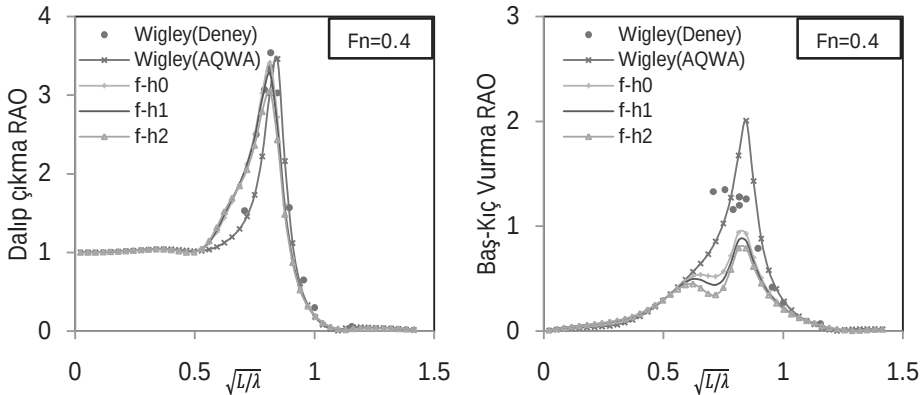
Konum:	Baş	Kıç	Baş ve Kıç
% 0 d	f-h0	a-h0	fa-h0
% 25 d	f-h1	a-h1	fa-h1
% 50 d	f-h2	a-h2	fa-h2

Eklentisiz Wigley formuyla birlikte oluşturulan toplam 10 modelin, $Fn=0.2$, $Fn=0.4$ Froude sayıları için hesaplanan ve ' ζ ' birim dalga genliği olmak üzere, (17)'deki gibi boyutsuz hale getirilerek elde edilen transfer fonksiyonları (RAO) değerleri Şekil 3-8'de verilmiştir.

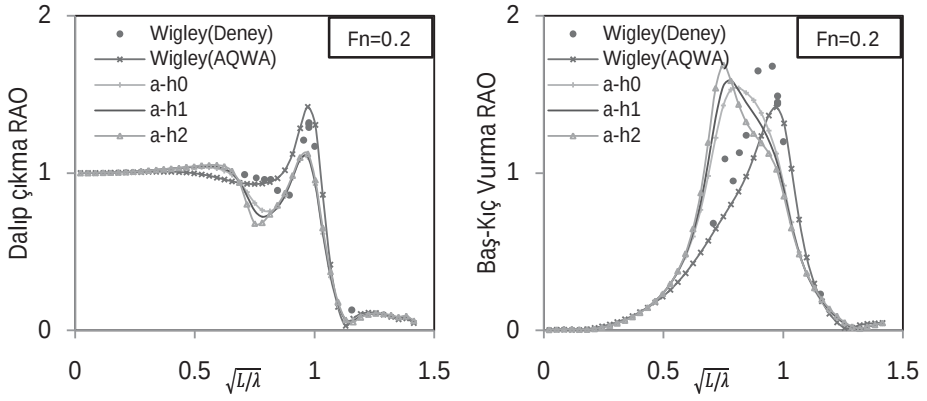
$$x'_3 = \frac{x_3}{\zeta}, \quad x'_5 = \frac{x_5 L}{2 \pi \zeta} \quad (17)$$



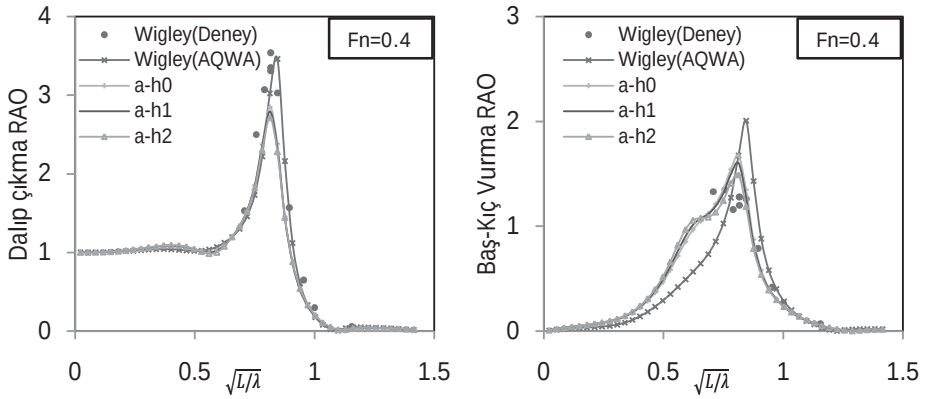
Şekil.3 $Fn=0.2$ için başa eklenen kanatçık durumuna ait transfer fonksiyonları



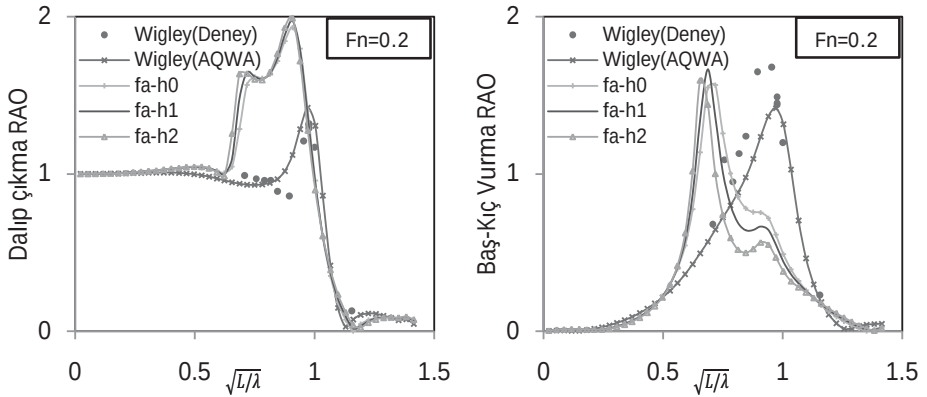
Şekil.4 $Fn=0.4$ için başa eklenen kanatçık durumuna ait transfer fonksiyonları



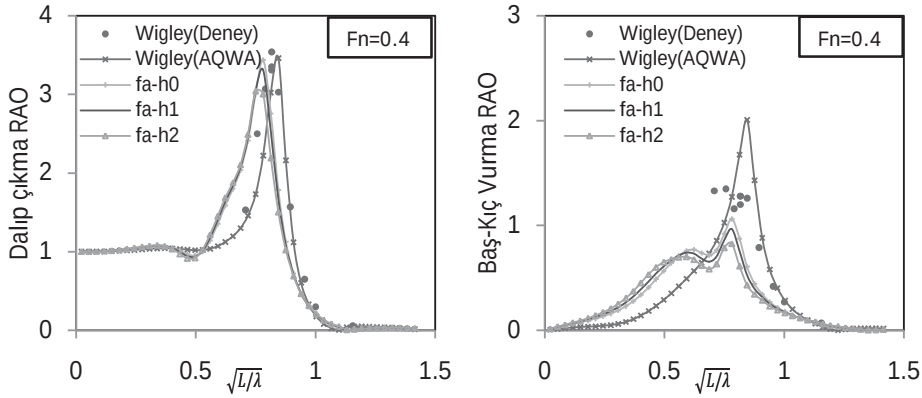
Şekil.5 $F_n=0.2$ için kıça eklenen kanatçık durumuna ait transfer fonksiyonları



Şekil.6 $F_n=0.4$ için kıça eklenen kanatçık durumuna ait transfer fonksiyonları



Şekil.7 $F_n=0.2$ için baş ve kıça eklenen kanatçık durumunda transfer fonksiyonları



Şekil.8 $F_n=0.4$ için baş ve kıça eklenen kanatçık durumunda transfer fonksiyonları

4. Sonuçlar ve İrdeleme

Çalışmada, Gerritsma'nın [5] elde ettiği deney verileri temel alınarak, ileri hız durumunda, baştan gelen dalgalarda, dalıp çıkma ve baş kıç vurma transfer fonksiyonlarının hesaplanması ile kullanılan programın sonuçlarının geçerliliği kontrol edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, deney sonuçları ile karşılaştırılmış ve sonuçların yakınlık gösterdiği görülmüştür. Özellikle dalıp çıkma transfer fonksiyonu için bir örtüşme söz konusudur.

Gövdeye eklenen kanatçıkların, tekne hareketi karakteristiklerini olumlu ve olumsuz etkiledikleri aralıklar eklendikleri bölgelere göre çeşitlilik göstermektedir. Başa eklenen kanatçıklar baş kıç vurma hareketini, kıça eklenen kanatçıklar dalıp çıkma hareketini iyileştirirken; hem başa hem kıça kanat eklendiğinde baş kıç vurma hareketine farklı frekanslarda olumlu ve olumsuz etkileri görülmüştür. Genel olarak "h2" yüksekliğinde eklenen kanatçıklar, h1 ve h0 konumlarındakilere göre, tekne hareket karakteristiklerini daha olumlu yönde etkilemiştir. Böylece kanatçığın daha yükseğe konulmasının fayda sağlayabileceği görülmektedir. Fakat pratikteki dövmeme etkisi bu yüksekliği sınırlandıran bir etmendir.

Elde edilen sonuçlara dayanarak, ileriki çalışmalarda, güverte üzerindeki farklı konumlarda mutlak düşey hareket ve ivmeler incelenebilir. Ayrıca levha biçimindeki kanatçıkları daha ayrıntılı modellerle (örneğin NACA profilleri kullanarak) daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir ve farklı gemi modellerine de uygulanabilir.

Kaynaklar

- [1] Bertram, V., Practical Ship Hydrodynamics, Butterworth-Heinemann, Oxford, 2000.
- [2] Sarıöz, K., Kükner, A., Alkan, A.D., Gemi Mühendisliği El Kitabı, Gemi Mühendisleri Odası Yayınları, İstanbul, 2011.
- [3] AQWA™-LINE Manual, ANSYS, Inc., 2010.
- [4] Salvensen, N., Tuck, E.O., Faltinsen, O.M., Ship Motions and Sea Loads, Trans. SNAME, 78, 250-87, 1970.
- [5] Gerritsma, J., "Motions, Wave Loads and Added Resistance in Waves of Two Wigley Hull Forms", Delft University of Technology, Ship Hydromechanics Laboratory, Report 804, 1988.
- [6] Journée, J.M.J., Experiments and Calculations on Four Wigley Hull Forms in Head Waves, Delft University of Technology, Ship Hydromechanics Laboratory, Report MEMT 21, 1992.

DOĞU KARADENİZ GEMİ İNŞA SANAYİ VE ÜNİVERSİTE İŞBİRLİĞİ-I “YENİÇAM TERSANESİNDE ÜRETİM DESTEK VE HİZMET MERKEZİ KURULMASI”

Hasan ÖLMEZ¹, Ercan KÖSE², Emre PEŞMAN³

ÖZET

Ülkemiz gemi inşa sanayi, 2004-2009 yılları arasında büyük bir atılım gerçekleştirerek dünya sıralamasında üst sıralara yükselmiştir. Bu süreçte, Marmara tersaneleri büyük tonajlı gemilerin inşasında, Ege ve Akdeniz tersaneleri ahşap ve fiber tekne inşasında kendilerini geliştirmiş, yenilenmişlerdir. Fakat, insan kaynağı anlamında diğer bölgeleri besleyen Doğu Karadeniz tersaneleri bu süreçte, hiçbir anlamda kendilerini yenileyememiş, hem teknolojik altyapı hem de üretim yöntemi olarak dünya standartlarının gerisinde kalmıştır. Bu çalışmada, bölge tersanelerini rekabet edebilir seviyeye getirmeyi amaçlayan ve T.C Sanayi ve Ticaret Bakanlığı'nın uygulamaya değer gördüğü, Karadeniz Teknik Üniversitesi (KTÜ) Deniz Bilimleri Fakültesinin aktif ortaklığında yürütülen Avrupa Birliği projesinin kapsamı ve beklenen etkileri sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Doğu Karadeniz Gemi İnşa Sanayi, AB Hibe Projesi, Üniversite-Sanayi İşbirliği

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 58, e-posta: hasanolmez@ktu.edu.tr

² Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 62, e-posta: ekose@ktu.edu.tr

³ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 73, e-posta: pesman@gmail.com

1. Giriş

Yeniay-Çamburnu yöresinde, kooperatif bünyesinde toplanmış, 54.386 m²'lik alanda halen işlevini sürdürmekte olan 10 adet tekne imal ve çekek yeri bulunmaktadır. Bu işletmeler eski tarihlerde küçük tekne imalathaneleri şeklinde kurulmuşlardır. Yıllar boyu babadan oğla geçerek devam eden tekne yapımı ve tersanecilik, gelişerek bugünkü halini almıştır. Bugünün koşulları ile yöredeki tersanelerde boyları 20 m ile 60 m arasında değişen çelik konstrüksiyonlu balıkçı tekneleri, boyları 5 m ile 40 m arasında değişen ahşap tekneler, yatlar, yolcu motorları, araştırma/hizmet gemileri, römorkörler ve sınırlı sayıda diğer gemi tiplerinin üretimi yapılmaktadır. Mevcut faaliyet alanlarında hem fiziksel kullanım alanı hem de teknoloji ve teknik insan kaynağı açılarından sıkıntı yaşayan Trabzon gemi inşa sanayicileri, 2009 yılında ortaya çıkan finansal krizi fırsata dönüştürme arayışlarına girmişlerdir. Dolguu tamamlanan yeni tersane sahasına taşınarak fiziksel anlamda rahatlamayı planlayan sektör temsilcileri, üst kuruluşları ve üniversite ile de temaslara geçmişlerdir. Bu temaslara sonucunda geliştirilen işbirliği çalışmaları doğrultusunda, temelleri 2006 yılı sonunda atılarak, 2008 yılında dolgu çalışmaları tamamlanan Yeniçam Tersane sahasında, S.S. Sac Gemi, Ahşap Tekne ve Kotra İmalatçıları Küçük Sanat Kooperatifine tahsis edilen yaklaşık 140 dönümlük parsel içerisinde yer alan 18 dönümlük kısımda uygulanacak şekilde ve bölge tersanelerinin öncelikli olarak teknoloji seviyelerini yükseltecek, bunun yanında da tasarım, mühendislik, projelendirme, tanıtım ve pazarlama alanlarında da kurumsallaşmalarını sağlayarak, ülke içi ve dışında rekabet güçlerini artıracak bir yatırım projesi KTÜ Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi tarafından hazırlanarak, 2009 yılında AB Delegasyonu ve T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na sunulmuştur. 2010 yılında AB Katılım Öncesi Mali Yardım Aracı (IPA), Bölgesel Rekabet Edebilirlik Operasyonel Programı kapsamında %100 hibe olarak uygulamaya değer görülen "Yeniçam Tersanesinde Üretim Destek ve Hizmet Merkezi Kurulması" projesinin altyapısını oluşturan gerekçeler, projenin içeriği, beklenen çarpan etkileri ve sonuçları ilerleyen kısımlarda sunulmuştur.

1.1. Gemi inşa sektörünün bölgedeki gelişimi

Milattan önceki yıllarda Ceneviz, Venedik ve Malta korsan gemicileri Doğu Karadeniz'e kadar gelmiş, yöreye gelen korsanlar yeni gemi yapmak ya da bozulan gemileri onarmak için en uygun yer ve geniş kumsala sahip olan Sargona denilen yöreyi (Yeniay,Çamburnu Sürmene) seçmişlerdir. Bu gemilerde çalıştırılan işçiler zamanla tahta kesmesini ve çakmasını öğrenmişler, önceleri küçük sandallar sonraları ise mavnalar yapmaya başlamışlardır. Daha sonra Türklerin anılan bölgeye yerleşmesiyle gemi yapımı Türklerin eline geçmiştir. 1905-1906 Trabzon Vilayet Salnamelerinde Sürmene'de 239 adet büyük, 23 adet küçük olmak üzere 262 adet geminin varlığının kaydedilmiş olması, gemi yapımcılığının önemli ölçüde gelişmiş olduğunu göstermektedir [1]. Yöre, Osmanlı İmparatorluğu döneminde etkin tersane alanı olarak kullanılmıştır. Birinci Dünya Savaşı'ndan sonra Ruslar, Doğu Karadeniz Bölgesini işgal ettiklerinde, bugünkü Karadeniz Teknik Üniversitesi – Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi'nin bulunduğu alanda Rus Donanmasının onarımı için çekek yerleri yapılmıştır. Trabzon'da Sürmene, Yeniay ve Çamburnu yöresinde ilk gemi yapımcılığı ahşap gemi yapımına beyaz kestane ağacı

kullanılarak başlanmıştır. Ancak gerek beyaz kestane ağacını bulmadaki güçlükler, gerek maliyetlerin yüksekliği ve gerekse yapım süresinin uzunluğu nedeniyle ahşap gemi yapımıcılığına son verilmiş, 1974 yılında sac gemi yapımına başlanmıştır.

1.2. Sektörün güncel durumu ve beş yıllık kalkınma planları ile uyumu

Yörede sac gemi olarak genellikle balık avlama gemisi veya balık nakliye gemisi, bunun yanında kuru yük gemisi, feribot, yolcu motoru, araştırma gemisi, römorkör ve özel maçlı gemiler yapılmaktadır. Yörede günümüz itibarıyla 10 adet gemi yapım işletmesi faaliyette bulunmaktadır. Bu gemi yapım işletmeleri, 1992 yılında, SS Sac Gemi Ahşap Tekne ve Kotra İmalatçıları Küçük Sanat Kooperatifi çatısı altında toplanmışlardır. Ayrıca Trabzon ili sınırları içerisinde kooperatif üyesi olmayan ancak yakın zamanda olması beklenen, 1 adet fiberglass tekne imalatçısı, 1 adet polietilen malzeme tekne imalatçısı ve yaklaşık 10 adet ahşap malzemeden küçük boyutlu amatör balıkçı veya gezinti teknesi imalatçısı bulunmaktadır. Kooperatif üyesi tekne imalatçıları 1991 yılından günümüze kadar, boyları 20 m ile 60 m arasında değişen toplam 130 çelik gemi inşa etmişlerdir. Tablo 1.'de günümüz itibarıyla bölgedeki sektör rakamları gösterilmiştir.

Tablo 1. Sayılarla Trabzon gemi inşa sektörü-2012

Tekne İmal ve çekek yeri sayısı	10
Bölgede mevcut tedarikçi sayısı	24
Tersane ve çekek yerlerinde çalışan sayısı	146
Bölgeden yapılan sektör ihracatı milyon dolar (2007-2011)	16,4
Yeni inşa sayısı (2006-2011)	58
Yeni inşa balıkçı gemisi yüzdesi (2006-2011)	%62.1

Ülkemiz gemi inşa sanayi ve gelişimine bakacak olursak, Tersanecilik Anadolu'da 600 yıllık bir gelenektir. İlk tersane 1390 yılında Gelibolu'da Osmanlı İmparatorluğu zamanında kurulmuştur. Taşları günümüze kadar varlığını korumuş olan Haliç Tersanesi 1455'te Fatih Sultan Mehmet tarafından kurulduğunda, Türk tersaneleri dünyanın en büyük tersaneleri olarak anılmaktaydı. Cumhuriyetin kurulmasıyla beraber tersaneciliğe ayrı bir önem verilmiş, 1928 yılından itibaren Gölcük Tersanesinin kuruluş çalışmalarının başlamış olduğu görülür. Bu dönemde, İstanbul'da Haliç, Camialtı ve İstinye tersaneleri, yapılan düzenlemeler ile devlet kurumları olarak işletilmeye devam edilmişlerdir. Türk Deniz Ticaret Filosunun ihtiyacı olan tonajlı gemilerin inşa edilebilmesi amacıyla, İstanbul'da 1939 yılında Pendik tersanesinin yapımı için çalışmalara başlanmıştır. Boğaz ve Haliçte yoğunlaşmış olan tersaneler 1969'da Tuzla Aydınli koyuna taşınmıştır. Geleneksel üretim teknikleri ile modern teknolojiyi, eğitimle beraber aynı potada eriterek gelişimini sürdüren Türk gemi inşa sektörü 1990'ların başından beri uluslararası bilinirliği olan bir marka haline gelmiştir [2].

Türkiye'de planlı dönemin 1963 yılında başlamasıyla, 5 yıllık kalkınma planları kapsamında, gemi inşa sanayi ve deniz taşımacılığı konuları yer almıştır. Birinci Beş Yıllık Kalkınma Plan Döneminde (1963-1967), milli deniz ticaret filosunun ihtiyaç duyduğu

gemilerin yurtiçi tersanelerde yapılması kararı doğrultusunda bölgede inşa edilen ahşap balıkçı tekneleri bu alanda tüm yurda hizmet vermiştir. İkinci Bes Yıllık Plan Döneminde (1968-1972), kapasite artışları ve modernleşme ile beraber aynı talepleri karşılamaya devam etmişlerdir. Üçüncü Beş Yıllık Plan Döneminde (1973-1977), Türk deniz ticaret filosunun uluslararası deniz ticaretine iştirak ettirilerek, dış piyasalarda üçüncü ülkeler arasında yapılan deniz taşımacılığında hizmet verebilmesini sağlamak için gerekli sistem ve organizasyonun kurulması ve geliştirilmesi hedefi doğrultusunda uyumu sağlamak amacıyla 1975 yılında çelik gemi üretimine geçmişlerdir. Dördüncü (1979-1983), Beşinci (1984-1989) ve Altıncı Beş Yıllık Plan Döneminde (1990-1994), yerli gemi inşa kapasitesinin artırılması hedefine uygun olarak kapasitelerini artırmışlar ve ayrıca bölgede ortak hareket edebilmek ve ülke içi rekabette güçlenmek amacıyla 1992 yılında kooperatif çatısı altında birleşmişlerdir. Fakat dünyada gemi inşaatının patlama yaptığı Yedinci Bes Yıllık Plan Döneminde (1995-1999) ve Türkiye'nin, hızla gençleştirilmesi ve yenilenmesi gereken deniz ticaret filosunun yaratacağı iç talep ile uluslararası gemi inşa piyasasından pay almak üzere koster inşasına önem verildiği Sekizinci Bes Yıllık Plan Döneminde (2001-2005) gerekli gelişimi ve girişimi gösteremeyen bölge işletmeleri, ülkemiz gemi inşa sektörünün Avrupa ve Dünyada üst sıraları aldığı 2004-2009 yılları arasında, hem fiziksel koşullar hem de teknolojik imkânlar anlamında ülke tersanelerinin tamamen gerisinde kalmışlardır. Dokuzuncu Beş Yıllık Planda (2007-2013) belirtilen askeri ve ticari gemilerin Türk tersanelerinde tasarımı, yüksek yerli katkı oranıyla üretilmesi ve Türk Deniz Ticaret Filosunun yenilenmesi amacıyla, basta Ceyhan yöresi olmak üzere, Türkiye Tersaneler Master Planının sonuçları da göz önüne alınarak yeni tersanelerin kurulması hedefleri doğrultusunda 2006 yılında temeli atılan Yeniçam Tersane sahasının 2008 yılında dolgusunun tamamlanması ile daha iyi fiziksel koşullara geçme fırsatı yakalamışlardır. Bölge gemi inşa sanayi işletmeleri, yukarıda bahsedilen planlama süreçleri içerisinde sağlanan devlet yardımları ile 2000'li yılların başından itibaren AB tarafından da verilmeye başlanan hibe desteklerinden 2010 yılına kadar hiç faydalanamamışlardır.

2. Projenin Tanımı ve Arka Planı

“Yeniçam Tersanesinde Üretim Destek ve Hizmet Merkezi Kurulması” projesi, IPA-Bölgesel Rekabet Edebilirlik Operasyonel Programının (BROP), “İş Ortamının İyileştirilmesi” öncelik eksenini kapsamında yer alan “Tedbir 1.3. Ar-Ge, Yenilikçilik, Teknoloji ve Bilgi-İletişim Teknolojileri Altyapısının Geliştirilmesi” doğrultusunda desteklenmeye uygun görülmüştür. Bu doğrultuda, söz konusu bölgede mevcut haliyle dahi en büyük iş ve istihdam sahası olan gemi inşa sektörü işletmelerinin teknoloji seviyelerini, üretim organizasyonlarını düzenleyerek kalitelerini ve verimlerini arttıracak, bölge içi ve dışı pazarlara ulaşmalarına ve pazarlama faaliyetlerine danışmanlık ve destek hizmeti sunarak katkıda bulunacak, tasarım, projelendirme ve mühendislik hizmetleri ile destekleyip her tip gemi siparişine cevap verebilecek ustalık potansiyellerini ortaya çıkaracak, gemi teknolojileri laboratuvarı ile üniversite işbirliğinde ar-ge faaliyetlerini teşvik edecek ortak kullanım merkezi kurulacaktır.

2.1. Projenin gerekçesi ve proje fikrinin ortaya çıkışı

Bu proje fikrinin oluşturularak sunulması öncesinde yörede bulunan mevcut tersanelerin eksiklikleri belirlenmiş, tersanelerin teknoloji düzeylerine bağlı olarak verimleri irdelenmiştir. Sonuç olarak Trabzon'un Sürmene ilçesi, Çamburnu-Yeniay yöresinde işlevlerini sürdürmekte olan tersanelerin gerekli uygulamaları tam olarak gerçekleştiremedikleri görülmüştür. Bu durum, işletmelerin rekabet gücünü azaltmakta, çeşitli iş fırsatlarının kaçırılmasına ve kalitesi tartışılan deniz araçlarının üretilmesine neden olmaktadır.

Genel olarak gemi inşaatı; tasarım, projelendirme, gemi üretim ve kontrol işlemlerini kapsar. Üretilcek deniz aracının; her açıdan verimli, ekonomik ve güvenilir olması için bu aşamaların uygulanması gerekir. Bu aşamaların hızlı ve verimli bir şekilde uygulanabilmesi ise teknolojik ekipmanların kullanılmasına, yeterli sayıda mühendis bulundurulmasına, tersanenin malzeme akışı ve üretim hızını arttıracak şekilde düzenlenmesine bağlıdır. İdeal bir tersanede gerçekleşmesi gereken temel etkinlikler, konstrüksiyon dışı ve konstrüksiyon içi olmak üzere iki gruba ayrılabilir [3].

Tablo 2. İdeal bir tersanede gerçekleştirilen faaliyetler

Konstrüksiyon Dışı Faaliyetler	Konstrüksiyon İçi Faaliyetler
Yönetim	Depolama
Muhasebe	Taşıma
Pazarlama	Malzeme Hazırlama
Tasarım	Kesme
Değerlendirme	Fabrikasyon
Kontrat Hazırlama	Kaynak-Montaj
Mühendislik	Blok Montaj
Planlama	Blok donatım
Sipariş-Satın Alma	Boya
İkmal	Denize İndirme
Teslimat ve Garanti	Test-Tecrübe

Yeniay-Çamburnu yöresindeki tersanelerde bu faaliyetlerden; pazarlama, tasarım, mühendislik, planlama, garanti, fabrikasyon, blok montaj ve blok donatım gibi tersane verimini ve rekabet gücünü artırıcı uygulamalar etkin yöntemlerle yapılmamakta ve ayrıca malzeme hazırlama, depolama, taşıma, kesme, kaynak vb. üretimi hızlandırıcı ve kolaylaştırıcı uygulamalar da yeterli derecede gerçekleştirilmemektedir. Yörede işlevlerini sürdüren tersanelerde, ön tasarım, tasarım ve projelendirme işlemleri gerektiği gibi yapılmamaktadır. Ayrıca mühendis çalıştırılmayan bu tersanelerde kontrol olanağı da olmamaktadır.

2.2. Projenin bölgeye, BROP hedeflerine ve ülke kalkınma planlarına katkısı

Proje fikrinin çarpan etkilerinin ve sonuçlarının programın genel hedeflerine olacak katkısını ifade edecek olursak, operasyonel programın en önemli hedefi olan bölgesel kalkınma ve rekabet edebilirliğin, bilim ve teknolojiyi etkin kullanarak gelişip, yenilenip, gerektiğinde ortak hedefler için kesişim kümesi, gerektiğinde de büyük hedefler için güç birliği ile birleşim kümesi oluşturup güçlenen sektör işletmelerinin varlığı ile sağlanabileceği belirlenmiştir. Proje sonrası sektör ve bileşenleri için oluşacak tablo, operasyonel programın da uyumlu olduğu 9. Kalkınma Planının Orta Vadeli Programının en önemli tematik alanları arasında olan, “İnovasyonun, verimliliğin ve teknolojinin etkin kullanımının desteklenmesi” başlığı, söz konusu bölge işletmelerinin ortak olarak faydalanabilecekleri ve son teknoloji gemi inşa ve tekne imalat makine ve ekipmanları ile donatılmış atölyeler ile verimlerini minimum %50 arttırarak, yine gemi ve tekne imalat sürelerini %50-%60 oranında azaltarak, kullanılan malzeme (çelik, ahşap, fiber) sarfiyatını nümerik kontrollü sac kesme ve şekillendirme makineleri sayesinde % 40 oranında azaltarak ve yine gemi teknolojileri laboratuvarı sayesinde de araştırma geliştirme, buna bağlı olarak da yeni tekne formları, farklı talep ve ihtiyaçlar üzerine yeni gemi tipleri tasarlama çalışmaları ile sektörün bölgede mevcut olmayan inovasyon kapasitesini oluşturarak gerçekleştirilmiş olacaktır. Ayrıca proje, içeriğindeki faaliyetlerin varlığı ile, T.C. CUMHURBAŞKANLIĞI Devlet Denetleme Kurulu’nun 26/11/2008 tarihli ve “Tersanecilik Sektörü ile İş Sağlığı ve Güvenliği Açısından Tuzla Tersaneler Bölgesinin İncelenmesi ve Değerlendirilmesi Hakkında” isimli araştırma ve inceleme raporunun, ‘D.Teknolojik Kapasitenin Artırılmasına İlişkin Öneriler’ bölümünde bahsedilen “Ülkemiz gemi inşaatının verimliliğinin arttırılabilmesi için mevcut tersanelerde teknolojik yapılanmalar teşvik edilmelidir. Günümüzde kaynak teknolojilerinde ortaya çıkan hızlı değişimler, lazer kesme/kaynak kullanımı, boyut kontrolü, deformasyon kontrolü, robot kullanımı, modüler üretim gibi yapılanmalar pilot olarak uygulamaya konulmalı ve böylece tersanelere yatırım yapmadan maliyet, yarar ve sonuçları gözlemleme imkânı sağlanmalıdır.” önerisine cevap niteliği taşımaktadır.

Ayrıca DOKA, 2008 yılındaki Gemi İnşa Sanayi Sektör Raporunda, gemi inşa sanayinin bölgede köklü bir geçmişe, birikime ve potansiyele sahip olması, işçilik kalitesinin rekabet edebilir düzeyde olması ve kriz ortamında bile balıkçılara sunulan bakım onarım hizmetleri ile firmaların nispeten varlıklarını sürdürebilmeleri gibi avantajları olduğunu, ancak bu avantajların yanı sıra sektör bölgede, firmaların aile şirketi hüviyetinden tam olarak çıkıp profesyonelce üretim yapan kurumsal yapısını henüz oturtmuş bir düzeye erişememesi, özellikle Trabzon/Sürmene Çamburnu’ndaki çekek yerlerinin tersane seviyesine çıkabilmek için yeterli alana sahip olamaması, sektör örgütlenmesinin ve birlikteliğinin yeterli düzeyde olmaması, reklam-tanıtım ve pazarlama aşamalarında yeterince profesyonelleşme sağlanamaması gibi dezavantajlara sahip olduklarını vurgulamıştır. Ayrıca, aynı rapora göre, yatırım aşamasında Çamburnu tersanesinde firmalara yeterli büyüklükte yer tahsis edilmesi durumunda firmaların tersaneleşmesi önündeki en büyük engellerden biri ortadan kalkacaktır. Bölgenin sektörde faaliyet gösteren firmalarının uzun bir geçmişe sahip olmasına rağmen henüz gerçek anlamda örgütlenemeyip yeterli seviyede ortak bir lobicilik yapamamaları, firmaların aile şirketi olması birleşerek büyümenin önünde bir engel olarak gözükse de özellikle ar-ge, pazarlama, reklam, tanıtım, test ve laboratuvar hizmetleri gibi şirketlerin ortak menfaatleri olabilecek alanlarda işbirliği yapılarak belirlenecek büyüme

modelleri bölge firmaları için daha uygun olabileceğinin de altı çizilmiştir. Zira bu alanlar yapılan saha çalışmalarında firmaların büyük çoğunluğunun ortak eksikliği ve sorunu olarak tespit edilmiştir. Bu sorunların çözümüne yönelik yapılacak faaliyetler, sektördeki firmaların kurumsal kapasitelerinin güçlendirilmesi, reklam ve tanıtım faaliyetleri ile pazar payının artırılması, üretim maliyetlerine etki eden faktörlerde teşvik, vergi indirimi veya muafiyeti gibi tedbirlerle sektörün rekabet gücünün artırılabilceği önerilmiştir.

Bu bağlamda, Yeniçam Tersane sahasında, 136 dönümlük parselin Şekil 1.de görüldüğü gibi yaklaşık 20 dönümlük kısmında inşa edilecek atölyeler ve laboratuvar, bunların yanında tedarik edilecek kapasitesi yüksek makine, teçhizat ve düzenekler ile projenin gerçekleştirilecek olması da ilgili rapor maddesinin kağıt üzerinden reel sektöre faydalı bir transferi ve iyi bir üniversite-sanayi işbirliği uygulaması olarak gösterilebilir.



Şekil 1. Yeniçam tersanesi ve proje uygulama alanı

2.3. Projenin genel hedefi ve özel amacı

Projenin genel hedefi söz konusu bölgede kendilerine ait mevcut tersane sahalarında kısıtlı koşullarda başarılı üretimler gerçekleştirebilen ve fakat ulusal ve uluslar arası pazarlara ulaşma ve pazarlama sıkıntılarına sahip küçük ve orta büyüklükteki tersane işletmeleri ve tekne imalatçıları ile yan sanayi işletmelerinin potansiyellerini ortaya çıkarıp verimlerini ve rekabet güçlerini arttırarak, bölgedeki gemi inşa sektörünü yurt içi ve yurt dışında marka haline getirmektir.

Mevcut problem ve genel hedef doğrultusunda projenin özel amacı, bilişim, teknoloji, yüksek kapasiteli üretim makine ve ekipmanları kullanımı, tasarım-projelendirme-mühendislik, inovasyon, kurumsallık, bilgi-destek, pazarlama ve danışmanlık hizmetlerini almalarını sağlayarak, söz konusu bölgedeki tüm gemi inşa sektörü bileşeni işletmelerin üretim sürecindeki temel eksiklerini kapatmaya, bunun yanında rekabet edebilme seviyelerini daima yükseltmeye ve istikrarlı kalmasını sağlamaya yönelik hizmet verecek “Üretim Destek ve Hizmet Merkezi” kurmaktır.

3. Projenin Kapsamı ve Gerçekleştirilecek Faaliyetler

Mevcut durumda, Trabzon'da faaliyet gösteren tersane işletmeleri tersane sahası içerisinde birbirlerinin sahalarına geçmiş sıkışık ve düzensiz biçimde faaliyet göstermektedirler. Bu şekilde fiziki altyapılarının yanında teknik ve teknolojik altyapılarının da yetersiz olması ve teknolojiyi transfer edemeyip kullanamamaları maliyetlerini artırmakta ve farklı taleplere uygun, kaliteli hizmet vermelerini engellemektedir [4]. Bunun yanında ahşap tekne imalatçıları da çok değerli ustalıklarını, teknelerinin projelendirilmesi ve ilgili yasa ve yönetmelikler doğrultusunda diğer gerekli belgelerin hazırlanmasında yeterlilik göstermekte zorluk çekmeleri ve hatta bu konulardan çoğu zaman bihaber olmaları sebepleriyle bilim, teknik ve ilgili ulusal ve uluslararası uygunluklar ile birleştiremedikleri için pazar sıkıntısı yaşamaktadırlar. Bunun yanında, üretim için uygun malzemeyi tedarik etme konusunda da sıkıntı yaşamaktadırlar. Kapasiteleri ve teknoloji seviyeleri yüksek makine ve ekipmanların eksikliği yanında, söz konusu bölgede gemi inşa tasarımı, projelendirme, mühendislik takip hizmetleri yeterli ve verimli olmayan biçimde büyük oranda İstanbul'dan transfer edilmektedir. Ayrıca, söz konusu bölgedeki tüm sektör işletmelerinin üretim, belgelendirme, sertifikasyon, eğitim ve araştırma geliştirme konularında danışabilecekleri, bilgi ve yönlendirme alabilecekleri, yani bu anlamda görev tanımı özellikle bölgedeki "gemi inşa sektörü" ne bilgi destek hizmeti olan herhangi bir birim bulunmamaktadır. Bu bağlamda projenin uygulanması sürecinin başlangıcında yetkili uzmanlar tarafından 'Doğu Karadeniz Gemi İnşa Sanayi İş Kümesi Yol Haritası' kümelenme çalışmasının gerçekleştirilmesi ve proje bitiminde de görevlerine devam edecek 'Kümelenme Çalışma Grubu' , 'Küme Yönetim Komitesi ve Küme Danışma Kurulu' organları oluşturulması gerekmektedir. Tüm bu eksikliklere bağlı olarak gemi ve tekne imalatçılarının pazarlama, yurt içi ve yurt dışı pazarlara ulaşım rekabet edebilme kabiliyetleri de oldukça zayıftır. Bunların yanında, bildiğimiz üzere günümüzde artık hemen her sektörün ve sektör işletmelerinin rekabet yarışında bırakalım başa oynamayı, var olabilmeleri için hızla gelişen teknolojiyi takip etme, kullanarak bünyesinde barındırma ve böylece ürünlerini yenileyip kendilerini geliştirme gereği vardır. Bu bağlamda, zaten rekabet yarışında arkada kalmış olan söz konusu bölge KOBİ tersanelerinin rekabet güçlerini yükseltme yolunda hızlarını artıracak Araştırma-Geliştirme (Ar-Ge) faaliyetlerini yürütebilmeleri için gerekli olan bir "Gemi Teknolojileri Ar-Ge Laboratuvarı" nın söz konusu bölgede (Samsun-Rize arası) mevcut durumda bulunmaması giderilmesi gereken önemli bir eksikliktir. Örnek verecek olursak, ülkemizde (İstanbul) ve dünyada (Almanya, Finlandiya, Danimarka, Japonya, Brezilya gibi...) gemi inşa sektöründe önde gelen ülkelerde sektörün yoğunlaştığı bölgelerde gemi inşa sanayinin vizyonunu genişleten ve gerekli inovasyon desteğini sağlayan benzer Ar-Ge laboratuvarları bulunmaktadır. Bunlara örnek, Ata Nutku Gemi Model Test Laboratuvarı (İstanbul), Hamburg Ship Model Basin (Almanya), TKK Gemi Laboratuvarı (Finlandiya), Japan Ship Technology Research Association (JSTRA-Japonya), Ship Research Laboratory (Danimarka) verilebilir. Birbirine karşılıklı bağlı, birbirini tamamlayan ve/veya doğuran bu eksiklik ve oluşan problemlerden hareketle, ortak hizmet verecek ve bünyesinde gemilerin inşa süreci birbirini tamamlayarak var olan son teknoloji gemi inşa üretim makine, ekipman ve teçhizatlarını (CNC ve plazma kesme makineleri, eğme-bükme şekil verme makineleri robotik kaynak makineleri vb.), tasarım, projelendirme, mühendislik takip ve danışmanlık hizmet birimleri, idari ve sosyal bina ile Gemi Teknolojileri Ar-Ge Laboratuvarını barındıran bir "Üretim Destek ve

Araştırma Geliştirme Merkezi” kurulması fikri çözüm olarak düşünülmüştür. Gemi inşa sektörü ele alındığında ve projenin ana çıkış noktasının birbirine bağlı temel eksikliklerini gidererek gemi inşa sanayine destek vermek olduğu düşünüldüğünde, çok kademeli ve kompleks bir yapıda olan ve her kademesi ayrı çözümler ile yüksek miktarda teknoloji yatırımları gerektiren üretim sürecinin (tasarım-projelendirme, tekil parça üretimi, ön imalat, panel imalat, seksiyon montaj, blok montaj, donatım, teçhizat...) hangi tür gemi yapılırsa yapılsın ortak olarak geçilmesi gereken ilk 4 temel kademe; 1- tasarım-projelendirme; 2- ön kumlama(raspa)-astar boyama (Shotblasting&Priming); 3- tekil parça üretimi (çelik malzeme işleme atölyeleri) ve 4- ön imalat (2 levha veya 2 profil birleştirme-ilk kaynak işlemleri kademelerini kurulacak merkez bünyesinde oluşturularak, söz konusu bölgedeki gemi inşa sanayicilerinin üretimlerine diğer kademelerden devam etmeleri sağlanmış olacaktır. Ayrıca, yeni inşanın yanında bakım-onarım-tekrar inşa (boy verme vb.) işleri de yapabilen işletmelere, bu süreçte destek için talaşlı imalat atölyesi, boru işleme atölyesi, sıcak daldırma galvanizleme atölyesi ve ahşap tekne imalatçıları için son teknoloji ahşap işleme atölyesi de ortak üretim destek sürecine dahil edilecektir. Gemi inşa üretim süreci ve projenin destek sağlayacağı üretim kademeleri Şekil 2’de, bu kademeleri oluşturacak atölye, bina ve laboratuvarlar Tablo 3’de sunulmuştur.



Şekil 2. Gemi inşa üretim süreci ve proje kapsamının süreçteki yeri [5].

Tablo 3. Proje kapsamında destek sağlayacak atölye ve verilecek hizmetler

Atölye ve Binalar	Verilecek Hizmetler
Sac Levha ve Profil İşleme Atölyeleri	Tanıtım-Pazarlama Birimi
Boru İşleme Atölyesi	Tasarım, Projelendirme, Mühendislik
Ön Raspa-Boya Atölyesi	Meslek İçi Eğitimler ve Seminerler
Sıcak Daldırma Galvanizleme Atölyesi	Sıvı Atık Toplama Ünitesi
Talaşlı İmalat Atölyesi	
Ahşap İşleme Atölyesi	
Teçhiz ve Donatım Atölyesi	
Mekanik ve Elektrik Bakım Atölyesi	
Gemi ve Deniz Teknolojileri Test ve Analiz Laboratuvarı	

4. Beklenen Sonuçlar ve Değerlendirme

- Proje kapsamında kurulacak Gemi ve Deniz Teknolojileri Test ve Analiz Laboratuvarı, hem KTÜ-Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği bölümünün, hem de gemi inşa sanayinin çalışmalarına ve gelişimine, bunların yanında da üniversite-sanayi işbirliğinin sürdürülebilirliğine katkı sağlayacaktır.
- Söz konusu bölgedeki gemi inşa sanayi işletmelerinin teknik ve teknolojik altyapıları ile üretim kapasiteleri geliştirilip güçlendirilecektir.
- Özellikle merkezin oluşturulacağı tersane bölgesindeki en büyük üretim potansiyeline sahip, proje sahibi kooperatif üyesi işletmeler modern üretim sistemine ve kurumsal yapıya geçiş (uyum) dönemlerinin süreleri ile ilk yatırım maliyetleri düşürülerek rekabet edebilir seviyeye ulaşmalarına katkı sağlanacaktır.
- Söz konusu işletmeler daha kurumsal ve profesyonel yapıya kavuşmuş olacaklardır.
- Kurulacak merkezin iş planı ve çalışma stratejisi belirlenecektir.
- Doğu Karadeniz gemi inşa sektörü için, sektörün ve şehrin idari kurumlarının üst düzey temsilcileri ile üniversitenin ilgili öğretim elemanlarından oluşan, Trabzon merkezli bir danışma komitesi oluşturulacaktır.
- Kurulacak merkez ve imkânları, potansiyel müşteriler açısından önemli ve etkili bir reklam aracı olacaktır.
- Proje, sonucunda sağlanacak faydalar yanında, proje sürecinde dahi ulusal ve uluslararası farklı kaynaklardan da destek alınmasının önünü açacaktır.

Teşekkür

Bu çalışmada kapsamı sunulan proje, CCI No.2007 TR 16 I PO 003-TR 16 I PO.003.1.3.08 operasyon numarası ile AB ve T.C Sanayi ve Ticaret Bakanlığı otoritesinde, S.S. Sac Gemi, Ahşap Tekne ve Kotra İmalatçıları Küçük Sanat Kooperatifi sahipliğinde, Karadeniz Teknik Üniversitesi ve Trabzon Ticaret ve Sanayi Odası aktif ortaklığında yürütülmektedir.

Kaynaklar

- [1] Sürmen, Y. ve Daştan, A. “Sürmene - Yeniay ve Çamburnu Yöresinde Gemi Yapım Potansiyeli”, Karadeniz Genç İşadamları Derneği Yayınları, Nr.5, Trabzon, 2004.
- [2] T.C. Ekonomi Bakanlığı Sektörler Raporu, “Gemi İnşa Sektörü”, Ankara, 2012.
- [3] Sarıöz, K., “2002-2003 Yılı Tersane Organizasyonu Ders Notları”, İTÜ Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, İstanbul, 2002.
- [4] Durgun, O., Peşman E., "Doğu Karadeniz Bölgesi'nde Gemi İnşa Sanayisinin Durumu ve Olası Gelişmeler", 12/2004, s. 8-15, Gemi Müh. ve San. Sempozyumu, İstanbul, 2004.
- [5] Özyiğit, İ., Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2006.

DOĞU KARADENİZ GEMİ İNŞA SANAYİ VE ÜNİVERSİTE İŞBİRLİĞİ-II “TRABZON GEMİ İNŞA SANAYİNDE KÜMELENME YAKLAŞIMI VE REKABET STRATEJİLERİ”

Hasan ÖLMEZ¹, Ercan KÖSE², Emre PEŞMAN³

ÖZET

Gemi inşa sanayi birçok temel sanayi ile doğrudan alakalıdır. Elektrik-elektronik, otomasyon, boya ve izolasyon, mobilya ve dekorasyon, makine imalat, demir-çelik gibi birçok sanayi yapıları ile doğrudan ilişkisi sebebiyle yarattığı katma değer de oldukça yüksektir. Bu sayede bölgesel olarak kalkınmak isteyen ve refah düzeyini artırmak isteyen ülkeler için vazgeçilmez bir sektör, öncelikli politika alanıdır.

Bu çalışmada, sanayi açısından gelişmiş tüm dünya ülkelerinde özellikle son 10 yıldır uygulanmakta olan, sürdürülebilir sosyo-ekonomik kalkınma yöntemi “kümelenme” yaklaşımının, ülkemizdeki beş ili kapsayan üçüncü ciddi adımın, Trabzon ve Gemi İnşa Sektörü özelinde başlayan uygulamasının arka planı, kapsamı, yapılan çalışmalar ve hedefleri sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Trabzon Gemi İnşa Sanayi, Üniversite-Sanayi İşbirliği, Kümelenme

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 58, e-posta: hasanolmez@ktu.edu.tr

² Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 62, e-posta: ekose@ktu.edu.tr

³ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 73, e-posta: pesman@gmail.com

1. Giriş

İş kümeleri birbiriyle ilişkili işletmelerin ve kurumların belirli bir coğrafi alanda yoğunlaşması ve bağımsızlıklarını koruyarak işbirliği üzerinde yoğunlaşmaları ile çeşitli faktörlere bağlı olarak kendiliğinden oluşur ve yarattıkları iktisadi değerin oluşumuna katkıda bulunan sektör, kurum ve kuruluşların tamamını kapsar [1]. Oluşan bu doğal yapı, daha sonra dışarıdan desteklenerek entegre hale getirilebilir ve rekabet güçleri yükseltilebilir. Silikon Vadisi ve Hollywood dünya çapında bilinen en önemli küme örnekleridir. İş kümeleri, dağıtım kanallarına, müşterilere, birbirini tamamlayan ürünlerin üreticilerine kadar uzanır. Üniversiteler, standardizasyon kurumları, düşünce kuruluşları, mesleki eğitim kurumları, birlikler, ticaret ve sanayi odaları gibi eğitim, bilgilendirme hizmetleri, araştırma ve teknik destek sağlayan kamu kuruluşları ve özel kuruluşlar da iş kümelerinin aktörleri arasında yer alır. Kümelenme, rekabetçiliğin artırılmasında ve sürdürülebilmesinde çok etkili bir yöntemdir. Bu etkiyi kümedeki şirketlerin üretimlerini artırarak, inovasyonu geliştirerek, yeni iş alanları oluşturarak göstermektedir. Dolayısıyla kümelenme kavramı özellikle küçük ve orta ölçekli ve pazar payı düşük işletmeler için daha büyük önem arz etmektedir. Kümelenmenin beraberinde getirdiği teknolojik ortaklık, geniş işçi havuzu, iş birlikleri bu işletmelerin gelişmesine ve pazar paylarını artırmasına olanak sağlamaktadır. Günümüzde ise küreselleşme ile birlikte, yerelden de öteye giderek, farklı bölge ve ülkelerde yer alan iş kümelerinin işbirlikleri rekabet ortamında hızla artış göstermektedir. Geliştirilen kümeler arası işbirlikleri sayesinde, ticari işbirliklerinin kurulmasından, proje ortaklıkları oluşturulmasına kadar birçok alanda çalışmalar yapılmaktadır.

Diğer taraftan küme, bir sanayi sitesi, bir organize sanayi bölgesi, bir bilim veya teknoloji parkı şeklinde emlak oluşumu, bir serbest bölge, bir konsorsiyum değildir.

Kümelenme yaklaşımı ülkemiz için de aslında yeni bir kavram değildir. Benzer girişimlerin birbirlerine yakın konumlanmaları eski uygarlıklardan bu tarafa gözlemlenmektedir. Tarihteki birçok kentte, günümüzde de görüldüğü gibi, ayakkabıcılar, restoranlar, kuyumcular kent merkezinde ayrı bir alanda toplanmışlardır. Ticarete işbirliği, lobcilik, mesleki eğitim ve belirli bir meslek kolu kapsamında karşılıklı olarak anlaşarak ortak kriterler belirleme ve bunlara uyma kültürü Anadolu'da 12. Yüzyıldan beri var olan Ahilik kavramında da görülmektedir. Bunların yanında, eski tarihlerden itibaren gemi inşa ve bakım-onarım faaliyetlerine ev sahipliği yapan Çamburnu tersaneleri ve çatısı altında birleştikleri kooperatif, aynı bölgede denizcilik lisesinden üniversitesine kadar var olan eğitim kurumları, il ve ilçe liman başkanlıkları, kısıtlı sayıda ve nitelikte de olsa var olan gemi inşa yan sanayi işletmeleri, Trabzon gemi inşa sanayisinin de doğal ancak organize olmamış bir küme olduğunu göstermektedir.

Kümelenmenin faydaları:

- Firmanın maliyetini azaltır, verimliliğini artırır.
- Firmanın ihracatını ve pazarlamasını artırır,
- Firmanın AR-GE yeteneklerini güçlendirir, teşvik almayı kolaylaştırır
- Yeni ürün ve firmaların oluşmasını sağlar
- Yeni finans kaynakları doğurur
- Bölge ekonomisini güçlendirir
- Alt yapı hizmetlerini geliştirir
- Eğitim ve danışmanlık faaliyetlerini geliştirir
- Lobiciliği sağlar
- Küme, rakip firmaların beraberce hareketini yani olmazı olur kılar.
- Küme, işbirliği, ortak akıl, ortak çıkarla enerjinin sinerjiye dönüşmesini sağlar

1.1. Gemi inşa sektörünün bölgedeki gelişimi

Milattan önceki yıllarda Ceneviz, Venedik ve Malta korsan gemicileri Doğu Karadeniz’e kadar gelmiş, yöreye gelen korsanlar yeni gemi yapmak ya da bozulan gemileri onarmak için en uygun yer ve geniş kumsala sahip olan Sargona denilen yöreyi (Yeniay,Çamburnu Sürmene) seçmişlerdir. Bu gemilerde çalıştırılan işçiler zamanla tahta kesmesini ve çakmasını öğrenmişler, önceleri küçük sandallar sonraları ise mavnalar yapmaya başlamışlardır. Daha sonra Türklerin anılan bölgeye yerleşmesiyle gemi yapımı Türklerin eline geçmiştir. 1905-1906 Trabzon Vilayet Salnamelerinde Sürmene’de 239 adet büyük, 23 adet küçük olmak üzere 262 adet geminin varlığının kaydedilmiş olması, gemi yapıcılığının önemli ölçüde gelişmiş olduğunu göstermektedir [2]. Yöre, Osmanlı İmparatorluğu döneminde etkin tersane alanı olarak kullanılmıştır. Trabzon’da Sürmene, Yeniay ve Çamburnu yöresinde ilk gemi yapıcılığı ahşap gemi yapımına beyaz kestane ağacı kullanılarak başlamıştır. Ancak gerek beyaz kestane ağacını bulmadaki güçlükler, gerek maliyetlerin yüksekliği ve gerekse yapım süresinin uzunluğu nedeniyle ahşap gemi yapıcılığına son verilmiş, 1974 yılında sac gemi yapımına başlanmıştır. Yörede sac gemi olarak genellikle balık avlama gemisi veya balık nakliye gemisi, bunun yanında kuru yük gemisi, feribot, yolcu motoru, araştırma gemisi, römorkör ve özel maçlı gemiler yapılmaktadır. Yörede günümüz itibarıyla 10 adet gemi yapım işletmesi faaliyette bulunmaktadır. Bu gemi yapım işletmeleri, 1992 yılında, SS Sac Gemi Ahşap Tekne ve Kotra İmalatçıları Küçük Sanat Kooperatifi çatısı altında toplanmışlardır. Ayrıca Trabzon ili sınırları içerisinde kooperatif üyesi olmayan ancak yakın zamanda olması beklenen, 1 adet fiberglass tekne imalatçısı, 1 adet polietilen malzeme tekne imalatçısı ve yaklaşık 10 adet ahşap malzemeden küçük boyutlu amatör balıkçı veya gezinti teknesi imalatçısı bulunmaktadır. Kooperatif üyesi tekne imalatçıları 1991 yılından günümüze kadar, boyları 20 m ile 60 m arasında değişen toplam 130 çelik gemi inşa etmişlerdir.

2. Trabzon Gemi İnşa Sektörünün Kümelenme Projesinin Tanımı ve Arka Planı

2.1. Ana proje faaliyetleri ve hedefleri

Ekonomi Bakanlığı (EB)’nın faydalanıcı kuruluş olduğu AB ve TC fonları ile ortak finanse edilen “KOBİ İşbirliği ve Kümelenme Projesi”, uzun adı ile “Ağ Oluşturma ve Bölgelerarası İşbirliği için KOBİ’lerin Güçlendirilmesine Yönelik Teknik Yardım” projesi 22 Şubat 2011 tarihinde başlamıştır. Bu çerçevede; Proje faaliyetleri ile söz konusu illerde KOBİ’ler arası işbirliklerinin artırılması, yerel öncü kurumlar (İhracatçı Birlikleri, Sanayi ve Ticaret Odaları, Kalkınma Ajansları vb.) tarafından sunulan destek hizmetlerinin geliştirilmesi, teşvik edilen işbirlikleri ile firmaların verimlilik ve katma değer artışlarının sağlanması, Bölgesel Rekabet Edebilirlik Operasyonel Programı (BROP) bölgesindeki firmaların teknolojiye erişimlerinin kolaylaştırılması ve teknolojiadaki gelişmelerden haberdar edilmesi, üniversite-sanayi işbirliğinin geliştirilmesi ile bu bölgedeki firmalarımızın uluslararası pazarlara giriş ve bu pazarlarda rekabet edebilirliklerinin artırılmasına yönelik kapasitelerinin geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Projenin en önemli faaliyetleri ve hedefleri aşağıdaki gibidir.

1. 5 pilot ilde, yerel şartları göz önüne alan, yerel paydaşlarla birlikte kapsamlı bir şekilde hazırlanan ve yerelde yapılmış olan mevcut çalışma ve araştırmalardan en iyi şekilde faydalanan ekonomik analiz ve sektörel incelemeler sonrasında her il için öne çıkan sektörler saptanacak ve bu sektörlerde pilot küme geliştirme çalışmaları yapılacaktır. Kümelenme çalışmalarını destekleyecek tedarik zinciri ve değer zinciri çalışmalarıyla da kümelerde yer alan firmaların ürün ve hizmetlerinde farklılık yaratabilmeleri, dikey ve yatay entegrasyonlarda bulunabilmeleri için de bilgileri ve deneyimleri geliştirilecektir.
2. Bölge içi ve bölgeler-arası işbirliği ve bilgi ağlarını geliştirmek üzere sektörel bazlı pilot çalışmaları yapılacaktır, bu çalışmalar firmaların ve bölgelerin hedef uluslararası pazarlardaki işbirliklerini de arttırmaya yönelik olarak pazar odaklı olarak tasarlanacak ve hedef ülkelerin sektör uzmanlarıyla ve yurtdışında yer alan Ticaret Müşavirlikleri'nce de desteklenecektir.
3. Tüm illerde ve daha geniş kapsamlı olarak bölgede ve Türkiye'nin diğer illerinde yapılacak Kümelenme çalışmalarında kullanılabilecek "Küme Geliştirme Araçları" hazırlanarak hem mevcut projede hem de ileride yapılacak çalışmalarda bir referans ve kolaylaştırıcı yöntem olarak kullanılması sağlanacaktır.
4. KOBİ'lerin, Kümelerin, Destek Kurumları'nın ihtiyaç duyduğu bilgileri toplama, bunları ihtiyaca yönelik olarak kolay kullanılabilir şekilde ayırma, sunma ve sürekli güncellemeye yönelik olarak Bilgi Yönetim Sistemi kurulacaktır. Aynı zamanda kurulacak olan Ulusal Kıyaslama Sistemi ile Türkiye'deki kümelerin performansını izleme, yerel kümelerin rekabetçiliğini hızlandırma ve kümelerin uluslararası kümeler ile kıyaslanabilmesi amaçlanmaktadır.
5. Proje illerinde kurulacak olan Kümelenme Bilgi Merkezleri (Cluster Info Spots) ile, küme geliştirme çalışmalarının kurumsal bir yapı içerisinde, bilgi ve beceriye sahip ve sahip olduğu deneyimi paylaşarak zenginleştiren ve hem proje illerinde hem de bölgede gelecekte bir çok sanayi ve ticaret kümelenmesinin öncülüğünü yapacak yeni ve dinamik bir yapının oluşturulması hedeflenmektedir.

2.2. Trabzon gemi inşa sektörü kümelenme çalışmaları

KOBİ İşbirliği ve Kümelenme Projesi kapsamında Trabzon, Samsun, Çorum, Kahramanmaraş ve Gaziantep illerinden her birinde oluşturulan, üniversitemiz öğretim elemanlarının da içerisinde bulunduğu yerel danışma komitelerinin, her açıdan değerlendirme ve katkıları ile öncelikli sektörler belirlenmiştir. Bu bağlamda, Trabzon'da, doğal bir küme görüntüsü çizen, aynı zamanda halihazırda üniversite-sanayi işbirliğinde yürütülen projenin avantajına sahip olan gemi inşa sektörü öncelikli sektör olarak seçilmiş ve bakanlıkça onaylanarak, proje faaliyetlerine başlanmıştır. Çalışmanın metodolojisi ve kullanılan araçlar Tablo 1'de sunulmuştur. Trabzon Gemi İnşa Sektörü strateji çalışması temelinde sektör firmaların mevcut ürünlerinin yanı sıra teknoloji, üretim ve tasarım, inovasyon yeteneklerinin bölgeler arası işbirlikleri ile artırılarak rekabette farklılık yaratacak ürünler geliştirilmesi gerekliliği yaklaşımı ile hazırlanmıştır. Çalışmasının amacı sektör oyuncularını için gelecek on yıl içinde rekabet edebilecekleri yeni alt sektörler ve niş alanlar belirlemek, bu alanlarda ilerlemek için değer zincirinin hangi aşamalarında yeniden yapılanma ve dönüşüm gerektiğini belirlemek ve ihtiyaç duyulacak araçları tespit etmek olmuştur. Strateji çalışması nihai olarak firmaların uluslararası pazarlarda katma değeri

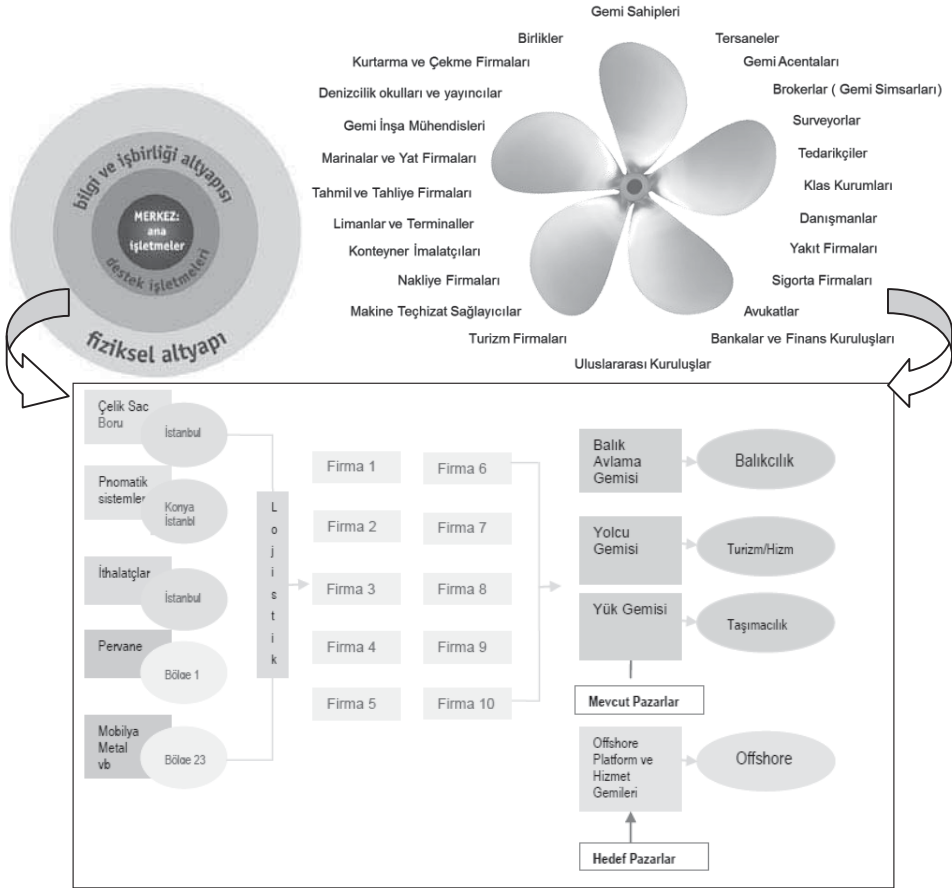
yüksek ürünlerle sürdürülebilir ihracat yapmalarını sağlayacak yol ve yöntemleri belirlemeyi hedeflemiştir.

Tablo 1. Proje çalışma metodolojisi ve kullanılan araçlar

		Kullanılan Araçlar ve Analiz Yöntemleri
MEVCUT DURUM TESPİTİ VE İHTİYAÇ ANALİZİ	Firma Dış Çevresi Analizi	
	Sektörün Tanımı ve Global Ölçekte Durumu	Literatür Taraması
	Sektörün Türkiye'deki Durumu	Literatür Taraması
	Sektörün Bölgedeki (Coğrafi) Rekabet Koşulları	M. Poter Rekabet Analizi (Rekabet Elması Modeli) • Firma Ziyaretleri ve Anketlerin Uygulanması • Paydaş Ziyaretleri ve Yarı Yapılandırılmış Mülakatlar
	Mevcut Pazarların Sınırı ve Analizi Potansiyel Yeni Ürünler ve Hedef Pazarlar	Mc. Kinsey Matrisi, Ansoff Matrisi Literatür Taraması, Sektör Toplantıları
	Firma İç Çevresi Analizi	
	Firma Rekabet Seviyesi	Firma Değer Zinciri Analizi
	Firma Dış ve İç Çevre Analizleri Entegrasyonu	
		GTZF Analizi
	Strateji ve Eylem Planı	Vizyon, Hedef Stratejik Hedeflerin Belirlenmesi Kilit Başarı Faktörlerinin Belirlenmesi Faaliyetler Faaliyet Takvimi

Trabzon Gemi İnşaa Sektörü için strateji geliştirme süreci literatür taraması ile başlamıştır. Literatür taraması sırasında öncelikle KOBİ İşbirliği ve Kümelenme Projesi kapsamında hazırlanan Trabzon Ekonomik Analiz Raporu ve Kümeler için Ortak Rekabet Alanları Stratejisi Raporu incelenmiştir. Ayrıca sektöre yönelik uluslararası, ulusal ve bölgesel raporlar incelenmiştir. Literatür çalışmaları devam ederken firmalar ve paydaşlar ziyaret edilmiştir. Sektör stratejisi çalışması aynı zamanda sürece paralel olarak sürdürülen ve tamamlanan değer zinciri analizi çalışması sonuçlarından yararlanmıştır. Çalışma sektörde faaliyet gösteren 10 üretici firma, 24 tedarikçi firma, 10 paydaş kurum ve kuruluşun katılımı ve katkısı ile tamamlanmıştır.

Saha çalışmalarını takiben sektörün sorunlarının çözümüne yönelik Sektör Strateji Çalıştayı sektör temsilcilerinin ve yerel paydaşların katılımları ile gerçekleştirilmiş, sektörün sorunlarına değer zinciri sürecinde çözüm önerileri getirilmiş, firmaların sektörün geleceğine ilişkin görüşleri değerlendirilmiştir. Strateji çalıştayı bölgede büyük bir ilgi ile karşılanmış, başta Trabzon Valiliği ve Karadeniz Teknik Üniversitesi olmak üzere atılacak adımlar için yerel yöneticilerden tam destek almıştır. Çalışmalar sonucu Trabzon gemi inşa kümesinin bileşenleri Şekil 1.de gösterilmiştir.



Şekil 1. Trabzon gemi inşa kümesinin elemanları

2.3. Küme geliştirme sürecine genel bakış

Bir kümenin geliştirilmesinde uygulanan 5 aşama -12 adım yaklaşımının temelini oluşturan ilkeler şöyledir.

- Mevcut durumun değişmesi hiçbir zaman kolay değildir, zaman ve çaba gerektirir.
- Hedeflene n duruma ulaşmak, değişimden ziyade bir dönüşüm ve evrim sürecidir. Bu dönüşüm sürecinin başarıyla tamamlanması, ancak yerel paydaşların gönüllü çalışmaları ile mümkün olmaktadır.
- Gerçek anlamda başarılı bir dönüşüm zaman alır. Kısa sürede ve dış etkilerle gerçekleşen değişimler, eski haline dönmeye eğilimlidir.
- Kısa vadede ulaşılabilir hedefler belirlemek ve hayata geçirmek, daha büyük sorunları ele almak için gerekli güven ortamını oluşturmaya destek olur [1].

Bu bağlamda uygulanan 5 aşama – 12 adım prensibi Tablo 2 ile özetlenmiştir.

Tablo 2. Küme geliştirmede uygulanan 5 aşama – 12 adım prensibi [3]

5 AŞAMA	12 ADIM
A. Sürecin Başlatılması	1 Uygunluğun yararlanıcılara ve paydaşlara anlatılması
	2 Kümelerin belirlenmesi ve önceliklendirilmesi
B. Zeminin Oluşturmak	3 Başlangıç analizi
	4 Liderlik grubunun oluşturulması
C. İvme Oluşturmak	5 Ortak vizyon geliştirme
	6 Sırama tahtalarını belirleme
	7 Kısa vadeli eylem planları
D. Tabanı Genişletmek	8 Kümelenme girişimini faaliyete geçirme ve resmileştirme
	9 Derinlemesine analiz, karşılaştırmalı değerlendirme
E. İvmeyi Sürdürmek	10 Uzun vadeli, stratejik gündem
	11 Kümelerarası bağlar kuma
	12 İnceleme, değerlendirme

3. Kümelenme Bakış Açısıyla Bölge Rekabet Analizi

Küresel rekabetin giderek arttığı dünyada uluslar coğrafi rekabet üstünlükleri ile küresel pazarlarda üstünlüklerini artırmaktadır. Rekabetin temeli bilgi ve inovasyonla güçlendikçe rekabet üstünlüğü bilginin yerelleşmesi ile her geçen gün ivme kazanmaktadır. Bu açıdan bakıldığında bölgesel değerler, kültür, ekonomik yapılar, kurumlar ve tarihsel farklılıklar rekabetin yapısına etki eden faktörler olma özelliğini korumaktadır. Belli bir sektörde coğrafi olarak kazanılan başarılarla bölgelerin ileri dönük, dinamik ve inovatif iş ortamına sahip olmalarının önemli bir rol oynamaktadır. Trabzon Gemi İnşa Sektörü strateji raporu analizi bu bağlamda sektörün genel olarak tanımı ortaya koyduktan sonra, rekabeti etkileyen bölgesel faktörlerin analizine, firmaların faaliyet gösterdikleri iş yapma ortamının analizine yer vermektedir. Bu amaçla incelenen koşullar Porter'ın rekabet üstünlüğünü belirleyen elmas modeli ile analiz edilmiştir [1]. Bu koşullar;

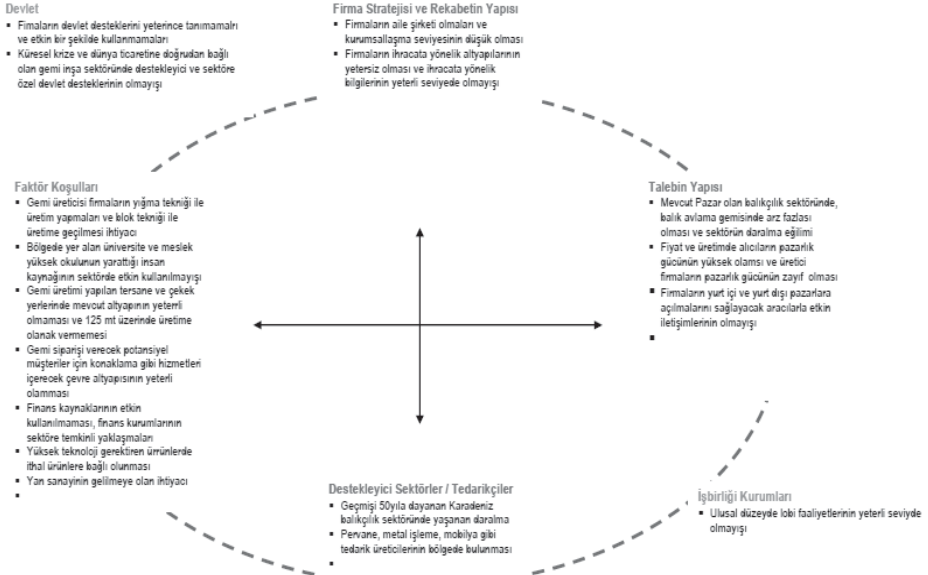
1. Firma stratejisi, yapısı ve rekabet
2. Faktör Koşulları
3. Talep Koşulları
4. İlişkili ve destekleyici sektörler

Elmas modeli analizinin rekabet avantajları ve problemler açısından sonuçları Şekil 2.'de sunulmuştur.

Rekabet Avantajlarının “Rekabet Elmas” Modeli ile Sunumu



Problemlerin “Rekabet Elmas” Modeli ile Sunumu



Şekil 2. Elmas modeli analizinin rekabet avantajları ve problemler açısından sonuçları

4. Sonuçlar ve Değerlendirme

- Strateji çalışması süresince sahada yapılan ziyaretler ve çalıştaylarda sektörde üretimin devamlılığının yeni gelen siparişlere bağlı olduğu ve alıcıların pazarlık gücünün yüksek olduğu belirlenmiştir. Özellikle Karadeniz Bölgesinde balıkçılık sektöründe yaşanan daralma ve balıkçılık sektöründe pazarın doymasından ötürü kısa ve orta vadede balık avlama gemisi talebinde daralma yaşanması öngörülmektedir. Talepte yaşanması muhtemel olası daralmaya karşılık, mevcut altyapı imkanlarıyla firmaların 80-125 metre aralığında tanker ya da yük gemisi inşa etmeleri olanaklı görünmemektedir. Mevcut altyapı koşullarına ek olarak Türkiye’de gemi inşa sektöründe faaliyet gösteren diğer bölgelere ve Türkiye’nin üretimine baktığımızda bu ürün gruplarında üretimin 2008 yılında yaşanan kriz sonrasında durma noktasına geldiği, sipariş defterlerindeki yeni siparişlerin büyük oranda iptal edildiği bilinmektedir. Gerek diğer bölgelerdeki rakiplerin teknoloji seviyesi ve altyapı avantajları gerekse büyük tonajlı gemilerde dünyada yaşanan daralma düşünülecek olursa Trabzon Gemi İnşa sektörünün balıkçı gemilerine alternatif olarak 80-125 m aralığında gemi inşa etmesi kısa ve orta vadede mümkün ve gerçekçi görünmemektedir. Bunun yerine krizden nispeten daha az etkilenen, mevcut kabiliyetlerin avantaj yaratacağı, katma değeri yüksek ürünlerde uzmanlaşmaya gidilmesi önerilmektedir. Öyle ki, dünyada ve Avrupa’da büyük tonajlı gemi üreten ve sektörde lider olan birçok firma yaşanan krizin etkileri ve gemi inşa pazarının uzak doğuya kayması ile alt sektörlerde uzmanlaşmaya giderek kriz dönemlerini aşmıştır.
- Yapılan analiz çalışmaları ve Proje kapsamında gerçekleştirilen Trabzon Gemi İnşa Sektörü Gelecek Stratejileri Çalıştayı sonuçlarına göre tersanelerin teknik ve teknolojik olarak yenilenmeleri, teknolojik altyapı ve üretim yöntemi olarak dünya standartlarını yakalamaları için;
 - Üretimde verimliliği artıracak şekilde üretim planlanmasının yapılması,
 - Süreç analizinin yapılması,
 - Firmaların montaj kabiliyetlerinin artırılması, blok montaj yöntemine geçilmesi,
 - Firmaların fiziksel altyapısının güçlendirilmesi
 - AR-GE çalışmalarına ağırlık verilmesi,
 - Uluslararası standartlara göre inşa için değişimlerin ve belgelendirmelerin yapılması,
 - Üretim maliyetlerinin azaltılması,
 - Üretim verimliliğine ilişkin danışmanlık ve eğitim hizmetlerinin alınması gerekmektedir.
- Trabzon Gemi İnşa Sektörü Tanıtım ve Pazarlama planı benzer örneklerin incelenmesinden sonra oluşturularak, kısa vadede ilk adımların atılması sektörün rekabet gücünün artırılması için büyük önem taşımaktadır. Bu kapsamda gerçekleştirilmesi önerilen faaliyetler,
 - Trabzon Gemi İnşa Sektöründe faaliyet göstermekte olan firmalar için ortak bir tanıtım platformunun bu kapsamda ilk olarak web sitesinin geliştirilmesi. Potansiyel hedef pazarlar göz önüne alındığında sitenin Türkçe, İngilizce, Rusça ve Arapça olmak üzere en az dört dilde bilgi içermesi, faaliyetleri anlatan düzenli bir yayın çıkarılması

- Trabzon Gemi İnşa Firmaları Ağını temsil eden ortak kurumsal kimlik oluşturulması,
 - Tanıtım, Pazarlama ve Markalaşma Stratejisinin Oluşturulması
 - Karadeniz Balıkçı Gemisi için klas alınması
 - Firmaların marka tescillerini yaptırmaları
 - İşbirliği kuruluşlarının önderliğinde bölgeyi ve sektörü tanıtıcı uluslararası organizasyonların gerçekleştirilmesi
- Benzer şekilde Trabzon Gemi İnşa sektörü için stratejik ürün grubu belirlenerek, yeni pazarlara girilmelidir. Çalışma kapsamında gerçekleştirilen mevcut ürün profile ve pazar incelemesi ile mevcut ürünlerde üretim devam ederken, offshore hizmet gemileri ve iş gemileri yapımında Trabzon Gemi İnşa Sektörünün önemli bir pazar potansiyeli olduğu sonucuna varılmıştır. Özel amaçlı hizmet gemilerinin yapımı için gerekli olan temel kabiliyetlerin kazanılması ile Trabzon Gemi İnşa Sektörü mevcut pazarlarına ek olarak offshore ve denizcilik hizmet gemisi pazarlarının uluslararası tedarikçisi olacaktır. Bu kapsamda öngörülen faaliyetler arasında aşağıda yer alan adımlar yer almaktadır.
 - Stratejik uzmanlaşma alanları olarak belirlenen ürün gruplarında hedef pazarlara girişi hızlandırmak için ikili ilişkilerin geliştirilmesi, firmaların ilgili fuar ve organizasyonlara katılmaları,
 - Firmaların dış ticaret, özellikle ihracat altyapılarının geliştirilmesi ile ilgili eğitim ve danışmanlık hizmetlerini almaları,
 - Firmaların gerek ihracat kapasitelerini gerekse iş modellerini geliştirmek üzere hedef ürün gruplarında benzer ölçekte tersanelerle ikili ilişkiler kurarak kıyaslama çalışmalarında bulunmaları, bilgi ve tecrübenin paylaşılması,
 - İhracat planının uzun vadeli olarak yapılması ve düzenli olarak güncellenmesi bu kapsamda ulusal ve uluslararası bilgi platformlarına ve veri tabanlarına üyeliklerin sağlanması, ilgili pazar araştırmalarının (raporların) ve trend analiz raporlarının alınması. Özellikle potansiyel pazarlar ile ilgili olarak (Specialist Vessels Market Report to 2016 Raporunun alınması, Clarkson Veri tabanına üyelik oluşturulması ilk etapta önerilmektedir.)
 - Kısa vadede yurtdışı taleplerin alınabildiği ve takip edilebildiği ortak bir koordinasyon noktası oluşturulması, orta ve uzun vadede ise firmalarda yabancı dil bilen personelin istihdam edilmesi.
 - Sektörel Birlik ve Odalarla ilişkilerin artırılarak, özellikle ihracatçı birliklerine üyeliklerin gerçekleştirilmesi.
- Projenin henüz sonuçlandırılmadığı düşünüldüğünde, bitiminde beklenen performans kriterleri doğrultusunda,
 - Trabzon gemi inşa sektörü için oluşturulan strateji, %20 oranında gelişim sağlanacaktır. (Proje Çıktısı 1.1).
 - KOBİ İşbirliği ve Kümelenme Projesi kapsamında tasarlanan ve uygulanacak pilot proje ile firmalarda %25 verimlilik artışı sağlanacaktır (Proje Çıktısı 1.3).
 - KOBİ İşbirliği ve Kümelenme Projesi ile BROP ve BROP dışı bölge arasında %25 oranında iş ağı artışı sağlanacaktır (Proje Çıktısı 2.1).

Teşekkür

Bu çalışmada detayları sunulan “KOBİ İşbirliği ve Kümelenme Projesi”, uzun adı ile “Ağ Oluşturma ve Bölgelerarası İşbirliği için KOBİ’lerin Güçlendirilmesine Yönelik Teknik Yardım-TR 07R2.02-01” projesi T.C Ekonomi Bakanlığı otoritesinde, Ecorys Holding BV danışmanlığında Trabzon Ticaret ve Sanayi Odası aktif yerel paydaşlığında ve Karadeniz Teknik Üniversitesi ile Trabzon Valiliği başta olmak üzere diğer yerel idarelerin destekleri ile yürütülmektedir. Ayrıca, bu çalışmanın, bir parçası olduğu Trabzon Gemi İnşa Sektörü Strateji Raporu'nun hazırlanmasında göstermiş oldukları özveri ve katkılarından dolayı Trabzon Kümelenme Merkezi koordinatörü Emrah AYVAZ'a, strateji geliştirme ekibi lideri Yeliz ÇUVALCI'ya, kısa dönemli kıdemli uzmanlar Hakan ZOBU ve Martin BLOEM'a, ve kısa dönemli uzman Hasan Serbülen KUTLU'ya teşekkür ederiz.

Kaynaklar

- [1] Porter M.E. “Clusters and New Economics of Competition”, Harvard Business Review, USA, 1998.
- [2] Sürmen, Y. ve Daştan, A. “Sürmene - Yeniay ve Çamburnu Yöresinde Gemi Yapım Potansiyeli”, Karadeniz Genç İşadamları Derneği Yayınları, Nr.5, Trabzon, 2004.
- [3] Şanlıurfa Sanayisi'nin yeniden yapılandırılması projesi, "Küme Kolaylaştırıcısı için Uygulamalı Küme Geliştirme Kılavuzu, T.C Sanayi ve Ticaret Bakanlığı, Ankara, 2011.
- [4] KOBİ İşbirliği ve Kümelenme Projesi, "Trabzon Gemi İnşa Sektörü Strateji Raporu Taslağı", Trabzon, 2012.

KOMPOZİT PLAKLAR ÜZERİNDEKİ DAİRESEL DELİKLERİN ÇAPI VE DÜŞEY KONUMUNUN BURKULMA YÜKÜNE ETKİSİ

Murat ÖZDEMİR¹, Uğur MUTLU², Turgay KÖROĞLU³

ÖZET

Bu çalışmada, kompozit plakalar üzerindeki dairesel bir deliğin çapı ve yerinin, plakanın burkulma davranışı etkisini görmek için deneyler yapılmıştır. Kompozit plakalar sürekli ve süreksiz lifli cam elyaflardan imal edilmiştir. Yükün uygulandığı karşılıklı iki kenar ankastre olarak mesnetlenmiş, deliğin çapı ve konumu değiştirilerek sürekli ve süreksiz lifli kompozit malzemelerde kritik burkulma yüküne olan etkiler incelenmiştir. Bu çalışmada numunelerde delaminasyon olmadığı kabul edilmiş ve iki tip numune için de dairesel deliklerin çapı ve düşey konumları değiştirilerek deneyler yapılmıştır. Ayrıca deliksiz numuneler için teorik bir yöntemle kritik burkulma yükleri belirlenmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kompozit Plak, Burkulma Yüğü, Dairesel Açıklık

1.Giriş

Denizcilik sektöründe de çok sık kullanılan kompozit malzemeler, özellikle gezi ve yarış teknelerinde geniş kullanım alanlarına sahiptir. Gerek teknelerde, gerekse uçaklarda kullanılan kompozit malzemelerin çeşitli delikler açılarak kullanıma sunulduğu görülmektedir. Bu delikler genel olarak elektrik tesisatı, sıhhi tesisat, havalandırma ve benzeri sebeplerle açılmaktadır[1].

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 65 13, e-posta: mozdemir@itu.edu.tr

2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 64 78, e-posta: mutluug@itu.edu.tr

3 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , e-posta: tukoroglu@itu.edu.tr

Kompozit malzemelerin bu şekilde kullanılması, yapısal davranışlarında farklılıklara sebep olacaktır. Bu konularda daha önce kompozit malzemelerden üretilen çubukların burkulmasına etki eden faktörler [4] numaralı kaynakta incelenmiş ve optimum boyutlar ve oryantasyon açıları elde edilmeye çalışılmıştır. Kompozit levhaların burkulmasına etkiyen faktörler ise [1-3] tarafından incelenmiştir. Bu çalışmada ise yapacağımız deneylerle, sürekli lifli cam elyaf kompozit malzemeler ile süreksiz lifli cam elyaf kompozit malzemelerden imal edilmiş plakalarda açılacak olan dairesel deliklerin levha üzerindeki düşey konumlarının ve çaplarının kritik burkulma yüküne etkisi araştırılacaktır.

2. Deney Sistemi

400 mm boyutunda üretilen levhaların çekme-basma makinesi tutturma payı çıkarıldığında deney sırasında kullanılan levhaların boyu 335 mm olarak ölçülmüştür. Bunun yanı sıra malzemeler elle yatırma yöntemi ile üretildiği için malzeme kalınlığı 4mm olarak değil, sürekli lifli malzeme için 2 mm, süreksiz lifli malzeme için ise 3 mm olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak sürekli lifli malzeme boyutları (335x150x2 mm), süreksiz lifli malzeme boyutları (335x150x3 mm) dir. Her iki tip malzeme üzerine açılacak deliklerin çapları 50 mm, 70 mm ve 90 mm dir. Deliklerin merkezleri düşey düzlemde iki farklı konumda tutulmuştur. İlk olarak levha alt kenarından 100 mm uzaklıkta daha sonra ise dairesel deliğin merkezi levha ortasında alınmıştır.

Literatürde genel olarak levha kritik burkulma yükü deneyleri levhaların alt ve üst kenarı mesnetlenirken diğer kenarlar serbest olacak şekilde yapılmaktadır. Bunun yanı sıra kompozit levhalarda ve çubuklarda fiber oryantasyon açısının, delaminasyon etkisinin, levha üzerindeki dairesel deliklerin çapı ve konumunun, farklı şekillerdeki deliklerin(eliptik, kare, dikdörtgen vs.) kompozit levha ve çubukların kritik burkulma yüklerine etkisi araştırılmıştır [1-4].

Yapacağımız bu deneysel çalışmada deneyimizin sonuçlarını etkileyebilecek parametreler şu şekilde sıralanabilir; malzeme özellikleri (Elastisite modülü, poisson oranı vs., levha boyutları, başlangıç deformasyonları, artık gerilmeler, delaminasyon(ayrıklaşma) etkisi, levha sınır koşulları, levha üretim koşulları, deney koşulları(Sıcaklık, nem vs.), yanal yükleme durumu, fiber oryantasyon açısı, dairesel deliğin çapı, dairesel deliğin düşey konumudur. Yapacağımız deneysel çalışmada aşağıdaki parametrelerin bir kompozit levhanın kritik burkulma yüküne etkisi araştırılacaktır. Diğer tüm parametreler sabit tutulacaktır. Malzeme özellikleri, Dairesel deliğin çapı, Dairesel deliğin düşey konumudur.

3. Deney Uygulaması

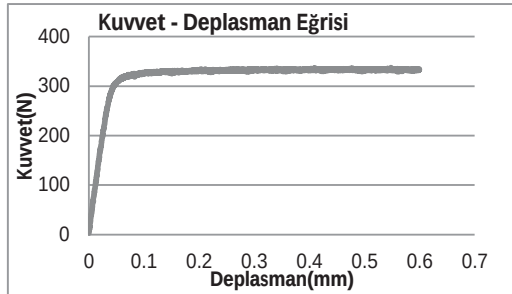
Deney İTÜ Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi Yapı Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Deney sırasında levhanın alt ve üst kenarı ankastre mesnetli, diğer kenarlar serbest tutulmuştur. Deney MTS marka universal çekme – basma test cihazında yapılmıştır.

Deney sırasında kullanılan sürekli lifli cam elyaf ve süreksiz lifli cam elyaf malzemeler özel bir yat üretim şirketinde elle yatırma tekniğiyle üretilmiştir. Deney sırasında malzemelerin çekme – basma test cihazına olabildiğince doğru yerleştirilmesine özen gösterilmiştir. Deney sırasında kullanılan çekme – basma makinesi saniyede 100 adet

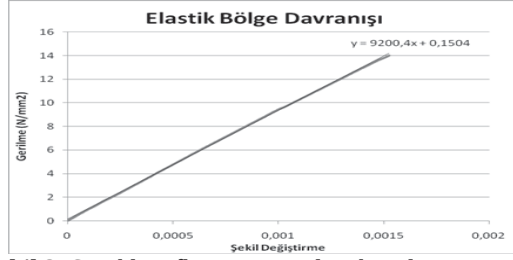
kuvvet- deplasman değeri vermektedir. Bu veriler kritik burkulma yükünün belirlenmesi için gerekli hassasiyeti bize sağlamaktadır. Deneyler deplasman kontrollü olarak yapılmıştır. Bunun anlamı deney sırasında bizim belirlediğimiz bir süre içerisinde numunenin yine bizim belirleyeceğimiz deplasmanı yapmasıdır. Deneyler sırasında çekme – basma test cihazı 500 sn. de numuneye 10 mm deplasman yaptıracak şekilde ayarlanmıştır. Bunun yanı sıra numunelerin elastisite modüllerini belirlemek amacıyla her iki tip numune için de çekme deneyleri yapılmıştır. Çekme deneyleri ise kuvvet kontrollü olarak yapılmıştır. Deneyler sırasında ilk olarak üzerinde delik bulunmayan her iki tip numune için burkulma testleri yapılmıştır. Daha sonra ise üzerinde delikler olan numuneler için burkulma testleri yapılmıştır. Deney sırasında çekme - basma test cihazından elde edilen kuvvet – deplasman değerleri okunarak malzeme şekil değiştirmesinin lineer bölgeden non-lineer bölgeye geçtiği nokta tespit edilmiştir. Tespit edilen bu nokta ise levhanın kritik burkulma yükünü temsil etmektedir. Bazı numunelerde lineer bölgeden non lineer bölgeye geçiş çok rahat gözlemlenebilirken bazı numunelerde ise bu geçiş çok rahat gözlenememiştir. Bunun sebebi ise numunenin üretim aşamasından kaynaklanan kusurlarının olmasıdır. Elle yatırma tekniğinin dezavantajlarından biri bu deney süresince bu şekilde karşımıza çıkmıştır.

4. Deney Sonuçları

Daha önceki çalışmalar poisson oranının burkulma üzerinde etkisinin oldukça az olduğu göstermektedir. Buradan yola çıkılarak [1] de yer alan ve bizim kullandığımız numuneye benzer özellikler gösteren cam elyaf malzeme için elde edilen poisson oranı bizim numunemiz için de poisson oranı olarak kabul edilmiştir. Yapılan çekme testi sonucunda sürekli lifli numune için elde edilen elastik bölge davranış grafiği aşağıdaki gibidir.



Şekil 1. Deliksiz Sürekli Lifli Numune



Şekil 2. Sürekli Lifli Numune Elastik Bölge Davranışı

Yukarıda verilen doğrunun eğimi sürekli lifli numune için elastisite modülünü vermektedir. Grafikten de anlaşılacağı üzere sürekli lifli malzeme için elastisite modülü(E)= 9,2004 GPa dır. Poisson oranı ise $\gamma = 0,117$ dir. Kenarları serbest, sadece bası kuvvetinin uygulandığı karşılıklı kenarları mesnetli olan levhalar kolon şeklinde burkulur [5].

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * D * b}{l^2} \quad (1)$$

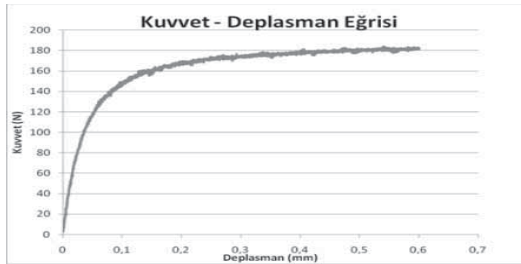
Yukarıdaki ifadede D levha için eğilme rijitliğini ifade etmektedir.

$$D = \frac{E * t^3}{12 * (1 - \gamma^2)} \quad (2)$$

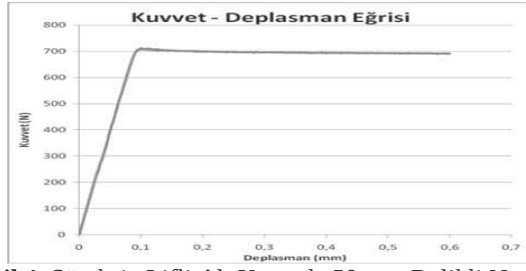
2 nolu ifadeyi 1 no'lu ifadede yerine yazarsak levha için kritik burkulma yükü ifadesi:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * t^3 * b}{12 * (1 - \gamma^2) * l^2} \quad (3)$$

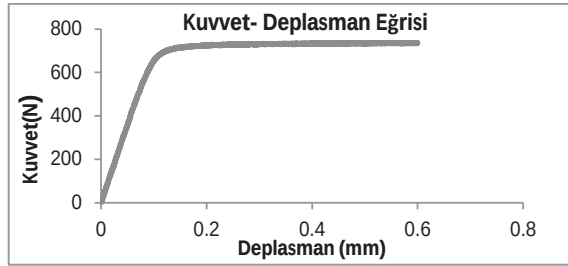
Bizim problemimizde levhanın alt ve üst kenarı ankastre olduğu için burkulma boyu levha boyunun yarısıdır. Sürekli lifli numune için bu değerler: $E = 9200,4 \text{ N/mm}^2$, $b = 150 \text{ mm}$, $t = 2 \text{ mm}$, $l = 167,5 \text{ mm}$, $\gamma = 0,117$. Bu değerler 3'te yerine yazılırsa sürekli lifli numune için kritik burkulma yükü $P_{cr} = 328,14 \text{ N}$. Deney sonucu elde edilen kritik burkulma yükü ise yaklaşık olarak $P_{cr} = 315 \text{ N}$. Görüldüğü üzere sonuçlar birbirine oldukça yakındır.



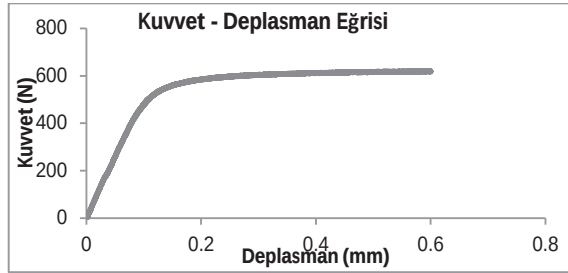
Şekil 3. Deliksiz Süreksiz Lifli Numune



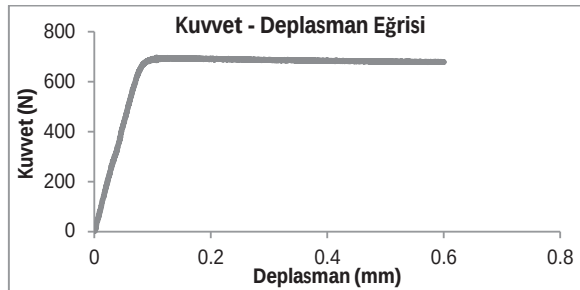
Şekil 4. Süreksiz Lifli Alt Kenarda 50 mm Delikli Numune



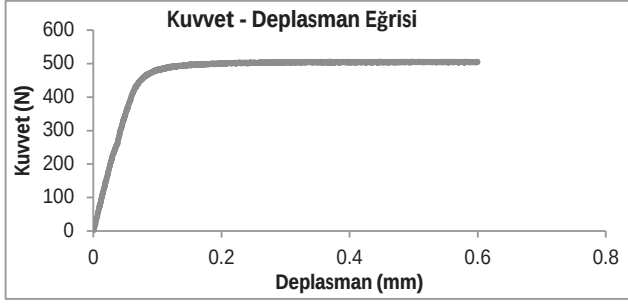
Şekil 5. Süreksiz Lifli Alt Kenarda 70 mm Delikli Numune



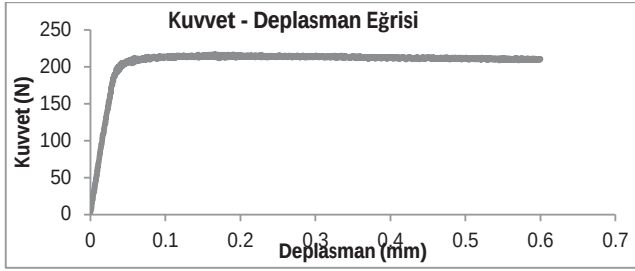
Şekil 6. Süreksiz Lifli Alt Kenarda 90 mm Delikli Numune



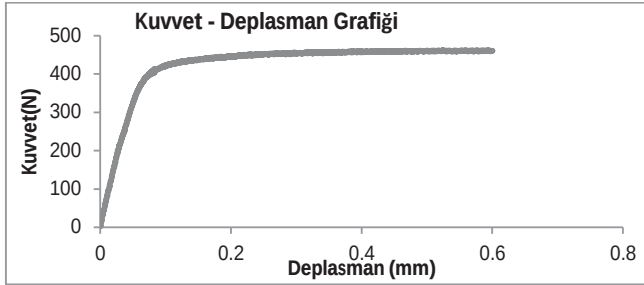
Şekil 7. Süreksiz Lifli Ortada 50 mm Delikli Numune



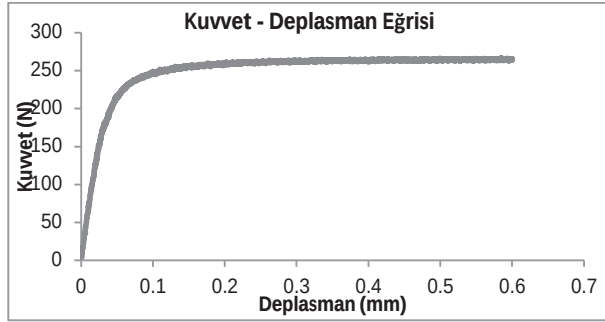
Şekil 8. Süreksiz Lifli Ortada 70 mm Delikli Numune



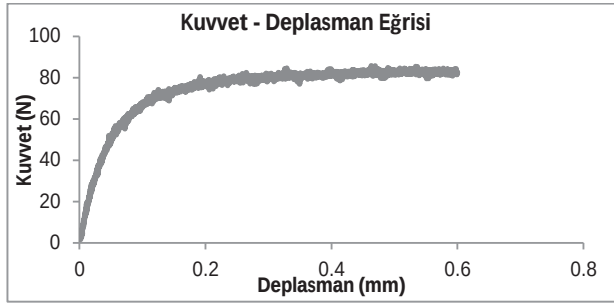
Şekil 9. Süreksiz Lifli Ortada 90 mm Delikli Numune



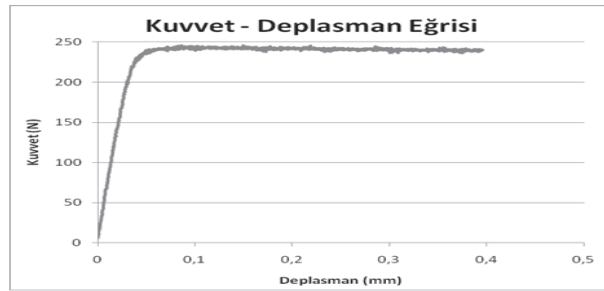
Şekil 10. Sürekli Lifli Kenarda 90 mm Delikli Numune



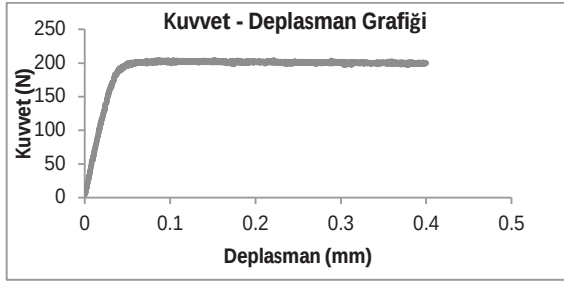
Şekil 11. Sürekli Lifli Kenarda 70 mm Delikli Numune



Şekil 12. Sürekli Lifli Kenarda 90 mm Delikli Numune



Şekil 13. Sürekli Lifli Ortada 70 mm Delikli Numune



Şekil 14. Sürekli Lifli Ortada 90 mm Delikli Numune Kuvvet – Deplasman

6. Değerlendirmeler

Deneyle elde edilen ve teorik yöntemle elde edilen kritik burkulma yükü değerleri aşağıdaki gibidir.

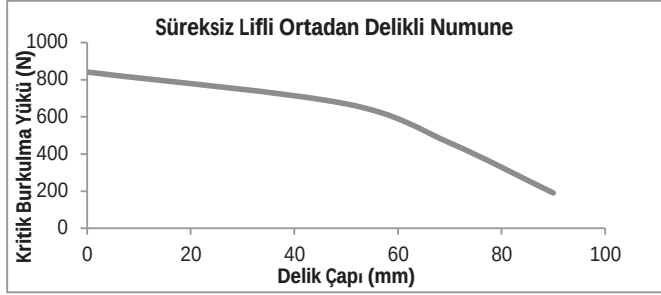
Malzeme	Delik Çapı(mm)	Delğin Konumu	Pcr(N)
Sürekli Lifli	0		315
Sürekli Lifli	50	Alt kenarda	410
Sürekli Lifli	50	Ortada	18
Sürekli Lifli	70	Alt kenarda	215
Sürekli Lifli	70	Ortada	220
Sürekli Lifli	90	Alt kenarda	70
Sürekli Lifli	90	Ortada	195

Malzeme	Delik Çapı(mm)	Delğin Konumu	Pcr(N)
Süreksiz Lifli	0		155
Süreksiz Lifli	50	Alt kenarda	705
Süreksiz Lifli	50	Ortada	670
Süreksiz Lifli	70	Alt kenarda	690
Süreksiz Lifli	70	Ortada	460
Süreksiz Lifli	90	Alt kenarda	510
Süreksiz Lifli	90	Ortada	190

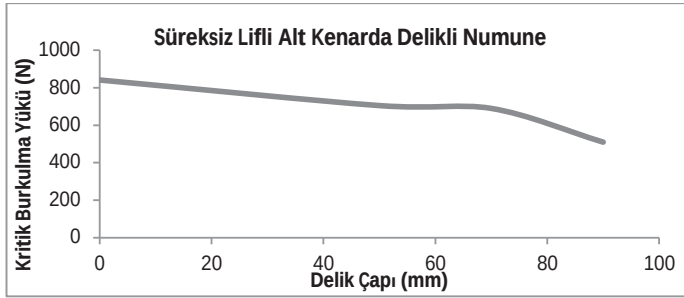
Tablo 1. Deney Sonucu Elde Edilen Kritik Burkulma Yükü Değerleri

Malzeme	Delik Çapı(mm)	Pcr(N)
Sürekli Lifli	0	328,1429
Süreksiz Lifli	0	841,5656

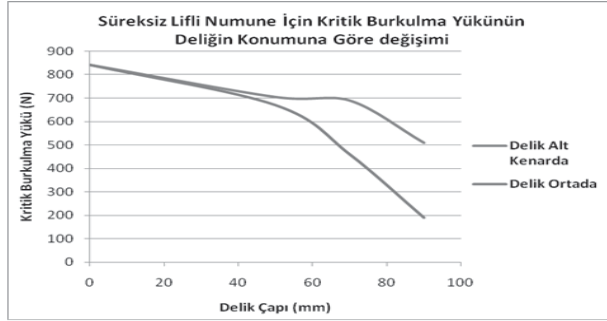
Tablo 2. Teorik Yöntemle Elde Edilen Kritik Burkulma Yükü Değerleri



Şekil 15. Süreksiz Lifli Ortadan Delikli Numune İçin Delik Çapının Kritik Burkulma Yüküne Etkisi



Şekil 16. Süreksiz Lifli Alt Kenarda Delikli Numune İçin Delik Çapının Kritik Burkulma Yüküne Etkisi



Şekil 17. Süreksiz Lifli Numune İçin Kritik Burkulma Yükünün Deliğin Konumuna Göre Değişimi

Deneylerden elde edilen veriler ve teorik hesaplamalar sonucunda varılan genel yargılar şu şekildedir.

- Numune kalınlığı kritik burkulma yükü üzerinde oldukça etkilidir.
- Numunelerin üretiminden kaynaklı kusurlar deney sonuçları üzerinde oldukça etkili olmuştur. Kusursuza yakın numunelerin burkulması (lineer bölgeden non

lineer bölgeye geçiş) net bir şekilde gözlemlenmiştir. Ayrıca bu numunelerden oldukça tutarlı sonuçlar elde edilmiştir.

- Numune üzerine herhangi bir konumda ve çapta açılan dairesel delik numunenin kritik burkulma yükünü azaltmıştır.
- Elde edilen veriler delik çapının 70 ile 90 mm arasındaki bir değerden daha büyük olması durumunda kritik burkulma yükünde ani bir düşüşe sebep olduğu göstermiştir.
- Aynı tip malzemeden üretilen ve aynı çaptaki dairesel deliklerden numune ortasında yer alan, numune kenarındakine göre kritik burkulma yükü değerini daha fazla düşmesine sebep olmuştur.
- Dairesel deliğin ortada olduğu durumda çap artışı kritik burkulma yükü değerini daha fazla azaltmaktadır.
- Yapılan çekme deneyi sonucunda sürekli lifli numunelerin süreksiz lifli olanlara göre daha mukavim olduğu görülmüştür ancak burkulma deneyleri sırasında iki tip numune için kalınlık değerleri eşit tutulmadığında bu etki gözlenememiştir.

Kaynaklar

- [1] Şahin M., Burkulamaya Maruz Tabakalı Kompozit Plakların DeneySEL ve Nümerik Analizi, (Yüksek Lisans Tezi), Sivas , 2008.
- [2] Kumar R A., Buckling Analysis of Woven Glass Epoxy Laminated Composite Plate,(MSc. Thesis), Rourkela ,2009.
- [3] Arman Y., Circular Delamination Effects on Buckling Behaviour of The Laminated Composite Plates With Circular Hole, (MSc. Thesis), İzmir, 2003.
- [4] Pekbey Y, Buckling of Economical Composite Bars, (Ph. D. Thesis), İzmir ,2005
- [5] Muckle W., Arnold E., Strength of Ship Structures, First Edition, London, 1967
- [6] Arıcan M. L., Uçak Sanayiinde Kullanılan Kompozit Malzemeler, (Bitirme Çalışması), Kocaeli, 2003
- [7] Ghannadpour S.A.M., Najafi A., Mohammadi B., On the Buckling Behavior of Cross-ply Laminated Composite Plates Due to Circular/Elliptical Cutouts, Composite Structures , 2006

YÜZEY PÜRÜZLÜLÜĞÜNÜN LEVHA DİRENÇ KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Onur USTA¹ ve Emin KORKUT²

ÖZET

Tekne yüzeyi pürüzlendikçe, geminin toplam viskoz direnci (sürtünme direnci+viskoz basınç direnci) artmaktadır. Bu çalışmada, yüzey pürüzlülük özellikleri birbirinden farklı, bunun dışında tüm geometrik özellikleri aynı olan 5 adet alüminyum levhanın farklı hızlarda direnç deneyleri yapılmıştır. Yapılan deneyler ile, levhaların çekildiği hızlara karşılık toplam direnç değerleri elde edilmiş ve sonrasında levhalara etkiyen direnç bileşenleri hesaplanarak karşılaştırılmıştır. Bunlara ek olarak, deneysel çalışma bir Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programında deneysel çalışma ile aynı koşullar oluşturularak modellenmiş ve toplam direnç değerleri elde edilmiştir. Sonuç olarak, yüzey pürüzlülüğünün levha direnci üzerinde önemli bir rolü olduğu sayısal olarak saptanmıştır.

Anahtar Kelimeler: yüzey pürüzlülüğü, direnç, direnç bileşenleri, HAD.

1. Giriş

Gemi direnci çeşitli direnç bileşenlerinin toplamından oluşmaktadır. Bu direnç bileşenlerinin her birine etkiyen çeşitli parametreler mevcuttur. Bu parametrelerden bir tanesi tekne yüzey pürüzlülüğüdür. Gemi yüzeyi; yüzeye sürülen boyalar, çevresel etkiler, dış kaplama saclarının korozyona uğraması, servis halinde iken su altında yaşayan yosun, midye gibi canlıların teknenin suyla temas eden kısımlarına yapışması (biyolojik kirlenme) gibi nedenlerle değişik şekil ve derecelerde pürüzlenir. Bu pürüzlülük zamanla gemi direncinde artışa ve dolayısıyla geminin servis hızında düşmeye neden olur.

¹ Araş. Gör., İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 285 64 35, e-mail:onorusta@itu.edu.tr

² Prof. Dr., İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 285 64 13, e-mail:korkutem@itu.edu.tr

Geminin dizayn aşamasında iken çeşitli servis hızlarındaki direnç kuvvetlerinin doğru bir şekilde hesaplanması, doğru sevk sistemi kullanılarak geminin ömrü boyunca minimum yakıt tüketimi ile gereken performansı göstermesini sağlar. Gemi dizayn aşamasında iken çeşitli hızlara karşılık toplam direnç değerinin belirlenmesinde çeşitli yöntemler uygulanmaktadır. Model deneyleri ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak yapılan sayısal hesaplama en çok kullanılan yöntemlerdendir. Gemi hidrodinamiğinde HAD her zaman önemli olsa da, model deneyleri gemiye etkiyen direnci hesaplamada gerçeğe en yakın sonuç veren yöntemdir.

Tarihe baktığımızda tekne yüzey pürüzlülüğü sebebiyle geminin güç gereksinimi artışının pek çok araştırmacının ilgisini çeken bir konu olduğunu görmekteyiz. Henüz 1873 yılında William Froude HMS Greyhound isimli küçük bir korvet ile çok sayıda direnç deneyi yapmıştır[1]. Gemi direncinin tam ölçekli ölçümleri ile ilgili çok sayıda çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalarda aynı özellikteki 2 tekne için konuşulursa tekne yüzeyinde pürüzlülüğü fazla olanın hidrolik olarak pürüzsüz olan tekneden her zaman daha yüksek dirence sahip olduğu fakat toplam direncin ayrıca gemi yüzeyine uygulanan boyanın türü ve yüzey hazırlamasına bağlı olduğu belirtilmiştir [2]. Townsin, gemi yüzey pürüzlülüğü üzerine çalışan en önemli araştırmacılardandır. Yaptığı çalışmalarla tekne ve pervane pürüzlülüğünün sebep olduğu direnç artışı ile ekonomik kayıpları detaylı bir biçimde hem deneysel hem de sayısal olarak incelemiş, somut sonuçlara ulaşmıştır. Ayrıca Dey ile birlikte yaptıkları çalışmalar ile pürüzlülük parametreleri arasında çeşitli korelasyonlar geliştirmişlerdir [3]. Tekne yüzey pürüzlülüğü alanında çok önemli çalışmalar yapan bir diğer araştırmacı olan Schultz, pürüzlülük fonksiyonunun belirlenmesi, dış tabaka benzerliği için kritik pürüzlülük yüksekliğinin hesaplanması [4], tam pürüzlü rejimde hidrolik pürüzlülük ölçükleri incelemesi [5], kenar tabakada iki boyutlu pürüzlülük ile türbülans incelemesi [6], sürtünme direnci ile yüzey pürüzlülüğü arasındaki ilişki [7], pürüzlülük ve biyolojik kirlenmenin gemi direnci ve gücüne etkisi [8], farklı pürüzlülüklerdeki duvarların türbülanslı kenar tabaka özellikleri [9], antifouling boyaların sürtünme direnci ile ilişkisi [10], yüzey pürüzlülüğünün hidrodinamik direnç ve türbülans üzerine etkisi [11], biyokirlenmenin gemideki ekonomik etkisi [12] ve benzeri çalışmalar ile bu konuda literatürde önemli bir yere sahiptir.

2. Direnç Bileşenlerinin Belirlenmesi

Rüzgarsız bir havada ve dalgasız, sakin bir denizde seyir halindeki bir gemiye etkiyen toplam direnç aşağıda görüldüğü gibi 2 farklı şekilde ifade edilebilir:

$$\text{Toplam direnç} = \text{sürtünme direnci} + \text{viskoz basınç direnci} + \text{dalga direnci}$$
$$R_T = R_F + R_{PV} + R_W \quad (1)$$

Viskoz basınç direnci ile dalga direncinin toplamı artık direnç olarak yazılırsa;

$$\text{Toplam direnç} = \text{sürtünme direnci} + \text{artık direnç}$$
$$R_T = R_F + R_R \quad (2)$$

Bir diğer yaklaşıma göre;

Toplam direnç = viskoz direnç + dalga yapma direnci

$$R_T = R_V + R_W \quad (3)$$

Viskoz direnç $(1+k)$ ile sürtünme direncinin çarpımı şeklinde yazılırsa;

$$R_T = (1 + k)R_F + R_W \quad (4)$$

Çalışmada alüminyum levhalar değişik hızlarda çekilerek bu hızlardaki toplam direnç değerleri ölçülmüştür. Dalga dirençleride akış çözücü (ITU Dawson) programı ile levhanın ıslak yüzeyi ve serbest su yüzeyi panellenip sabit şiddette kaynak/kuyu dağıtımı yapılarak hesaplanmıştır. Böylece (3) eşitliğinden viskoz direnç değerleri, (4) eşitliğinden de sürtünme direnci değerleri elde edilmiştir. Sürtünme direnci katsayısı C_F aşağıdaki (5) ve (6) eşitlikleri kullanılarak 2 farklı şekilde belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır.

$$R_F = \frac{1}{2} C_F \rho S V^2 \quad (5)$$

Sürtünme direnci katsayısı C_F , ITTC 1957 formülü kullanılarak şöyle belirlenmiştir:

$$C_F = \frac{0.075}{(\log_{10} Rn - 2)^2} \quad (6)$$

3. Pürüzlülük Geometrisini Tanımlayan Genlik Parametreleri

Tüm ölçüm uzunluğu için maksimum yükseklik ile maksimum derinliğin toplamı olan R_t yada R_{max} , pürüzlülüğün 10 noktalı yüksekliği olan R_z , karelerinin ortalamasının karekökü (RMS) pürüzlülüğü R_q ve ortalama pürüzlülük R_a [13,14].

Çalışmada pürüzlülük parametresi olarak ortalama pürüzlülük parametresi R_a kullanılmıştır. R_a , aritmetik ortalama pürüzlülük diye de bilinir. En çok kullanılan pürüzlülük yüksekliği parametresidir. Yüzey pürüzlülüğü ölçen aletlerden doğrudan okunabilir. Profilin tüm noktalarının mutlak pürüzlülük değerlerinin aritmetik ortalamasıdır.

4. Deneyel Çalışma

Çalışmada levha seçilmesinin temel nedeni dalga direncinin çok düşük olması sebebiyle sürtünme direncinin toplam direncin çok büyük kısmını oluşturması ve böylece yüzey koşullarının etkisinin incelenmesinde ideal durumun oluşturulmasıdır. Deneyel çalışma vasıtasıyla toplam direnç hesabı yapılırken aynı Froude sayılarında dalga direnci eşit alınmaktadır. Farklı boylardaki model levhaları ile aynı Froude sayısında deney yapıldığında aynı dalga yaratımı (wave generation) olduğu kabul edilir.

4.1 Deney Düzeneği ve Test Koşulları

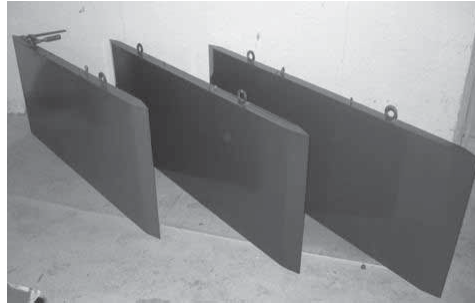
Deneyel çalışmanın yapıldığı Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı'ndaki büyük çekme tankı 160m x 6m x 4.5m boyutlarındadır. (LxBxD). Suyun yüksekliği ise 3.40m'dir.

Direnç deneylerinde tek bileşenli Kempf & Remmers R35-I dinamometresi kullanılarak akım yönündeki direnç ölçülmüştür. Çalışmada 5 adet farklı boyalar ile boyanmış dolayısıyla yüzey pürüzlülük özellikleri farklı onun dışında diğer tüm özellikleri özdeş alüminyum levhalar kullanılmıştır. Levhalardan bir tanesi (levha 1) boyanmamış ve referans olarak kullanılmıştır. Alüminyum levhaların yüzey özellikleri hazır ölçülmüş olarak deneye başlanmıştır.

Levhaların boyları 1500 mm, derinlikleri 610 mm, maksimum kalınlıkları ise 50 mm'dir. Baş ve kık kısımları 73.50 mm uzunluğunda daralarak gelmektedir yani üçgensel kesittir. Aşağıda levhaların ana boyutları verilmiştir.

Tablo 1. Alüminyum levhaların boyutları.

Boy (L)	1.5m
Genişlik (B)	0.05m
Yükseklik (D)	0.61m
Draft (T)	0.41m
Islak alan (S)	1.3081 m ²



Şekil 1. Alüminyum levhalardan üçü. (soldan sağa levha 5, levha 3 ve levha 2).

4.2 Pürüzlülük Parametrelerinin Ölçümü ve Karşılaştırılması

Deneyde kullanılan 2, 3, 4, 5 numaralı levhaların boyanma işlemleri aynı koşullarda aynı teknikler ile yapılmıştır. Levhalar gemilere uygulanan boyama işlemi ile aynı şekilde boyanmıştır. 1 numaralı levha diğerlerine referans olması için boyanmamıştır. Levhaların yüzey pürüzlülüğü ölçüm ve değerlendirme işlemleri PPG'nin Amsterdam laboratuvarlarında yapılmıştır. Levhaların pürüzlülük yüksekliği parametreleri aşağıda verilmiştir [15].

Tablo 2. Levha 1'in pürüzlülük değerleri.

LEVHA 1	Kesme (mm)	2.5	0.8	0.25	0.08
	Ra (µm)	1.81	0.98	0.755	0.742
	Rq (µm)	2.13	1.20	0.982	0.992
	Rt (µm)	11.4	6.78	5.200	5.270
	Rz (µm)	9.98	5.93	4.350	3.190

Tablo 3. Levha 2'nin pürüzlülük değerleri.

LEVHA 2	Kesme (mm)	2.5	0.8	0.25	0.08
	Ra (μm)	2.16	1.02	0.340	0.198
	Rq (μm)	2.4	1.20	0.402	0.261
	Rt (μm)	11	4.94	2.120	1.650
	Rz (μm)	8.94	4.45	1.570	0.835

Tablo 4. Levha 3'ün pürüzlülük değerleri.

LEVHA 3	Kesme (mm)	2.5	0.8	0.25	0.08
	Ra (μm)	2.47	0.428	0.241	0.169
	Rq (μm)	3.02	0.603	0.292	0.206
	Rt (μm)	11.9	5.09	1.50	1.060
	Rz (μm)	11.1	3.82	1.30	0.725

Tablo5. Levha 4'ün pürüzlülük değerleri.

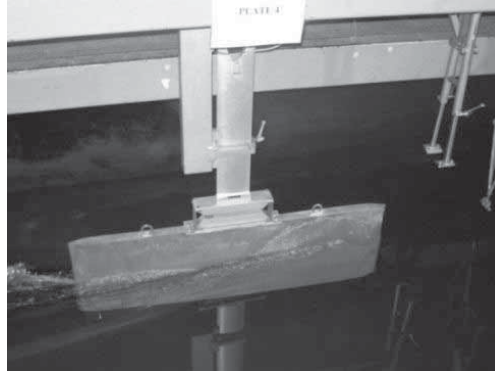
LEVHA 4	Kesme (mm)	2.5	0.8	0.25	0.08
	Ra (μm)	4.47	1.19	0.726	0.223
	Rq (μm)	5.17	1.36	0.854	0.281
	Rt (μm)	18.6	6.01	3.770	1.460
	Rz (μm)	17.9	5.11	2.940	0.923

Tablo 6. Levha 5'in pürüzlülük değerleri.

LEVHA 5	Kesme (mm)	2.5	0.8	0.25	0.08
	Ra (μm)	2.12	0.803	0.396	0.172
	Rq (μm)	2.38	0.928	0.493	0.212
	Rt (μm)	8.39	3.88	2.75	0.952
	Rz (μm)	7.99	3.66	1.91	0.762

4.3 Deneylerin Yapılışı

Farklı pürüzlülükteki alüminyum levhalarla önce boyanmamış olandan başlanarak 0.5-4 m/s hız aralığında Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı'ndaki deney havuzunda aynı draftta (41 cm) direnç deneyleri yapılmıştır. Deneylerde belirlenen hıza ulaşıldığında her bir hız değerinde 15-20 saniye kayıt alınmıştır. (3 m/s üzeri hızlarda 12 saniye civarında). Deneyler esnasında aynı koşullarda kalınmasına özen gösterilmiş; su sıcaklığı, ölçüm aletlerinin hassasiyeti, alınan dataların süresi parametreleri her bir deney için aynı tutulmaya çalışılmıştır. Maksimum hız değerinin 4 m/s civarında tutulmasının nedeni ise su sıçraması etkisine maruz kalmamak ve dinamometreyi fazla yormamaktır.



Şekil 2. Levha 4, 3.25 m/s hızla çekiliyor.

4.4 Direnç Bileşenlerinin Hesaplanması

Çalışmada deneyler sonucu elde edilen toplam direnç katsayısı değerlerinden, ITU Dawson akış çözücü programı ile hesaplanan [16] dalga direnci katsayısı değerleri çıkartılarak viskoz direnç katsayıları elde edilmiştir. Bu viskoz direnç katsayıları da çok düşük Froude sayılarındaki direnç deneyi sonuçları kullanılarak Prohaska yöntemi ile hesaplanan $(1 + k)$ form faktörü ile bölünerek sürtünme direnci katsayıları elde edilmiştir.

Yapılan bu çalışmada levhaların geometrik özellikleri aynı olduğundan, dalga direncinin levhaların yüzey özellikleri ile değişmediği, yani deneyde kullanılan 5 levhanın aynı hızları için aynı koşullarda aynı dalga direncine sahip olduğu düşünülmüştür.

Karmaşık ve lineer olmayan yapısı nedeniyle dalga direncini deneysel yollarla belirlemek çok güçtür. Bu sebeple dalga direncini hesaplamak üzere bir takım sayısal yöntemler geliştirilmiştir. Bu çalışmada incelenen levhaların dalga dirençleri İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi bünyesinde geliştirilen akış çözücü (ITU Dawson) programı ile levhanın ıslak yüzeyi ve serbest su yüzeyi panellenip sabit şiddette kaynak/kuyu dağıtımı yapılarak hesaplanmıştır. Program Hess ve Smith ile Dawson teorisine dayanmaktadır [16].

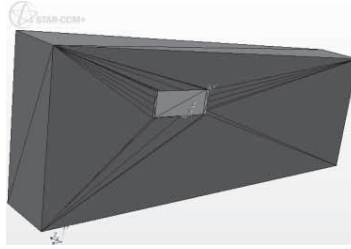
Tablo 7. ITU Dawson programı ile hesaplanan dalga direnci değerleri.

Hız m/s	Froude sayısı	Dalga direnci N
0.5	0.130	0.1
1	0.261	1.38
1.5	0.391	2.2
2	0.521	4.9
2.5	0.652	7.55
3	0.782	8
3.5	0.912	8.4
4	1.043	9.5

5. HAD Çalışması

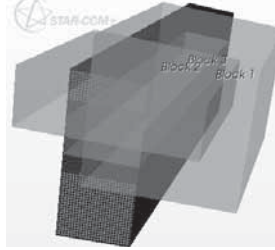
5.1 Çözüm Geometrisinin Oluşturulması

Deney havuzu ve levhadan oluşan katı model için ağ örgüsü (çözüm ağı) oluşturma ve akış modellemesi STAR-CCM+ programı kullanılarak yapılmıştır. Modelleme işleminde levhaların boyutları gerçek değerleri ile birebir aynı alınmıştır. Deney havuzu ise 11.25 m boyunda, 2.61 m genişliğinde ve 3.65 m derinliğinde modellenmiştir. Levha havuzun önden 2.75 m, kıçtan ise 7 m arasına monte edilmiştir. Hava kısmı 1.1 m, su kısmı ise 2.55 m derinliğe sahiptir. HAD hesaplarında deneysel hacmin küçültülerek alınmasının sebebi bilgisayarda gereksiz işlem yükünden kurtulmak, analizleri daha kısa sürede sonuca ulaştırmak içindir [17].



Şekil 3. Oluşturulan deney tankı ve levha modelinin görüntüsü.

Sınır koşulları giriş için giriş hızı, çıkış için çıkış basıncı, levha için duvar, simetri yüzeyi için simetri düzlem olarak belirlenmiştir. Levhanın dört bir tarafına 12 adet prizma tabakası atılmıştır. Bu sayede düşük y^+ değerlerine inmek ve akış sırasında oluşan sınır tabaka etkilerini görebilmek mümkün olmuştur. Daha kaliteli ağ örgüsü oluşturabilmek için yüzeylerde levhanın üst ve alt kısımlarına, sınır tabaka hattına kısacası çözüm örgüsü kalitesinin çok önemli olduğu bölgelerde 3 adet blok (hacimsel kontrol) oluşturulmuştur.

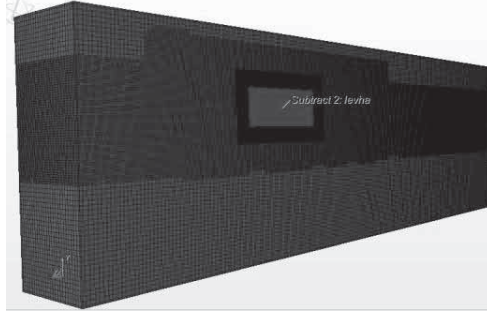


Şekil 4. Daha kaliteli çözüm ağı elde edebilmek için oluşturulan bloklar.

5.2 Ağ Örgüsünün Oluşturulması

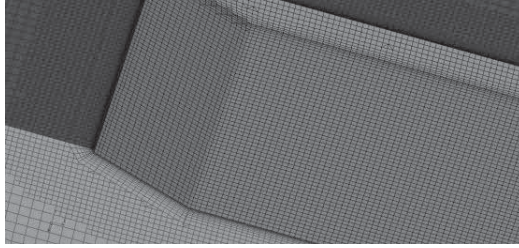
Çalışmanın ağ örgüsü oluşturma aşamasında pek çok deneme yapılmıştır. Oluşturulan ağa göre diğer özellikler atanıp çözümleme yapılmış, sonuçlara göre düzeltmelere gidilmiştir. Çözüm geometrisine ilk önce 6,552,187 hücre ve 19,654,681 yüzeyden oluşan ağ örgüsü oluşturulmuştur. Bu ağ örgüsü ile birkaç çözümleme yapılmış, sonrasında çözümleme süresinin çok uzun olması ve hücre sayısının bu kadar fazla olmasının çözüme pek fazla

olumlu katkı yapmadığı görölerek hücre sayısı azaltılmıştır. Sonuç olarak 2,895,796 hücre ve 8,672,873 yüzeyden oluşan çözüm modeli oluşturulmuştur. Bu yeni çözüm modeli ile yapılan çözümlemenin ilk çözüm modeli ile yapılandır çok daha kısa sürede yaklaşık aynı sonuçları vermesi sebebi ile tüm levhalar için tüm hızlarda bu çözüm ağı kullanılmıştır.



Şekil 5. Modelin çözüm ağı oluşturulmuş hali.

Şekillerdende görüleceği üzere levhanın üzerinde ve levhaya yakın akışkan bölgesinde çok sık ve düzgün ağ oluşturulmuştur. Analizlerdeki y^+ değerine göre çözüm örgüsünde düzenlemeler yapılmıştır.



Şekil 6. Levhanın suya girdiği kısımdaki pirizma tabakaları ve ağ yapısı.

5.3 Hesaplama Modeli

Deney sırasında levhalar iki farklı akışkan ortamındadır (hava ve su). Bu yüzden sayısal hesaplama da deney koşulları ile aynı olacak şekilde hava ve su ortamı birlikte modellenerek yapılmıştır. Akışkan Hacmi (VOF) yöntemi ile, hava ve su olmak üzere iki farklı sıvı etkisi analizlerde yer almıştır. Bu yöntemde çözüm örgüsü uzayda sabitlenmiştir ve serbest yüzeyin lokasyonunun etkileri ilave bir transport denklemi çözerek gerçekleştirilir. Serbest su yüzeyi etkilerinin de analizlerde yer alması sonuçların gerçek deney sonuçları ile bu denli yakın çıkmasında etkilidir. Bu yöntemde akış düz dalgalar ile çözüme aktarılmıştır. Yani çözümlemede iki akışkanın (hava ve su) levhaya düz dalgalar halinde gelmekte olduğu modellenmiştir.

Bir yüzey üzerinde $Rn > 5 \times 10^5$ ise akım laminierden türbülanslıya geçmeye başlamıştır. $Rn > 1 \times 10^6$ ise akım kesinlikle türbülanslıdır. Deney sonuçlarından da görülebileceği üzere Reynolds sayısının en düşük hız değerinde bile 1×10^6 'ya yakın bir değerde olması akımı

türbülanslı bölgeye sokmaktadır. Bundan dolayı oluşturulan sistemde akış türbülanslı kabul edilmiştir.

Çözüm üç boyutlu tanımlanmıştır. VOF yöntemi kullanılarak iki farklı akışkan modellendiği için onların zamana göre etkileşimlerinin ihmal edilmesi sonuçlardaki hata oranını artıracaktır. Bu yüzden zaman olarak implicit unsteady alınmıştır. Reynolds ortalama türbülans modeli olarak K-Epsilon türbülans seçilmiştir. Çözüm Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerine (RANS) göre yapılmıştır. Çok fazlı akışlarda akış türü ayrılmış akım (segregated flow) alınmaktadır. Ayrılmış akım modeli akış denklemlerini (her bir hız ve basınç bileşeni için bir tane) ayrıklaştırarak çözer. Sıkıştırılamaz akışlarda, ısı transferinin önemsiz olduğu akışlarda, yoğunluk, viskozite gibi değerlerin çözüm sırasında anlık sıcaklık değişimlerinden vs. etkilenmediği kabul edilen durumlarda ayrılmış akım tercih edilmektedir.



Şekil 7. Levha 2'nin deney havuzunda 2 m/s hızla ilerlemesinin gösterimi.

5.4 Pürüzlülüğün Programdaki İfadesi ve Hesaplamalara Dahil Edilmesi

Çalışmada alüminyum levhaların yüzeyine, bölüm 4.2'de verilen 2.5 mm kesme uzunluğundaki R_a pürüzlülük yüksekliği değerleri sabit pürüzlülük yüksekliği olarak verilerek hesaba katılmıştır. Programda kullanılan 2.5 mm kesme uzunluğundaki R_a ortalama pürüzlülük yüksekliği değerlerine bakıldığında, bu değerlerin analizlerde hesaplanan y^+ değerlerinden oldukça küçük olduğu, dolayısıyla çözümün fiziki açıdan mantıklı ve uygun olduğu görülmektedir. R_a ortalama pürüzlülük yüksekliğinin seçilmiş olmasının sebebi, R_a 'nın en yaygın olarak kullanılan pürüzlülük yüksekliği parametresi olmasıdır. Çünkü yüzeydeki düzensizliklerin (pürüzlerin) ortalamasını, verilen bir kesme uzunluğu üzerinde en yüksek ve en düşük noktalar arasında ortalama bir çizgi boyunca elde etmeyi sağlamaktadır. Ayrıca Candries [18], yapmış olduğu çalışmada 8 tanesi kir salınımı yapan (foul release) boya ile yeni boyanmış olan 41 farklı yüzey seçiminde, direnç ile pürüzlülük arasında korelasyon oluşturmada pürüzlülüğün ortalama pürüzlülük yüksekliği R_a ile ifade edildiğinde en iyi sonuçları elde ettiğini açıklamıştır.

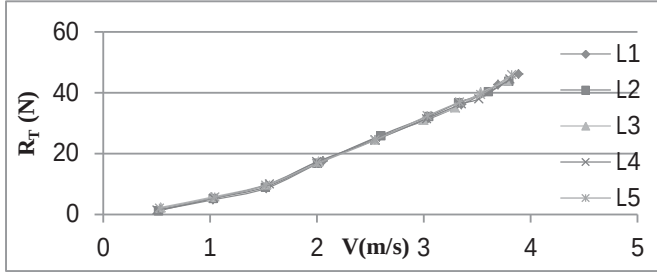
6. Sonuçlar ve Karşılaştırma

6.1 Deney Sonuçları

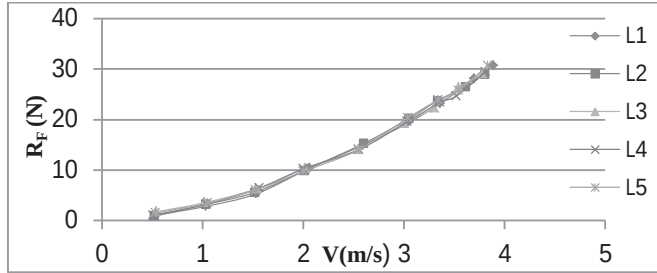
Deneyler önceside öngörüldüğü gibi levhalar arasında çok büyük direnç farklılıkları hesaplanmamıştır. Bunun sebebi, pürüzlülük yükseklikleri arasındaki farkın çok az oluşu ve levhanın pürüzlülüğün etkisini ön plana çıkartacak şekilde ince olmamasıdır. Düşük hızlarda (0.5 ve 1 m/s civarında) hesaplanan direnç değerleri ile pürüzlülük arasında bir

tutarlılık belirlenememiştir. Bununla birlikte, ölçülen toplam direnç değerleri incelendiğinde, R_a ortalama pürüzlülük yüksekliği değeri diğerlerinden yüksek olan levha 4'ün direnç değerlerinin, diğer levhaların direnç değerlerinden yüksek olduğu saptanmıştır.

Deney sonuçları kullanılarak yapılan belirsizlik analizinde 2.5 m/s hızdaki ortalama C_T değerinde %1.40, 3.0 m/s hızdaki ortalama C_T değerinde %1.20 hata hesaplanmıştır.



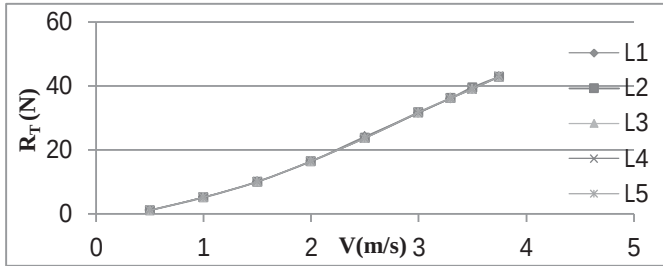
Şekil 8. Hız-DeneySEL çalışma ile belirlenen toplam dirençler grafiği.



Şekil 9. Hız-Sürtünme direnci grafiği.

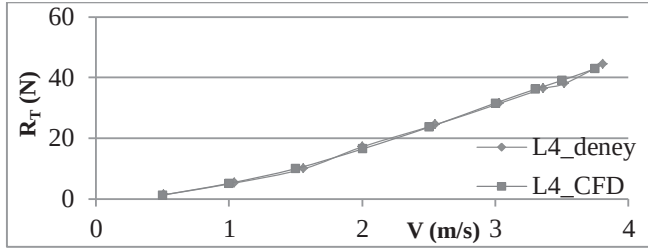
6.2 HAD Analizlerinin Sonuçları

HAD analizlerinde tıpkı deneylerde olduğu gibi çeşitli hızlarda levhalara etkiyen toplam direnç değerleri belirlenmiştir. Sonrasında yine deneysel çalışmada kısmında belirtildiği şekilde toplam direnç katsayıları, dalga direnci, sürtünme direnci, viskoz direnç ve artık direnç değerleri ve katsayıları hesaplanmıştır.

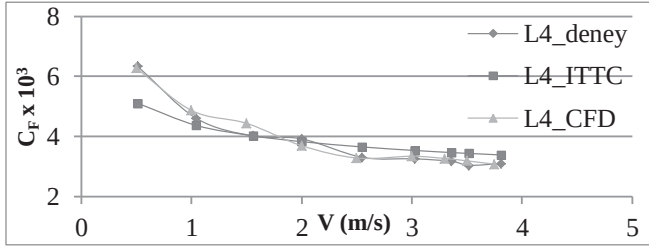


Şekil 10. Hız-HAD ile hesaplanan toplam dirençler grafiği.

6.3 Deney Sonuçları ile HAD Sonuçlarının Karşılaştırılması



Şekil 11. Levha 4'ün toplam direnç değerlerinin karşılaştırması.



Şekil 12. Levha 4'ün sürtünme direnci katsayısı değerlerinin karşılaştırması.

7. Sonuçlar

Bu çalışmada yüzey pürüzlülük özellikleri birbirinden farklı, bunun dışında tüm geometrik özellikleri aynı olan 5 adet alüminyum levhanın belirli bir hız aralığındaki direnç değerleri direnç deneyleri ve HAD ile belirlenmiştir. Çalışmalar neticesinde yüzey pürüzlülüğünün levha direncine olan etkisi sayısal olarak elde edilmiş ve yüzey pürüzlülüğünün levha direnci üzerinde önemli bir rol oynadığı saptanmıştır.

Çalışma sonucunda levhada yüzey pürüzlülüğünün dirence etkisinin HAD ile hesaplanan sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında büyük bir doğruluk yüzdesi bulunmuştur.

Levhaların ortalama pürüzlülük yüksekliği R_a parametresine göre toplam direnç değerleri incelendiğinde, çalışma öncesi de öngörüldüğü gibi levhalar arasında çok büyük direnç farklılıkları hesaplanmamıştır. Bununla birlikte, HAD ile hesaplanan direnç değerleri incelendiğinde ortalama pürüzlülük yüksekliği diğerlerinden büyük olan levha 4'ün direnç değerlerinin diğer levhaların direnç değerlerinden yüksek olduğu belirlenmiştir.

Direnç deneylerinde de aynı hızlar için genele bakıldığında levha 4'teki direnç değerlerinin diğer levhalardan çok az daha yüksek olduğu hesaplanmıştır. Ancak herhangi bir levha için tüm hızlarda diğerlerinden daha yüksek dirence sahiptir gibi bir genelleme yapılamamaktadır.

Pürüzlülük artışı özellikle pürüzlülük yüksekliği yüksek mertebelerde fazla olan yüzeylerde gemi direncinde olumsuz sonuçlara neden olmaktadır. Pürüzlülük yüksekliği ile direnç arasında doğrudan bir ilişki olması beklense de, literatüre baktığımızda yüzey pürüzlülüğü ile direnç arasında doğrudan bilimsel bir bağıntı olduğunu savunan bir çalışma bulunmamaktadır. Bunun sebebi, dirençteki artışın pürüzlülüğün yanında başka parametreler ile de ilişkisinin olmasıdır. Hem deney, hem de HAD çalışması sonuçları değerlendirildiğinde, bu mertebede pürüzlülük yüksekliği ile direnç arasında doğrusal bir bağıntı kurulamayacağı görülmektedir. Pürüzlülüğün ve pürüzlülük ölçümlerinin karmaşık yapısı konunun basit bir cevabı olmamasına neden olmaktadır. Aynı şekilde pürüzlülük ölçümlerinin yorumlanması da günümüzde cevap bulamamış sorulardandır.

8. Kaynaklar

- [1] Froude, W., (1874). On the experiments with H.M.S. Greyhound, Transactions of the Institution of Naval Architects, Vol.15, pp.36-73.
- [2] Conn, J.F.C., Lackenby, H., Walker, W.P., (1953). Resistance experiments on the Lucy Ashton, *Trans INA*, Vol. 95, pp. 350-436.
- [3] Townsin, R.L., Dey, S.K., (1990). The correlation of roughness drag with surface characteristics, Proceedings of the RINA International Workshop on Marine Roughness and Drag, London,UK, Paper 9.
- [4] Flack, K.A., Schultz, M.P., Connely, J.S., (2007). Examination of a critical roughness height for boundary layer similarity, *Physics of Fluids*, 19, 095104.
- [5] Flack, K.A., Schultz, M.P., (2010). Review of hydraulic roughness scales in the fully rough regime, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.132 / 041203, pp.1-10.
- [6] Volino, R. J., Schultz, M. P., Flack K. A. (2009). Turbulence structure in a boundary layer with two-dimensional roughness, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 635, pp.75-101.
- [7] Schultz, M. P., (2002). The relationship between frictional resistance and roughness for surfaces smoothed by sanding, *American Society Of Mechanical Engineers*, Vol.124, pp. 492-499.
- [8] Schultz, M. P., (2007). Effects of coating roughness and biofouling and biofouling on ship resistance and powering, *Biofouling*, 23(5), pp. 331-341.
- [9] Schultz, M.P., Flack, K.A., (2007). The rough-wall turbulent boundary layer from the hydrodynamically smooth to fully rough regime, *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 580, pp. 381-405.
- [10] Schultz, M.P., (2004). Frictional Resistance of Antifouling Coating Systems, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.125, pp. 1039-1047.

- [11] Schultz, M. P., Flack, K.A., Shade, J.E., (2004). The effect of surface roughness on hydrodynamic drag and turbulence. USNA Trident Scholar project report no 327.
- [12] Schultz, M.P., Bendict, J.A., Holm, E.R., Hertel, W.M., (2011). Economic impact of biofouling on a naval surface ship, Biofouling, Vol. 27, No. 1, pp. 87-98.
- [13] Ünsalan, D. (1992). The effects of hull and propeler roughness and fouling on ship performance. Istanbul Technical University Institute of Science and Technology, Ph.D Thesis
- [14] Thomas, T. R. (1999). Rough Surfaces, Second Edition, Imperial College Press.
- [15] Taylan, M., Gören, Ö., Söylemez, M., Korkut, E., Takinacı, A.C., Danışman, D.B., Menteş, A., Ünal, B., Özbulut, M., Karayel, H.B., Avcı, G., (2010). Roughness Measurements and Drag Tests of Aluminium Panels, Ata Nutku Ship Testing Laboratory, Report No:2010-PPG-P01, ITU, Istanbul.
- [16] Gören, Ö., (1990). Numerical study of wave resistance of wet transom stern-ships, University of British Columbia Department of Mechanical Engineering, Vancouver, B.C., Canada.
- [17] Khor, S.Y., Xiao, Q., (2011). CFD simulations of the effects of fouling and antifouling, Ocean Engineering, Vol. 38, pp. 1065-1079.
- [18] Candries, M., (December 2001). Drag Boundary-Layer and Roughness Characteristics of Marine Surfaces Coated With Antifoulings, University of Newcastle-Upon-Tyne Department of Marine Technology, Ph.D Thesis.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma, birinci yazarın İTÜ Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Birimi tarafından desteklenen 34972 No'lu projesi ve 'Tekne Yüzey Pürüzlülüğünün Sınır Tabaka ve Gemi Direncine Etkisi' adlı yüksek lisans çalışmasına dayanmaktadır. Yazar bu çalışmanın hazırlanmasında proje desteği ile katkıda bulunan İTÜ BAP Birimi'ne teşekkürü borç bilmektedir.

Yazar, çalışma süresince desteklerini esirgemeyen, çalışma için gerekli olan verilerin temininde yardımcı olan Prof. Dr. Ömer GÖREN, Y. Doç. Dr. Devrim Bülent DANIŞMAN, Y. Doç. Dr. Uğur Oral ÜNAL'a teşekkürlerini sunmaktadır.

Ayrıca, deneysel çalışmalar sırasında bilgi ve yardımlarını esirgemeyen Arş. Gör. Ahmet Gültekin AVCI ve Ata Nutku Gemi Model Deney Laboratuvarı personeline teşekkür etmektedir.

GEMİ ISLAK ALANININ ISI DEĞİŞTİRİCİ OLARAK KULLANILMASINA YÖNELİK SAYISAL ANALİZ

Ahmet YURTSEVEN¹ve Yasin ÜST²

ÖZET

Bu çalışmada gemi ıslak alanı boyunca ana formun ısı değiştirici olarak kullanımının incelenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla günümüz mevcut gemilerinde ana makine soğutması için kullanılan deniz suyu soğutma devresi yerine gemi ana formu temel alınarak analitik ve sayısal model oluşturulmuştur. Oluşturulan bu model ile sonlu hacimler yöntemine dayanan ticari bir HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) yazılımı yardımıyla değişik hız ve deniz suyu sıcaklıklarında ısı transferi etkinlik analizleri yapılmıştır. Elde edilen sayısal sonuçlar, analitik sonuçlarla kıyaslanmıştır. Sonuçlar arasındaki hata miktarları gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Isı transferi, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, gemi ceket suyu soğutması

1. Giriş

Günümüz gemilerinde gerek ana makine ceket suyu soğutmasında gerek yağ soğutmasında gerek de ana soğutma hattında deniz suyu; soğutma suyu olarak kullanılmaktadır.

Deniz suyunun kimyasal ve fiziksel özelliklerinden dolayı deniz suyu devrelerinde sıklıkla bakım ve temizlik işlemleri gerekmekte, yine aynı devre üzerinde deniz suyunu gemi içerisine almak için pompalar kullanılmakta ve enerji maliyeti ortaya çıkmaktadır.

Gemilerde soğutma için kullanılan deniz suyu ısı değiştiricileri, suyun özelliklerinden dolayı sıklıkla bakıma alınmak durumunda kalmaktadır. Suyun tuzluluk oranı nedeniyle genelde ısı

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel:+90 212 383 29 38, e-posta:ahmety@yildiz.edu.tr

² Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel:+90 212 383 29 80, e-posta: yust@yildiz.edu.tr

değiştirici yüzeyleri normal çelik yerine daha maliyetli olan paslanmaz çelik malzemelerle imal edilmekte, bu nedenle de ısı değiştirici maliyetleri artmaktadır.

Bununla birlikte deniz suyu devresinin sirkülasyonunu sağlayacak olan sirkülasyon pompalarının da aynı nedenlerle maliyet ve bakım giderleri ile işletmesi sırasında enerji maliyetleri meydana gelmektedir.[1] Bu kapsamda deniz suyu devresinin bertaraf edilmesi bu maliyetlerin sıfırlanması anlamına gelmektedir. Gemilerin halihazırda kullanılmayan ıslak alanlarının iyi derecede ısı iletim kabiliyetlerine sahip olmaları ısı değiştirici olarak kullanılabilmesi fikrini doğurmaktadır. Yaptığımız çalışmada gemi bordasının ısı iletim kabiliyetleri göz önünde bulundurularak bir ısı değiştirici modeli geliştirilmiş, sayısal olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği metodları ile analiz edilmiş ve teorik yaklaşımlar getirilerek sonuçların kıyaslamaları yapılmıştır.

2. Matematik Model

2.1 Dış akışta ve düz plakada ısı transferi

Isı transferi için deneysel veriler, çoğu zaman yeterli duyarlılıkla, uygun şekilde;

$$Nu = CRe_L^m Pr^n \quad (1)$$

(1) de gösterildiği şekilde basit üs bağıntısıyla yazılır; burada m ve n sabit üslerdir, C sabitinin değeri geometriye ve akışa bağlıdır.

Ortalama direnç ve taşınım katsayıları biliniyorsa, direnç kuvveti sabit sıcaklıktaki bir yüzeyden (veya yüzeye) olan ısı transfer hızı ise,

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (2)$$

(2) denkleminde T_s yüzey sıcaklığını, T_∞ sınır tabaka dışındaki akışkan sıcaklığını, A_s ısı transfer yüzeyini göstermektedir.

Hız sınır tabakalarında akış laminar olarak başlar; fakat plaka yeterince uzun ise, akış ön kenardan itibaren Reynolds sayısının geçiş bölgesi için kritik değere ulaştığı bir x_{kr} uzaklığında türbülanslı olur. Laminardan türbülansa geçiş, diğer bazı etkenlerin yanı sıra yüzey geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, üst akımı hızı, yüzey sıcaklığı ve akışkanın tipine bağlıdır ve en iyi şekilde Reynolds sayısı ile tanımlanır. Düz bir plakanın ön kenarından itibaren x uzaklıkta Reynolds sayısı,

$$Re_x = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu} \quad (3)$$

(3) denkleminde ρ akışkanın yoğunluğunu, μ dinamik viskozite değerini V_x de x noktasındaki hızı göstermektedir. Düz plaka üzerindeki akışta laminardan türbülansa geçiş $Re \approx 1 \cdot 10^5$

civarında başlar. Fakat Reynolds sayısı çok daha yüksek değerlere, genel anlamda $3 \cdot 10^6$ civarına ulaşmadan önce tam türbülanslı olmaz.

Düz bir plaka üzerindeki laminar akışta, bir x konumunda yerel Nusselt sayısı;

$$\text{Laminar: } Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0.332 Re_x^{0.5} Pr^{1/3} \quad Pr > 0.6 \quad (4)$$

$$\text{Türbülanslı: } Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{\frac{1}{4}} \quad \frac{0.6 \leq Pr \leq 60}{5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7} \quad (5)$$

(4) ve (5) denklemlerinde h_x ısı taşınım katsayısını, k malzemenin ısı taşınım katsayısını, Pr Prandtl sayısını Re_x de x noktasındaki Reynolds sayısını göstermektedir. Dikkat edilmesi gereken nokta (4) denklemini kullanabilmek için $Pr > 0.6$, (5) denklemini kullanabilmek için de hem $0.6 < Pr < 60$, hem de $5 \cdot 10^5 < Re_x < 10^7$ şartları sağlanmış olmalıdır.

Yerel sürtünme ve ısı transfer katsayıları türbülanslı akışta laminar akıştakinden daha yüksektir. Ayrıca akış türbülanslı olduğu zaman h_x en yüksek değerlerine ulaşır.

Bütün plaka üzerindeki ortalama Nusselt sayısı,

$$\text{Laminar: } Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3} \quad Re_L < 5 \cdot 10^5 \quad (6)$$

$$\text{Türbülanslı: } Nu = \frac{hL}{k} = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{1/3} \quad \frac{0.6 \leq Pr \leq 60}{5 \cdot 10^5 \leq Re_x \leq 10^7} \quad (7)$$

(6) ve (7) denklemlerinde h toplam ısı taşınım katsayısını, L levha boyunu ve k akışkanın ısı iletim katsayısını göstermektedir. Aynı şekilde sınır şartlarına dikkat edilerek denklemler çalıştırılabilir.

(6) akış bütün plaka üzerinde sadece laminar olduğu zaman bütün plaka üzerinden ortalama ısı transfer katsayısını (7) ise akış bütün plaka üzerinde sadece türbülanslı olduğu zaman veya laminar akış bölgesi türbülanslı akış bölgesine göre çok küçük olduğu zaman bütün plaka üzerinden ortalama ısı transfer katsayısını verir.

Bazı durumlarda düz bir plaka akışın türbülanslı olmasına yetecek uzunluktadır, ancak laminar akış bölgesini ihmal edecek kadar uzun değildir. Böyle durumlarda bütün plaka üzerinden ortalama ısı transfer katsayısı;

$$h = \frac{1}{L} \left(\int_0^{x_{kr}} h_{x,laminar} dx + \int_{x_{kr}}^L h_{x,türbülanslı} dx \right) \quad (8)$$

şeklinde belirlenir.[2]

2.2 İç akışta ve boru içerisinde ısı transferi

Ortalama hızdan farklı olarak akışkan ısıtıldığı (veya soğutulduğu) zaman akış yönünde T_m değişir. Gerçek akışta bir kesitten akışkanla taşınan enerji, eğer akışkan sabit bir T_m sıcaklıkta olsa, aynı kesitten taşınacak olan enerjiye eşit olmalıdır.

$$\dot{E}_{akışkan} = \dot{m}c_p T_m = \int_{\dot{m}} c_m T(r) \delta \dot{m} = \int_{A_c} \rho c_p T(r) u(r) V dA_c \quad (9)$$

(9) denkleminde $\dot{m}$ akışkanın debisi, c_p özgül ısı ve T_m ortalama sıcaklığı göstermektedir. Dairesel olmayan borulardaki akışta Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{\rho V_{ort} D}{\mu} = \frac{V_{ort} D}{\nu} \quad (10)$$

Boru içi akışta hiç taşınım ile ısı transferi katsayısını belirlemek için kullanılan Nusselt ifadesi;

$$Nu_{iç} = 0.023 * Re_{iç}^{0.8} * Pr^{0.33} \quad (11)$$

şeklinde ifade edilebilir.[2]

2.3 Genel ısıl çözümleme

Borunun çeperinde herhangi bir enerji etkileşimi yoksa, borudan akan akışkanın sıcaklığı sabittir. Yüzeydeki ısı şartlar, uygun bir duyarlılıkla, genellikle sabit yüzey sıcaklığı (T_s =sabit) veya sabit yüzey ısı akısı (q_s =sabit) olarak alınabilir. Yüzey ısı akısı;

$$\dot{q}_s = h_x (T_s - T_m) \quad (W/m^2) \quad (12)$$

olarak ifade edilir; burada h_x yerel ısı transfer katsayısı, T_s ve T_m ise o yerdeki yüzey ve ortalama akışkan sıcaklıklarıdır. Isıtma veya soğutma süresince bir borudan akan bir akışkanın T_m ortalama akışkan sıcaklığının değişmesi gerekir. Dolayısıyla $h_x = h = \text{sabit}$ iken, (q_s) = sabit olduğu zaman T_s yüzey sıcaklığı, T_s sabit olduğu zaman ise (q_s) yüzey ısı akısı değişmelidir. Böylece borunun yüzeyinde ya T_s =sabit veya (q_s) = sabit olabilir, her ikisi birden olmaz. (q_s) = sabit durumda ısı transfer hızı,

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s = \dot{m}c_p (T_s - T_i) \quad (W) \quad (13)$$

olarak ifade edilir. Böylece boru çıkışındaki ortalama akışkan sıcaklığı,

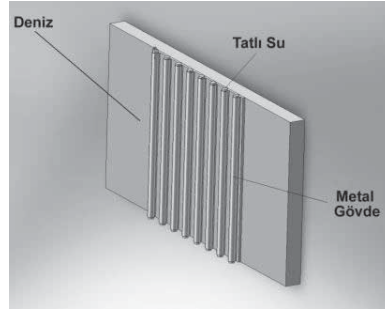
$$T_s = T_i + \frac{\dot{q}_s A_s}{\dot{m} c_p} \quad (14)$$

Dikkat edilirse (14) de A_s yüzey alanı (boru uzunluğu ile sabit çevre uzunluğunun çarpımına eşittir) akış doğrultusunda doğrusal olarak arttığı için, sabit yüzey ısı akısı durumunda akış doğrultusunda doğrusal olarak arttığı için, sabit yüzey ısı akısı durumunda akış doğrultusunda ortalama akışkan sıcaklığı doğrusal olarak artar. [3]

3. Model uygulaması ve Sonuçlar

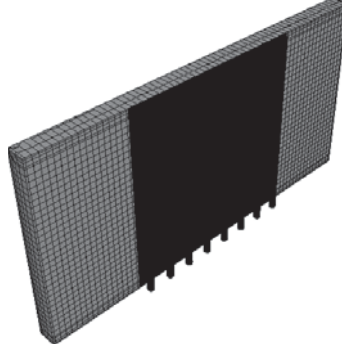
3.1 Sayısal çalışma ve sonuçları

Çelik teknelerde gemi dış kabuğu (hull) deniz ile sürekli temastadır. Deniz de bilindiği üzere çok büyük bir ısı kaynağı / kuyusu olduğu için belli bir ısı yükü rahatlıkla gemi dış kabuğundan denize atılabilir. Model kurulurken geminin sürekli su altında kalan ıslak alanının kullanılması daha stabil bir ısı atım kapasitesi oluşturmak için önemlidir. Zira gemi yüklü ve yüksüz durumda farklı su hatlarında yüzmekte ve ıslak alanı sürekli değişmektedir. Gemi yüzeyini daha efektif kullanmak için gemi dış kabuğuna tasarladığımız sistemimiz sektörler halinde yerleştirilmedi. Model gemi kabuk malzemesiyle aynı malzemeden seçilmiş olan 1 1/2inch (DN 40) nominal çapta boruların paralel olarak gemi kabuğuna içeriden kaynaklanması ile oluşmaktadır. Gemi yaralanmaları ve korozyon etkiler göz önüne alınarak paralel çalışma prensibi kabul edilmiştir.



Şekil 3.1 3 boyutlu sayısal model (1000mm x1000 mm)

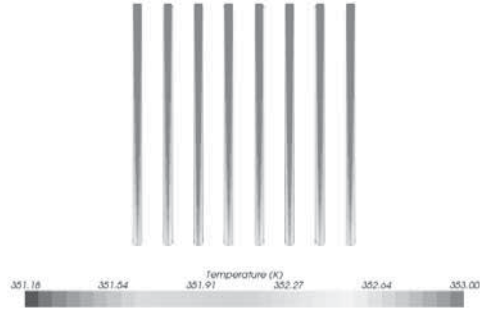
Şekil 3.1 de görülen modelde tatlı su, deniz suyu ve metal gövde iç içe ayrı şekilde modellenmiştir. HAD çözümünde bu 3 element arasındaki ısı transferi işlemi çözdürülmesi amaçlanmıştır.



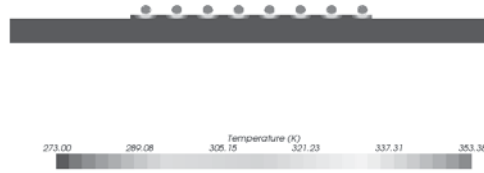
Şekil 3.2 Çözüm ağı modeli

Şekil 3.2 de çözüm ağının son hali verilmiştir. Her bir eleman için ayrı bir mesh özellik dizisi tanımlanmalıdır. Daha hassas meshlenmesi gereken kısımlar için ayrı bir sanal "block" geometrik ögesi eklenip kontrol hacmi oluşturulur. Kontrol hacminin alt özelliklerinden müdahale edilmesi gereken özellikler manuel olarak girilir.

Çözüm ağından bağımsızlaştırma işlemi için birçok mesh özelliği değişken olarak kullanılmış ve her defasında çözümler alınarak çözümün hangi noktada çözüm ağı kalitesinden ayrıldığı tespit edilmiştir. Modelin 3.139.000 hücreli, 8.232.000 hücreli ve 17.349.000 hücreli varyasyonları oluşturulmuş, bu varyasyonlar içinden 8.232.000 hücreli olanının çözüm için uygun olduğu tespit edilmiştir. Bu işlemler esnasında mesh kalitesinin daha çok metal gövdenin ara yüzeylere yakın kısımlarında fazla olması gerektiği tespit edilmiştir. Bu tespitler ışığında deniz tarafı çözüm ağı kalitesi düşürülüp genel geometri üzerinde çözüm ağı hücre sayısında kayda değer azalma elde edilmiş ve çözüm performansı artırılmıştır.[4]

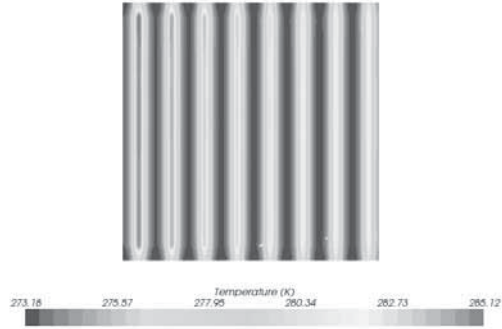


Şekil 3.3 Boru iç kesit sıcaklık dağılımı



Şekil 3.4 Boru üst kesit sıcaklık dağılımı

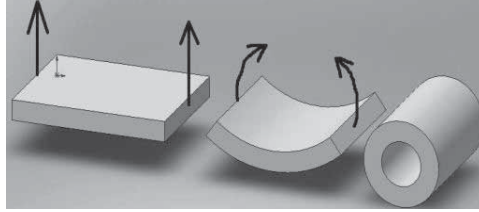
Deniz suyu tarafında levhanın üzerindeki sıcaklık gradyenleri de bize ısı transferinin durumu hakkında bilgiler vermektedir. Boru kaynak noktaları düz birer hat oluşturduklarından dolayı görmeyi hedeflediğimiz görüntü de sıcaklık gradyeninin boru kaynak hatları boyunca yüksek noktalarda olmasıdır.



Şekil 3.5 Deniz suyu tarafı levhanın ara kesitindeki sıcaklık dağılımı

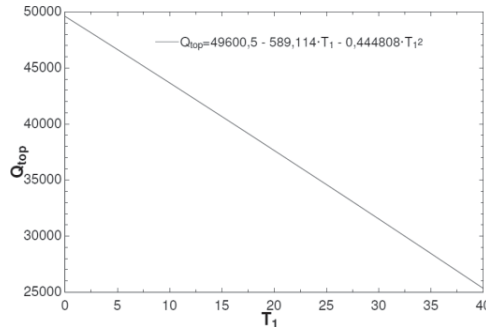
3.2 Analitik çalışma ve sonuçları

Direk olarak mevcut geometriyi tanımlayacak bir analitik çözüm olmadığından boru açılımı kabulü olarak tabir ettiğimiz bir kabul oluşturulmuştur.



Şekil 3.6 Gövdenin hayali bir boru yaklaşımına göre kıvrılması

Bu yaklaşım sıcak akışkanın akmakta olduğu borunun levhaya kaynatıldığı kontak noktasının uzunluğu hayali bir boru kesitinin iç cidar uzunluğunu, gemi dış sacının kalınlığı hayali borunun et kalınlığını temsil edecek şekilde bir geometri temeline oturmaktadır.



Şekil 3.7 Deniz suyu sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı (boru açılımı yaklaşımı)[6]

Şekil 3.7 de T_1 deniz suyunun sıcaklığını Q_{top} da sistemden atılan toplam ısı miktarını göstermektedir. Görüldüğü üzere deniz suyu sıcaklığının artmasıyla ters orantılı olarak transfer edilen ısı miktarı azalmaktadır. Bu azalmayı da verilerden üretilen;

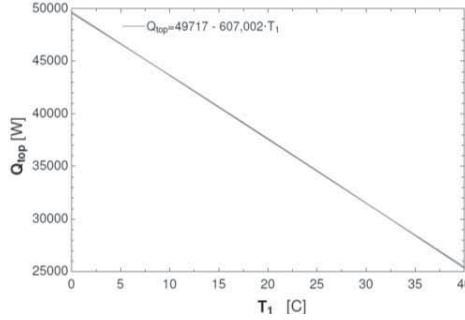
$$Q_{top} = 49600,5 - 589,114 \cdot T_1 - 0,444808 \cdot T_1^2 \quad (15)$$

denklemini ile tespit etmek mümkündür.

Silindirik yüzeylerdeki ısı transferi özellikleri kullanılmaktadır. Deniz suyu sıcaklığı 0-40 C° arasında değiştirilmiş ve bu derecelere karşılık ısı transfer miktarları ve dış ortam ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Isı transferi değeri lineer eğri uydurulduğu takdirde;

$$Q_{top} = 49717 - 607,002.T_1 \quad (16)$$

denklemlerle bulunur.[5]

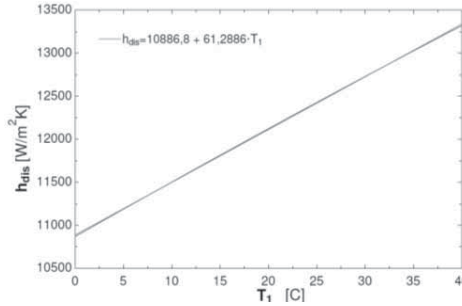


Şekil 3.8 Deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak toplam ısı transfer miktarındaki değişim

aynı sıcaklık değişim aralığında ısı transferi değerinin düşmesine ters orantılı olarak deniz ortamının ısı taşınım değeri artma eğilimindedir. Deniz ortamı ısı taşınım katsayısı için lineer bir eğri uydurulduğu takdirde,

$$h_{dis} = 10886,8 + 61,2888.T_1 \quad (17)$$

denklemlerle bulunur.

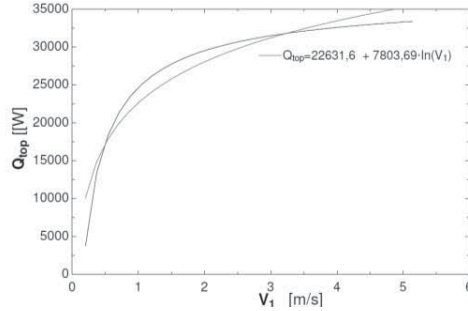


Şekil 3.9 Deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak dış ortam ısı taşınım katsayısı değişimi

olarak toplam ısı transferini ve dış ortam taşınım katsayısını sıcaklık dış ortamdaki akışkanın hızı da çok büyük oranda etkilemektedir. Bu sebeple deniz suyu hızını da 0,2 - 5,14 m/s arasında değiştirerek aynı grafikler tekrar elde edilmiştir. Toplam ısı transfer miktarı logaritmik bir eğri uydurulduğu takdirde;

$$Q_{top} = 22631,6 + 7803,69 \cdot \ln(V_1) \quad (18)$$

denklemleri bulunur.

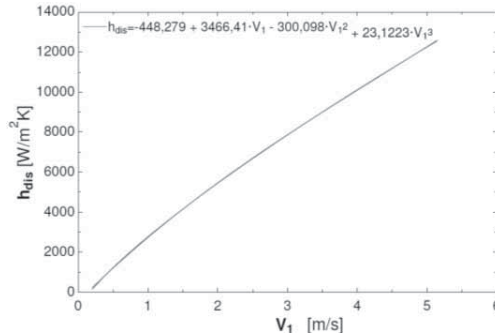


Şekil 3.10 Deniz suyu hızına bağlı olarak toplam ısı transfer miktarındaki değişim

Isı taşınım katsayısı grafiğinde 3. Dereceden polinomal bir eğri uydurulduğu takdirde;

$$h_{dis} = -448,279 + 3466,41 \cdot V_1 - 300,098 \cdot V_1^2 + 23,1223 \cdot V_1^3 \quad (19)$$

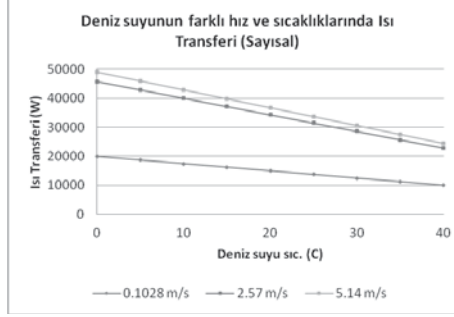
denklemleri elde edilir.[5]



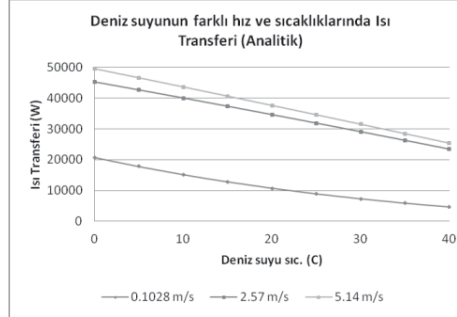
Şekil 3.11 Deniz suyu hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı değişimi

4. Analitik ve sayısal sonuçların karşılaştırılması

Hem sayısal hem de analitik çözümde 3 ayrı gemi hızı ve 9 ayrı deniz suyu sıcaklığı kullanılmıştır. Gemi hızındaki artma ile akışkanın Reynolds sayısında artmaya bağlı olarak türbülans etkisi artmaktadır. Bu etki de taşınım ile olan ısı transferini artırmaktadır. Dikkat etmemiz gereken bir durum da ısı transfer miktarları her ne kadar W olarak verilmiş olsa da modelin 1 m^2 olması bize bu değerlerin W/m^2 biriminde olduğu anlamına gelir.

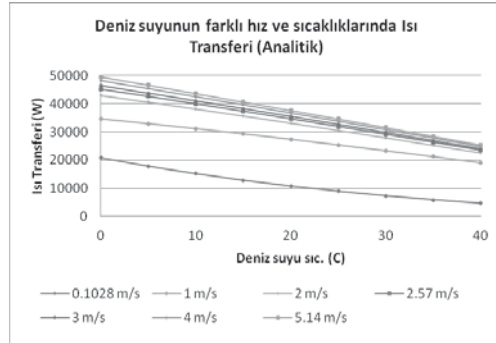


Şekil 4.1 Farklı deniz suyu ara hızlarında sayısal çözümle elde edilen ısı transferi değerleri

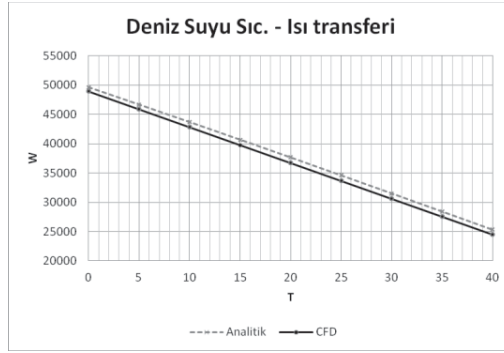


Şekil 4.2 Analitik çözümle elde edilen ısı transferi değerleri

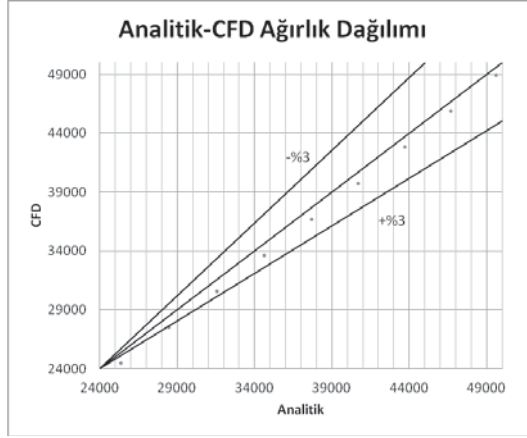
Fark edileceği gibi deniz suyu hızındaki artmaya paralel olarak ısı transferi değeri de artmaktadır fakat bu artmanın hızına dikkat edilirse deniz suyu hızının artması ile azalmaktadır. Bu artmanın maksimum olduğu yeri tespit etmek için ara hız değerlerinde de çözüm alınmıştır. Her iki tarafın su olması ve yaklaşık olarak aynı fiziksel davranışı göstermesi bize boru içi hızına yakın bir hızda deniz hızını tuttuğumuz ölçüde ısı transferi artış hızını optimumda tutabileceğimizi göstermektedir.



Şekil 4.3 Farklı ara hız değerlerinde ısı transferi miktarları



Şekil 4.4 Boru açılımı yaklaşımı ve sayısal çözümdeki ısı transferi miktarları



Şekil 4.5 Analitik boru açılımı yaklaşımı ve sayısal çözümün ağırlık dağılımları

5. Tartışma ve öneriler

Gemilerde ana makine soğutması için kullanılan ceket suyu soğutma sistemine yeni bir konsept getiren bu sistemin sayısal ve analitik analizleri önceki bölümlerde belirtildiği şekilde tamamlanmıştır. Yapılan analizde ısı yükleri en kötü durum kabulüne göre alındığında tam yol hız durumunda metrekarede 24479,05 W, yarım yolda 22877,62 W ve 0.1028 m/s hız (neredeyse durma) 9958,67 W olarak bulunmuştur. Ortalama 140 m boyunda bir yük gemisi için MAN B&W S50ME-B8 ana makinelerinden 8 silindirli toplam 13280 kW'lık bir ana makine seçildiğinde, ana makine ceket suyu soğutma ihtiyacı 2100 kW olarak belirlenmiştir. Yapmış olduğumuz soğutma modeli ele alındığında en kötü durum göz önüne alınırsa 210 metrekarelik bir alana ihtiyaç duyulmaktadır. Genel seyrüsefer esnasında gemi su çekimi 8 m civarında kabul edilirse 4 m'lik borulardan imal edilecek sistemde 52,5 m'lik bir mesafeye ihtiyaç duyulmaktadır. Mevcut kabul edilen teknede bu boy rahatlıkla sağlanmaktadır.

Gemi dış yüzeyindeki deniz film katmanının sıcaklığının atması ile meydana gelecek viskozitedeki değişimin gemi direncine olan katkısının hesap edilmesi de sistemin toplam faydasındaki önemli artışı ortaya koyacaktır. Tek faz ile yapılan çözümler klasik bir soğutma çevriminde olduğu gibi çift fazlı akış modelleriyle de denenebilir. Böylelikle soğutma sistemleri için gereken ısı değiştirici yüzeyi yine merkezi ısı değiştirici göreviyle kurulan modelden sağlanabilir. Kurulmuş modelin gemi inşaat prensipleri için önemli olan ağırlık ve hacim hesabının yapılması da çalışmanın devamında konseptin tamamlanması için önemli bir adım teşkil etmektedir. Aynı şekilde mevcut soğutma sistemi kurulum ve işletme maliyeti ile kurulan konsept modelin kurulum ve işletme maliyetlerinin kıyaslanarak termo-ekonomik analiz yapılması konsept tasarımı için önem arz etmekte ve çalışmanın devamında yapılması gerekmektedir.

6. Teşekkür

Bu araştırma Yıldız Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinatörlüğü'nce desteklenmiştir. Proje No: 2011-10-01-KAP02.

7. Kaynaklar

- [1] Küçükşahin, F. Gemi operasyonları 2, Birsan Yayınevi, 2009, İstanbul
- [2] Cengel, Y.A., Heat and Mass Transfer: A Practical Approach, McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2006, Nevada, Reno
- [3] Incropera, F.P ve Dewitt D., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, 2010, İstanbul
- [4] CD-Adapco, Star CCM+ User Guide Version 4.04.011,2009, CD Adapco
- [5] Klein, S.A. ,Engineering Equation Solver User Manual,2008, F-Chart Software

ÇEKEN AKINTILAR VE İSTANBUL'DA BOĞULMA OLAYLARININ İNCELENMESİ

Barış Barlas¹ , Serdar Beji² , Özgür Ecevit Taşçı³ , Mehmet Işık⁴

ÖZET

Bu çalışmada, 2007-2012 yılları arasında İstanbul'daki Jandarma kayıtlarına girmiş boğulma olayları araştırılmıştır. Çalışmada sadece Jandarma sorumluluk bölgesi olan ve yaz aylarında sıkça denize girilen Binkılıç (Çatalca), Karaburun (Arnavutköy), Ağacli (Eyüp), Kilyos (Sarıyer), Riva, Şile ve Ağva bölgelerinde meydana gelen boğulma olayları incelenmiştir. Son altı yıl içinde toplam 302 boğulma olayı gerçekleşmiş, bu boğulma olaylarında 289 kişi yaşamını yitirmiştir. Meydana gelen boğulma olaylarının %69'u çeken akıntılar neticesindedir. Çeken akıntılar nedeniyle meydana gelen boğulma olaylarının önüne geçebilmek için yapılması gerekenler önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: İstanbul, Çeken akıntı, Suda boğulma olayları

1. Giriş

Kuzeyde; Çatalca, Arnavutköy, Eyüp, Sarıyer, Beykoz ve Şile'den oluşan Karadeniz sahil şeridinin İstanbul ili sınırlarındaki büyük bölümü ve güneyde, Marmara Denizi'ne kıyısı bulunan Silivri İlçesi Jandarma sorumluluk sahasındadır. İstanbul İl Jandarma Komutanlığı sorumluluk bölgesinde bulunan plaj ve sahillerde son altı yılda toplam 302 boğulma olayı meydana gelmiş, bu boğulma olaylarında 289 kişi yaşamını yitirmiştir. Bu sayı, yalnızca Jandarma sorumluluk bölgesi içinde her yıl yaklaşık 50 ölümlü boğulma olduğu göstermektedir. Meydana gelen boğulma olaylarında mağdurların yaklaşık %35'ini 18 yaş altı çocuklar oluşturmaktadır.

İstanbul'da özellikle yaz döneminde hafta sonları vatandaşların yoğun olarak kullandığı sahil alanları, doğal plajlar, rehabilite edilmiş plajlar, bu amaca yönelik ücret karşılığı

¹ İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, e-posta:barlas@itu.edu.tr

² İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, e-posta: sbeji@itu.edu.tr

³ Mardin İl Jandarma Komutanlığı, e-posta: ozgurtasci74@gmail.com

⁴ İstanbul İl Jandarma Komutanlığı, e-posta: mehmet.isik35@yahoo.com

hizmet veren işletmelerde alınan emniyet tedbirlerine rağmen boğulma olayları meydana gelmektedir. Boğulma olayları daima denizin dalgalı olduğu zamanlarda olmaktadır.

Genellikle okyanus kıyılarındaki sahil bölgelerinde, belirli dip yapısı ve dalga koşullarında oluşan tehlikeli bir akıntı türü mevcuttur. İngilizcede "*rip*" akıntısı olarak bilinen bu güçlü akıntıların yönü kıyıdan açığa doğrudur. Karadeniz kıyılarında daha sık oluşan bu akıntılar, Karadeniz'e kıyısı bulunan diğer tüm illerde olduğu gibi İstanbul'da da her yıl onlarca vatandaşın ölümünün ana sebebidir.

Bu çalışmada, Binkılıç (Çatalca), Karaburun (Arnavutköy), Ağacli (Eyüp), Kilyos (Sarıyer), Riva, Şile ve Ağva kıyılarında ve benzeri deniz ve batimetri koşullarına sahip bölgelerde, yıllardır süregelen boğulma olaylarına neden olan akıntılar teknik ayrıntıları ile açıklanmış, denize girilen kesimlerde boğulma olaylarını azaltabilmek amacıyla alınması gerekli önlemler belirlenmiştir.

2. Çeken Akıntılar

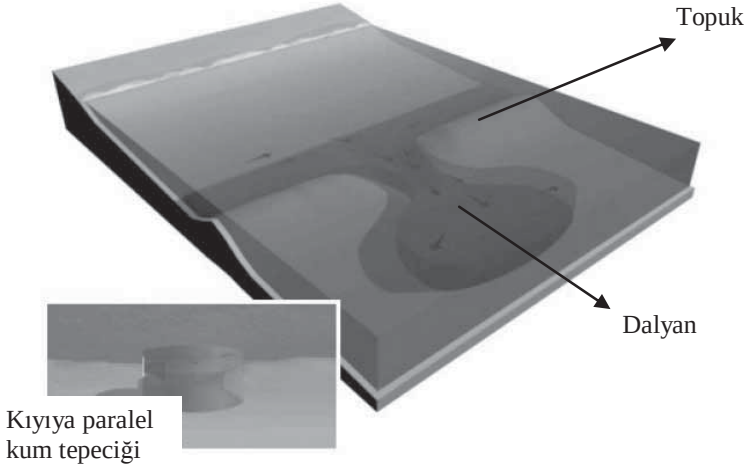
İngilizcede "*rip*" akıntısının tam kelime anlamı, "*yırtan*" akıntıdır. Ülkemizde özellikle Karadeniz sahil şeridinde yer yer oluşabilen bu akıntılar, o bölgede yaşayanların "deniz çekti" şeklindeki tabirine uygun olarak "*çeken akıntı*" olarak isimlendirilebilir [1]. Dünyada meydana gelen boğulma olaylarının en büyük nedeni çeken akıntılardır. Örneğin, ABD sahillerinde meydana gelen kurtarma olaylarının %80'ninin sebebi çeken akıntılardır. Her yıl ABD'de, ortalama 100'den fazla insan, alınmış olan önlemlere rağmen bu yüzden boğulmaktadır [1].

Çeken akıntılar, sahil şeridine dik doğrultuda sığ sudan derin suya hareket eden oldukça kuvvetli akıntılardır. Halk arasındaki yaygın söylentilerin aksine, bu akıntılar insanları dibe çekmezler, akıntıya kapılanları yatay şekilde kıyıdan uzaklaştırıp açığa doğru taşırlar. Boğulma olayları, nispeten güvenli sığ sulardan açığa doğru çekildiğini fark eden insanların, korku ve panikle çırpınarak kıyıya dönmeye çabalamaları ve sonuçta yorgun düşerek kendilerini su üzerinde tutamamaları sonucunda gerçekleşmektedir. Çeken akıntıların hızı genellikle 0.3-0.6 m/s arasında değişmektedir [2]. Bunun yanı sıra hızı 2.4 m/s'ye varan akıntılar da ölçülmüştür [3]. Böyle bir akıntı hızının, 100 m serbest stil yüzme olimpiyat şampiyonunun hızından daha fazla olduğu söylenirse, akıntının şiddeti hakkında bir fikir oluşabilir. Çeken akıntıların ortalama hızı saatte 5 km'yi (1.39 m/s) bulmaktadır ki bu hız, deneyimli yüzücüler için bile bir sorun teşkil etmektedir. Çeken akıntıya yakalanan bir yüzücü, eğer bu akıntıdan kurtulma tekniğini bilmiyorsa, paniğe kapılarak kıyıya dönmek için boşa çaba harcamakta ve nihayetinde boğulma olayı gerçekleşebilmektedir.

Çeken akıntıların ortaya çıkabilmesi denizde bazı şartların oluşmasına bağlıdır. Belirli şartları sağlaması gereken temel başlıklar önem sırasına göre şunlardır [4,5]:

- Kıyı bölgesindeki dip batimetrisinin şekli,
- Rüzgarlı, fırtınalı ve dalgalı havalalar,
- Kıyı bölgesindeki kumun özellikleri,
- Kıyı şeridinin formu,
- Kıyıdaki fiziksel yapıların varlığı.

Kıyı bölgesinde varolan dip yapısı en önemli etkindir denilebilir. Çeken akıntının oluşabilmesi için Şekil 1’de gösterildiği gibi *topuk-dalyan-topuk* (kum tepesi-çukur-kum tepesi) şeklinde bir deniz dibi formunun olması şarttır [6].



Şekil 1. Çeken akıntının oluşabilmesi için gerekli *topuk-dalyan-topuk* şeklinde oluşmuş dip yapısı.

Deniz dibi formunun *topuk-dalyan-topuk* şeklinde olmasının yanı sıra yeterince yüksek dalgaların kıyıya tamamen paralel veya paralele çok yakın bir şekilde ilerliyor olması ikinci önemli şarttır [7]. Burada, yeterince yüksek dalgadan kastedilen dipteki topuk üzerinden (kum tepesinin üzerinden) geçerken sıkışma etkisiyle kırılabilir düzeyde yüksekliği olan dalgalar. Dipteki topuğun yüksekliğine bağlı olarak topuğun üzerinde yaratılan sıkı suyun derinliği buradaki en önemli faktördür. Sıkı suda bir dalganın kırılma yüksekliği tamamen su derinliği ile orantılı olduğundan topuk üzerindeki su ne kadar sıkı ise dalga da o kadar kolay kırılacaktır. Bu nedenle, yarım metre veya daha az dalga yüksekliğine sahip dalgaların, topuk üzerindeki su seviyesi bu düzeyde ise, kırılabilirliği açıktır. Belli bir topuk yüksekliği veya su sıklığı için gelen dalgaların yüksekliği ne denli yüksekse dalga kırılmaları o denli çok olacağı da açıktır [8]. Rüzgarlı havalardan artan dalga yükseklikleri nedeni ile kırılan dalgalar artacak dolayısıyla akıntı şiddeti de artacaktır. Böylece rüzgar ve fırtına sonrası oluşan dalgalı koşulların çeken akıntı şiddetine etkisi açıklanmış olmaktadır. Yukarıda belirtildiği üzere, *dalyan-topuk-dalyan* şeklindeki dip formasyonu ve kıyıya paralel ilerleyerek topuk üzerinde kırılan dalgaların varlığı çeken akıntı için gerekli iki temel koşuldur. *Dalyan-topuk-dalyan* şeklinde batimetrisi olup, dalga koşulları bu şartları sağladığında çeken akıntı oluşturan fakat büyük ölçekteki batimetrisi farklılık gösteren bölgeler tabii ki mevcuttur. Batimetride büyük ölçekte gözlenen bu farklılık açıktan kıyıya doğru ilerlendiğinde ortalama dip eğimindeki farklılıktan

kaynaklanır. Bazı bölgelerde su uzun mesafelerde yavaş yavaş sığlaşmakta bazılarında ise nispeten kısa mesafelerde hızla sığlaşmaktadır. Bu farklılık nedeniyle çeken akıntının şiddeti ve etkili olduğu bölge değişiklikler göstermektedir [9]. Eğer büyük ölçekteki dip batimetrisi uzun mesafelerde sığlaşan tipte ise çeken akıntı daha şiddetli oluşmakta ve daha geniş bir bölgede etkin olmaktadır. Diğer tip batimetrikler de ise çeken akıntının kapsamı sınırlı kalır. Bölgesel farklılıklar göstermekle birlikte, çeken akıntılar kıyıda doğru 300 m boyunca ve 6 m - 30 m eninde olabilmektedir [10]. Oluşumunun yapısına bağlı olarak, bazıları bir iki saat sürmekte, diğerleri ise devamlı olabilmektedir. Çeken akıntılar genellikle rüzgarlı ve fırtınalı havalar sonrası daha kuvvetli olarak kendilerini göstermektedir. Dalganın periyodu ve dalga yüksekliği arttığında, çeken akıntının hızı da bunlara paralel olarak artmaktadır. Çeken akıntılar dalga kırılmalarının olduğu, hemen her türlü kumlu sahilde oluşabilmektedir.

Çeken akıntıların karakterini etkileyen, oluşup oluşmamasını belirleyen diğer önemli bir faktör bölgedeki kum özellikleridir. Gerçekte, kum özellikleri çeken akıntıları doğrudan belirleyici olmaz; bölgenin dip batimetrisinin şekillenmesini yönlendirerek dolaylı olarak etkiler. İnce tanecikli yapıya sahip kum, dalga ve akıntılar sebebiyle daha homojen şekilde bölgeye yayılır ve kıyı batimetrisinin daha az eğimli olmasına yol açar. Böyle bir dip formu da çeken akıntı olasılığını artırır. Büyük tanecikli yapıya sahip kum ise, dip batimetrisinin, kıyıda uzaklaştıkça hızla derinleşmesine neden olarak çeken akıntı olasılığı azaltır. Taşlı yapıya sahip bir denizde ise, çeken akıntı olasılığı en az olmaktadır [11].

Şekil 2’de Ağacli (Eyüp) ve Kilyos (Sarıyer) sahillerindeki kum yapıları görülmektedir. İnce kuma sahip bölgeler düşük dip eğimine sahip olmakta ve çeken akıntıların oluşması ve güçlü olması açısından daha uygun şartları sağlamaktadır. Öte yandan kalın kumlu bölgelerde dip eğimi dik olmakta ve çeken akıntılar ya oluşamamakta veya zayıf olmaktadır.



Şekil 2. Ağacli (Eyüp) ve Kilyos (Sarıyer) sahillerindeki ince kum yapısı.

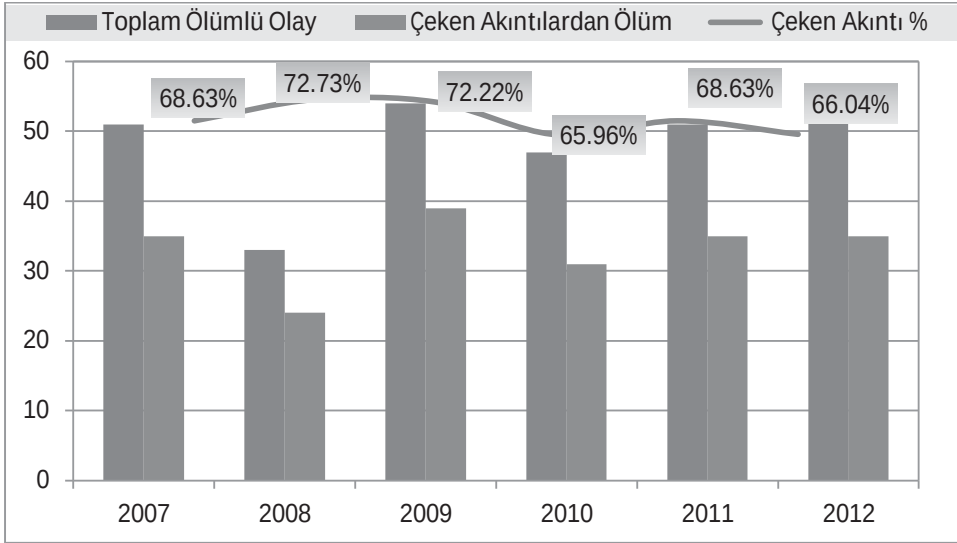
Çeken akıntının dışarıdan görülüp belirlenebilmesi kolay olmamakla beraber, şu gözlemlerin önemlidir: Sanki bir kanal boyunca devam eden birbirine karışmış ve düzensiz ilerleyen su; belirli bir bölgede suyun renginin dipteki kum hareketinden dolayı bulanık ve kahverengi bir görünüm alması; düzenli bir biçimde denize doğru ilerleyen köpük; kıyıya

doğru gelen dalgalarda meydana gelen bozulma ve düzensizlik. Bu belirtilerden biri veya birkaçının olması, çeken akıntının varlığına bir işarettir.

3. Çeken Akıntıların Görüldüğü Bölgeler ve Boğulma İstatistikleri

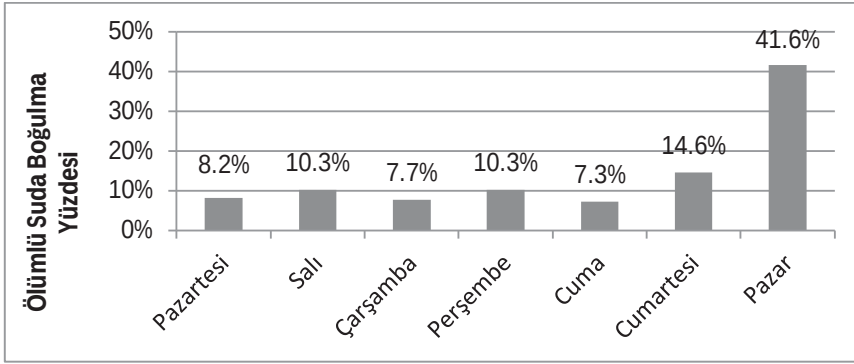
Yaz aylarında, nispeten düşük gelir düzeyindeki halkımıza hitap eden bir mekan haline gelen, batıda Binkılıç'tan (Çatalca) başlayıp, Karaburun (Arnavutköy), Ağaçlı (Eyüp), Kilyos (Sarıyer), Riva, Şile ve doğuda Ağva'da biten İstanbul'un Karadeniz kıyıları, hafta sonları çok sayıda insanın neredeyse hücumuna maruz kalmaktadır. Bütün sahil şeridinin sürekli kontrol edilmesi imkansız olduğundan, tehlikelerden habersiz ve yüzme deneyimi çok az veya hiç olmayan insanların boğulması böylece kaçınılmaz olmaktadır.

Şekil 3'te 2007-2012 yılları arasında Jandarma kontrol bölgesindeki ölümlü boğulma olayları görülmektedir. Boğulma olaylarının yıllara göre ortalama %69'unun (%66-%73) sebebi çeken akıntılardır. Toplam 199 kişi çeken akıntılar neticesinde hayatını kaybetmiştir.

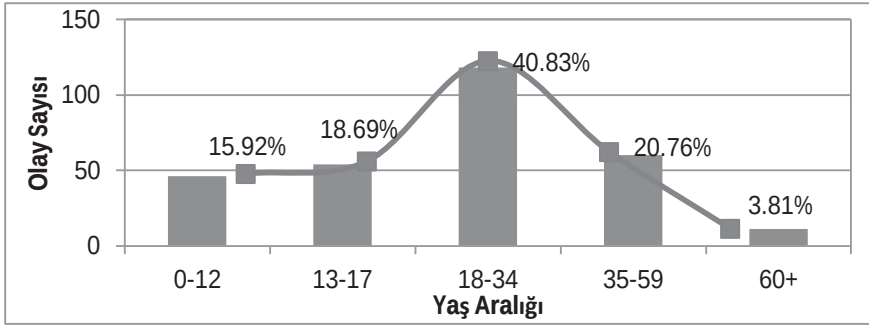


Şekil 3. Ölümlü boğulma olayları.

Şekil 4'te meydana gelen ölümlü boğulma olaylarının gün bazında grafiği verilmiştir. Olayların %42'si Pazar günü meydana gelmiştir. Şekil 5'te yaş gruplarına göre suda boğulma istatistikleri görülmektedir. Hayatını kaybedenlerin %35'i 18 yaş altı çocuklardır, En çok hayatını kaybeden grup %41 ile 18-34 arası yaş grubudur. Bu yaş grubu kendisine en çok güvenen, olası tehlike ve riskleri görmezden gelebilen bir yaş grubudur. Şekil 6'da Jandarma sorumluluk bölgesi olan Ağaçlı (Eyüp), Kısırkaya (Sarıyer), Kızılcaaköyü sahil (Şile) ve Kabakoz (Şile) plajlarından fotoğraflar verilmiştir.



Şekil 4. Günlere bağlı ölümlü suda boğulma oranları



Şekil 5. Yaş gruplarına göre suda boğulma istatistikleri.

Sonuç olarak, Jandarma sorumluluk bölgesi olan ve yaz aylarında sıkça denize girilen Binkılıç (Çatalca), Karaburun (Arnavutköy), Ağacli (Eyüp), Kilyos (Sarıyer), Riva, Şile ve Ağva bölgelerinde meydana gelen boğulma olayları ile ilgili olarak üç temel neden sıralanabilir:

- Cankurtaran olmayan bölgelerde denize giriliyor olması,
- Cankurtaran olan bölgelerde, cankurtaranların sürekli gözleyemeyeceği sayıda insanın uzun bir kıyı hattının çeşitli yerlerinden denize giriyor olmaları,
- İnsanların çoğunun tehlikeleri görmezden gelmesi ve uyarılar yapılsa dahi dikkate almamaları,
- İyi yüzücüler için bile çok ciddi bir tehlike olan çeken akıntıların varlığı.

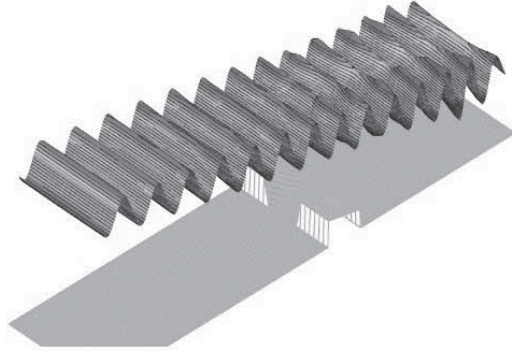
Çeken akıntıları etkileyen faktörlerden birisi de kıyı yapılarının etkisidir. Sahile yapılmış olan iskele, döşenmiş boru hattı, dere ağzı, kanal çıkışı, kayalık oluşum, vb. gibi fiziksel yapılar, dip batimetrisini doğrudan etkilemekte, bu da çeken akıntı oluşumunu artırmaktadır. Ancak incelenen boğulma olaylarının yaşandığı bölgelerde, bu tip yapılara rastlanmamıştır.



Şekil 6. Jandarma sorumluluk bölgesi olan (a)Ağaçlı, (b)Kısırkaya, (c)Kızılcaköyü sahil ve (d)Kabakoz plajlarından fotoğraflar.

4. Çeken Akıntıların Oluştugu Batimetrilerde Dalga Yayılımı

Çeken akıntının oluşabilmesi için gerekli ilk koşul topuk-dalyan-topuk formunda bir dip batimetrisinin varlığıdır. Bu tip bir dip batimetrisinde, kıyıya doğru ilerleyen dalgaların nasıl davrandığının incelenmesi akıntının oluşmasının nedenini açıklamaktadır. Beji ve Barlas tarafından geliştirilen bir sayısal dalga modeli, topuk-dalyan-topuk tipi bir dip yapısı üzerinden geçen dalgaların simülasyonunda kullanılmıştır [12]. Şekil 7’den görüldüğü üzere, soldan sağa doğru sabit su derinliğinde ilerleyen dalgalar daha ileride iki tarafta bloklarla temsil edilen topukların ve arada kalan dalyanın üzerinden ilerlemektedirler. Dalgaların aldığı formdan görüldüğü üzere böyle bir dip yapısından geçen dalgaların sağ ve sol taraftaki topuklar üzerinde yükseklikleri artmakta buna karşın dalyan üzerindeki kısmın yüksekliği azalmaktadır. Böylece genel itibarı ile ilerleyen dalga cephesi boyunca dalga yüksekliğinde bir değişim söz konusu olmaktadır. Bunun dışında cephenin hızı da farklı noktalarda değişmektedir. Dalga cephesi üzerinde dalga yüksekliğinin arttığı yerlerde dalganın ilerleme hızı azalmakta buna karşın dalga yüksekliğinin azaldığı yerlerde dalganın ilerleme hızı artmaktadır. Diğer bir deyişle, dalga cephesinin topuklar üzerine gelen kısımlarında dalga hızı azalmakta, dalyan üzerine gelen kısımlarında ise dalga hızı artmaktadır.



Şekil 7: Çeken akıntıların oluştuğu bir dip batimetrisinde kıyıya doğru ilerleyen dalgalar.

Sayısal simülasyonlardan bunun görülebilmesi için bölgede ilerleyen dalgaların üstten görüşlerinin kontur eğrileri Şekil 8’de verilmektedir. Konturlardan görüldüğü üzere, bölgenin sol tarafından gelen dalgalar düzgün dalga cepheleri olarak ilerlerken sağ taraftaki topuk-dalyan-topuk bölgesinin üzerinde dalga cepheleri sağa doğru kavislenmekte ve cephelerin dalyan ya da yarık üzerindeki kısımları daha önde gitmektedir.



Şekil 8. Çeken akıntıların oluştuğu temsili bir dip batimetrisinde dalga konturları.

Dalgaların topuk-dalyan-topuk tipi bir dip batimetrisinde ilerlerken geçirdikleri bu değişimler, çeken akıntıların oluşumunun açıklanmasına temel teşkil etmektedir. İki yandaki topuklar üzerinde yavaşlayarak yüksekliği artan dalgalar, yüksekliklerinin belirli bir değeri aşmasıyla kırılmaya başlayacaktır. Dalgaların kritik kırılma yüksekliği topuk üzerindeki su derinliği ile doğrudan bağlıdır. Su derinliği ne kadar düşüğe dalganın kırılmaya başlayacağı dalga yüksekliği de o denli düşüktür. Topuklar üzerinde kırılan bu dalgalar, dalga özelliğini kaybederek akıntıya dönüşecektir. Şekil 7 ve 8’deki görüşlerden açıkça anlaşılacağı üzere, her iki yanda oluşan bu akıntıların yönü temelde daha düşük seviyedeki ortadaki bölge olacaktır. Orta bölge, dalyanın yer aldığı nispeten derin su bölgesi olduğundan, bu kısımda dalgalar kırılmadan ya da az kırılarak düzgün dalga formunda ileriye doğru ilerlemektedir. Kenarlardan karşılıklı olarak orta bölgeye yönelen akıntılar, ortada birleştiğinde birlikte belirli bir yönde akacaktır. Bu yön, suyun daha da sıklaştığı ve daha fazla dalga kırılmalarının, dolayısıyla akıntıların yaratıldığı sahil

kesimi olamaz. Sahildeki dalga kırılmaların yarattığı akıntılar, bu bölgede su seviyesini yükseltip daha yüksek bir basınç bölgesi oluşturmaktadır. Burada oluşan yüksek basınç, dalyan ortasında birleşen akıntıları ve sahilde kırılan dalgaların yarattığı akıntıları geriye daha derin suya doğru zorlar. Topuklar üzerinde kırılıp ortada birleşen akıntılar ve kısmen sahildeki kırılmalardan oluşan akıntılar güçlü bir ters akıntı olarak dalgaların geldiği yöne yani derin suya ve açığa doğru akarlar. Oluşum mekanizması temelde bu şekilde açıklanan ve en güçlü bölgesi dalyanın orta kısımları olan bu akıntılar çeken akıntı ismini verdiğimiz akıntılardır. Kıyı şeridinde paralel olarak ilerleyen dalgalar, dalyan-topuk-dalyan tipi bir dip batimetrisi ile karşılaştıklarında dalga formları belirli değişimlere uğrar. Bu değişimleri izleyen dalga kırılmaları, ortalama hızı 5 km/saat gibi oldukça yüksek değerlere ulaşan ve dalyanın bulunduğu yarıktan açık denize yönelmiş çeken akıntıları oluşturur.

5. Sonuç ve Değerlendirme

Bu boğulma olaylarının mümkün olabilecek en alt düzeye indirilebilmesi için konu hakkında genel bilgilendirmenin yanı sıra tehlike durumunda nasıl davranılması gerektiği bilgileri halka ulaştırılmalıdır. Genel bilgilendirme, konudan habersiz insanların tehlikelerin hangi koşullarda ve nerelerde olduğu hakkında bir fikir sahibi olmalarına hizmet edecektir. Özellikle çocukların ve gençlerin yeni bilgilere daha açık olması nedeni ile bu bilgilendirme hizmetinin geleceğe yönelik olduğu söylenebilir. Öte yandan, tehlike durumunda yapılması gereken doğru hareketlerin yapılması, kurtarma çalışmaları yürüten cankurtaranların işlerini çok kolaylaştıracığı gibi tehlikeli durumların ölümle sonuçlanma riskini de azaltacaktır.

Boğulmaların birinci önemli sebebi gelen vatandaşların iyi yüzme bilmemesi ve tehlikelerin farkında olmamasıdır. Tehlikelerin farkında olmaması, aslında tehlikeleri umursamaması ve “bana bir şey olmaz, olursa da bu beni ilgilendirir” şeklinde düşünmesi olarak yorumlanmalıdır. Durum böyle olunca, eğitim veya bilgilendirme faaliyetlerinin başarıya ulaşmasının ne kadar zor olduğu anlaşılabılır. Ancak bu konuda ümit veren nokta, yapılacak bilgilendirme ve uyarıların yetişkinler için olmasa da çocuklar ve gençler için yararlı olacaktır. Broşür ve panolar gibi bilgilendirici, uyarıcı çalışmaların hemen olmasa da orta vadede etkilerinin görüleceği umulabilir. Risk değerlendirmesi sonucunda çıkan duruma göre alınması gereken önlemler dünyanın farklı bölgelerinde de olsa benzerlikler arz etmektedir. Genellikle yüksek risk olduğu durumlarda denize girilmesi, risk azalana kadar geçici olarak yasaklanmaktadır. Yüksek risk tanımı ise, her bölge ve kıyı şeridi için, rüzgar ve dalga koşulları göz önüne alınarak belirlenmelidir. Daha önce de belirtildiği üzere bir sahil bölgesi için yüksek risk teşkil edebilen rüzgar ve dalga koşulları, farklı fiziksel özelliklere sahip başka bir sahil bölgesi için orta riskli olabilmektedir. Riskli olarak belirlenen plaj ve sahil bölgelerine ikaz levhaları yerleştirilmeli, boğulma olaylarına karşı alınacak tedbirler ve çeken akıntılar hakkında vatandaşları bilgilendirmek üzere özellikle yaz dönemi ve hafta sonlarında el broşürleri dağıtılmalıdır. İlköğretim okullarında konuya ilişkin öğrencileri bilgilendirme faaliyeti, ve müftülük vasıtasıyla konuya ilişkin vatandaşları ibadethanelerde bilgilendirme faaliyeti gerçekleştirilmelidir. Konuya ilişkin hazırlanacak kısa bir film yayın organlarında gösterilmelidir.

Teşekkür

Bu çalışma İSTKA/2012/GNC-80 projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Çalışmada katkısı bulunan ve yardımlarını esirgemeyen İstanbul İl Jandarma Komutanlığı mensuplarına teşekkürü bir borç biliriz.

Kaynaklar

- [1] Beji, S., B. Barlas, “Şile ve benzeri kıyılarda boğulmalara neden olan çeken akıntıların incelenmesi”, GMO Araştırma Raporu, TMMOB Gemi Mühendisleri Odası, İstanbul, 2007.
- [2] Basco, D.R., Surf zone currents. Coastal Engineering, 7: 331-355, 1983.
- [3] Bowen, A.J., D.L. Inman, Rip currents 2: Laboratory and field observations. Journal of Geophysical Research, 74: 5479-5490, 1969.
- [4] Bowen, A.J., Rip currents 1: Theoretical investigations. Journal of Geophysical Research, 74: 5468-5478. 1969
- [5] Lyons, S., Rip Currents: Description, Observations and Theories. Cooperative Institute for Applied Meteorological Studies, Department of Atmospheric Sciences, Texas A&M University, 3150 TAMU, College Station, TX 77843-3150, 1991.
- [6] Hansen, J.B., I.A. Svendsen, Experimental investigation of the wave and current motion over a longshore bar. Proceedings 20th International Conference Coastal Engineering, American Society Civil Engineers, 1986.
- [7] Yu, J., D.N. Slinn, Effects of wave-current interaction on rip currents. Journal of Geophysical Research, 108, C3., 2003.
- [8] Haller, M.C., R.A. Dalrymple, Rip current dynamics and nearshore circulation. Research Report CACR-99-05, Center for Applied Coastal Research, University of Delaware, 1999.
- [9] Arthur, R.S., A note on the dynamics of rip currents. Journal of Geophysical Research, 67(7): 2778-2779, 1962.
- [10] Short, A.D., C.L. Hogan, Rip currents and beach hazards: Their impact on public safety and implications for coastal management. Journal Coastal Research, special Issue No. 12: 197-209, 1994.
- [11] Pfaff, S., Rip Current Forecasting, WFO MHX Coastal and Marine Conference, Morehead City, NC, USA, 2003.
- [12] Beji S., B. Barlas, Boundary-fitted non-linear dispersive wave model for regions of arbitrary geometry. International Journal For Numerical Methods In Fluids, 45(6): 643-657, 2004.

GEMİ EĞİLME MOMENTİ ve KESME KUVVETİ KESİT ZORLARININ BUREAU VERITAS KURALLARI ve NÜMERİK YÖNTEM ile ANALİZİ

Erhan ASLANTAŞ¹ ve Aydoğın ÖZDAMAR²

ÖZET

Gemilerin ön dizayn aşamasında, boyuna mukavemet analizi kapsamında eğilme momenti ve kesme kuvveti kesit zorları, klas kuruluşlarının ampirik formülleri ile hesaplanmaktadır. Klas kuruluşları, kendilerini güvence altına almak için güvenlik payı bırakmaktadırlar. Bu güvenlik payı, geminin gereğinden daha ağır olmasına ve bu nedenle de olabileceğinden daha az yük taşıyabilmesine neden olmaktadır. Bu çalışmada, bu güvenlik payının büyüklüğü, problemin diferansiyel denkleminin nümerik olarak çözüldüğü sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla 5 farklı L/B oranında olan ve aynı C_B katsayına sahip gemi yüzeyle kullanılarak irdelenmiştir. Maksimum güvenlik payı; eğilme momenti için, $x=0,5L$ 'de %48-60 arasında ve kesme kuvveti için, $x=0,5 L$ 'de %40-60 arasında olmaktadır

Anahtar Kelimeler: gemi mukavemeti, gemi elemanları, dalga yükleri

1. Giriş

Gemilerin ön dizayn aşaması genel olarak, deneyimlerden toplanan ve çok sayıda klas kuruluşu tarafından da kural olarak yayınlanmış olan ampirik formüllere dayanmaktadır. Bu formüller, dizayn ofisleri için zaman kaybını engellemekte ve aynı zamanda klas onayını temin etmede de yararlı olmaktadır. Bu formüllerin, basitleştirilmiş çok sayıda kabulü içermesi nedeniyle, klas kuruluşları, kendilerini güvence altına almak için, güvenlik payı bırakmaktadırlar. Bu güvenlik payı, geminin gereğinden daha ağır olmasına ve bu nedenle de, olabileceğinden daha az yük taşıyabilmesine yol açmaktadır. Bu güvenlik payının büyüklüğünün irdelenmesi, bu çalışmanın amacını oluşturmaktadır. Bu

¹ RMK Marine Tersanesi,Tasarım Hesaplama Uzman Mühendisi ve YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Öğrencisi, Tel:02165813300, erhana@rmkmarine.com.tr

² YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fak, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, 34349 Beşiktaş İstanbul, Tel: 05327889699, aozdamar@yildiz.edu.tr

irdelemede, dalga kaynaklı eğilme momenti ve kesme kuvvetleri, örnek olarak seçilmiştir. Bilindiği gibi, bir doğa olayı, üç ana yöntem ile incelenebilmektedir: 1. Deney Yöntemi, 2. Analitik Yöntem, 3. Nümerik Yöntem. Bu çalışmada, klas kuruluşlarından olan Bureau Veritas tarafından ampirik formüllerle verilen dalga kaynaklı eğilme momenti ve kesme kuvvetleri, nümerik yöntem kullanılarak bulunan değerler ile karşılaştırılmıştır. Nümerik yöntem, doğa olayının matematiksel ifadesi olan diferansiyel denklemin yaklaşık yöntemle çözülmesinden oluşmaktadır. Nümerik yöntem ile eğilme momenti hesabı, Jensen ve Pedersen[1], Alexander[2][3], Robb[4] ve J.L. Taylor[5] tarafından yapılmıştır. Daha sonra Korvin-Kroukovsky[6] gemi ve dalga arasındaki etkileşimi göz önüne alan ve kuvvetleri de hesaplamaya yönelik yöntemler geliştirmişlerdir. Bu çalışmada ise, güvenlik payının büyüklüğü, problemin diferansiyel denkleminin nümerik olarak çözüldüğü sonlu elemanlar yöntemini kullanan bir ticari paket program yardımıyla, 5 farklı L/B=5,56; 5,40; 6,10; 6,12;5,25 oranında olan ve aynı $C_B=0,66$ katsayısına sahip gemi yüzeyleri kullanılarak irdelenmiştir.

2. Bureau Veritas Kurallarına göre Dalga Kaynaklı Düşey Eğilme Momentinin Hesaplanması

Bureau Veritas, dalga kaynaklı düşey eğilme momentlerini, sarkma ve çökme durumları için, ayrı ayrı ampirik formüllerle vermektedir [7][8].

1.Sarkma durumunda dalga kaynaklı düşey eğilme momenti ampirik formülü,

$$M_{W,H}=190 \cdot F_M \cdot n \cdot C \cdot L_2 \cdot B \cdot C_B \cdot 10^{-3} \quad (1)$$

ile verilmiş olup, burada, F_M : Dağılım faktörünü, n : Seyir katsayısını, C : Dalga Parametresini L :Gemi boyunu, B :Gemi genişliğini ve C_B :Blok katsayısını simgelemektedir. Dağılım katsayısı, Tablo 1’de ve seyir katsayısı da Tablo 2’de verilmiştir.

Tablo 1. Dağılım Faktörü F_M

Tekne Kesitinin Boyuna Konumu	Dağılım Faktörü F_M
$0 \leq x < 0.4L$	$2.5X/L$
$0.4L \leq x \leq 0.6L$	1
$0.65L < x \leq L$	$2.86(1-(X/L))$

Tablo 2. Seyir katsayısı n

Seyir Notasyonu	Seyir Katsayısı n
Sınırsız Seyir	1
Yaz Bölgesi	0.9
Tropical Bölge	0.8
Kıyı Alanı	0.8
Korunaklı Bölge	0.65

Dalga parametresi C , klas kurallarına göre aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$65 \leq L < 90 \text{ m ise } C = (118 - 0.36L) * (L/1000); 90 \leq L < 300 \text{ m ise } C = 10.75 - ((300 - L)/100)1.5; 300 \leq L < 350 \text{ m ise } C = 10.75 - ((L - 350)/150)1.5 \quad (2)$$

2.Çökme durumunda dalga kaynaklı düşey eğilme momenti ampirik formülü,

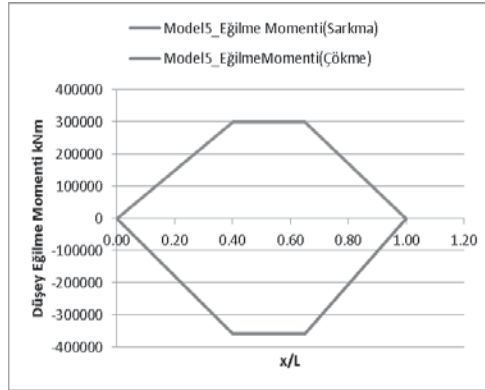
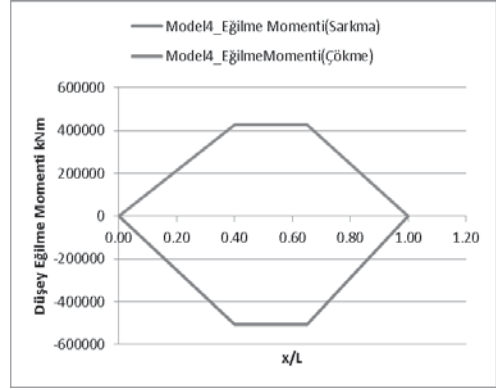
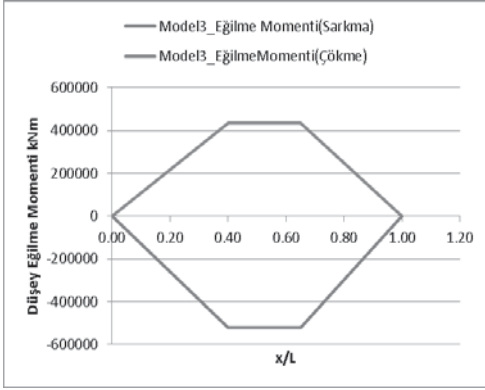
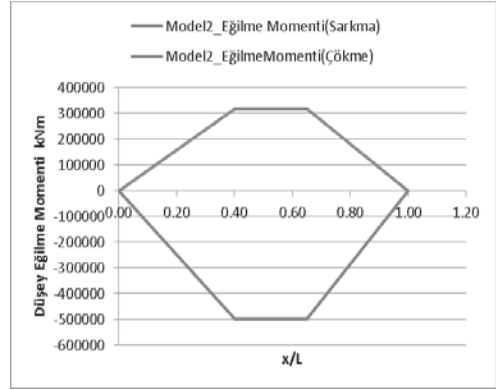
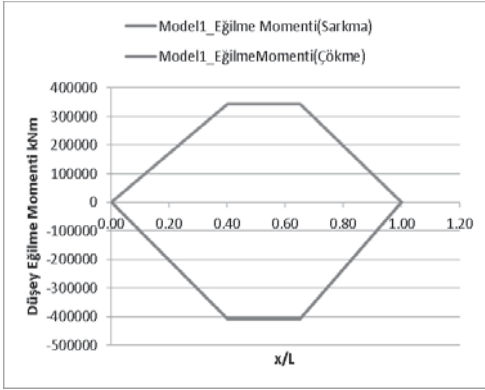
$$M_{W,H} = -110 * F_M * n * C * L_2 * B * (C_B + 0.7) * 10^{-3} \quad (3)$$

bağıntısı ile verilmektedir.

Klas Kuruluşunun kurallarına göre hesaplanan düşey dalga eğilme momenti değerleri, irdelenen 5 değişik model için sarkma ve çökme durumlarına göre Tablo 3’de ve grafikleri de Şekil 1’de verilmiştir.

Tablo 3. Kurala göre hesaplanan düşey dalga eğilme momentleri.

				Bureau Veritas	
				Düşey Eğilme Momenti (kNm)	
Model	L_{wl}	B_{wl}	x/L	Sarkma	Çökme
1	122	21.94	0	0	0
			0.4	341930.85	408555.67
			0.5	341930.85	408555.67
			0.65	341930.85	408555.67
			1	0	0
2	118.46	21.94	0	0	0
			0.4	319647.62	496556.81
			0.5	319647.62	496556.81
			0.65	319647.62	496556.81
			1	0	0
3	135.08	22.14	0	0	0
			0.4	435930.81	520871.42
			0.5	435930.81	520871.42
			0.65	435930.81	520871.42
			1	0	0
4	134.2	21.94	0	0	0
			0.4	425626.53	508559.36
			0.5	425626.53	508559.36
			0.65	425626.53	508559.36
			1	0	0
5	115.17	21.94	0	0	0
			0.4	299691.36	358085.88
			0.5	299691.36	358085.88
			0.65	299691.36	358085.88
			1	0	0



Şekil 1. Bureau Veritas kurallarına göre modellere ait dalga kaynaklı düşey eğilme momentleri

3. Bureau Veritas Kurallarına Göre Dalga Kaynaklı Düşey Kesme Kuvvetinin Hesaplanması

Bureau Veritas, dalga kaynaklı düşey kesme kuvvetlerini, pozitif ve negatif olarak aşağıdaki ampirik formülle vermektedir:

$$Q_{wv}=30 \cdot F_Q \cdot n \cdot C \cdot L \cdot B \cdot (C_B + 0.7) \cdot 10^{-2} \quad (4)$$

Burada; F_Q : Dağılım faktörünü (Tablo 4), n : Seyir katsayısını (Tablo 2), C : Dalga Parametresini, L : Gemi boyunu, B : Gemi genişliğini ve C_B : Blok Katsayısını simgelemektedir. Tablo 4’de $A=(190 \cdot C_B)/(110 \cdot (C_B + 0.7))$ ile verilmektedir.

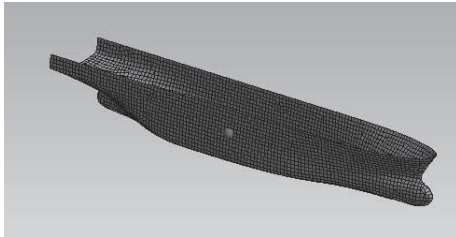
Tablo 4. Dağılım faktörü F_Q

Kesitin Boyuna Konumu	Dağılım Faktörü	
	Pozitif Kesme Kuvveti	Negatif Kesme Kuvveti
$0 \leq x < 0.2L$	$4.6A \cdot X/L$	$-4.6 \cdot (X/L)$
$0.2L \leq x < 0.3L$	$0.92A$	-0.92
$0.3L \leq x < 0.4L$	$(9.2A - 7) \cdot (0.4 - (X/L)) + 0.7$	$-2.2(0.4 - (X/L)) - 0.7$
$0.4L \leq x < 0.6L$	0.7	-0.7
$0.6L \leq x < 0.7L$	$3 \cdot ((X/L) - 0.6) + 0.7$	$-(10A - 7) \cdot ((X/L) - 0.6) - 0.7$
$0.7L \leq x < 0.85L$	1	$-A$
$0.85L \leq x \leq L$	$6.67 \cdot (1 - (X/L))$	$-6.67 \cdot A \cdot (1 - (X/L))$

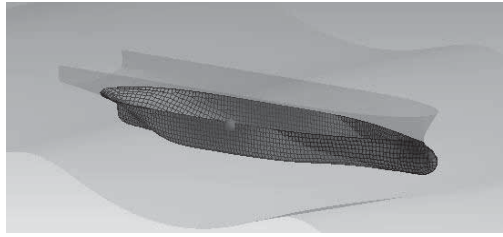
Klas Kuruluşunun kurallarına göre hesaplanan kesme kuvveti değerleri, Tablo 5’de verilmiştir.

4. Nümerik Yöntem ile Dalga Kaynaklı Eğilme Momenti ve Kesme Kuvvetlerinin Hesaplanması

Bu çalışmada, C_B sabit kalmak üzere, L/B oranları birbirinden farklı beş model oluşturulmuş ve sabit draftta farklı dalga boylarında sarkma ve çökme durumu için dalga kaynaklı eğilme momentleri ile kesme kuvvetleri nümerik olarak hesaplanarak, gemi ortası için Bureau Veritas kurallarına göre hesaplanan değerler ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 2. Analiz için oluşturulan mesh



Şekil 3. Örnek modelin üç boyutlu Görünümü

Şekil 2’de, analizler için oluşturulan mesh yapısı ve Şekil 3’de de örnek modelin üç boyutlu görünümü bulunmaktadır. Tablo 6’da, nümerik hesaplar için hazırlanan modellerin özellikleri verilmiş olup, burada, L_{OA} : Gemi tam boyu (m), B : Gemi maksimum genişliği (m), T : Gemi draftı (m), C_B : Blok Katsayısı, B_{wl} : Su hattı genişliği (m), D : Derinlik, x, y, z : Gemi ağırlık merkezi (m) ve k_{xx}, k_{yy} ve k_{zz} : Jirasyon yarıçaplarıdır.

Tablo 5. Klas Kuruluşunun kurallarına göre hesaplanan dalga kaynaklı kesme kuvvetleri

								Pozitif	Negatif	Bureau Veritas	
										Dalga kaynaklı Kesme Kuvveti kN	
Model	L _{wl}	B _{wl}	x/L	n	C	C _B	A	F _Q	F _Q	Pozitif	Negatif
1	122	21.94	0	1	8.38	0.66	0.84	0	0	0	0
			0.2	1	8.38	0.66	0.84	0.77	-0.92	7032.84	-8403.18
			0.3	1	8.38	0.66	0.84	0.77	-0.92	7032.84	-8403.18
			0.4	1	8.38	0.66	0.84	0.7	-0.7	6393.73	-6393.73
			0.6	1	8.38	0.66	0.84	0.7	-0.7	6393.73	-6393.73
			0.7	1	8.38	0.66	0.84	1	-0.84	9133.89	-7644.39
			0.85	1	8.38	0.66	0.84	1	-0.84	9133.89	-7644.39
			1	1	8.38	0.66	0.84	0	0	0	0
2	118.46	21.94	0	1	8.30	0.66	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
			0.2	1	8.30	0.66	0.84	0.77	-0.92	6770.87	-8090.17
			0.3	1	8.30	0.66	0.84	0.77	-0.92	6770.87	-8090.17
			0.4	1	8.30	0.66	0.84	0.70	-0.70	6155.56	-6155.56
			0.6	1	8.30	0.66	0.84	0.70	-0.70	6155.56	-6155.56
			0.7	1	8.30	0.66	0.84	1.00	-0.84	8793.66	-7359.65
			0.85	1	8.30	0.66	0.84	1.00	-0.84	8793.66	-7359.65
			1	1	8.30	0.66	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00
3	135.08	22.14	0	1	8.63	0.66	0.84	0	0	0	0
			0.2	1	8.63	0.66	0.84	0.77	-0.92	8097.65	-9675.47
			0.3	1	8.63	0.66	0.84	0.77	-0.92	8097.65	-9675.47
			0.4	1	8.63	0.66	0.84	0.7	-0.7	7361.77	-7361.77
			0.6	1	8.63	0.66	0.84	0.7	-0.7	7361.77	-7361.77
			0.7	1	8.63	0.66	0.84	1	-0.84	10516.81	-8801.79
			0.85	1	8.63	0.66	0.84	1	-0.84	10516.81	-8801.79
			1	1	8.63	0.66	0.84	0	0	0	0

Tablo 5. Klas Kuruluşunun kurallarına göre hesaplanan dalga kaynaklı kesme kuvvetleri (devamı)

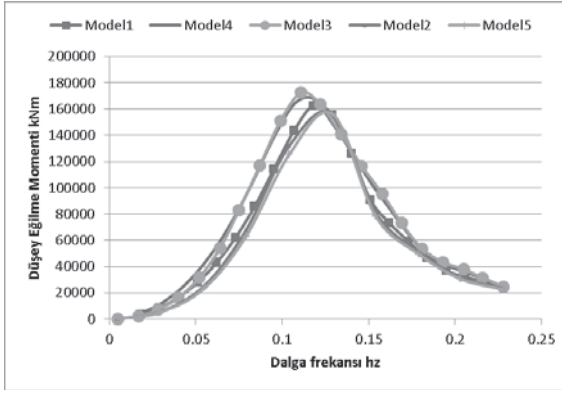
								Pozitif	Negatif	Bureau veritas	
										Dalga kaynaklı Kesme Kuvveti kN	
Model	L _{wl}	B _{wl}	x/L	n	C	C _B	A	F _Q	F _Q	Pozitif	Negatif
4	134.2	21.94	0	1	8.62	0.66	0.84	0	0	0	0
			0.2	1	8.62	0.66	0.84	0.77	-0.92	7957.73	-9508.29
			0.3	1	8.62	0.66	0.84	0.77	-0.92	7957.73	-9508.29
			0.4	1	8.62	0.66	0.84	0.7	-0.7	7234.57	-7234.57
			0.6	1	8.62	0.66	0.84	0.7	-0.7	7234.57	-7234.57
			0.7	1	8.62	0.66	0.84	1	-0.84	10335.09	-8649.71
			0.85	1	8.62	0.66	0.84	1	-0.84	10335.09	-8649.71
			1	1	8.62	0.66	0.84	0	0	0	0
5	115.17	21.94	0	1	8.24	0.66	0.84	0.00	0.00	0	0.00
			0.2	1	8.24	0.66	0.84	0.77	-0.92	6529.59	-7801.87
			0.3	1	8.24	0.66	0.84	0.77	-0.92	6529.59	-7801.87
			0.4	1	8.24	0.66	0.84	0.70	-0.70	5936.21	-5936.21
			0.6	1	8.24	0.66	0.84	0.70	-0.7 0	5936.21	-5936.21
			0.7	1	8.24	0.66	0.84	1.00	-0.84	8480.298	-7097.38
			0.85	1	8.24	0.66	0.84	1.00	-0.84	8480.298	-7097.38
			1	1	8.24	0.66	0.84	0.00	0.00	0.00	0.00

Tablo 6. Nümerik hesaplar için hazırlanan modellerin özellikleri

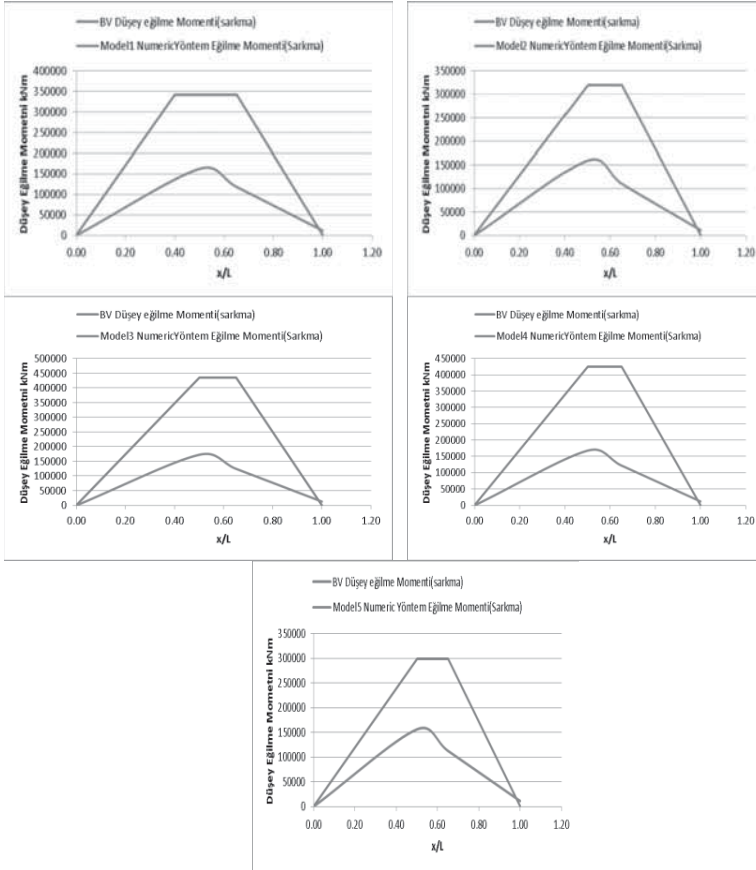
Model	L _{OA} (m)	B (m)	D (m)	Deplasman (ton)	C _B	L _{wl} m	B _{wl} m	L _{wl} /B _{wl}
1	131.81	21.94	15.12	14540.60	0.66	122.001	21.94	5.56
2	127.99	21.94	15.12	14118.93	0.66	118.463	21.94	5.40
3	146.30	21.94	15.12	16260.18	0.66	135.075	22.14	6.10
4	144.85	21.94	15.12	15994.66	0.66	134.201	21.94	6.12
5	115.17	21.94	15.12	13726.33	0.66	115.17	21.94	5.25

Model	T	D	Bwl	Lwl/Bwl	Ağırlık(ton)	x	y	z	k _{xx}	k _{yy}	k _{zz}
1	8.05	15.12	21.94	5.56	14540.60	59.75	0.00	6.08	7.68	30.50	28.06
2	8.05	15.12	21.94	5.40	14118.93	58.02	0.00	6.08	7.68	29.62	27.25
3	8.05	15.12	22.14	6.10	16260.18	66.00	0.00	6.08	7.75	33.77	31.07
4	8.05	15.12	21.94	6.12	15994.66	65.73	0.00	6.08	7.68	33.55	30.87
5	8.05	15.12	21.94	5.25	13726.33	56.41	0.00	6.08	7.68	28.79	26.49

Nümerik çözüm yapılmış ve baştan gelen düzenli dalgalarda, farklı dalga frekansları için nümerik yöntem ile elde edilen dalga kaynaklı düşey eğilme momentleri, Şekil 4’de verilmiştir. Şekil 5’de de, gemi modellerinin eğilme momenti değerleri, sarkma durumu için, Bureau Veritas kurallarına ve nümerik yöntemle göre verilmiştir.

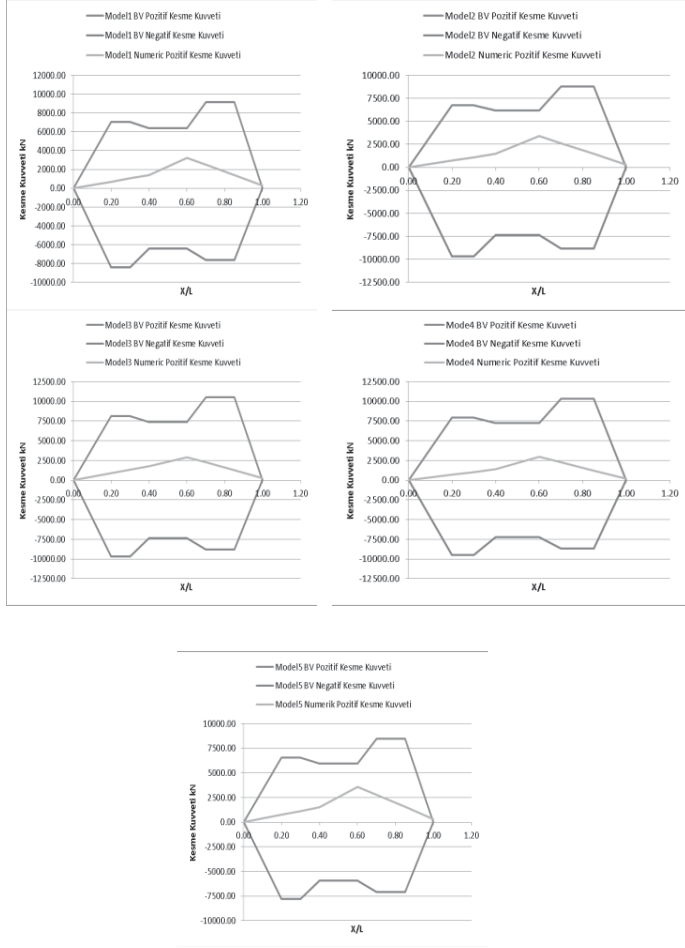


Şekil 4. Gemi modellerinin dalga frekansına bağlı eğilme momenti değerleri (nümerik).



Şekil 5. Gemi modellerinin eğilme momenti değerleri (BV ve nümerik).

Şekil 6'da, gemi modellerinin kesme kuvveti değerleri, Bureau Veritas kurallarına ve nümerik yönteme göre verilmiştir.



Şekil 6. Gemi modellerinin kesme kuvveti değerleri (BV ve nümerik).

5. Sonuçlar ve Değerlendirme

Bu çalışmada, klas kuruluşlarından olan Bureau Veritas tarafından ampirik formüllerle verilen dalga kaynaklı eğilme momenti ve kesme kuvveti değerleri, nümerik yöntem kullanılarak bulunan değerler ile karşılaştırılmıştır.

Baştan gelen düzenli dalgalarda en büyük düşey eğilme momenti, sarkma durumu için, Şekil 4'de görüldüğü gibi, beş farklı model içinde gemi boyu en büyük olan model 3 için 0,111 Hz ve dalga boyu gemi boyuna yakın olduğu durumda gerçekleşmiştir. Aynı dalga frekansı için gemi ortasında oluşacak düşey eğilme momenti, yine Şekil 4'de $1,72 \cdot 10^5$ kNm olarak görülmektedir. Bu değer ile, BV kurallarına göre gemi ortasında hesaplanan düşey dalga kaynaklı eğilme momenti arasında %60'lık bir fark bulunmaktadır. Diğer dört model için de, nümerik yöntem ile

hesaplanan dalga kaynaklı düşey eğilme momenti ile BV kurallarına göre hesaplanan eğilme momentleri arasında $x=0,5 L$ 'de %48 ile %60 arasında fark bulunmaktadır.

Baştan gelen düzenli dalgalarda nümerik yöntem ile hesaplanan düşey kesme kuvveti ile BV kurallarına göre hesaplanan kesme kuvvetleri arasında da, $x=0,5L$ 'de %40 ile %60 arasında fark bulunmuştur.

Kaynaklar

[1] Jensen J. J., Pedersen P. T., "Wave-Induced Bending Moments in Ships – A Quadratic Theory", In Danish Center for Applied Mathematics and Mechanics, 1979.

[2] Alexander F. H., The Influence of the Proportions and Form of Ships upon Their Longitudinal Bending Moments Among Waves, Trans. INA, vol. 47, London 1905, p. 116.

[3] Alexander F. H., The Influence of Longitudinal Distribution of Weight the Bending Moments of Ships Among , Trans. INA, vol. 53, London, 1911, p. 103.

[4] Robb A. M., An Investigation of the Shearing Force and Bending Moment Acting on the Structure of a Ship Including Dynamic Effects", Trans. INA, vol. 60, London 1918, p. 188.

[5] Lockwood Taylor J. L., The Theory of Longitudinal Bending of Ships, by , Trans. N. E. C. I., volume XLI, Newcastle-upon-Tyne, 1924-25.

[6] Kroukovsky B. V., Investigation of Ship Motions in Regular Waves, Trans. SNAME, 1955.

[7] Rules for Classification of Steel Ships, Part B, Hull and Stability, Chapter 5, section 2, Page 24.

[8] Rules for Classification of Steel Ships, Part B, Hull and Stability, Chapter 5, section 2, July 2011.

“ GEMİ YAŞAM DÖNGÜSÜ - LCA” DEĞERLENDİRMESİ İLE GEMİ İŞLETMECİLİĞİ OPERASYON VE ATIK YÖNETİM MALİYETLERİNİN ANALİZİ

Hasan Sercan ÖZTÜRK¹ Uğur Buğra ÇELEBİ²

ÖZET

Dünya deniz ticaretinin ve ülke savunmasının önemli bir aracı olan gemiler, denizcilik faaliyetlerinin en önemli parçasıdır. Bütün dünya genelinde etkisini göstermekte olan küresel kriz hiç şüphesiz ki denizcilik sektörünü de olumsuz yönde etkilenmektedir. Gemilerin imalatından işletilmesine, işletilmesinden sökülmesine kadar geçen süreç gemi yaşam döngüsü olarak adlandırılmaktadır. Gemilerin inşası veya mevcut gemilerin satın alınması sonrası teknik, operasyonel ve personel anlamında işletilmesi ise bu döngüyü kapsayan bir prosestir. Atık yönetimi bu döngü içerisinde önemli çevresel etkileri olan ve ulusal ve uluslararası kurallar geliştikçe ülkelerin üzerinde durduğu bir konudur. Emisyonların azaltılması, çevreye daha az zarar verecek yakıt ve sistemlerinin kullanılması, sintine ve balast sularının yönetimi atık yönetimi modelleri çevresinde oluşturulmaktadır. Bu atıklar ile ilgili özellikle uluslararası kurallar ve cezalar, gemi işletmeciliğinde gemi ömrü boyunca atık maliyetlerini hesaplamayı ve minimize etmeyi gerektirmektedir.

Gemilerin yaşam döngüsü değerlendirmelerinde, gemilerin gerek faal işletmesi gerekse bakım-tutum periyotlarında, atık yönetimi maliyetleri büyük miktarlar oluşturmaktadır. Tüm bu maliyetlerin analizleri ışığında, operasyonel ve atık yönetim maliyetlerinin azaltılabilmesi hedeflenmektedir. Bu çalışma kapsamında gemilerin operasyon maliyetleri (Operational Expenses-OPEX) yaşam döngüsü değerlendirmesi (Life Cycle Assessment – LCA) yöntemiyle incelenmiş ve gemi işletmeciliği yapan firmalar için bu maliyetleri azaltma amaçlı bir rehber oluşturulması amaçlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Gemi Yaşam Döngüsü, Gemi Operasyon Maliyetleri, Atık Yönetimi

1 Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisi, E-mail: hsercanozturk@gmail.com

2 Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 383 2861, E-mail:ucelebi@yildiz.edu.tr

1.Giriş

Dünya deniz ticaretinin ve ülke savunmasının önemli bir aracı olan gemiler, denizcilik faaliyetlerinin en önemli parçasıdır. Gemilerin yaşam döngüsü ilk inşasından sökülme tesislerindeki hurdaya ayrılmasına kadarki süreci kapsamaktadır. Bu bağlamda ilk inşaa maliyetlerinden başlanarak gemiye biçilen ömür sürecince harcanacak operasyonel harcamalar, bakım-tutum masrafları, alınan kredi geri ödemeleri ve geminin hurdaya verilmesi sonucu elde edilen amortisman dahil olmak üzere gemi yaşam döngüsü süresince oluşabilecek gelir-gider dengesini sağlamak durumundadır.

Gemilerin normal faaliyetleri sonucunda ortaya çıkan MARPOL 73/78 EK-I kapsamında bulunan petrol ve petrol türevli katı ve sıvı atıklar (sintine suyu, kirli balast, slaç, slop, yağ vb.), MARPOL 73/78 EK-II kapsamında bulunan zehirli sıvı madde atıklar, MARPOL 73/78 EK-IV kapsamında bulunan pis sular ve MARPOL 73/78 EK-V kapsamında bulunan çöp atıklar gemilerden kaynaklanabilecek atıklar olarak değerlendirilmektedir[1]. Bu atıkların yönetimi gemilerdeki mevcut Atık Yönetim Planları ile yapılmaktadır ve bunların karasal tesislere verilmesi zorunludur. Bu kayıtların doğruluğu MARPOL sözleşmesine taraf olan liman devletleri tarafından gemilerin liman kalış süreleri boyunca yapılmaktadır. Bu atıkların bertarafı da operasyonel bütçe kalemlerine de gider kalemi olarak yansımaktadır. Gemilerin hurdaya verilmesi sonrasındaki sökülme işlemi de yine bir atık yönetimi maddesi olarak düşünülebilir ancak bu işlem gemi işletmecisi veya armatörü için gelir girdisi olarak gerçekleştiğinden artı kalem olarak bütçe kalemlerine yansımaktadır.

Bu çalışmada gemilerin yaşam döngüsü boyunca oluşabilecek operasyonel ve atık yönetim maliyetleri incelenmiş olup, gemi işletmesi yapan firmalara bunları azaltıcı yönde tavsiyelerde bulunulmaktadır.

2. Yaşam Döngüsü Analizi (LCA) ve Gemi Yaşam Döngüsü

Yaşam Döngüsü Analizi (Life Cycle Analysis) ve Yaşam Döngüsü Değerlendirmesi (Life Cycle Assessment), bir eylemin tüm çevresel boyutlarını; hammaddenin doğadan eldesinden, tüm atıklar tekrar doğaya dönene kadar değerlendiren bir sistemdir. Bu değerlendirme, ürünün işlenmesinde olduğu kadar enerji dahil olmak üzere hammaddenin üretilmesi, kullanılması ve son bertarafı sırasında havaya, suya ve toprağa olan tüm etkileri içerir[2]. LCA' lar hem doğrudan (üretim aşamasında oluşan emisyonlar ve kullanılan enerji v.s.) hem de dolaylı (hammadde eldesi, ürünün dağıtılması, tüketici tarafından kullanılması ve bertarafı v.s.) etkileri belirlemek ve ölçmek için kullanılmaktadır[3].

Yaşam Döngüsü Analizi belirli bir tesis alanında oluşan aktivitelere ilave olarak, bu alanın çevresel etkilerine, bu tesisin tedarikçi ve diğer müşteri ile olan bağlantılarını da ele alır.

Bunun sonucu olarak elde edilen ürünün ortaya çıkmasından tekrar doğaya karışmasına kadar ki süreci bütün olarak ele alır[4].

Gemilerin yaşam döngüsüne bakılacak olunursa süreç tekne yapısı için kullanılan sacın doğadan hammadde olarak, makine aksamalarında kullanılan parçaların imalat atölyelerinde elde edilebilmesine kadar uzar. Ancak bu şekilde yapılan bir değerlendirme sağlıklı olmayacağından yaşam döngüsü analizi geminin tersanede inşa aşamasından söküm tesisine kadar ki süreç olarak bu çalışma içerisinde yer verilecektir.

3. Gemi İşletme Operasyon Maliyetleri ve İşletme Maliyetleri (Operational Expenses (OPEX) ve Running Cost)

Dünya ticaretine konu olan malların büyük bir bölümü deniz yoluyla taşınmaktadır. Dünya ticaretinin yaklaşık % 80'i ve ülkemizin ithalat ve ihracat taşımalarının ise yaklaşık % 90'ına yakın bir bölümü deniz yoluyla yapılmaktadır[5].

Gemilerin sulara dolaşma şekline göre deniz yolu taşımacılığı çeşitlerini aşağıdaki başlıklar halinde inceleyebiliriz[6];

- Kabotaj Taşımacılığı; bir ülkenin yönetim ve denetiminde bulunan denizlerde yapılan taşımacılık türüdür.
- İthal ve İhraç Yük Taşımacılığı; ülkenin ithal ve ihraç mallarının denizyolu ile taşınmasıdır.
- Transit Yük Taşımacılığı; transit yük taşımacılığında yolculuğun bir bölümü ülke sınırları içinde gerçekleşmekte ancak taşımacılığına başlanan nokta ve taşımacılığın tamamlandığı nokta ülke sınırları dışında kalmaktadır.
- Uluslararası Denizyolu Yük Taşımacılığı; taşımacılığın başlangıç ve bitiş noktaları ve yolculuk ülke sınırları dışında gerçekleşmektedir.
- İç Sular Yük Taşımacılığı; ülke içindeki kanallar, goller ve nehirlerde yapılan su yolu taşımacılığıdır.

Diğer yandan seferlerin türüne göre deniz yolu taşımacılığı düzenli (liner) ve düzensiz (tramp) taşımacılık olarak ikiye ayrılır. Düzenli hatlarda gemiler daha önceden belirlenmiş limanlar arasında gemilerin boşluk-doluluk oranına bakılmaksızın sürekli ve düzenli yapılan seferlerdir. Düzensiz taşımacılıkta ise arz talep dengesine bağlı olarak yükün karlılığına bağlı olarak plansız yapılan seferlerdir.

Gemilerin 3. Partilere kiralınması durumunda ise günlük bazlı (timecharter), sefer bazlı (voyagecharter) ve gemilerin personel olmadan çıplak olarak kiraya verilmesi(bareboatcharter) gibi kiralama çeşitlilikleri ortaya çıkmaktadır.

Deniz taşımacılığı işletmelerinde diğer taşımacılık türlerinden farklı olarak sefer esasına dayanan bir maliyet sistemi vardır[7]. Oluşan operasyonel maliyetler seferin başlangıcından (yükleme başlamasına) sefer bitiş süresine(tahliye bitimine) kadar geçen zaman için değerlendirilir.

Deniz taşımacılığında operasyonel maliyetler genel anlamda ikiye ayrılır [6];

- Direkt maliyetler; Yakıt giderleri, yük elleçleme giderleri, liman ve kanal geçiş giderleri
- Endirekt maliyetler; Personel giderleri, Sigorta giderleri, gemi gözetim ve klaslama giderleri, bakım ve onarım giderleri, yağ giderleri, malzeme ve yedek parça giderleri, amortisman ve faiz giderleri, haberleşme giderleri ve genel yönetim ve diğer giderleri

Direkt maliyetler geminin sefer bölgesi, sefer süresi ve taşıyacağı yüke bağlı olarak değişmektedir. Eğer gemi 3. Bir şahıs tarafından kiralanmış ise bu giderler kiracılar tarafından karşılanır, gemi direk olarak armatörü veya işletmecisi tarafından yönetilmekte ise bu giderler sefer kar-zarar hesapları içinde değerlendirilir[8].

Endirekt maliyetler ise deniz taşımacılığında operasyonel işletme maliyetleri (OPEX-operational expenses veya running cost) altında değerlendirilir[9], [10]. Operasyonel maliyetler detaylandırılacak olunursa[11];

- Personel giderleri; Maaşlar, Fazla mesai ödemeleri, Sağlık giderleri, Tulum ve giysi giderleri, Ulaşım, İaşe giderleri, Sosyal güvenlik giderleri, Temizlik malzemeleri, Ekstralar
- Sigorta giderleri; Tekne ve makine sigortası, P&I (koruma ve tazminat) kulüp sigortaları, Diğer sigorta giderleri
- Gemi gözetim ve klaslama giderleri; Bayrak denetimleri, Klas denetimleri, Liman sörveyleri, Sertifika giderleri
- Bakım ve onarım giderleri; Ana ve yardımcı makinelerin bakım, Tekne ve üstyapımı bakım, Seyir cihazları bakım, Yıllık servis ve bakım giderleri
- Yağ giderleri; Ana makine ve yardımcılarda kullanılan yağ giderleri
- Malzeme ve yedek parça giderleri; Stor (halat, boya, kumanya vb.), Yedek parça, Alet ve ekipman, Güverte malzemeleri giderleri
- Amortisman ve faiz giderleri; Gemi için kullanılan kredi ve amortisman geri ödemelerinin günlük bazı iâşe bedeli
- Haberleşme giderleri; Teleks, telefon, faks, posta, Satcom (uydu kanalıyla haberleşme aracı) giderleri
- Genel yönetim ve diğer giderleri; Geminin işletmesini yapan ekibin maaş, ofis giderleri, Stampa, mühür giderleri, Sintine, Slop, Kirli Su İmha giderleri, Harita, neşriyat, kitap vb giderler

Deniz taşımacılığı yapan işletmeler, sefer ile ilgili giderleri önceden yaklaşık olarak görebilmek amacıyla sefer tahminleri yapmaktadırlar. Sefere ait maliyet tahmini yapan işletme, sefere özgü olarak belirlenen yakıt, liman, acenta kanal geçiş v.b. giderlerin hesaplanmasından sonra, denizcilik sektöründe işletme maliyeti adı verilen giderleri, sefere özgü giderlere ekleyerek seferin toplam maliyetini bulmaktadır. Günlük işletme maliyetleri, yıllık olarak bütçelenip, seferin kapsayacağı günlere paylaştırılmaktadır. Bu bütçeleme hazırlanırken genellikle birçok denizcilik firması, bir önceki faaliyet döneminde gerçekleşmiş olan fiili endirekt maliyetlerin aynı olduğunu düşünerek hesap yapmaktadır. Bütçeleme, ilgili tüm birimlerin katılımıyla gerçekleştirilebilecek kapsamlı ve sistematik bir çalışma gerektirmektedir. Aynı zamanda sefer bölgesindeki fiyat araştırmaları ve geçmiş yıllara göre bütçede revizesi gereken maddelerin irdelenmesi gerekmektedir. Bu daha gerçekçi bir bütçeleme yapılmasına olanak sağlayacaktır.

4. Gemilerdeki Atık Yönetimi Uygulaması

Gemilerin yaşam alanlarında üretilen evsel atıklar ile lavoba ve wc'lerinde oluşan gri ve siyah kirli sular, seyir sonucu oluşan sintine ve sludge ürünleri, ambar veya kargo tankı yıkması sonucu oluşan slop suları, raspa, boya ve kaynak gibi işlemler sonrası oluşan maddeler gemilerdeki oluşan atıklara örnek olarak verilebilir.

Gemilerdeki atık yönetiminin konusu: Gemilerin günlük faaliyetlerinden kaynaklanan atıkların, ekonomik ve çevresel bakımdan zararlarını en aza indirgeyerek kara tesislerine teslim edilerek, bu tesisler tarafından imha edilmesidir.

Yapılan araştırmalarda deniz kirliliğine, atmosfer ve kara kaynaklı kirleticilerin %77, denize doğrudan boşaltımın %11 ve gemilerden kaynaklanan atıkların da %12 oranında neden olduğunu göstermektedir. Dünyada gemilerden denizlere, hiçbir kıyıya ulaşmayan, günde yaklaşık 5 milyon katı atık bırakılmaktadır [13], [14]. Bu araştırmalarda alınan sonuçlar atık yönetimi mevzusunu önemli bir hale getirmektedir.

Gemilerden kaynaklanabilecek evsel atık miktarı günlük kişi başı: 0,002 m³xadamxgün'dür[15]. Ağır yakıt yakıt gemilerde seyir süresince gün başına oluşan sludge ve taşıntı miktarı geminin günlük yakıt harcamasının 1%'si olarak değerlendirilir[16]. Gemilerde MARPOL Ek IV kapsamında oluşabilecek pis su miktarı ise 60 litrexadamxgün'dür [17]

Bunların haricinde yine gemilerden kaynaklanabilecek atıklara raspa ve boya sonrası oluşan pas ve boya parçacıkları, kesim, kaynak ve taşlama gibi imalat kademesi sonrası oluşan cürufklar, tersane süresi boyunca oluşan her türlü atıklarda bu statüde değerlendirilir. Gemideki üretim proseslerinin insan sağlığına zarar vermeyecek hale getirilmesi, işe uygun kişisel koruyucu donanımların kullanılması son derece önemlidir. [18].

5. Dökme Tip Yük Gemisi İçin LCA Uygulaması

Yukarıda verilen bilgiler doğrultusunda uluslar arası sularda sefer yapan 42500 DWT'luk, 1986 model, IACS klashı bir dökme yük gemisi için yıllık operasyonel bütçe ve running cost hesabı aşağıdaki şekildedir;

No	Açıklama	Aylık Bütçe (USD)
1	Personel Giderleri	67000
2	Sigorta Giderleri	17000
3	Gözetim ve Klaslama Giderleri	4000
4	Bakım Onarım Giderleri *	15000
5	Yağ Giderleri	12000
6	Malzeme ve Yedek Parça Giderleri	15000
7	Amortisman ve Faiz Giderleri **	25000
8	Haberleşme Giderleri	2000
9	Diğer Giderler	
9.a	Yönetim Giderleri	17500
9.b	Yayın, Harita Giderleri	1000
9.c	Sintine, Slop, Pis Su İmha Giderleri	2500
AYLIK TOPLAM (USD)		178000
GÜNLÜK İŞLETME MALİYETİ (USD)		5933,3

Tablo 1 – Örnek Dökme Yük Gemisi Aylık Bütçe ve İşletme Maliyeti Hesabı

* Son tersane onarım bakım tutarı üzerinden tersane peryotlarının 3 yılda bir olduğu değerlendirilerek ilgili giderin 3 yıllık bir periyoda yayıldığı şekilde değerlendirme yapılmıştır.

** Geminin 10 yıllık kullanım ömrüne göre alış fiyatı + hurda değeri üzerinden hesaplama yapılarak aylık bütçeye ilave edilmiştir.

Yukarıdaki tablodan da görüleceği üzere bütçe içerisindeki en büyük kalemler olarak personel giderleri gözükmektedir. Bu kalemden sonraki diğer büyük kalemler olarak ise amortisman ve faiz giderleri ile sigorta giderleri bulunmaktadır.

Atık imha giderlerinin aylık bütçedeki payı ise 1,5% seviyesindedir. Ancak burada gözüken miktar sadece toplamı elleçlenebilen atıkların bütçeye etkisini göstermektedir. Genel bütçenin içerisinde her ne kadar atık imha giderlerinin düşük bir yüzdesi olsa da, gemide oluşabilecek atık miktarları azaltılarak, imha giderleri kriz şartlarında daha düşük tutarlara getirilebilir ve diğer taraftan çevresel etkiler de en aza indirgenmiş olur.

Ancak uluslar arası kurallar geliştikçe bu maliyetlerin artacağı açıktır. Özellikle atık balast suyu, sintine suyu ve baca gazı emisyon kısıtlamaları, ceza ve vergileri kural haline getirildikten sonra bu maliyetler oldukça önem kazanacaktır. Aynı zamanda uluslar arası kuralların gereklilikleri yerine getirilirken ek maliyetler oluşacaktır. Emisyonların azaltılması için gemi üzerine konulacak sistemler ve amortismanları gemi işletmeciliği parametrelerinin değiştirmesini gerektirecektir.

Gemilerin yaşam döngüsündeki son evresi olan söküm sürecinde genel olarak geri dönüşümünde geminin boş ağırlığı olarak değerlendirilen LDT(Light Deadweight Ton) üzerinden hesaplamalar yapılmaktadır. LDT bazında ton başına gemi geri söküm bedeli 350 – 420 USD civarındadır. Armatörler için genel bütçelere eklenen amortisman ve faiz giderlerinden geminin kullanım ömrüne oranı alınarak bu tutar bir girdi olarak değerlendirilir. Dünya genelinde en büyük söküm tesisleri Hindistan, Bangladeş, Türkiye ve Çin’de bulunmaktadır. 2012 yılının ilk 6 aylık bölümünde dünya genelinde 28 milyon DWT civarında geminin sökümünün yapıldığı raporlanmakta ve gemi sökümünde artan bu ivmenin 2013 ortalarına kadar devam etmesi öngörülmektedir.

6. Sonuç ve Öneriler

Sigorta, gözetim ve klaslama, bakım onarım, amortisman ve faiz giderleri, yağ, yayın, harita ve yönetim giderleri sabit olduğundan, ilk olarak personel giderleri revizeye uğramıştır, bu durum gemilerin kondüsyonlarının düşmesine, çeşitli denetimlerde uygunsuzluklara veya tutuklamalara yol açmıştır. Yine malzeme ve yedek parça ikmallerinde yapılan kesintiler ise bu kez makine aksamalarında veya gemi üzerinde yürütülen rutin işlerde aksamalara yol açmıştır.

Bu nedenle denizyolu yük taşımacılığı işletmelerinde maliyetlerin belirlenmesi ve karşılanabilmesi, gemi sahiplerinin verdikleri hizmetin bedelinin doğru hesaplanmasına bağlıdır. Sıfırdan inşa edilmesi veya satın alınması düşünülen ikinci el geminin LCA kapsamında satın alma maliyeti, amortisman ve faiz giderleri, operasyonel giderleri ve hurda geri dönüş geliri öngörüsünün yapılması, deniz taşımacılığı yapılacak yük tipi ve seyir bölgesi değerlendirmesi yapılmalıdır.

Dünya Denizcilik Örgütü(IMO) ve Avrupa Birliği’nin gemilerden kaynaklı kirlenmenin önüne geçilebilmesi için yoğun bir çalışması bulunmaktadır. Özellikle ortaya çıkan emisyonları düşürme adına Sülfür Emisyonlarını Kontrol Alanları(Sülphür Emission Control Areas, SECA) oluşturmakta, bir çok iç deniz ve alanları bu kapsama dahil etme çalışmasıdır. Yine bu uygulamalarda bu bölgede sefer yapan gemilerin 1,5% seviyesinde düşük sülfür emisyonlu ağır yakıt kullanımlarını, liman kalış süreleri boyunca

da yine aynı şekilde düşük sülfür içerikli dizel yakıtın kullanılma zorunluluğunu getirmektedir. Makine üreticileri ile yapılan mutabakata göre de 1 Ocak 2016 tarihi sonrasında inşa edilecek gemilerde düşük sülfür emisyonlu yeni nesil Tier 3 tip makinaların gemilerde kullanılacağı düzenlemesi yürürlüğe girmiştir. Diğer bir uygulama olan Gemi Enerji Verimliliği Yönetim Planı (Ship Energy Efficiency Management Plan, SEEMP) ve Enerji Verimliliği Dizayn Endeksi(Energy Efficiency Design Index, EEDI) uygulamaları ile 1 Ocak 2013 tarihi itibarıyla gemilerde bulunması zorunlu hale gelecek, böylece gemilerdeki enerji verimliliğini üst seviye çıkarılması amaçlanmıştır.

Gemilerde bu atıkların oluşmasını engelleyici; çalışan aksamlardaki kaçakların giderilmesi, aşırı su kullanımının engellenmesi, rüzgarlı havalarda boya yapılmaması vb. önlemlerin alınması gerekmektedir. Şirket kara personelinin gemi personelini bu konuda bilinçlendirmesi ve teşvik etmesi gerekmektedir. Birçok Avrupa ülkesi ve Amerika kıtası limanlarında gemi kaynaklı atıkların imhası bedelsiz yapılmaktadır, böylece bu atıkların denize atılması veya basılması engellemeye çalışılmaktadır. Yine yapılan Liman Devleti Kontrollerinde de bu atıkların kayıtlarının üzerinde ısrarla durulmakta, Almanya ve İspanya gibi Avrupa Birliği ülkelerinde Liman Devleti Kontrollerine ek olarak MARPOL denetimleri yapılmakta, her türlü usulsüzlüğün önüne geçilmeye çalışılmakta, uygun kayıt bulundurmayan veya yanlış beyanda bulunan gemilere yüksek meblağlı para cezaları, gemi ve şirket personeline hapis cezaları verilebilmektedir.

Yapılan bu çalışmada gemilere özgü operasyonel işletme maliyetlerinin gemi yaşam döngüsü kapsamında değerlendirilmesi ve atık yönetim maliyetlerinin bu giderler içerisindeki payı hakkında bilgi verilmeye çalışılmıştır. Operasyonel bütçe kalemleri belirlenirken dikkat edilmesi gereken noktalara, gemilerden kaynaklanabilecek atıkların azaltılmasını teşvik edici önlemlerin alınması gerektiği hususuna değinilmiş ve deniz yolu taşımacılığı yapan firmalara yol göstermesi amaçlanmıştır.

7. Kaynaklar

[1] Türkiye Cumhuriyeti Gemilerden Atık Alınması ve Atıkların Kontrolü Yönetmeliği, Resmi Gazete Sayı: 27525, 2010

[2] Küçükgül E.Y., Güneş F, Gemi Sökümü Ve Tehlikeli Atık Yönetimi, 7. Ulusal Çevre Mühendisliği Kongresi, Yaşam Çevre Teknoloji, İzmir, 2007

[3] Çokaygil Z., Atık Yönetimi Planlamasında Yaşam Döngüsü Analizi, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Çevre Mühendisliği ABD Yüksek Lisans Tezi, 2005

[4] Bishop, P.L., Pollution Prevention, Mc Graw Hill, Singapore, 2000

[5] Dokuzuncu Kalkınma Planı 2007-2013, “Denizyolu Ulaşımı Özel İhtisas Komisyonu Raporu”, Türkiye Cumhuriyeti Devlet Planlama Teşkilatı, Ankara, 2007

- [6] Özdemir O., Denizyolu Yük Taşımacılığında Maliyetler ve Bir Uygulama, T.C.İstanbul Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü İşletme Anabilim Dalı Muhasebe Bilim Dalı Doktora Tezi, 2009
- [7] Altuğ O., Deniz Tasıt İşletmelerinde Maliyetler ve Maliyetlerin Yönetim Yönünden İncelenmesi, İstanbul İktisadi ve Ticari İlimler Akademisi, 1973
- [8] Akten N., Deniz Taşımacılığında Taşıyıcı-Yükleyici İlişkileri ve Yükleyicilerin Ekonomik Çıkarlarının Korunması, İÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, İstanbul, 1997
- [9] Alderton P. M., Sea Transport (Operation and Economics), A&C Black Publications, 4th edition, Londra, 1995
- [10] Bes, J., Chartering and Shipping Terms, V.1, London, Barker and Howard, 1982
- [11] Downard J.M., Running Costs, Fairplay Publications, Ship Management Series, Londra, 1981
- [12] Stopford M., Maritime Economics, 2nd Edition, Routledge, New York, USA, 2000.
- [13] Bodansky D., Kocasoy G, Protecting the Marine Environment from Vessel-Source Pollution: UNCLOS III and Beyond , Ecology Law Quarterly, 18, ss.719-724, 1991
- [14] Palabıyık H., Gemi ve Liman Atık Yönetimi ve MARPOL 73/78:İzmir Limanı Örneği, Türkiye Kıyıları 2002 Kongresi, ss. 997-1006, İzmir, 2002
- [15] Türk Loydu örnek Çöp Yönetim Planı, sayfa no:1 (www.turkloydu.org/.../garbage_turkce.aspx)
- [16] MARPOL Annex 1, Reg 12.1
- [17] B.M.O. Tarih Sayı: 24.08.2007-28120 sayılı Gemilerin Teknik Niteliklerine Yönelik Uygulama Kuralları Yönergesi
- [18] Çelebi U.B., Gemi İnşaatında Atıklar ve Boya Emisyon Tahmini, YTÜ FBE Gemi İnş ve Gemi Mak. Hüh. ABD’da hazırlanan Doktora Tezi, 2008

YARALI STABİLİTE KURALLARINDAKİ DEĞİŞİKLİKLERİN KONTEYNER GEMİLERİ ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Erdem SOYDAR¹, Hüseyin YILMAZ², Burak YILDIZ³

ÖZET

Bu çalışmada, yük ve yolcu gemileri için uyumlu hale getirilmiş yeni olasılıklı yaralı stabilite kurallarının, konteyner gemileri üzerindeki etkileri araştırılmıştır. SOLAS90 ve SOLAS 2009 olasılıklı yaralı stabilite kural setlerinin uygulanma şekli ve teorik arka planı açıklanmıştır. Yeni kural seti ile getirilen değişiklikler belirtilmiştir. Farklı büyüklükteki iki konteyner gemisi için olasılıklı yaralı stabilite hesaplamaları her iki kural seti uygulanarak gerçekleştirilmiştir. Yeni olasılıklı yaralı stabilite kural setinin iki gemi için uygulanması sonucunda, yeni kural setinin her iki gemi üzerindeki etkisinin farklı olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, uygulama yapılan gemiler için izin verilen KG eğrisi yeni kural setinin sonuçları göz önünde bulundurularak yeniden tanımlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Olasılıklı yaralı stabilite, Konteyner gemileri, Bölmeleme

1. Giriş

SOLAS 1974 ile yolcu gemileri için getirilen olasılıklı yaralı stabilite kurallarını, 1990 yılında IMO “Denizde Güvenlik Komitesi” tarafından kabul edilen MSC.19(58)[1] (bundan sonra SOLAS90 olarak anılacaktır) düzenlemesi ile kuru yük gemileri için bölmeleme ve yaralı stabilite kuralları takip etmiştir. 1 Şubat 1992 tarihinden itibaren inşa edilen, bu tarihte omurgaları kızığa konmuş veya benzer yapım aşamasındaki 100 metre ve üzeri kuru yük gemilerini kapsayan bu kurallar da ana hatlarıyla Kural A265[2] gibi olasılıklı yaklaşıma ve aynı yaranılma istatistiklerine dayanmaktaydı. Bu kural seti ile IMO, kuru yük gemileri için yaralı stabilite kuralları ve ilgili düzenlemeleri ilk kez ortaya koymuştur[3]. Aynı kuralların, 1998’den itibaren, 100 metreden küçük ve 80 metreden büyük tüm kuru yük gemilerine uygulanması kararı yürürlüğe girmiştir[4].

¹ Delta Denizcilik Mühendislik ve Bilgisayar San. ve Tic. A.Ş., Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Yüksek Müh. Tel: 0216 428 02 41, e-posta: e.soydar@deltamarine.com.tr

² Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 29 48, e-posta: hyilmaz@yildiz.edu.tr

³ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 383 29 42, e-posta: buraky@yildiz.edu.tr

1995 yılında IMO, yolcu ve kuru yük gemileri için geliştirilen kuralların, IMO kurallarının kapsadığı bütün gemiler için uyumlu hale getirilerek tek bir standart altında toplanması konusunda çalışma yapılmasını karara bağlamıştır. Gerekli altyapı ve koordinasyonların kurulması sonucunda Avrupa Birliği tarafından desteklenen, olasılıklı yaralı stabilite kurallarının güncellenmesini amaçlayan HARDER Projesi (Harmonization of Rules and Design Rationale) ortaya çıkmıştır[5]. 2000 yılında başlayan ve üç yıl süren çalışmaların sonunda HARDER projesi raporu[6] 2005 yılında MSC 194(80)[7] (bundan sonra SOLAS 2009 olarak anılacaktır) genelgesi ile kabul edilmiştir. Bu genelge ile 1 Ocak 2009'dan itibaren inşa edilen tüm kuru yük ve yolcu gemilerini kapsayan uyumlu hale getirilmiş olasılıklı yaralı stabilite kuralları yürürlüğe girmiştir.

Papanikolaou ve Eliopoulou çalışmalarında[8], uyumlu hale getirilmiş yeni yaralı stabilite kurallarının taslak aşamasındaki hali ile SOLAS90 yaralı stabilite kurallarının kuru yük gemileri ile yolcu gemileri tasarımları üzerindeki etkilerini incelemişlerdir.

Papanikolaou ve Eliopoulou [3], IMO öncülüğündeki uyumlu hale getirilmiş olasılıklı, risk tabanlı kurallar hakkındaki çalışmaların sonuçlarını sunan ve metodolojik arka planı özetleyen çalışmalarında, yürürlüğe girmiş olan yeni kuralların tarihsel gelişimini ve yeni kuralların yük ve yolcu gemileri tasarımı üzerindeki öngörülerine yer vermişlerdir.

Tersaneler ve klas kuruluşları, gemilerin bölmelendirilmesindeki olasılığa dayalı anlayış ile ortaya çıkabilecek serbestlik derecelerinden faydalanabilmek adına ortak bir girişimde bulunmuşlardır[9]. Çalışmada, alışlagelmiş tasarım geleneklerinden ve kökleşmiş konsept anlayışından, amaç esaslı tasarımlara geçişte rehberlik etmesi açısından, yeni kurallar ile mevcut kurallar arasındaki denge araştırılmıştır. Yeni kuralların esnekliğe izin vermesiyle daha az güvenli tasarımların ortaya çıkabileceğinin yanında yeni kurallarla farklı tasarım fikirlerinin gemilerin performansı üzerinde etkisi sorgulanmıştır.

Gemilerin yaralı stabilite hesaplamalarında kullanılan iki yöntemden deterministik yaklaşım ile olasılıklı yaklaşım Gullaksen [10] tarafından ele alınmıştır. Mevcut kurallara da genel bakışı kapsayan, gemilerin yaralı stabilite hesaplamaları için kuralların uygulanmasında yol gösterme amaçlı, kılavuz niteliğinde bir çalışma yapılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, SOLAS 2009 ile kabul edilen tüm kuru yük ve yolcu gemilerini kapsayan uyumlu hale getirilmiş yeni olasılıklı yaralı stabilite kuralları ile SOLAS90 yük gemileri için olasılıklı yaralı stabilite kurallarının arasında farklılıkların ortaya konması ve SOLAS 2009 ile getirilen yeni olasılıklı yaralı stabilite kurallarının konteyner gemileri üzerindeki etkilerinin incelenmesidir[11].

2. Çalışma Yöntemi

2.1 Gemilerin Bölmelemede Olasılıklı Yaklaşım

SOLAS'ın bölmeleme ve yaralı stabilite kuralları çatışma sonrası yaralı durumdaki bir geminin kurtulma olasılığının “Ulaşılan Bölmeleme İndeksi, A ” ile tanımlandığı olasılık yaklaşımına dayanır.

Eğer geminin maruz kalabileceği tüm yaralanma senaryolarının gerçekleşme olasılığı hesaplanıp, bu olasılık, geminin en olası yükleme durumlarında, bu yaralanma senaryoları sonucundaki hayatta kalabilme olasılığı ile birleştirilirse geminin yaralanmaya karşı koyabilme kabiliyetinin bir ölçüsü olan A indeksi belirlenir.

Ulaşılan bölmeleme indeksi, A , her bir kompartmanın ya da kompartman grubunun yaralanma olasılığı ile söz konusu olan kompartmanın ya da kompartman grubunu su basmasının ardından geminin hayatta kalma olasılığının çarpımının toplanması sonucunda bulunur.

$$A = \sum p_i s_i \quad (1)$$

i indisi, geminin bölmelendirilmiş halde, söz konusu yaralanan bölgeyi (kompartman grubunu) gösterir. Bölmeleme, en kıçtaki bölge ya da kompartmandan başlayacak şekilde, başa doğrudur.

p_i , yatay bölmeleme dikkate alınmaksızın, enine bölmeleme içerisinde, sadece ele alınan “ i ” bölgesinin yaralanma olasılığıdır. Bu bölge içerisindeki yatay bölmeleme, ek su basma senaryoları oluşturularak, her bir bölmeyi su basma olasılığı ile hesaba katılır. s_i , ele alınan “ i ” bölgesinin yaralanmasının ardından geminin hayatta kalabilme olasılığıdır.

2.2 SOLAS90 ile SOLAS 2009 Olasılıklı Yaralı Stabilite Kuralları Arasındaki Farklar

SOLAS 2009 olasılıklı yaralı stabilite kuralları, SOLAS90 ile denk güvenlik seviyesine sahip olacak şekilde tasarlanmıştır.

Olasılık indeksi ve terimleri p , s , A ve R 'yi formüle edecek en uygun yöntemi belirlemek için var olan gemilerin ve çatışma istatistiklerinin kapsamlı analizleri yürütülmüştür.

Gerekli Bölmeleme İndeksi, R

SOLAS90'a göre 100 metreden büyük bölmeleme boyuna sahip yük gemileri için indeksi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$R = \left(0.002 + 0.009L_S \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

80 metreden büyük, 100 metre ve 100 metreden küçük bölmeleme boyuna sahip yük gemileri için gerekli bölmeleme indeksi (3)'e göre hesaplanır.

$$R = 1 - \left[1 / \left(1 + \frac{L_S}{100} \times \frac{R_0}{1 - R_0} \right) \right] \quad (3)$$

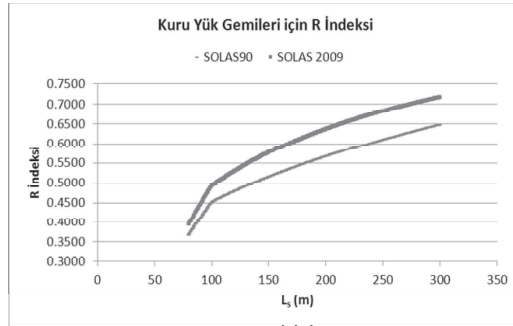
Burada R_0 , (2)'den elde edilen R değeridir.

SOLAS 2009 Bölüm II-1, B-1 Kural 6'ya göre 100 metreden büyük bölmeleme boyuna sahip yük gemileri için R indeksi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$R = 1 - \frac{128}{L_S + 152} \quad (4)$$

80 metreden büyük, 100 metre ve 100 metreden küçük bölmeleme boyuna sahip yük gemileri için gerekli bölmeleme indeksi verilen bağıntı ile hesaplanır:

$$R = 1 - \left[1 / \left(1 + \frac{L_S}{100} \times \frac{R_0}{1 - R_0} \right) \right] \quad (5)$$



Şekil 1. Kuru yük gemileri için R indeksi

Şekil 1'de kuru yük gemileri için eski ve yeni kural setlerinde R indeksi 300 metreye kadar hesaplanmıştır. Yeni kural setinde Gerekli Bölmeleme İndeksi R 'nin %9 ile %12.3 arasında artış gösterdiği görülmüştür. R indeksi ile başlayan daha katı bir tutum ile daha yüksek bir güvenlik seviyesi yakalanabileceği düşünülmektedir.

Başlangıç Draftları

SOLAS90 kural setine göre, olasılıklı yaralı stabilite kurallarında geminin hayatta kalma olasılığı, geminin iki farklı su çekimi için hesaplanmaktaydı.

$$s_i = 0.5s_l + 0.5s_p \quad (6)$$

- s_l , geminin en derin bölmeleme su çekimine göre belirlenmiş s faktörüdür.
- s_p , geminin kısmi su çekimine göre belirlenmiş, s faktörüdür.

Geminin çalışma hayatının yarısında en derin bölmeleme su çekiminde yüzeceği, diğer yarısında ise kısmi su çekiminde yüzeceği düşünülmüş, ağırlık oranı 0.5 olarak belirlenmiştir.

SOLAS 2009 Bölüm II-1, B-1 Kural 7'ye göre, Ulaşılan Bölmeleme İndeksi, A , üç farklı su çekimine göre, d_s , d_p , d_l , hesaplanan üç kısmi ulaşılan bölmeleme indeksinin, A_s , A_p , A_l toplamıdır.

$$A = 0.4A_s + 0.4A_p + 0.2A_l \quad (7)$$

Burada:

d_s , en derin bölmelendirme draftı, gemiye atanan yaz draftıdır.

d_p , kısmi bölmelendirme draftıdır.

d_l , en az servis draftıdır. Genel olarak yük gemileri için balastlı varış kondisyonundaki su çekimidir.

Bu durumda

$$d_p = d_l + 0.6(d_s - d_l) \quad (8)$$

Bu kabul ile en az servis draftının, SOLAS90'daki karşılığı olan boş tekne draftından büyük olacağı açıktır. Bunun sonucu olarak SOLAS 2009'daki kısmi bölmelendirme draftı SOLAS90'daki kısmi bölmelendirme draftına göre daha büyük olacaktır.

Her Draft için Ulaşılan Bölmeleme İndeksinin Hesaplanması

SOLAS90 kural setinde ulaşılan bölmeleme indeksi A , verilen bağlantı ile bulunmaktaydı.

$$A = \sum p_i s_i \quad (9)$$

SOLAS 2009' da ulaşılan bölmeleme indeksi her bir draft için hesaplanan A indeksinin ağırlık faktörü ile çarpımının toplamıdır:

$$A = 0.4A_s + 0.4A_p + 0.2A_l \quad (10)$$

Tüm yükleme kondisyonlarında tatmin edici hayatta kalabilirliği temin edebilmek ve büyük draftlarda özellikle en derin bölmelendirme draftındaki olası tasarım açığına karşı her bir kısmi A indeksinin (A_s , A_p , A_l) $0.5R$ 'den küçük olmama zorunluluğu getirilmiştir [3].

$$A_s, A_p, A_l \geq kR, \quad k = 0.5 \quad (11)$$

Getirilen bu yeni zorunluluk, bazı kuru yük gemilerinin büyük draftlarda kabul edilemeyecek küçük A indekslerine sahip olmasına rağmen toplam A indeksinin R indeksine eşit ya da büyük olup, kriteri sağlamasından dolayı getirilmiştir. Başka bir ifadeyle tüm operasyonel draft aralığında bir güvenlik seviyesinin temin edilmesi amaçlanmıştır [3].

Yaralanma Olasılığı, p_i

SOLAS 90'a göre en büyük yara uzunluğu 48 metre olarak belirlenmiştir, SOLAS 2009' a göre ise en büyük yara boyu 60 m. ile sınırlandırılmıştır.

SOLAS90 Bölüm II-1 B-1 Kural 25-4'e göre borda kompartımanlarının ve bu kompartımana bitişik merkez hattına doğru kompartımanların var olduğu durumlarda, yaralanmanın merkez hattına kadar nüfuz edebileceği kabulü yapılır, gemi boyunca merkez su geçmez perde yaralanmayacaktır.

SOLAS 2009 Bölüm II-1 B-1 Kural 7'e göre ise, borda kompartımanlarının ve bu kompartımana bitişik merkez hattına doğru kompartımanların var olduğu durumlarda, yaralanmanın enine uzantısının, gemi genişliğinin, B 'nin, yarısı olacağı kabulü yapılır, yarı genişliğin $B/2$ olmadığı durumlarda boyuna merkez perdenin de yaralanmasına izin vermektedir.

Su Hattı Üzerinde Yer Alan Yatay Bölmeler için v Faktörü

SOLAS90'a göre verilen bir draftta, yaralanmanın en büyük düşey uzantısı draft+7 metredir. SOLAS 2009'a göre ise, verilen bir draftta, yaralanmanın en büyük düşey uzantısı, draft+12.5 metredir.

Permeabilite

SOLAS90' göre kuru yük taşınan bölmelerin (ambar) permeabilitesi 0.70 iken SOLAS 2009'da permeabilite değerleri geminin draftına göre değişiklik göstermektedir. Kuru yük ve konteyner taşınan bölmelerde en derin bölmeleme su hattı için yaralı stabilite hesabı yapıldığında permeabilite 0.70, ara yüklü draftta 0.80, en az servis draftında ise 0.95 olarak alınmaktadır.

3. Uygulama

Olasılıklı yaralı stabilite kurallarındaki değişikliklerin konteyner gemileri üzerindeki etkilerinin anlaşılabilmesi için iki adet konteyner gemisinin SOLAS90 ve SOLAS 2009 olasılıklı yaralı stabilite hesaplamaları gerçekleştirilmiştir [11].

Gemilerin modellenmeleri, yaranma senaryolarının oluşturulması ve olasılıklı yaralı stabilite hesaplamaları için paket program kullanılmıştır.

3.1 500 TEU Konteyner Gemisi Olasılıklı Yaralı Stabilite Hesaplamaları

Tablo 1’de ana boyutları verilen konteyner gemisinin yaralı stabilite hesaplamaları için önce SOLAS90 ardından da SOLAS 2009 olasılık yaralı stabilite kuralları uygulanmıştır.

Su geçmez enine perdeler, güverteler ve boyuna perdelerin tanımlanmasının ardından gemi bölgelere ayrılır. 8 adet enine su geçmez perde ile gemi 9 bölgeye ayrılmıştır.

Tablo 1. 500 TEU konteyner gemisinin ana boyutları

Tam Boy (L_{oa})	120.50 m.
Bölmelendirme Boyu (L_s)	119.63 m.
Dikler arası boy (L_{bp})	112.95 m.
Genişlik (B)	18.80 m.
Derinlik (D)	9.00 m.
Bölmelendirme Draftı (Kalıp)	6.80 m.

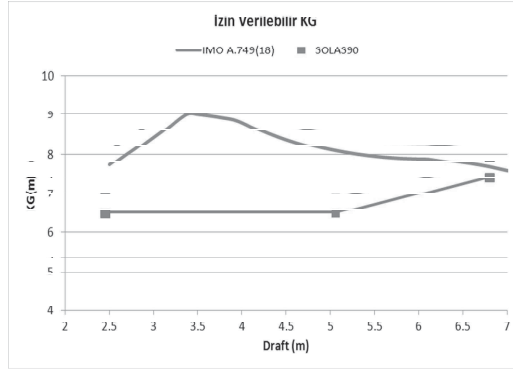
p ve r faktörleri geminin konstrüksiyona bağlı olduklarından, enine, boyuna perdelerin ve bölgelerin tanımlanmasının ardından hesaplanabilirler. v faktörünün hesaplanabilmesi için güvertelerin tanımlanmasının ardından yükleme koşulları da belirlenmelidir.

3.1.1. 500 TEU Konteyner Gemisi Olasılıklı Yaralı Stabilite Hesabı (SOLAS90)

SOLAS90’a göre hayatta kalma olasılıkları iki yükleme koşulu üzerinden hesaplanmaktaydı. v faktörünün de hesaplanabilmesi için geminin en derin bölmeleme draftı ve ara yüklü draftı belirlenmelidir.

Tablo 2. Koşulların draft ve ağırlık merkezi değerleri

Su Hattı	Draft (m)	KG (m)
Bölmelendirme su hattı	6.800	7.400
Ara yüklü su hattı	5.060	6.500



Şekil 2. İzin verilebilir KG

Tablo 3. Bölge sayısına göre yaralanma olasılığı ve A indeksi

	<i>p.r.v.0.5</i>	<i>A</i>
1 Bölge Yaralanması	0.4853	0.3552
2 Bölge Yaralanması	0.3489	0.1737
3 Bölge Yaralanması	0.1514	0.0471
Toplam	0.9857	0.5759

Tasarımcının bir güvenlik seviyesi belirlemesi doğrultusunda en fazla bitişik üç bölgenin yaralanma hesaplamaları yapılmıştır. Tablo 3’de görüldüğü üzere, hesaplamada yer alan yaralanma olasılıklarının toplamı 0.9857’dir. Ulaşılan bölmeleme indeksi *A*, 0.5759 olarak hesaplanmıştır.

Bitişik üç bölgenin yaralanması sonucunda *A* indeksine katkı oldukça küçüktür. Geminin bölmelendirme draftında, iki ambarın yaralanması durumunda yeterli artık stabiliteye sahip olmadığı görülmüştür. $R = 0.4787$ ’dir. $A > R$ olduğundan gemi SOLAS90 olasılıklı yaralı stabilite kriterini sağlamaktadır.

3.1.2 500 TEU Konteyner Gemisi Olasılıklı Yaralı Stabilite Hesabı (SOLAS2009)

SOLAS 2009’a göre hayatta kalma olasılıkları üç yükleme kondisyonu üzerinden hesaplanmaktadır. v faktörünün hesaplanabilmesi için geminin üç draftının da belirlenmesi gerekir.

Ara yüklü drafttaki KG değeri, en az servis draftı ve bölmelendirme su hattı KG değerleri arasında interpolasyon yapılmadan, direkt olarak bölmelendirme su hattı draftında KG değeri alınarak ortaya çıkacak sonuç incelenmiştir.

Tablo 4. SOLAS 2009'a göre kondisyonların draft ve ağırlık merkezi değerleri

Su Hattı	Draft (m)	Trim (m)	KG (m)
Bölmelendirme su hattı	6.800	1.000 (Kıça)	7.400
Ara yüklü su hattı	5.880	0.000	7.400
En az servis draftı	4.560	0.000	6.500

Tablo 5. Bölge sayısına göre yarananma olasılığı ve A indeksi

	p.r.v.0.5	A
1 Bölge Yaralanması	0.5959	0.4159
2 Bölge Yaralanması	0.2952	0.1008
3 Bölge Yaralanması	0.0974	0.0277
Toplam	0.9885	0.5444

Gerekli bölmeleme indeksi R , (4)'e göre 0.5288 olarak hesaplanır.

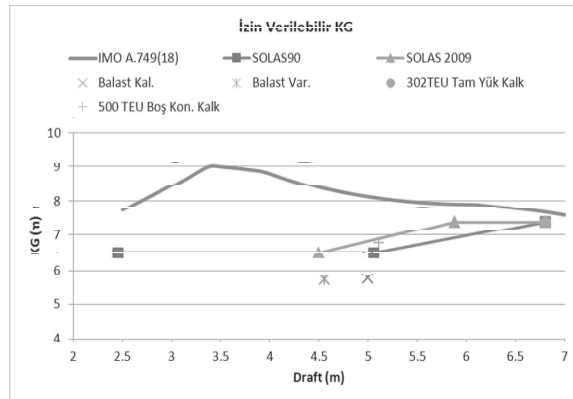
Ara yüklü su hattındaki KG değeri olarak, bölmelendirme su hattındaki KG değeri alınmasına rağmen, toplam indeks A , 0.5444, gerekli bölmeleme indeksinden yine de büyük hesaplanmıştır. Gemi, SOLAS 2009 yaralı stabilite kriterini sağlamaktadır.

Tablo 6. SOLAS90 - SOLAS 2009 fark(%)

	SOLAS90	SOLAS 2009	Fark (%)
R İndeksi	0.4787	0.5288	10.5
A İndeksi	0.5759	0.5444	5.5

R indeksinin %10.5 yükselmesine ve A indeksinin de %5.5 düşmesine rağmen 500 TEU konteyner gemisi her iki kural setinde de kriteri sağlamıştır.

İzin verilebilir KG eğrisi SOLAS 2009'a göre tekrar tanımlanmıştır. Yeni yaralı stabilite kural seti geminin daha büyük KG değerlerinde çalışmasına imkan sağlamıştır.

**Şekil 3.** İzin verilebilir KG

3.1.3 1900 TEU Konteyner Gemisi Olasılıklı Yaralı Stabilite Hesaplamaları

Ana boyutları verilen konteyner gemisinin yaralı stabilite hesaplamaları için önce SOLAS90 ardından da SOLAS 2009 olasılık yaralı stabilite kuralları uygulanacaktır.

Tablo 7. 1900 TEU konteyner gemisi ana boyutları

Tam Boy (L_{oa})	182.85 m.
Bölmelendirme Boyu (L_s)	182.85 m.
Dikler arası boy (L_{bp})	171.00 m
Genişlik (B)	28.00 m.
Derinlik (D)	16.10 m.
Bölmelendirme Draftı (Kalıp)	11.00 m.

Tablo 8. Kondisyonların draft ve ağırlık merkezi değerleri

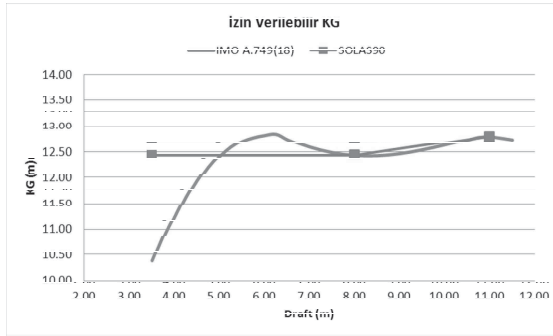
Su Hattı	Draft (m)	KG (m)
Bölmelendirme su hattı	11.000	12.790
Ara yüklü su hattı	8.000	12.447

Tablo 9. Bölge sayısına göre yaralanma olasılığı ve A indeksleri

	$p.r.v.0.5$	A
1 Bölge Yaralanması	0.3633	0.3074
2 Bölge Yaralanması	0.3073	0.1831
3 Bölge Yaralanması	0.2028	0.1157
Toplam	0.8734	0.6062

Su geçmez enine perdeler, güverteler ve boyuna perdelerin tanımlanmasının ardından gemi bölgelere ayrılır. 14 adet enine su geçmez perde ile gemi 15 adet bölgeye ayrılmıştır.

$R = 0.5502$ olarak bulunur. $A > R$ olduğundan gemi SOLAS90 olasılıklı yara stabilite kriterini sağlamaktadır. Hasarsız stabilite kurallarıyla tanımlanan KG eğrisi, olasılıklı yaralı stabilite hesabıyla yeniden tanımlanmıştır.



Şekil 4. İzin verilebilir KG

3.1.4 1900 TEU Konteyner Gemisi Olasılıklı Yaralı Stabilité Hesabı (SOLAS 2009)

SOLAS90 olasılıklı yaralı stabilité kurallarıyla kıyaslama yapabilmek için $d_1 = 7.180$ metredeki KG değeri, Tablo 8’de yer alan ara yüklü durumdaki KG değeri olan 12.447 metre olarak kabul edilmiştir.

Tablo 10. SOLAS 2009 göre kondisyonların draft ve ağırlık merkezi değerleri

Su Hattı	Draft (m)	Trim (m)	KG (m)
Bölmelendirme su hattı	11.000	0.000	12.790
Ara yüklü su hattı	9.472	0.000	12.615
En az servis draftı	7.180	0.740 (Kıçça)	12.447

SOLAS 2009 olasılıklı yaralı stabilité analizinin sonucunda ulaşılan bölmeleme indeksi A , 0.5741 olarak hesaplanmıştır, fakat $R = 0.6177$ olduğundan, uygulama yapılan gemi, SOLAS90 olasılıklı yara stabilité kriterini sağlar iken SOLAS 2009 yaralı stabilité kriterini sağlamamaktadır.

Tablo 11. SOLAS90 - SOLAS 2009 fark(%)

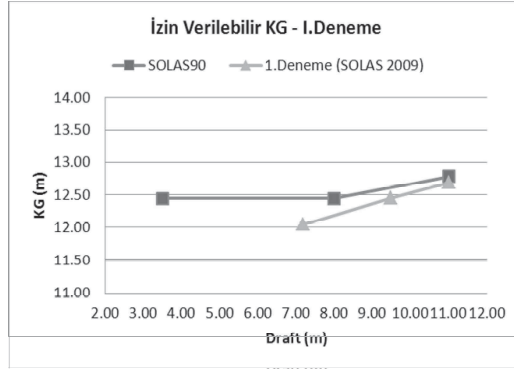
	SOLAS90	SOLAS 2009	Fark (%)
R İndeksi	0.5502	0.6177	12.3
A İndeksi	0.6062	0.5741	5.3

SOLAS 2009 yaralı stabilité kriterlerine uymayan konteyner gemisinin bu kriteri sağlayabilmesi için hesaplamaların yapıldığı üç kondisyonun KG değerleri aşağıya çekilerek (GM değerleri artırılarak), yaralı stabilité sonuçlarının iyileştirilmesi dolayısıyla hayatta kalma olasılığının artırılması ve A indeksine olan katkısının artırılması planlanmıştır.

I.Deneme

Tablo 12. I. denemede azaltılmış KG değerleri

Su Hattı	Draft (m)	Trim (m)	KG (m)	KG (m) (Azaltılmış)	Fark (cm)	$A^*(af)$
Bölmelendirme su hattı	11.000	0.000	12.790	12.690	10	0.1615
Ara yüklü su hattı	9.472	0.000	12.615	12.465	15	0.2714
En az servis draftı	7.180	0.740 (Kıçça)	12.447	12.047	40	0.1852
						$\Sigma=0.6181$



Şekil 5. İzin verilebilir KG- I. Deneme

Yeni KG değerleriyle yapılan denemede, olasılıklı yaralı stabilite analizi sonucunda A indeksi 0.6181 olarak hesaplanmıştır. Ulaşılan indeks A'nın, gerekli bölmeleme indeksi R, (0.6177)'den büyük olmasından dolayı gemi yaralı stabilite kriterini sağlamıştır.

İlk denemede geminin tam yüklü kondisyonunda yük kaybına izin verilip kondisyonun KG'si 10 cm. düşürülerek olasılıklı yaralı stabilite hesabı yapılmıştır. Fakat ticari bir geminin inşa ediliş amacı itibarıyla mümkün olan en fazla miktarda yükü taşınması istenir. 2. denemede, geminin tam yüklü kondisyonunda KG değeri sabit tutulmuştur. En az servis draftta KG değeri ve ara yüklü kondisyonunda KG değeri azaltılıp yaralı stabilite hesaplaması yapılmıştır.

II.Deneme

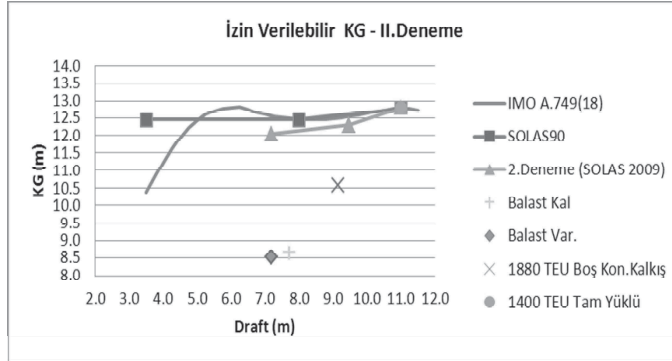
Tablo 13. II. denemede azaltılmış KG değerleri

Su Hattı	Draft (m)	Trim (m)	KG (m)	KG (m) (Azaltılmış)	Fark (cm)	A*(af)
Bölmelendirme su hattı	11.000	0.000	12.790	12.790	-	0.1410
Ara yüklü su hattı	9.472	0.000	12.615	12.295	32	0.3215
En az servis draftı	7.180	0.740 (Kıç)	12.447	12.047	40	0.1852
						$\Sigma=0.6477$

Yeni KG değerleriyle yapılan olasılıklı yaralı stabilite analizi denemesi sonucunda A indeksi 0.6477 olarak hesaplanmıştır. Ulaşılan İndeks A, Gerekli bölmeleme indeksi R, (0.6177)'den büyük olmasından dolayı gemi yaralı stabilite kriterini sağlamıştır.

SOLAS 2009 olasılıklı yaralı stabilite kriterlerini sağlamayan 1900 TEU'luk konteyner gemisinin kriteri sağlayabilmesi için daha çok oranda ara yüklü su hattının KG değeri azaltılarak, R indeksinden büyük bir A indeksine ulaşılması sağlanmıştır.

Olasılıklı yaralı stabilite hesabında kullanılan kondisyonların KG değerleri, geminin trim ve stabilite kitabında yer alan ilgili yüklemeler göz önünde bulundurularak, bu değerlere uygun şekilde belirlenmiştir.



Şekil 6. İzin verilebilir KG- II. Deneme

4. Sonuç

Bu çalışmada, olasılıklı yara stabilite kavramı açıklanmış olup yolcu ve yük gemileri için uyumlu hale getirilmiş olasılıklı yaralı stabilite kurallarının konteyner gemileri üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Yapılan çalışmada, HARDER projesinin temeli amacı olan SOLAS90 ile denk güvenlik seviyesine sahip yeni bir kural setinin oluşturulmadığı görülmektedir. R indeksiindeki büyük artışla birlikte daha düşük A indeksinin hesaplanması doğrultusunda SOLAS90 ile SOLAS 2009 olasılıklı yaralı stabilite kuralları arasındaki güvenlik seviyesi dengesinin belirli bir boy aralığındaki gemiler için yakalanabileceği söylenebilir. R indeksiindeki artış ile güvenlik seviyesinin arttırılmış olmasına rağmen bir bölge yaralanmasının sonrasındaki yaralanmalarda konteyner gemileri için hayatta kalabilirliğin düşük bir olasılığa sahip olduğu tespit edilmiştir. İki kural seti için hayatta kalabilirliği inceleyebilmek, güvenlik seviyeleri arasındaki farkı aydınlatmak için üçüncü bir bağımsız risk tabanlı yaklaşımın kullanılması önerilmektedir.

5. Teşekkür

Yazarlar, bu çalışmanın hazırlanmasında sağlamış olduğu katkılarından dolayı Delta Denizcilik Mühendislik ve Bilgisayar San. ve Tic. A.Ş.'ye içten teşekkürlerini sunar.

6. Kaynaklar

- [1] MSC 19(58) (1990). The Maritime Safety Committee, amendments to chapter II-1 of the 1974 SOLAS Convention, containing regulations which relate to standards of subdivision and damage stability for new cargo ships over 100 m in length.
- [2] IMO, Regulations on subdivision and stability of passenger ships. As an equivalent to Part B of Chapter II of the International Convention for the Safety of Life at Sea, 1960, Resolution A265, London, 1974.
- [3] Papanikolaou A. ve Eliopoulou E., (2008), “On the development of the new harmonized damage stability regulations for dry cargo and passenger ships”, Reliability Engineering and System Safety 93, 1305-1316.
- [4] MSC 47(66), (1996) Adoption of Amendments to the International convention for the Safety of Life at Sea, 1974.
- [5] Tagg R., Bartzis P., Papanikolaou A., Spyrou K., Lützen M., (2002). “Updated vertical extent of collision damage”, Marine Structures 15, 475-498.
- [6] HARDER, Harmonization of rules and design rationale. FP5 Project funded by the European Community, Contract No. G3RD-CT-1999-00028, 1999–2003. Final technical report, 31 July, 2003.
- [7] MSC80. Resolution MSC.194(80) - Adoption of Amendments to the International Convention for the Safety of Life at Sea (SOLAS), 1974, as amended, May 20, 2005.
- [8] Papanikolaou, A. ve Eliopoulou, E., “Impact of New Damage Stability Regulations on Ship Design”, Proc. 2nd Int. Maritime Conference on Design for Safety, Sakai-Osaka, October 2004
- [9] Vassalos,D., York A., Jasionowski A., Kanerva M., Scott A., ”Design implications of the new harmonized damage stability regulations”, International Ship Building Progress 54, 339-361.
- [10] Gullaksen J. (2011). “A Pratical Guide to Damage Stability Assesment - Regulation on Damage Stability”, “The Damaged Ship”, 26-27 January 2011, London.
- [11] Soydar E. (2011), Yaralı Stabilité Kurallarındaki Değişikliklerin Konteyner Gemileri Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ "AUVTECH" OTONOM

SUALTI ARACI KONSEPT DİZAYNI

Ahmet Gültekin AVCI¹ ve Baran Serdar Sarioğlu²

ÖZET

Bu makalede Uluslararası İnsansız Araç Sistemleri Derneği (AUVSI) tarafından her yıl düzenlenen Uluslararası Otonom Su Altı Araçları Yarışları için İstanbul Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi ev sahipliğinde yürütülen çalışma sunulmuştur. Otonom su altı araçlarının uluslararası öneminden bahsedilip konsept dizaynı ve üretimi yapılan aracın dizayn ve üretim aşamaları anlatılmış konu ile ilgili şekiller ve diyagramlar sunulmuş ayrıca ileriki aşamada yapılması düşünülen çalışmalardan bahsedilmiştir.

Anahtar kelimeler: Otonom su altı aracı, insansız denizaltı, AUVTECH, AUVSI

1. Giriş

En genel anlamda insansız araçlar uzaktan kontrol edilebilen ya da kendi kendini idare edebilen araçlar olarak tanımlanmaktadır. İnsansız araçlar 3 ana kategoride sınıflandırılabilirler. Bunlar insansız hava, kara ve deniz araçlarıdır.

Otonom su altı araçlarının kullanım alanları ticari, askeri ve bilimsel olarak sınıflandırılabilir. Ticari kullanım alanlarına petrol, doğal gaz ve maden aramaları, boru hatları, açık deniz ve kıyı yapılarının kurulum sahası keşif ve bakım işleri, balık üretim çiftlikleri ve batık gemi keşifleri örnek olarak gösterilebilir. Askeri kullanım alanları ise daha çok mayın arama, yerleştirme, imhası ve istihbarat amaçları görevlerdir. Otonom su altı araçlar bilimsel alanlarda da daha çok arkeoloji, jeoloji, oşinografi ve diğer birçok bilim dalı için su altı veri örnek toplama, takip ve ölçüm görevleri icra etmektedir.

AUVTECH, gömülü akıllı sistemler içeren kendi kendini idare edebilen bir otonom su altı aracıdır. AUVSI tarafından düzenlenen yarışmanın kurallarına ve yarışmada icra edilecek olan görevlere göre özel olarak dizayn edilmiştir.

¹ İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 285 64 30, e-posta: g.avci@itu.edu.tr

² İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü, Tel:0212 285 64 30, e-posta: sariogluba@itu.edu.tr

Aracın elektronik donanımı ve yazılımını içeren bilgisayar ana gövde diye tabir edilen bir tüp içerisine yerleştirilmiştir. Tüp ise bir iskelet sistem tarafından çevrilmiş ve çevrili olan bu sisteme pervaneler ile pnömatik sistem monte edilmiştir. Bu tüpten çeşitli konektörler yardımıyla aracın sevkini sağlayacak olan pervanelere komutlar gönderilebilmektedir.

Aracın şeffaf ön kısmında ve alt kısmında bulunan kameralar yardımıyla görüntü işleme yapılabilmekte ve çeşitli görevler icra edilebilmektedir. Bununla birlikte araca monte edilmiş pnömatik sistemle birlikte araçtan torpido modelleri fırlatılabilmektedir.

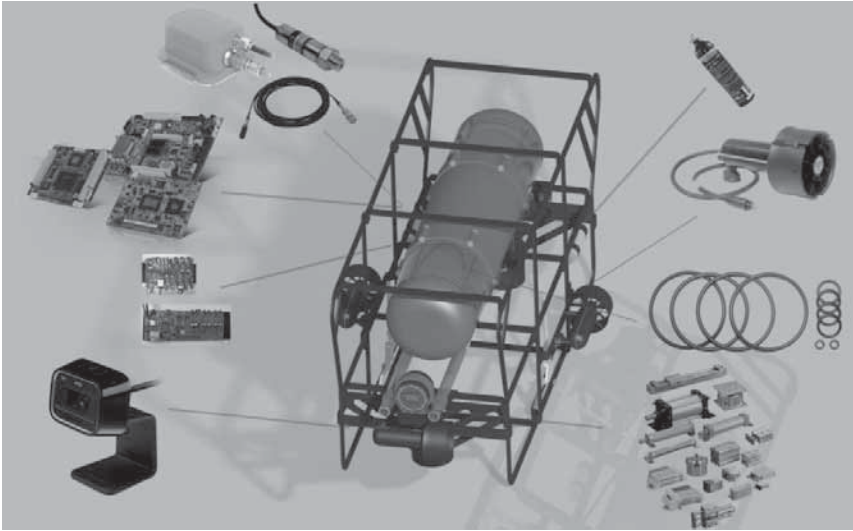
Aracın elektronik kartlarının tamamı yerli üretim olup görüntü işleme için Halcon ticari yazılımının yanı sıra açık kaynak kodlu OpenCV [2] algoritmaları geliştirilmiştir.

2. Dizayn Aşamaları

Auvtech otonom su altı aracının konsept dizaynı, mekanik sistemi, elektrik sistemi ve yazılımı olarak üç ana başlıkta yürütülmüştür.

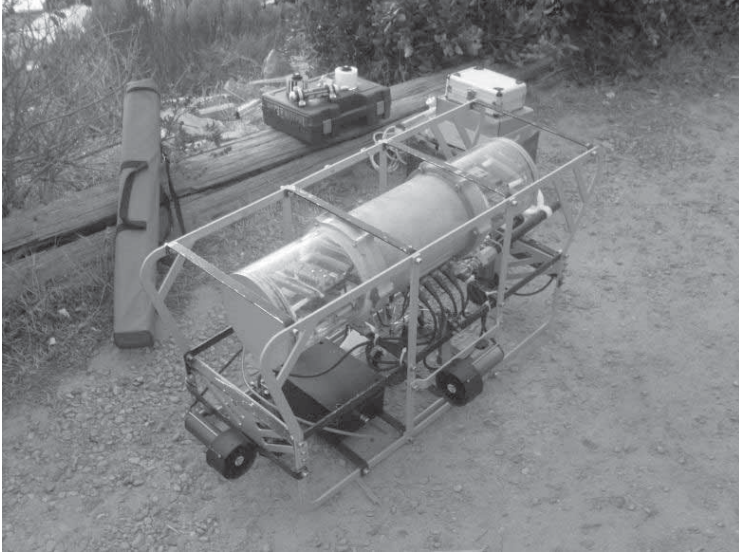
2.1. Mekanik Sistemi

AUV iskelet sistemi, ana gövde, eyleyici ve dış sızdırmaz sistemlerden meydana gelmektedir. Bütün mekanik parçalar kolay düzenlenebilir ve kolaylıkla yeniden üretilebilecek şekilde oluşturulmuştur. Aracın stabilizesinin sağlaması, eyleyici ve dış sızdırmazlık sistemlerinin taşıması su altı araçlarının mekanik özelliklerinin önemli bir kısmını oluşturmaktadır. Bu yüzden tasarlanan su altı aracında ana gövde boyunca iskelet sistemi oluşturulmuştur. AUVTECH su altı aracının ana hatları ve oluşturulan çerçevesi Şekil 1'de görülmektedir.



Şekil 1. AUVTECH otonom su altı aracı 3 boyutlu görseli

Tasarlanan aracın 3 boyutlu modeli CAD programında oluşturulmuş, hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) ve sonlu elemanlar analizleri (FEA) yazılımları ile birlikte gerekli simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Daha sonra gerekli parçalar 5 eksen CNC makine kullanılarak İTÜ Mekatronik Eğitim ve Araştırma Merkezi'nde ve lazer kullanılarak çeşitli atölyelerde üretilmiştir. Gerekli diğer parçalar satın alınıp parçalar üzerindeki düzenlemeler CNC ile tamamlanmıştır. Tamamlanan araç Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 3. Auvtech otonom su altı aracı

Aracın konsept dizaynında iskelet sisteminin tasarlanmasındaki ana fikir diğer parçalar ile kolay eşleştirilip düzenlenebilir bir platform elde etmek olmalıdır. Bu nedenle ana gövde, eyleyici ve sızdırmaz parçalar paslanmaz çelik vida ve cıvatalar ile birleştirilebilir. İskelet sistemi ve detayları Şekil 4'de gösterilmiştir.



Şekil 4. Otonom su altı aracı iskelet sistemi

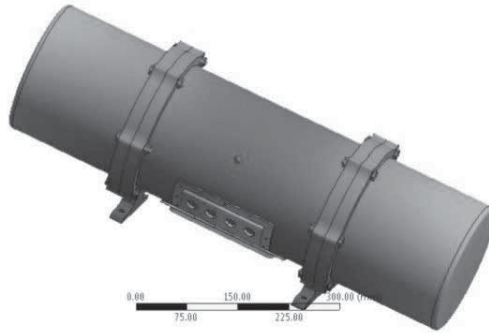
İskelet sistemi 14 marin tip alüminyum ve 18 krom parçadan oluşmaktadır. Krom parçalar aracın en alt kısmında aracın stabilitesini arttırmak için kullanılmaktadır. İskelet sisteminin parçaları lazer makinesinde kesilip daha sonra hidrolik pres ile bükülerek üretilmiştir.

Aracın ana gövdesi, içinde elektronik kartları, sensörleri, bataryaları ve gömülü bilgisayarı taşıyan basınca dayanıklı kaptır. Ana gövde alüminyum ve plexiglastan üretilmiştir ve iki tarafı kapakçık ile kapatılmıştır. Kapakçıklar, bağlantı parçaları ve ana gövdenin orta parçası alüminyumdan üretilmiştir. Ana gövdenin baş ve kış kısmı plexiglastan üretilmiştir. Gövdenin içine kolay ulaşım için ana gövde üç bölüme ayrılmıştır. Her bölüm elektronik kartları, gömülü bilgisayarı ve bataryaları gövdenin içerisinde hareketsiz tutmak ve aracın stabilizesini arttırmak için kendi taşıyıcısını içermektedir. Aracın ana gövdesi Şekil 5'de gösterilmiştir.



Şekil 5. Otonom su altı aracı ana gövdesi

Ana gövdenin FEA ve CFD yazılımları ile simülasyonları yapılmıştır ve akışkan-yapı etkileşimi (FSI) analizleri ile istenmeyen gerilme ve deformasyonlar kontrol edilmiştir. Analizlere ait görsel Şekil 6'da sunulmuştur.



Şekil 6. Ana gövde yapısal analizi

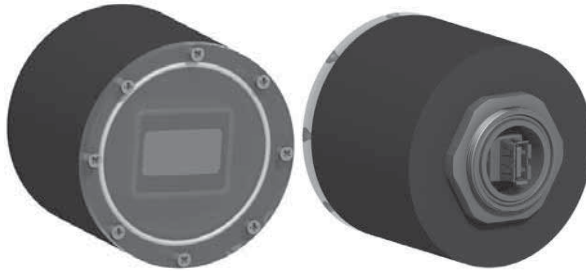
Dış sızdırmazlık sistemleri ana gövdenin orta parçasına IP68 sualtı konektörleri ile bağlanmıştır. Özellikle sualtı USB konektörler kamera ve hidrofonları bağlarken oluşabilecek gürültü parazitlerini önlemek için tercih edilmiştir.

Araç torpido mekanizması, işaretleyici (marker) ve tutucu (grabber) eyleyici sistemlerini taşımaktadır. Eyleyici (aktüatör) sistemlerinin hepsi fonksiyonlarını pnömatik sistem üzerinden yerine getirmektedir. Tutucu, yengeç kısılacından esinlenilmiştir. İşaretleyiciler ve torpidolar su akışı için uygun formda dizayn edilmiştir. Herbir eyleyici bağımsız solenoid valf ile kontrol edilmektedir. Araçta kullanılabilecek torpido örneği Şekil 7'de gösterilmiştir.



Şekil 7. Otonom su altı aracı torpido örneği

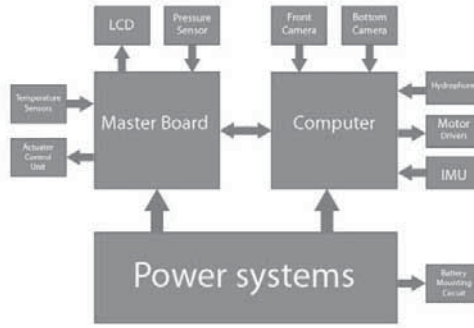
Otonom su altı araçlarında kameralar, hidrofonlar, manifold ve CO2 kartuş kutusu için dış sızdırmaz kutulara ihtiyaç duyulabilmektedir. Bütün sızdırmaz kutular delrin malzemesinden üretilmiştir. Kameralar için kullanılan sızdırmaz kutular Şekil 8'de gösterilmiştir. Delrin ucuz, hafif ve aynı zamanda CNC makinesi ile kolay şekillendirilebilen bir malzemedir. Kutular paslanmaz çelik vidalar ile kapatılmış ve O-ring contalar ile sızdırmazlığı sağlanmıştır. Ayrıca IP68 USB ve güç konektörleri ile ana gövdeye bağlantı sağlanmıştır.



Şekil 8. Kamera kutuları

2.2. Elektrik Sistemi

Aracığın elektrik sistemi sensörlerden gelen sinyalleri bilgisayarın okumasına, sevk sisteminin sürülmesine ve eyleyicilerin kontrol edilmesine seri bağlantı modülleri, elektronik kart ve güç sistemi tabanlı mikrokontrolcüler aracılığıyla izin vermektedir. Aracın elektriksel alt sistemlerinin büyük bir çoğunluğu özel olarak dizayn edilmiş, üretilmiş ve programlanmıştır. Elektrik sistemine ait diyagram Şekil 9'de verilmiştir.

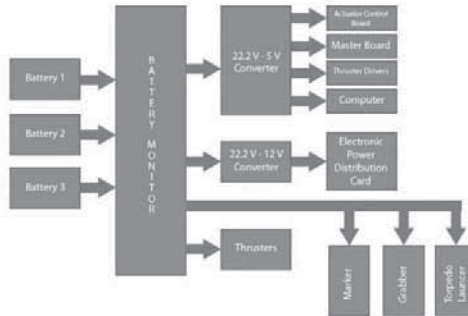


Şekil 9. AUVTECH elektrik sistemi diyagramı

2.2.1. Güç Sistemi

Aracın güç sistemi seri bağlı 6 hücre ile yapılandırılmış 3 lityum-polimer bataryaya bağlıdır. Bataryaların toplam çıkış voltajı 22.2V ve 2 dönüştürücü ile 12V ve 5V 'a düşürülmektedir. Her bir hücre ve her bir bataryanın çıkış voltajı 3 batarya voltaj gözlem devresi ile gözlemlenebilmektedir.

Şekil 10'da gösterilen özel imal edilmiş elektronik güç dağıtım kartı çalışmak için 5V'a ihtiyaç duyan elektronik kartlara gerekli voltajı düzenlemektedir.



Şekil 10. Güç sistemi blok diyagramı

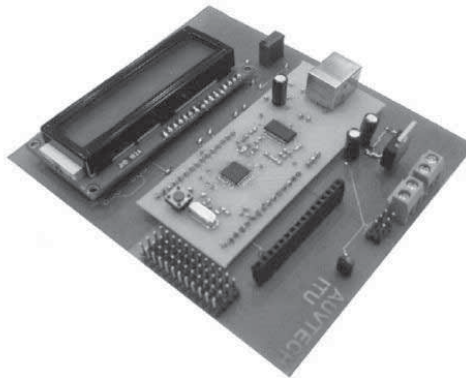
Araç için özel olarak üretilmiş elektronik güç dağıtım kartı şekil 11'da gösterilmiştir.



Şekil 11. AUVTECH elektronik güç dağıtım kartı

2.2.2. Master Kart

Bilgisayar ve diğer çevresel birimler arasındaki iletişim özel imal edilmiş “Master kart” isimli elektronik kart ile sağlanmaktadır. Bilgisayar USB/UART dönüştürücülerini kullanarak master kart ile USB portlar ile haberleşmektedir ve bilgisayar, motor sürücüler ve eyleyici kontrol kartları arasındaki haberleşme Master kartın I2C portları ile yapılmaktadır. Sıcaklık ve derinlik sensöründen gelen veriler bu kart üzerinden analog verilerden okunmaktadır. Sıcaklık ve görev bilgileri master kart üzerindeki LCD ekranda gösterilmektedir. Bu kart ekstra I2C portlarına ve eyleyici ya da motor sürücüler ile bağlantı gibi ek kısımlar için kullanılabilir dijital çıkışlara sahiptir. Özel olarak üretilmiş olan master kart Şekil 12’de gösterilmiştir.



Şekil 12. Master kart

2.2.3. Motor Sürücüler

Auvtech 6 adet Seabotix BTD150 fırçalı motora sahiptir ve her bir motorun kontrolü Şekil 13'de de gösterilen H-köprülü motor sürücü ile sağlanmaktadır. Her motor bağımsız bir şekilde 2 motoru kontrol edebilmektedir ve motor sürücüler Master kartın I2C portları ile haberleşmektedir. Motorlar 22.2V ile çalışmaktadır.

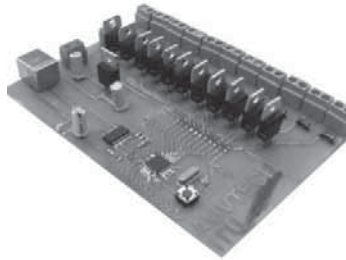


Şekil 13. Motor sürücü

2.2.4. Eyleyici Kontrolü

Auvtech aracı pnömatik pistonlar ile kontrol edilen torpido fırlatıcı, işaretleyici ve tutucular ile donatılmıştır. Her bir pistonun kontrolü 11 solenoid valfi bağımsız kontrol edebilen özel olarak üretilen eyleyici kontrol kartı üzerindeki mikro kontrolcüler ile yapılmaktadır.

Bilgisayar ve eyleyici kontrol kartı arasındaki haberleşme master kartın USB yada I2C portları üzerinden yapılmaktadır. USB port üzerinden eyleyici kontrol kartının mikrokontrolcileri tekrar tekrar programlanabilmektedir. Solenoid valfler bataryadan 22.2V ile beslenmektedir ve eyleyici kontrol kartı elektronik güç dağıtım kartından 5V ile beslenmektedir. Eyleyici kontrol kartı Şekil 14'de gösterilmiştir.



Şekil 14. Eyleyici kontrol kartı

2.2.5. IMU Sensör

Aracın atalet ölçüm birimi 3 eksenle ivme, dönme ve manyetizma verisini destekleyen ve şekil 15'de gösterilen Xsens Mti'dir. Mti bilgisayarın doğru ölçümü sağlamasını olanaklı kılan sinyal işlemciye sahiptir.



Şekil 15. Xsens Mti birimi

2.2.6. Basınç Transistörü

MSI Ultras table 300 basınç transistörü otonom araçlarda derinlik ölçümü için kullanılabilir. Basınç transistörü Master kartın analog girişlerinden birine doğrudan bağlıdır ve basınç ölçüm verileri Master kartın USB portu üzerinden bilgisayara gönderilmektedir.

2.2.7. Pasif Sonar Sistemi

Aracın pasif sonar sistemi 3 adet harici ses kartı ve 3 adet hidrofonu içermektedir. H2a hidrofonlar akustik seslerden gelen analog sinyalleri tespit etmek için kullanılmaktadır ve hidrofonların çıkışları harici ses kartları ile işlenmektedir.

2.2.8. Kameralar

Araç 2 adet Microsoft lifecam HD-5000 kamera ile donatılmıştır, kameraların bir tanesi aracın ön kısmına bir tanesi alt kısmına yerleştirilmiştir. Bu CMOS kameralar 66 derece geniş açıya sahiptir ve 24bit renk derinliğinde saniyede 30 kare yakalayabilmektedirler. Ön kamera geçit, deneme, engel geçme vb. görevler için kullanılmaktadır. Alt kamera güzergah takibi, gladyatör yüzüğü vb. görevler için kullanılmaktadır. Microsoft LifeCAM Hd-5000 firewire kameralardan daha ucuzdur ve sonsuzdan 6 inç otomatik odaklanabilmektedir. Otomatik odaklanma şekillerin keskinliğini arttırmakta ve hesap hatası şansını azaltmaktadır.

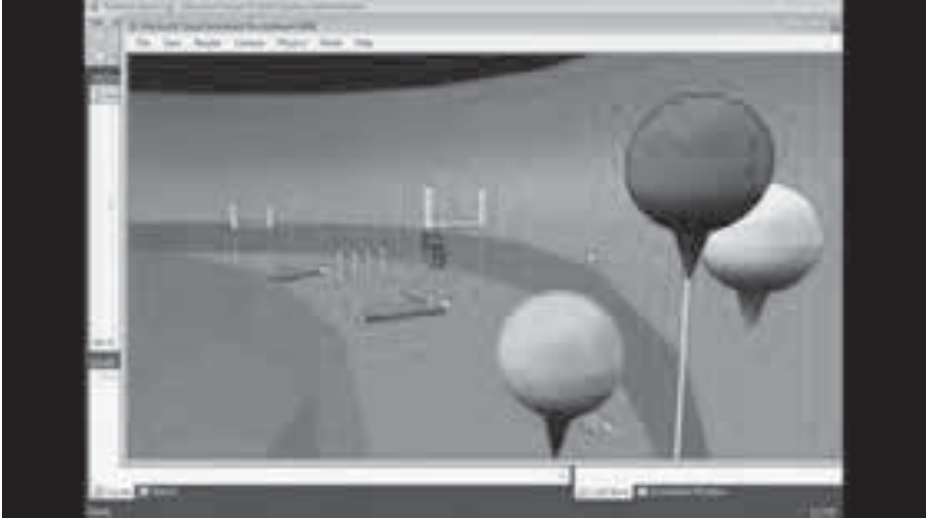
2.3. Yazılım Sistemi

Otonom su altı aracının yazılımsal yapılandırılması, aracın otonom kontrolünü ve görevlerin yerine getirilmesini sağlamaktadır. Araca güç sinyali verildiği andan itibaren, aracın su altındaki dengesinden, ortamın modellenmesi, görevlerin planlaması, ve eylemleri yürütmesine kadar herşey özel olarak tasarlanan merkezi bir yazılımsal çekirdek vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Bu ana çekirdeğin kodu, C# programlama dilini taban ve Taylor tarafından incelenen Microsoft Robotics platformu yardımıyla yazılmıştır [2]. Aracın beyni olarak tanınan bu yazılımın derlenmiş hali, araçta bulunan gömülü bilgisayar kartına yüklenip çalıştırılmaktadır. Ayrıca, gerçek zamanlı görevlerde sistemin zaman gecikmesini minimuma indirmek için Windows Embedded, işletim sistemi olarak bilgisayara kurulmuştur.

Aracın farklı çevre birimlerinin eş zamanlı olarak çalışabilmesi ve sistemin en kısa zamanda cevap üretebilmesi, yoğun bir algoritma geliştirme ve haberleştirme mekanizmasını gerekli kılar. Yazılım çekirdeğinin esas rolü bu konuda ortaya çıkmaktadır. Paralel programlama tekniklerinden faydalanan bu yazılım bir kaç algoritmayı farklı bir kaç döngü içerisinde eş zamanlı olarak işlemeye tabi tutup çıktıları gerekli çevrebirimlerine iletebilmektedir [3].

Yazılım çekirdeğinin yapı taşları, servisler adında kod bloklarından meydana gelmiştir. Her bir servis belli bir donanım birimini temsil edebilir, ve içinde o birimin sanal yapısını barındırır. Böylece, araçta bulunan her bir birim diğer birimlerle serbestçe haberleşebilir ve birbirlerinin algoritmalarını yürütebilmektedir. Aracın bütün görevleri başarıyla yerine getirmesi için Davranışsal FSM adında bir algorithmadan yararlanmaktadır. Buna göre, servisler hem birbirleriyle haberleşebilir ve hem aynı anda yürütmesi gereken bir davranışı da kolayca işleme sokabilir. Servisler popüler haberleşme formatı olan XML formatında haberleştikleri için, yazılım çekirdeği farklı bir kaç bilgisayara dağıtılsa bile yerine getirmesi gereken işlemleri başarıyla tamamlayabilmektedir. Bunun anlamı, görüntü işleme çalışması eğer farklı bir bilgisayarda yapılıyorsa, servisler bunu rahatlıkla takip edebilir ve çalışma mekanizmasıyla birleştirebilirler.

Bahsedilen bu konular, AUVTECH simülasyon çalışmasında test edilmiştir ve AUVSI yarışma alanının tamamı simülasyonda modellenmiştir. Simülasyona ait görsel Şekil 16'da verilmiştir.



Şekil 15. MRDS simülasyonu

3. Sonuçlar

AUVSI tarafından her yıl düzenlenen uluslararası otonom su altı yarışlarına şu an için ülkemizden ilk ve tek katılımı sağlayan ekip tarafından yürütülen çalışmada gömülü sistemler içeren ve kendi kendini idare edebilen bir otonom su altı aracı konsept dizaynı ve üretimi tamamlanmıştır.

Yazılımın içeren bilgisayarın ve elektronik donanımın ana gövde diye tabir edilen tüp içerisine yerleştirilmesi, ana gövdenin bir iskelet sistem tarafından kuşatılması, iskelet sisteme pnömatik sistem ve sevk sisteminin uyarlanması sonucunda oluşturulmuş olan otonom su altı aracı ilk etapta istenen görevleri icra etmeyi başarmıştır.

Otonom su altı araçlarında en önemli konulardan birisi olan sızdırmazlık konusunda özellikle konektörlerin sızdırmazlığı dikkate alınmalı uygun marka konektörler seçilmeli ya da test edilip üretilmelidir. Bununla birlikte aracın istenen ağırlığı sağlamasında ise ana gövdenin malzemesinin ve boyutlarının seçimi de elektronik kartların boyutlarına göre yapılmalıdır.

Yapılan bu çalışmanın proje çıktıları ise AUV sınıfı araçların otonomluk kabiliyetinin artırılması, deniz araçları için otonom dinamik denge sistemi oluşturulması, işaretleme sistemlerinin tasarlanması, deniz araçlarında yapay zekâ, görüntü işleme gibi alanlarda yapılacak yeni çalışmalara referans olarak belirtilebilir.

Bu çalışmanın devamında ise aracın ana gövdesinin ve iskelet sisteminin hidrodinamik tasarımı ile araca robotik kol dizaynı planlanmaktadır.

4. Kaynaklar

- [1] Gonzales, Woods R.C., R.E., 2002, Digital Image Processing 2nd ed., Prentice Hall.
- [2] Johns K, Taylor T., 2008, Professional Microsoft Robotics Developer Studio, Wrox.
- [3] Batten C, 2005, Control for Mobile Robots, Lecture Notes, Maslab IAP Robotics.

Teşekkür

Çalışmanın yürütülmesinde en büyük pay sahibi olan İstanbul Teknik Üniversitesi Rektörlüğü'ne, Türk Loydu Vakfı'na ve Gemi Mühendisleri Odası'na özel teşekkürlerimizi sunmaktayız.

Ayrıca yine yürütülen bu çalışmada desteklerini esirgemeyen, Prof. Dr. Emin Korkut, Prof. Dr. Ata Muğan, Prof. Dr. Kadir Sarıöz ile Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi dönem yönetiminden merhum Dekan Prof. Dr. Muhittin Söylemez ile Sayın Doç. Dr. İsmail H. Helvacıoğlu, Doç. Dr. Ali Can Takinacı ve İstanbul Teknik Üniversitesi dönem Rektörü Prof. Dr. Muhammed Şahin'e de teşekkürlerimizi iletiriz.

Yapılan bu çalışmada konsept dizayn ve üretim aşamalarında desteğini sunan çalışma arkadaşları Abdül Jamil Aryan, Bulut Kırca, Serhat Atay, Sercan Karakaş, Utkan Çalışkan ve Gizem Uz'a da teşekkür ederiz.

GEMİLERİN YAPISAL MODELLEME VE ANALİZLERİNİN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE GERÇEKLEŞTİRİLMESİ

Hasan ÖLMEZ¹, Emre PEŞMAN², Dursun Murat SEKBAN³

ÖZET

Bilgisayar sistemlerinin ve analiz programlarının hafıza ve hız bakımından gelişmesi sayesinde, gemilerin kural tabanlı tasarımının yanında daha gerçekçi modelleme ve yükleme senaryoları ile yapısal analizlerinin gerçekleştirilebilmesi mümkün olmaktadır. Bu programlardan en çok kullanılanları gemi özelinde hazırlanmamış olan sonlu elemanlar yöntemi tabanlı (Ansys, Abaqus, Nastran vb.) yazılımlardır. Bunlardan farklı olarak, gemi özelinde, sonlu elemanlar tabanlı çözüm yapacak şekilde yazılmış Maestro programı kullanılarak geminin modellenmesinde ve yapısal analizinde zaman ve pratiklik açısından kazanç sağlanmaktadır. Bu çalışmada, örnek bir balıkçı gemisinin orta kesitinde, iki derin eleman ve arasındaki dört adi postadan oluşan kısmın modellenmesi ve yapısal analizi gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Gemi Mukavemeti, Sonlu Elemanlar Yöntemi

¹ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 58, e-posta: hasanolmez@ktu.edu.tr

² Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 73, e-posta: pesman@ktu.edu.tr

³ Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 58, e-posta: msekban@ktu.edu.tr

1. Giriş

Yapısal olarak süreksizlikler ve doğrusal olmayan çizgiler taşıyan gemiler mühendislik açısından karmaşık yapılardır. Teknolojinin gelişmesiyle paralel olarak bu karmaşık yapıların ön tasarım hesaplarından seyre başlamasına kadar geçen süreçteki tüm üretim aşamaları geçmişte bugüne kadar sürekli araştırma ve inceleme konusu olmuştur. Çok basit yapısal elemanlar kullanılarak başlanılan gemi inşası tecrübeler, araştırma ve geliştirmeler sonucunda daha karmaşık, daha dayanıklı, daha modern, ve amaca en uygun yapıda inşa seviyesine ulaşmıştır. Bunun yanında üretim yöntem ve sistemlerinin geliştirilmesiyle birlikte gemilerin denize indirilme süreleri kısalmış, güvenilirlikleri artmış ve üretim maliyetleri düşürülmüştür. Günümüz gemi inşa pazarını elinde bulunduran Uzakdoğu ülkeleri (Çin, Japonya, Kore) ve bunları takip eden Avrupa ülkeleri diğer çoğu sektörde de olduğu gibi bilime ve teknolojiye gerekli önemi vermişler ve bu alanda geçmişlerinden bugüne oldukça gelişme göstermişlerdir. Bu gelişmeyi, farklı amaçlara hizmet edecek gemilerin formları, gemileri oluşturan yapısal elemanlar, sevk sistemleri ve benzeri teknik özellikleri üzerinde yapmış oldukları bilimsel çalışmaları üretime yansıtmaları ile göstermişlerdir. Türkiye’de de gemi inşa sektöründe son yıllardaki gelişmenin en önemli etkenlerinden birisi de, bilimin dolayısı ile teknolojinin ve uzmanlığın, mühendislik kontrolünde üretimin hemen her aşamasında yerini almasıdır. Gemileri oluşturan yapısal elemanlar, geminin, etkisi altında kaldığı yükler karşısındaki dayanımını ve ömrünü tayin etmesi açısından çok büyük öneme sahiptirler. Bu sebeple, genel anlamda ‘mukavemet analizi’ olarak tanımlanan, tüm tasarımın ve bu tasarımı oluşturan elemanların yapısal ve modal davranış (eğilme, burkulma, titreşim vb.) analizlerinin global ve yerel olarak yapılması gerekmektedir. Bu analizler yapılarak, dış etkilerden dolayı yapıyı meydana getiren elemanlarda oluşan iç gerilmeler, şekil değiştirmeler ve yer değiştirmeler elde edilebilmektedir. Nihai amaç ise elde edilen sonuçlar yardımı ile eleman boyutlarının belirlenmesi, kontrolü ve optimizasyonudur. Bu hesaplamaların yapılabilmesi oldukça karmaşık ve kalabalık işlemler gerektirmektedir.

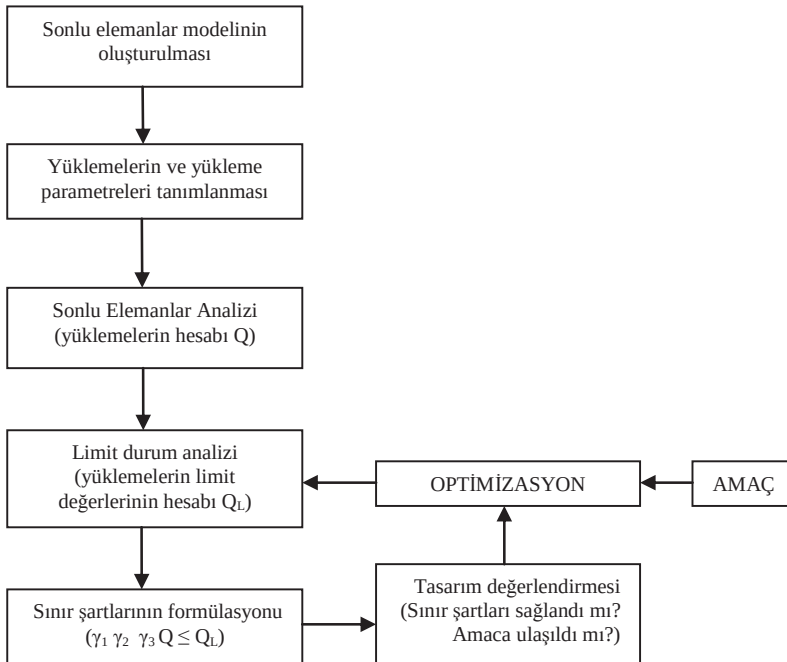
Bundan dolayı geliştirilen yöntemler ve analiz programları en gerçekçi sonucu elde etmek amacına yönelik olmaktadır. Bu yöntemlerden en etkin olanlarından birisi, bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle paralel olarak daha gerçekçi sonuçlar veren ve hemen hemen tüm mühendislik konularında kullanılabilen ‘sonlu elemanlar yöntemi’dir. Sonlu elemanlar yöntemini kullanarak hesap yapan bilgisayar yazılımları geliştirilmiştir. Bunlara örnek olarak ANSYS, ABAQUS ve NASTRAN’ı verebiliriz.

Gemiler, tam olarak analizlerinin yapılabilmesi için istatistiksel yöntemlerin kullanımını gerektiren çok çeşitli ve karmaşık yapıya sahip deniz yüklerine maruz kalırlar. Bu yükler altında hareket eden bir gemide, hem enine hem de boyuna gerilme ve şekil değiştirmeler meydana gelir. Bu gerilme ve şekil değiştirmelerden, geminin dayanıklılığı açısından önemli olanı ve genellikle analizlerde daha çok önem arz eden boyuna olanlarıdır. Hareket halindeki bir deniz aracının sakin veya dalgalı bir suda maruz kalacağı durumları tam anlamıyla modellemenin güçlüğü ve meydana gelen lineer olmayan problemlerin çözümünün tam olarak yapılmasının karmaşık ve uzun işlemler gerektirmesi göz önüne alındığında, bu gerilme ve şekil değiştirmeleri belirlemek oldukça zordur. Yazılım ve donanım sektöründeki hızlı gelişmelerle birlikte, oldukça zor olan gemilerin global ve lokal

yapısal problemlerinin çözümü günümüzde sonlu elemanlar yöntemi tabanlı programlarla başarılı bir şekilde yapılabilmektedir [1,2]. Bunun yanında araştırmacılar, geliştirdikleri amprik ve/veya analitik çözümlerini kanıtlamak için SEA sonuçlarını kullanmaktadırlar. Fakat, bu klasik programlar, gemilerin detaylı modelleme ve analizlerinde zaman ve maliyet açısından istenilen noktada değildir. İşte bu noktada, modelleme, sınır şartları ve en önemlisi yükleme senaryolarının gemi özelinde hazırlandığı sonlu elemanlar yöntemi tabanlı programlara ihtiyaç duyulmaktadır. Maestro programı da kural tabanlı değil, gerçekçi analizlere dayalı yapısal tasarımın ilk uygulayıcısı olan Prof. Owen Hughes tarafından geliştirilmiştir. 1983 yılında kullanılmaya başlanan program günümüzde Amerika, Hollanda, İngiltere deniz kuvvetlerinde, ABS, LR, BV gibi klas kuruluşlarında ve dünyada 50 den fazla özel sektör tersane ve tasarım ofisinde kullanılmaktadır.

2. Maestro Yazılımının Özellikleri ve Metodolojisi

Maestro, “Metot, Analiz, Değerlendirme ve Yapısal Optimizasyon (Method, Analysis, Evaluation, Structural Optimization)” kelimelerinin sentezlendiği, özellikle gemi ve deniz yapılarının yapısal analizi için oluşturulmuş bir yazılımdır [3]. Doğru bir tasarım prosesi, amaca yönelik olarak tasarımı optimum seviyede daha ileri bir noktaya taşıma kabiliyetinde olmalıdır. En genel halde tasarım süreci (analiz-optimizasyon) aşağıda Şekil 1’deki gibidir.



Şekil 1. Maestro analiz ve optimizasyon sürecinin akış şeması

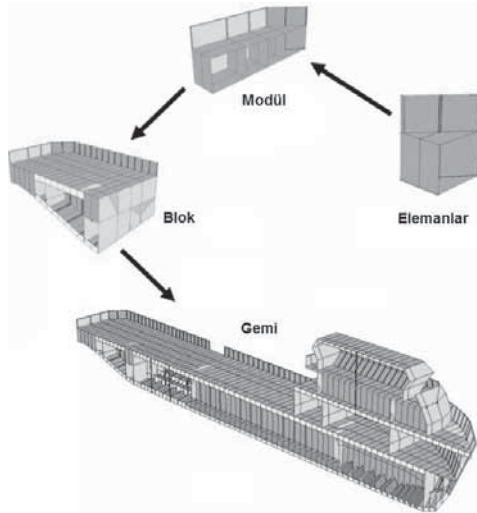
Maestro yazılımı aşağıda Tablo 1’de verilmiş olan yetenekleri ile doğru bir tasarım sürecini, yaygın olarak kullanılmakta olan sonlu elemanlar yöntemine dayalı diğer yazılımlara kıyasla çok daha pratik ve hızlı sonuçlandırabilmektedir.

Tablo 1. Maestro yazılımının genel özellikleri

Global tasarım analizi	Yerel tasarım analizi	3. parti veri transferi
•Hızlı yapısal modelleme •Gemi temelli yükleme şartları •Sonlu elemanlar analizi •Yapısal hata değerlendirmesi •Yapısal malzeme kalınlığı optimizasyonu •Tekne kirişi nihai mukavemeti •Doğal frekans •Korozyon	•Entegre genel mesh/İyileştirilmiş mesh Analizi •3. Parti dosya alış-verişi •Otomatik global sınır şartları	•Hydrodinamik yükleme arayüzü •Nastran verisi transferi •Geometri transferi

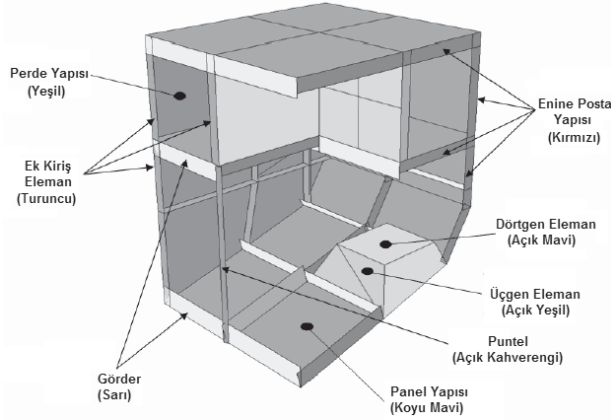
Maestro programının metodolojisi kısaca aşağıdaki gibi altı bölümle özetlenmiştir.

1. Model Organizasyonu: Maestro programında analiz yapacağımız geminin modern gemi inşa yöntemi olan blok montajına benzer şekilde bloklara ayrılarak, ayrı modül ve modellenmesi mümkün olabilmektedir. Bu modelleme hiyerarşisi Şekil 1’de gösterilmiştir.



Şekil 2. Maestro modelleme hiyerarşisi

Bütün gemi yapısını oluşturan en alt elemanlar ve elemanların oluşturduğu panel yapıları da aşağıda Şekil 3'de gösterilmiştir. Her bir elemanın farklı renklerle tanımlanıp oluşturulması modelin doğruluğunun kontrolü ve optimizasyon kolaylığı açısından avantaj sağlamaktadır. Ayrıca, paneli veya genel olarak tüm yapıyı oluşturan her bir eleman tek bir sonlu eleman olarak hesaplamalarda kullanıldığından, daha hassas bir lokal analiz haricinde, çözüm öncesi ağ oluşturma (mesh) işlemine gerek duyulmamaktadır.



Şekil 3. Renk kodları ile kiriş ve levha elemanların gösterimi

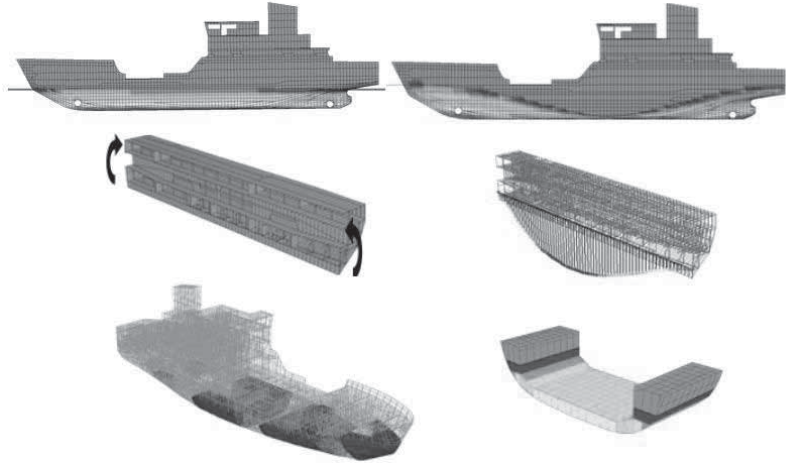
2. Farklı programlardan gemi geometrisinin Maestro ara yüzüne transferi: Gemi geometrisi, dxf (R12), ghs, idl, Nastran, ply uzantılı dosyalar ile Maestro programına aktarılabilir.

3. Modüllerin oluşturulması: Yukarıda Şekil 3. ile gösterilen gemi kiriş ve levha elemanlarına ek olarak dörtgen üçgen ve puntel elemanlar belirli bir sistematik düzende nodlar ve kartezyen koordinatlar yardımıyla birbirleriyle sonlu elemanlar yapısını oluştururlar.

4. Model yüklemeleri ve dengelenmesi: geminin statik ve dinamik karşılaşması muhtemel yükleme senaryolarının farklı varyasyonlarla modele tanımlanabilmektedir. Modele tanımlanan yüklemeler özet olarak aşağıda Tablo 2'de, görselleri de Şekil 4'de verilmiştir.

Tablo 2. Model yüklemeleri

Çıplak gemi kütle dağılımı	Hidrostatik yükler	Tank yükleri	Kargo yükleri	İvmeler	Basınç yükleri	Sınır şartları
- Tekne ağırlığı - Ağırlık dağılımı	- Sakin su yükleri - dalga yükleri		- Kuvvetler - Momentler			



Şekil 4. Çeşitli yükleme durumları

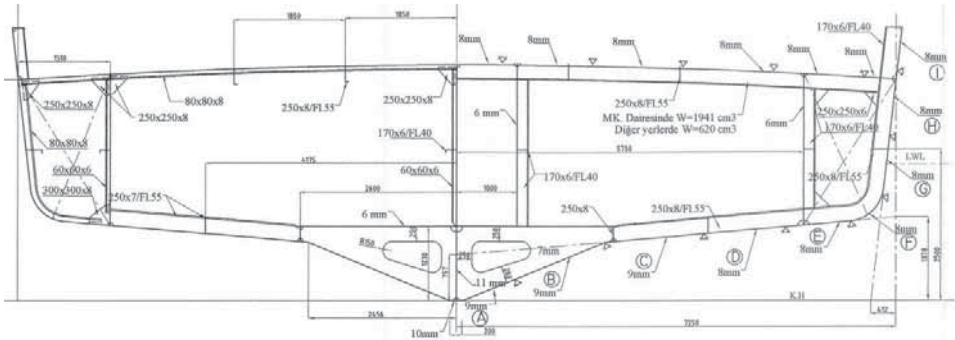
5. Modelin Çözümlemesi, Analizi ve Değerlendirilmesi: Sonlu elemanlar yöntemi ile çözüm yapan Maestro da çözümleyici olarak sparse, iteratif ve skyline metodlarından biri tercih edilerek sonuçlar elde edilebilir. Levha-stifner birleşimi kiriş elemanlar için de eksantrik ve hibrid kiriş seçenekleri kullanılabilir. Bunların yanında, modelin limit durumu analizi çerçevesinde göçme modlarının analizi de hem Maestro'nun kendi yöntemine [4], hem de Prof. Jeom Kee Paik'in ALPS/ULSAP yöntemi ile gerçekleştirilebilmektedir [5].

3. Örnek Çalışma

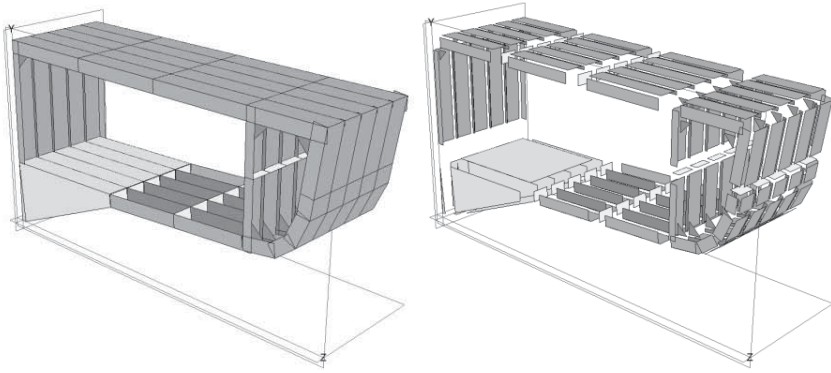
Bu çalışmada, Maestro yazılımı kullanılarak, Karadeniz'de çalışmakta olan bir balıkçı gemisinin orta bölümünde, 2 derin eleman arasındaki kısmın, dalga çukuru koşullunda, kendi ağırlığı ve eğilme momenti altındaki davranışı çözülmüştür. Örnek geminin ana boyutları Tablo 3'de, orta kesit resmi ve Maestro'da türetilmiş modeli Şekil 5 ve Şekil 6'da verilmiştir.

Tablo 3. Örnek gemi ana boyutları

L_{oa}	44.90 m
L_{bp}	38.32 m
B	14.50 m
T	2.25 m
C_B	0.362

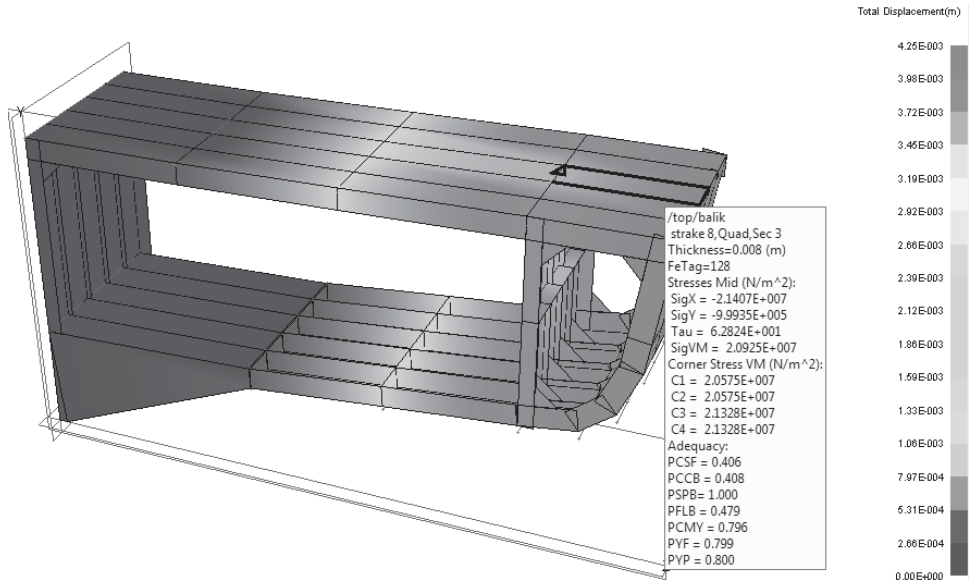


Şekil 5. Örnek gemi orta kesiti

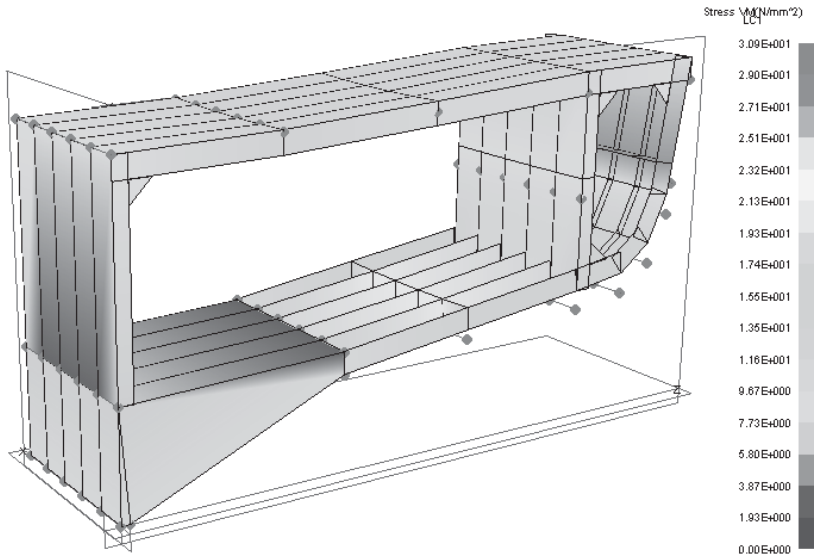


Şekil 6. Örnek geminin Maestro modeli

Maestro'da oluşturulan modelin yarım kesit olarak kullanılmasından dolayı simetrik sınır şartı ve önceden hesaplanan ilgili kısımdaki 7.12×10^9 Nmm'lik eğilme momenti değerinin girilmesinin ardından, dengeleme (balance) işlemi ile kesme kuvvetleri de belirlenip program koşturulmuştur. Çözümün tamamlanmasından sonra, gerilme, şekil değiştirme ve yer değiştirmeler konturlu (renk skalalı) deformasyon görseli ile görülebileceği gibi çıktı dosyasından da sayısal sonuçlar takip edilebilir. Analiz sonucuna göre deforme olan modelde toplam yer değiştirmeyi gösteren kontur Şekil 7'de gösterilmiştir. Bu kontur üzerinde, herhangi bir düğüm noktasındaki (nod) kuvvet ve deformasyon değerleri veya herhangi bir elemandaki (levha, kiriş vb.) yerel gerilme değerlerini yanı sıra göçme modu değerlendirmesinin sonuçları da yine Şekil 7'de gösterildiği gibi eleman üzerine gelinerek takip edilebilmektedir. Ayrıca, tüm bu sonuçlar Şekil 8'de görüldüğü gibi ayrı ayrı lejandlar ile sonuçlar kısmından seçilerek görselleştirilebilmektedir.



Şekil 7. Toplam yer değiştirme ve yerel analiz sonuçlarının model üzerinde görünümü



Şekil 8. Von-Mises eşdeğer gerilme dağılımının model üzerinde görünümü

4. Sonuçlar

- Söz konusu model Maestro programında 5 saatte oluşturulurken, Ansys v12-APDL klasik ara yüzünde yaklaşık 12 saatte oluşturulabilmektedir. Bu durum, programın, modeli analize, Ansys programından yaklaşık 2 kat daha az sürede hazır hale getirdiğini göstermektedir. Bu fark daha karmaşık modellerde 10 kat kadar olabilmektedir.
- Eleman özelliklerinin diğer analiz programlarına göre daha kolay değiştirilebilmesi sayesinde farklı analizler, karşılaştırmalar ve optimizasyon yaparak öneri getirebilme yeteneğini artırmıştır.
- Analiz sonucunda, maksimum toplam yer değiştirme 4,25 mm, elemanlarda oluşan Von Mises eşdeğer gerilmeleri incelendiğinde, maksimum gerime değeri, 147 N/mm^2 'lik emniyet gerilmesinin çok altında $30,9 \text{ N/mm}^2$ olarak belirlenmiştir.
- Programın yerel elemanlar için de ayrıntılı ve hızlı değerlendirme imkanı tanınması, profil ve sacların ağırlıklarında tasarruf edilmesi ve gemilerin üretim ve işletme maliyetlerinin aşağı çekilmesinde önemli rol oynamaktadır.

Teşekkür

Maestro programını bölümümüze aldıktan sonra programın eğitimini veren Zagreb Üniversitesinden Prof. Vedran ZANIC, Jerolim ANDRIC'e katkılarından ötürü teşekkürü borç biliriz.

Kaynaklar

- [1] Dalma, E., "Ultimate Hull Girder Strength Assessment Using Semi-Analytical and Computational Methods", Dissertation, National Technical University Of Athens, 2009.
- [2] Paik, J.K., "Ultimate Limit State Performance Of Oil Tanker Structures Designed By IACS Common Structural Rules" Thin-Walled Structures, 45, p1022–1034, 2007.
- [3] Maestro Manual, DRS Defense Solutions, LLC, Advanced Mar. Tech. Cen., 2011
- [4] Hughes O. F., "Ship Structural Design:A Rationally-Based,Computer-Aided Optimization Approach", SNAME, New Jer-sey, 1988
- [5] Paik J.K. and Thayamballi A.K., "Ultimate Limit State Design of Steel-Plated Structures", Chichester, UK, January 2003

GLOBAL DENİZCİLİK VE GEMİ İNŞA SEKTÖRÜNDE YAŞANAN GELİŞMELER ve ÜLKEMİZE YANSIMALARI

Ahmet TAŞDEMİR¹ ve Süleyman Aykut KORKMAZ²

ÖZET

Bu çalışmada, son zamanlarda yaşanan ekonomik gelişmelere değinilmeye çalışacak ve bu gelişmelerin global denizcilik piyasasında ve gemi inşa sektöründe ne gibi etkileri oluşturduğuna bakmaya çalışacağız. Özellikle konteynır ve tanker piyasaları incelenmeye çalışılacak ve son olarak buradan yola çıkarak ülkemize olan yansımalarına bakmaya çalışacağız ve alınabilecek bazı önlemlere değineceğiz.

Anahtar Kelimeler: Tanker, Konteynır, Gemi İnşa ve Denizcilik, Global Ekonomi, Kriz

1.Giriş

Bu yazıda sizlere global ekonomideki yaşanan son gelişmeler hakkında genel bir bilgi verildikten sonra bu yaşanan gelişmelerin denizcilik piyasalarını nasıl etkilediğinin üzerinde duracağız ve ileriye dönük piyasada bizleri nelerin beklediğine dair öngörülerde bulunmaya çalışacağız.

Hepimizin çok iyi bildiği üzere, ekonomik ve ekolojik olmasından dolayı dünya üzerinde yapılan yük taşımacılığının yaklaşık yüzde 90 civarı deniz yolu ile yapılmaktadır.. Bu da bize global ekonomik değişimlerin denizcilik sektörü üzerindeki doğrudan etkisini ortaya koymaktadır.

1 Zirve Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Deniz Ulaştırma İşletme Mühendisliği Bölümü, Tel: +90 342 211 6778, e-psota: ahmet.tasdemir@zirve.edu.tr

2 Zirve Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği Bölümü, Tel.: +90 342 211 6666 - 6956, e-posta: aykut.korkmaz@zirve.edu.tr

Şu sıralar global ekonomiyi etkileyen en önemli faktör başta Avrupa olmak üzere, dünyanın bir çok bölgesinin için de bulunduğu ekonomik kriz olarak görülmekte. Yunanistan ile birlikte İspanya, İrlanda ve İtalya gibi birçok Avrupa ülkesi hala iç ve dış borçlar ile boğuşmaya devam etmekte ve tedirgin bekleyiş sürmekte. Avrupa'daki bankaların güçsüz yapıları, Avrupa birliğinin lokomotif ülkeleri tarafından düzeltilmeye çalışılmakta. Yeni kurulan Fransız hükümetinin politikaları henüz belirsizliğini korumakta. Bu nedenlerden dolayı emtia yatırımcılarının bir çoğunda uzun vadede Avro'nun değer kaybedeceği yönünde beklenti oluştu ve bu belirsizlik ortamında Dolar olarak yapılacak olan yatırımların bile yavaşlamasına, hatta durmasına sebep olmakta.

Petrol fiyatları, petrol rezervlerinin azalmasına ve petrol ihraç eden ülkelerin bir çoğunda yaşanan siyasi karışıklıklara rağmen, OECD ülkelerinin temkinli davranışları ve artan üretim kapasiteleri sayesinde şimdilik grafikte görüldüğü gibi kontrol altında tutulabilmekte. [1]



Şekil 1. Petrol Fiyatları (380 CST)

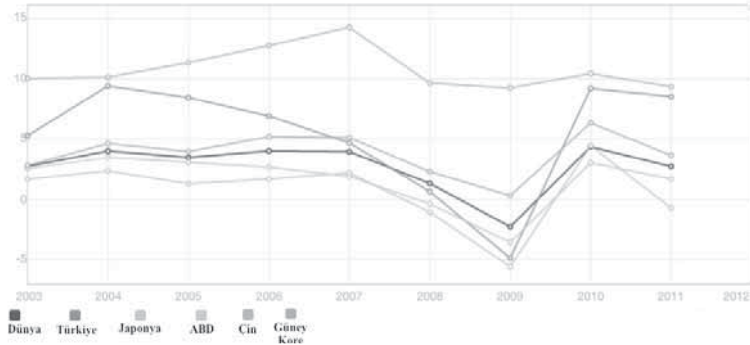
ABD’de 2010 yılından beri görülen en yüksek Tüketici Hassasiyeti Verileri seviyesi görüldü, bunu tetikleyen en önemli etken ise iş olanaklarındaki artış umudu oldu. Nisan ayında açıklanan işsizlik oranlarında yüzde 8.1’e düştü. Avrupa’nın en büyük ekonomisine sahip Almanya’da ise Tüketici Hassasiyeti Verilerinde son dönemde bir düşüş yaşandı. Bu düşüşe gösterilen temel neden ise buna paralel olarak Almanya’nın GDP’sinde beklenen düşüşler oldu.

Çin’in görünür ham çelik tüketimi 2012’nin Ağustos ayında yüzde 2.2 düşüşle 55.6 milyon ton seviyesine gerilediği görülüyor, çelik üretiminin ise yüzde 1.7 düşüşle 58.7 milyon tona indiği görülüyor. Çin hükümetinin stoklardaki çelikler bitmeden yenisinin üretilmesini ve alınmasını istemiyor. Buna karşın stokların bitmesi için devlete ait çelik firmalarındaki üretimi kademeli olarak düşürmek istemekteler. GDP büyüme tahminleri de yüzde 10’dan yüzde 7.5’e düşürüldü. Çelik talebindeki bu düşüşler ekonomik krizin artacağına bir

göstergesi olarak ele alınmalı ve şirketler krizin bu yılın son çeyreğinde ve 2013 yılında bütün Avrupa'yı iyice etkisi altına alabileceğini önceden hesaplayıp bu duruma göre bir plan hazırlamalıdır.[2]

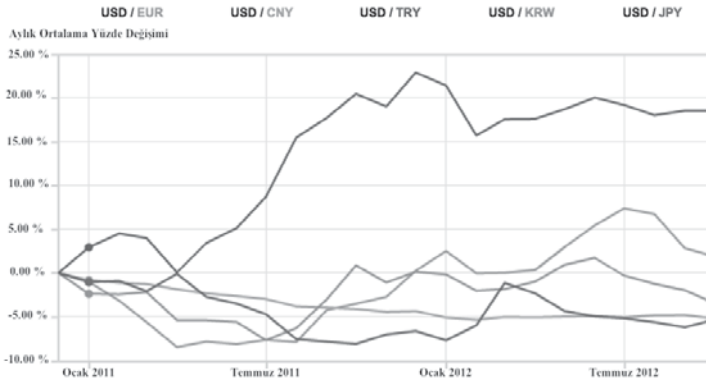
Endüstriyel üretim 2011 yılı boyunca yüzde 13.9 büyürken son çeyrekte 12.8'lik bir büyüme gözlemlendi. GDP'de ise yıl boyunca ortalama yüzde 9.2'lik bir büyüme kaydedilirken son çeyrekte bu artış yüzde 8.9'a düştü.[3] Her şeye rağmen veriler Çin ekonomisi için ani bir düşüşten çok, yumuşak bir inişe geçtiğini gösteriyor.

%Yıllık Büyüme



Şekil 2. Yıllık Global GDP Büyümesi

Döviz kuru tarafına bakacak olursak aşağıdaki grafikte de görüldüğü gibi bu kısımda 2010 Aralık ayı temel alınarak hazırlanan döviz paritesi grafiğinden anlaşılabileceği üzere, Türk Lirası son 2 yıl içerisinde Amerikan Dolar'ına karşı yaklaşık yüzde 19'luk bir değer kaybı yaşamıştır. Bu Türkiye'den yapılan ihracatın artmasını sağladığı gibi, aynı zamanda ithalat fiyatlarında bir yükselmeye yol açmakta. Asya tarafındaki döviz paritelerinde son iki yıl içerisinde bizde yaşananın aksine Amerikan Dolar'ına karşı değerlenme söz konusu.



Şekil 3. Amerikan Dolarına Karşı Ortalama Döviz Parite Değerleri

Bu gelişmelerin yanı sıra aşağıdaki tablodan da görüldüğü üzere Global Orta Düzey Gelir Sınıfı 1980 yılından 2010 yılına kadar 700 milyon kişi artmış ve önümüzdeki 20 yıl içerisinde 3 milyarın üzerinde artması beklenmekte. Bu artışın hem hammadde ticaretini hem de bitmiş ürünlerin taşınmasını arttıracak ve böylece deniz yolu taşımasının da artacağı öngörülmüyor. [4]

Tabloda göze çarpan diğer bir önemli husus ise deniz ticaretinin daha yoğun bir şekilde Avrupa ve Kuzey Amerika ülkelerinden Asya Pasifik ülkelerine kayacak olarak gözükməsi.

Tablo 1. Global Orta Düzey Gelir Sınıfı

	2010		2020		2030	
	Milyon	%	Milyon	%	Milyon	%
Kuzey Amerika	338	18	333	10	322	7
Avrupa	664	36	703	22	680	14
Orta ve Güney Amerika	181	10	251	8	313	6
Asya Pasifik	525	28	1740	54	3228	66
Alt Sahra Afrika	32	2	57	2	107	2
Orta Doğu ve Kuzey Afrika	105	6	165	5	234	5
Dünya	1845	100	3249	100	4884	100

IMF'nin Nisan 2012'de yaptığı ekonomik büyüme tahminleri bir öncekine göre yukarı yönlü olarak revize edildi. Brezilya, Çin, Hindistan ve Rusya için durum değişmezken, Asya ekonomileri için 2012 ve 2013 sonu için yukarı yönlü revize edildi. [5]

2. Konteynır Piyasası

2.1. Genel Bakış

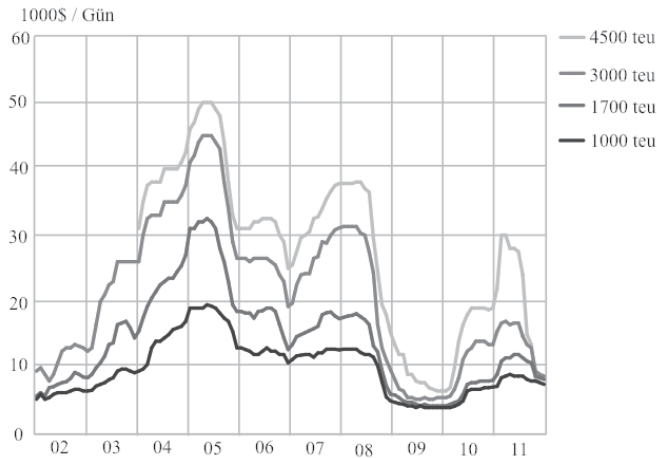
Konteynır şirketleri geçen sene kendi aralarında ki market savaşının ardından ciddi miktarda kayıplar yaşadılar. Ancak içinde bulunduğumuz ekonomik durum, şirketlerin kendi aralarındaki rekabet etmek yerine ittifaklar kurarak karlılığa yönelmelerinin daha akılcı olduğunu gösterdi ve ilk olarak 2011'in sonunda CGM – CMA ve MSC firmaları

ortaklık kurdu ve karşılıklı anlaşmalar yaptılar. Hemen ardından CKYH – G6 Alliance’da benzer bir ittifak kurdu. Geriye kalan diğer şirketlerde kendi aralarında çeşitli anlaşmalar yaptılar. Bu birleşmeler 1991-1992 ve 1996-1997 yıllarındaki birleşmeleri hatırlattı. Bu şekilde giderler azaldı ve daha uzak hatlara teslimler yapılmaya başlandı. Buna birde yük taşımacılığında son dönemlerde yaşanan standartlaşmanın artmasını da eklenmesiyle konteynır sektörün cazibesi de arttı.

Global GDP’deki artışın konteynır ticaret hacmine de olumlu etkisinin olacağı düşünülüyor ve 2012 yılı için artış yüzde 6,9 olarak öngörülmekte. Ana ticaret hatları olan Avrupa – Asya hattında yüzde 1,5, Transpasifik hattında yüzde 6,0 ve Transatlantik hattında ise yüzde 3’lük bir artış bekleniyor. Kuzey – Güney (Asya) ve Doğu – Batı hattı dışında kalan bölgelerde ki ticaret hacmindeki büyüme ise yaklaşık olarak yüzde 8,5 olacağı tahmin ediliyor. [6]

Ancak Drewry konteynır tahminleri raporuna bakacak olursak Asya-Avrupa hattında 2012 yılının ilk çeyreğinde taşınan malların 2011 yılına oranla yüzde 2 dolaylarında azaldığı görülüyor. Bu durumdan zarar görmemek veya zararları minimuma indirmek için şirketler yukarıda da bahsettiğimiz ittifakları kurdular ve 2012 Şubat ayında ortalama 700\$ / TEU olan navlunlar 2012’nin Mayıs ayına gelindiğinde 1700 \$ / TEU oldu. [7]

2011 yılında kiralama ücretleri ortalama %40,0 düştükten sonra dip seviyesine ulaştı. 2012 yılının haziran ayına kadarki sürede 350 TEU ve 4400 TEU aralığındaki gemiler için kiralama ücretleri ortalama %5,0 arttı. Daha büyük segmentlerde ise %25’e kadar artış görüldü. [8]



Şekil 4. Konteynır Gemisi 2002 - 2011 Kiralama Fiyatları

Karlılığı arttıran faktörlerden bir tanesi seyir hızlarında yavaşlamaya gidilmesi oldu. Böylece hem yakıt tasarrufu sağlanmış oldu hem de seyir hızının düşmesi ile bazı hatlarda özel koşulların yerine getirilmesi durumunda fazladan bir gemi çalıştırılması da mümkün

hale geldi. (2011 yılının başlarında ortalama filo hızı 17 knots iken 2012 de bu hız 15 knots'a kadar geriledi).

Yeni inşa siparişinde de firmalar oldukça temkinli davranıyor. 2012'nin ilk 5 ayında sadece 7 adet yeni konteynır gemisi (175 000 GT) siparişi verildi ve Avrupa'daki ekonomik belirsizlik ve ana hatlardaki arz fazlasından dolayı bu yılki yeni kontrat miktarı beklentisi 3 mGT'a düşürüldü.

Hurdaya ayırma hızında ise 2011 yılına kıyasla (1,0 mGT) 2012 yılının ilk 5 ayında (1,3 mGT, 63 adet) büyük artış görülüyor. Ancak bu artış büyük tonajlı gemilerde pek etkisini göstermeyecek gibi, zira yüksek tonajlı konteynır gemilerinin yaş ortalamalarının düşük olması, hurdaya ayrılan en büyük gemi tonajını sadece 4350 TEU kalmasına neden oluyor.

Tablo 2. Toplam Konteynır Filosu ve Yeni Siparişler

Teu olarak büyüklük	Toplam Konteynır Filosu			Konteynır Gemisi Yeni İnşa Siparişleri 2012 Ocak		
	No	1000 TEU	Toplama göre oranı	No	1000 TEU	Toplama göre oranı
<999	109	662	4.3	32	21	0.5
1000<1999	128	1826	11.9	87	120	2.7
2000<3999	104	2954	19.3	89	286	6.6
4000<5999	921	4381	28.6	110	508	11.7
6000<7999	250	1663	10.9	42	288	6.6
8000<9999	280	2405	15.7	106	929	21.3
>=10000	111	1406	9.2	165	2204	50.6
Toplam	499	15297	100	631	4356	100.0

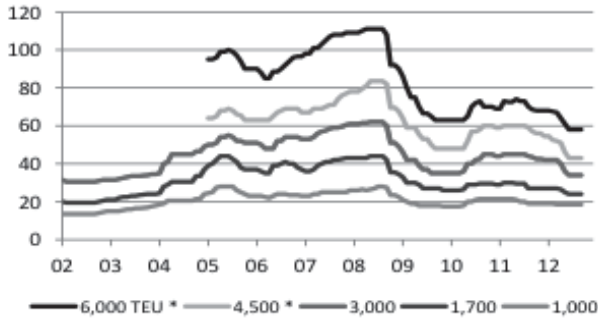
2012 yılında geçen yıla yakın büyüklükte bir konteynır gemisi teslimatı bekleniyor yaklaşık olarak 13,5 mGT. Bu yılın sonuna doğru CMA CGM şirketinin 16 000 TEU'luk üç gemisinden birinin teslimi yapılacak. Her şey istendiği gibi giderse de 2013 yılının ortasından itibaren Maersk firmasının 6 adet 18 000 TEU'luk gemisi seferlerine başlayacak. 2012 yılında 12 000 TEU ve üzeri büyüklükte ki konteynır gemisi sayısı 75 adet iken, 40 adet daha gemi katılacak ve bu da bir sene içerisinde TEU bazında yüzde 56'lık bir artış demek. Ancak en büyük sorun büyük tonajlı konteynır gemilerinde yaşanacak gibi görünüyor.

Talepte bu artışı karşılayacak bir artışın yaşanmayacağı ortada. Arz ve talep dengeleri verileri incelendiğinde önümüzdeki birkaç sene (beklenti en az 4 sene) daha konteynır şirketleri ve tersaneler için zorlu geçecek. 2012 yılı için öngörülen toplam yeni inşa hacmi

sadece 3 mGT (2011’de 18.5 mGT). 2012’de toplam filodaki artış oranı ise yüzde 6,5 civarında. Küçük tonajlı gemilerde ise hurdaya giden gemilerden dolayı yaklaşık yüzde 3’lük bir küçülme yaşanacak. [9]

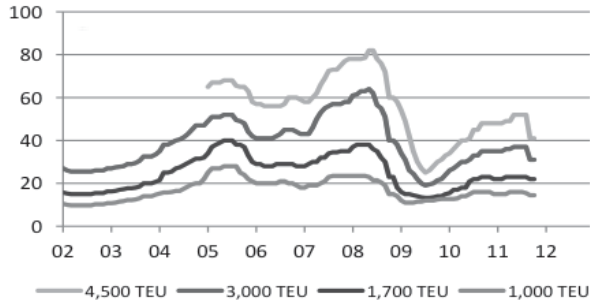
Aslında en büyük sorun üretilen gemilerin kullanılacakları rotalardaki büyüme miktarının yetersiz olması. Ticaret hacmi artmakta olan hatlara ya da yeni oluşan hatlar da bu üretilen gemilerin çalıştırılması belki de daha verimli ve efektif bir durum yaratacak. Çünkü konteynır gemilerinin hacmindeki toplam büyüme, ticaret hacmindeki artış ile paralellik gösteriyor.

Yeni gemi inşa fiyatlarına bakacak olursak 2011 yılının ilk üç çeyreğinde nispeten dengeli giden fiyatlar, son çeyrekte yerini düşüşe bıraktı ve bu düşüş 2012’nin ilk çeyreğinde de devam etti ve yeni gemi inşa fiyatlarında yüzde 10.0’lük bir düşüş yaşandı. [8]



Şekil 5. Yeni İnşa Fiyatları (Milyon USD)

Geçen yılın büyük çoğunluğunda ikinci el fiyatları dengeli bir şekilde ilerledi, sadece 4. Çeyrekte ortalama %20,0’lık bir düşüş görüldü. 2012’nin ilk iki çeyreğinde de %15 ila %20 arasında bir düşüş daha yaşandı ve fiyatları tekrar 2009 yılındaki seviyelere getirdi. Örneğin 5 yaşında 3500 TEU’luk bir konteynır gemisi, Aralık 2011 de 31 milyon dolar ederken, Haziran 2012’de fiyatı 24 milyon dolara kadar geriledi. [8]



Şekil 6. İkinci El Konteynır Gemisi Fiyatları (Milyon USD)

3.Tanker Piyasası

3.1.Genel Bakış

Tanker piyasası 2012 boyunca da ekonomik açıdan kırılgan ve kötü bir durumda kalmaya devam etti. Bu sektörün başını çeken Avrupa ve Amerika 2008 krizinden itibaren etkinliğini kaybetmiş durumda ve 2009 yılından itibaren günümüze kadar sektörün büyümesinde en etkin rolü oynayan Çin toplam talep artışının yüzde 40'lık bölümünü oluşturmayı başardı, geriye kalan yüzde 60'lık kısmı ise Latin Amerika ve Orta Doğu ülkeleri gerçekleştirdi. Sadece 2010 ila 2011 yıllarını kıyasladığımızda yüzde 6,5'luk bir talep artışı söz konusu. Çin'in ekonomik büyümesinin yavaşlamasına rağmen 2012'nin ilk yarısında Çin'in yaptığı petrol ithalatında bir artış yaşandı ve böyle devam ederse sene sonunda yeni bir rekor beklenebilir.

2013 yılına kadar sektörde bir toparlanma beklenmemektedir. Ortadoğu körfezindeki ihracat Temmuz ayında 0.8 mbd m-m'a kadar düştü. İran'a uygulanacak olan ambargonun Temmuz ayında başlaması ile İran'ın yaptığı ihracat rakamlarında bir düşme bekleniyordu ancak Suudi Arabistan'ın ihracatında ki düşüş beklentilerin dışındaydı. Bu da tekrar petrol fiyatlarının artmasına yol açtı.

Global ekonomi ivme kaybetmeye 2012'nin 3. çeyreğinde de devam etti. 2013 yılı için tanker piyasasının iyice zayıfladığı görülüyor, bunun önüne geçebilmek için şimdiden bir kapasite ayarlamasına gitmek gerekiyor. Avrupa birliğinde ticaret güveni verileri son üç yılın en düşük seviyesini gördü. Almanya'nın daralan borçlanması ve işsizliğinde artması bu sıkıntılara eklendi.

Filodaki büyümelere bakacak olursak 2012 yılında DWT olarak eylül sonuna kadar toplam 26.1 milyon dwt'lik bir teslimat yapılırken yapımı iptal olan gemiler ise toplam 9.4 milyon dwt olarak dikkat çekiyor. Teslimatta en yüksek payı 11.9 milyon dwt ile VLCC'ler çekiyor. 2012'nin ilk yarısında ürün tankerleri segmentinde yüzde 4'lük bir büyüme kaydedilirken, toplam tanker filosunda yüzde 5'lik bir büyüme yaşandı. [8]

Tablo 3. Petrol Piyasası Milyon Varil/Gün

		2011 – 8Ay	2012 – 8Ay	Yıllık Değişim
Talep	OECD	46.3	46.1	-0.4
	OECD Olmayanlar	42.1	43.2	2.7
	Dünyadaki Talep	88.4	89.4	1.1
Arz	Orta Doğu	22.9	23.6	3.1
	Afrika	8.1	8.7	7.4

Latin Amerika	10.5	10.6	0.5
Kuzey Amerika	12.3	13.5	9.6
Batı Avrupa	3.9	3.6	-7.7
Asya	7.7	7.7	-0.6
FSU	13.6	13.7	0.4
Diğerleri	9.1	9.5	5.1
Dünyadaki Arz	88.2	90.9	3.1
	2010	2011E	2012F
Deniz Taşımacılığı Kaynaklı Petrol Ticareti	44.6	44.6	45.5

Global ekonomideki büyümenin lokomotifi konumundaki Çin’de de ithalatlar yavaşlamaya başladı. Eğer ekonomik gelişmelerde bir iyileşme yaşanmazsa bundan en fazla ve en uzun süre etkilenecek olan aşağıdaki tablodan da görülebileceği gibi VLCC tipindeki tankerler olacak.

Tablo 4. Tanker Filosu Gelişimi (milyon dwt)

			Teslimler		İptaller		Filo Eylül		Yıllık
			2012 Eylül		2012 Eylül		2012 Sonu		Değişim Oranı
VLCC			11.9		2.2		185.2		6.9
Suezmax			6.4		2.9		71.4		6.2
Aframax			4.0		2.6		99.0		2.0
Daha Küçük Tankerler			3.8		1.7		97.5		3.1
Toplam Tanker Filosu			26.1		9.4		453.1		4.9
Toplam Sipariş Sayısı / Milyon DWT									
			Toplam		2012 Kalan		2013		2014+
Tanker	VLCC	80	25.4	24	7.6	46	14.6	10	3.1
	Suezmax	73	11.3	17	2.7	40	6.2	16	2.4
	Aframax	50	5.6	16	1.8	19	2.1	15	1.7
	Daha Küçük	272	13.1	66	2.9	123	6.1	83	4.1
	Toplam	475	55.4	123	15.1	228	29.0	124	11.4

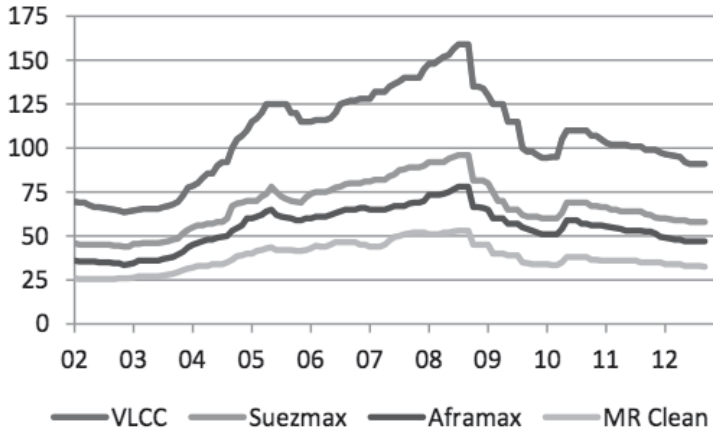
Yeni gemi inşa siparişlerine bakacak olursak bizi bekleyen tabloyu daha net bir şekilde görebiliriz. Belirsizlikler ve ekonomik büyümenin yavaşlamış olması yeni gemi inşa siparişlerini, fiyatlar son yıllardaki en düşük seviyelerde seyrediyor olmasına rağmen arttırmadı. 2011 yılına göre VLCC siparişleri aynı kalsa da Suezmax 2.8 milyon dwt'dan 0.7 milyon dwt'a, Aframaxlar ise 1.2 milyon dwt'dan 0.8 milyon dwt'a kadar geriledi. Daha küçük boyutlu tanker inşasında ise 3.4 milyondan 4.3 milyon dwt'e doğru bir artış görüldü. Eğer son çeyrekte yeni gemi inşa siparişlerinde bir artış yaşanmazsa, bu sene yaklaşık bu değerlerde tamamlanacaktır.[8]

Özel olarak değinmemiz gereken nokta ise LNG tankerlerinin pozitif yönde ayrışması oldu. 2012 için beklenen tanker yeni inşa siparişleri toplam 12 mGT olması beklenirken, bunun 3'te 1'inin ise LNG olması bekleniyor. Bu sene LNG filosunda yüzde 3 ila 4 arası bir artış bekleniyor, önümüzdeki sene (2013) için yüzde 1'lik artış öngörüldürken, tepe noktasına 38 adet gemi teslimi planlanmış olan 2014 senesi gibi görünüyor. LNG'deki bu ani talep patlamasının nedeni ise Japanyo'daki tsunami faciası ile çalışmayan nükleer enerji santrali. Japonya'nın enerji ihtiyacının karşılanmasında doğal gazla olan talep bu sene yüzde 10 civarlarında yani 7.5 milyon metrik ton dolaylarında artış bekleniyor. Bazı kaynaklara göre ise bu artış 17 milyon metrik tona kadar artabilir. Ancak nükleer enerji santralinin devreye girmesi ile 2014 yılında navlun fiyatlarında büyük bir zayıflamanın olacağıda göz önünde bulundurulmalı. [6]

Tablo 5. Yeni Sipariş Sayısı / Milyon DWT

		2011		2012 Şimdiye Kadar		2012 Eylül	
Tanker	VLCC	7	2.2	7	2.2	0	0.0
	Suezmax	19	2.8	5	0.7	2	0.2
	Aframax	11	1.2	7	0.8	0	0.0
	Daha Küçük	80	3.4	89	4.3	2	0.1
	Toplam	117	9.6	108	8.0	4	0.3

Yeni gemi inşa fiyatlarına bakacak olursak ilk iki çeyrekteki düşüş 3. çeyrekte de devam etti. Marketin zayıf durumu göz önüne alındığında hala yeni inşa fiyatlarında dip noktayı görmediğimiz varsayılabilir.

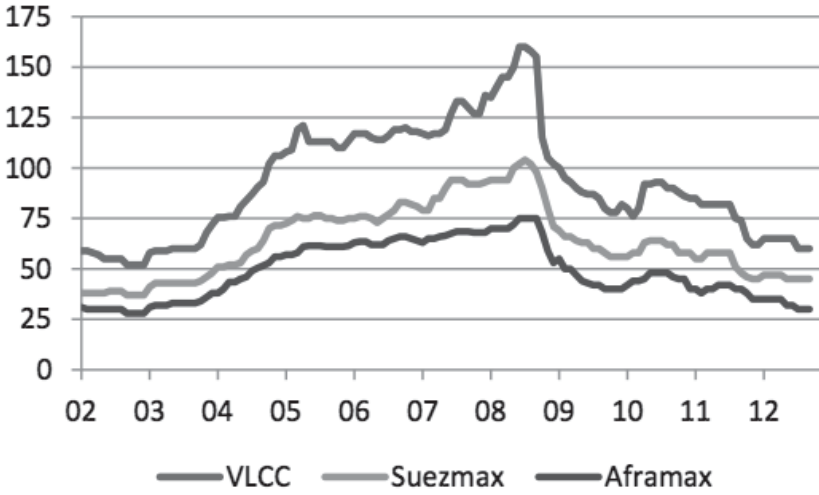


Şekil 7. Tanker Gemi İnşa Fiyatları (Milyon USD)

Tablo 6. Yeni İnşa Fiyatları (Milyon USD)

		Aralık 2011	Ağustos 2012	Eylül 2012
Tanker	VLCC	97/98	91	91
	Suezmax	60	58	58
	Aframax	49/50	47	47
	MR Clean	35	33	32/33

Tankerler için ikinci el gemi piyasasına bakacak olursak , uzun süredir düşük seyreden ücretler, ikinci el gemi fiyatlarında da ciddi düşüslere neden oldu, özellikle de VLCC tankerlerinde. S&P verileri baz alınarak yıllık ortalama VLCC tankerleri değer kaybetti. Aframaxlarda benzer bir durum ile karşılaştırlar ancak yine de yeni gemi inşa fiyatlarına kıyasla çok daha iyi durumda olduğu da ortada.



Şekil 8.5 Yaşında İkinci El Tanker Fiyatları (Milyon USD)

Sene başında 1997 ve öncesi yapılmış olan gemilerin birçoğunun hurdaya ayrılacağı düşünülüyordu. Çünkü birçoğunun özel sörveyleri yapılması gerekecek ve bazen masrafları birkaç milyon doları bulan tamiratlar olacaktı. Bu sene ekonomik verilerin kötü olması ve düşük kira ve navlun değerleride hurdaya ayrılan gemi sayısında artışın olacağı beklentilerine güçlendiriyordu. Ancak beklentilerin altında kalan bir hurdaya ayırma oranı ile karşılaştık. Ham petrol tankerleri için aslında durum biraz daha sıradan. Çünkü 20 yaşın üzerinde ki gemi sayısının 100 adetinin altında. Bu da kabaca filonun yüzde 5'ine tekabül ediyor. Ancak ürün tankerlerinde ise durum tam tersi. [10] Filonun yaklaşık olarak yüzde 40'ı 20 yaş ve üzeri gemilerden oluşuyor. Fakat hurdaya ayırma oranı oldukça düşük. Bunun nedeni ise armatörlerin önlerini göremedikleri bir ortamda beklemede kalmak istemeleri olarak değerlendirilebilir. Bütün yıl için beklenen hurdaya ayırma miktarı yaklaşık olarak 6 mGT civarında olacak gibi. Bir başka neden olarak hurda çeliğin tonun başına fiyatındaki düşüşü gösterebiliriz. Stoklardaki çeliklerin fazla olması 2012'de hurdanın ton başına yüzde 30 değer kaybetmesi ile sonuçlandı.

Tablo 7. Gemi Hurda Fiyatları (USD/ldt)

	2011 Eylül	2012 Temmuz	2012 Ağustos	2012 Eylül
Uzak Doğu	470	330	330	330/340
Alt Kıta*	530	400/410	440/450	400/410

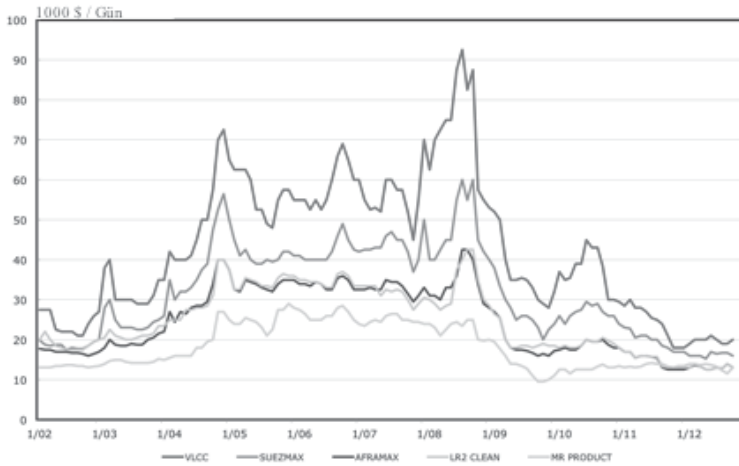
*Hindistan/Bangladeş/Pakistan

Tablo 8. Parçalama ve Diğer Dönüşümler İçin Hurdaya Ayrılan Gemiler (Sayı / Milyon DWT)

	2011		2012 Geri Kalanı		Eylül 2012	
VLCC – Çift Cidarlı	1	0.3	6	1.7	0	0.0
Suezmax – Çift Cidarlı	2	0.3	16	2.3	1	0.1
Aframax – Çift Cidarlı	12	1.1	23	2.2	1	0.1
Toplam – Çift Cidarlı	25	0.9	23	0.9	2	0.1
Daha Küçük – Çift Cidarlı	40	2.6	68	7.2	4	0.4
Tek Cidarlı	84	8.8	34	2.2	3	0.2
Toplam	124	11.5	102	9.4	7	0.6

* Toplam Kayıplar / Dönüşümler / Yeniden Sınıflandırmalar Dahil Edilmiştir

Kira ücretlerine bakacak olursak 2012'nin ilk çeyreğinde sektör az da olsa nefes almayı başarmış görünüyor ancak bu fırtınanın sona erdiği anlamına gelmiyor. VLLC fiyatlarında çok sert bir düşüş yaşandı ve geçen yıla oranla fiyatlar yüzde 20 aşağıda seyrediyor. 10 yıllık ortalamaya bakıldığında ise daha acı veren bir durum görüyoruz. 10 yıllık ortalamanın yüzde 50 aşağılarında seyrediyor fiyatlar. Aframaxes'lar için durum yüzde 45'lerde seyrediyor. Handys'ler içinse yüzde 25'lerde bir geri çekilme söz konusu.



Şekil 9. Tankerler İçin 12 Aylık Time Charter Fiyatları

4. Sonuçlar

Yukarıda verilen tüm bu veriler ışığında, son dönemlerde dünya ekonomisinde yaşanan sıkıntılara paralel olarak dünya denizcilik ve gemi inşa sektöründe de sorunlar yaşanmakta. Hatta bu sorunların dünya ticaret hacmindeki dalgalanmalar, küresel ekonomik krizin etkilerinin halen piyasalarda devam etmesi ve petrol fiyatlarındaki artışlara bağlı olarak bir müddet daha devam edeceğini düşünerek ileriye dönük planlarımızı buna göre yapmak durumundayız.

Sonuç itibariyle, başta Avrupa lkelerinde yaşanan ekonomik kriz, talebi olumsuz etkilese de, dünya nüfusunun yaklaşık üçte birini teşkil eden Çin ve Hindistan gibi ülkelerdeki yaşam standardının artışına paralel olarak artan hammadde ve enerji talepleri sektörü zorda olsa ayakta tutmakta ve tutmaya devam edeceğe benzemekte. Ancak yine de denizcilik sektörünün stratejik ve ekonomik boyutunun öneminden dolayı, sektöre devlet desteğini de sağlayarak aşağıda belirtilen bazı hususlar da ivedilikle çalışmalar başlatılmalıdır:

- Türk Koster Filosunun yenilenmesi için devlet desteğinin sağlanması ve önümüzdeki dönemde yürürlüğe girecek IMO kurallarını da göz önünde bulunduran projeler geliştirmek.
- Tersane ve denizcilik işletmelerinde verimliliği artırıcı çalışmalar başlatarak, şirketlerin rekabet güçlerini artırmak.
- Hem yürürlüğe girecek emisyon hacmini düşürme amaçlı kuralları hem de artan petrol fiyatlarını göz önünde bulunduran ARGE alışmaları başlatmak.
- Piyasa araştırmaları, teknolojik vb. araştırmaları yapabilecek ve elde edeceği verileri Türk Denizcilik Sektörünün hizmetine yapabilecek bir Denizcilik Mükemmeliyet Merkezinin oluşturulması.
- Denizcilikte söz sahibi Yunanistan, Almanya, Norveç ve Hollanda gibi bazı Avrupa lkelerinde yaşayan Türkleri de değerlendirerek bu ülkeler ile ortak çalışmalara girmek.
- Türk İ Su Yollarını deniz ticaretinde kullanan politikalar oluşturmak.

5. Kaynaklar

- [1] RS Platou Economic Researches, Oslo, 26.10.2012
- [2] Türkiye Demir Çelik Üreticileri Derneği, Erişim (23.10.2012) http://www.dcud.org.tr/tr/news.asp?news_id=277
- [3] Dünya Bankası Dataları, Erişim (27.10.2012) <http://data.worldbank.org/indicator/NY.GDP.MKTPD.KD.ZG/countries/1W-TR-JP-US-CN-GR?display=graph>
- [4] Kharas, M., “ The Emerging Middle Class In Developing Countries” , OECD Development Center, Working Paper No. 285
- [5] International Monetary Fund, World Economic Outlook, April 2012, Corrections as of August 15, 2012
- [6] Anker, M., The Platou Report 2012
- [7] Damas P., Drewry Supply Chain Advisors, “ Container shipping market Outlook, freight rates and index-linked contracts”, Birmingham, 2012
- [8] RS Platou Monthly Report, October, 2012
- [9] ISL Gemi İstatistikleri ve Pazar Araştırması, Sayı: 56 – 2012
- [10] Barry Rogliano Salles, Annual Review 2012

İÇ SULARIN DENİZ TAŞIMACILIĞINDA KULLANILMASININ TARİHİ GEÇMİŞİ VE ÖNEMİ: FIRAT ÖRNEĞİ

Ahmet Taşdemir¹ ve Serkan NOHUT²

ÖZET

Bu makalede, iç suların kullanımının ülke ekonomisine olan katkısı incelenmektedir. Türkiye sınırları içerisinde daha önce iç suların kullanımının taşımacılık için öneminin bilindiği ve iç suların kullanıldığı Fırat nehri örneği ile anlatılmaktadır. İleriki yıllarda, ekonominin ve ticaretin Asya Pasifik Bölgesinde daha hareketli olduğu düşünülürse, iç suların kullanımı üzerine yeni politikalar ve yeni projeler üretilmesi gerektiği vurgulanmaktadır.

Anahtar Kelimeler: İç sular, deniz taşımacılığı, Fırat nehri

1.Giriş

Denizler ve ticaret yollarına hâkim olma, insanlık tarihi boyunca dünya siyasetinde ve ekonomisinde söz sahibi olma yarışında hep son derece önemli bir konuma sahip olmuştur. Bu sebepten dolayı gelişmiş ve gelişmekte olan ülkeler hem ticari filolarının hem de askeri filolarının oluşturulmasını son derece önemsemişlerdir. Zira tarihte ülkelerin gerçek anlamda güçlü olması ve hükümdarlıklarını sürdürebilmeleri ancak kendi bölgesini çevreleyen deniz ve su yollarına hâkimiyet kurmasıyla mümkün olabilmektedir. Bölgemizde daha önceleri yaşamış olan Roma, Bizans ve Osmanlı gibi imparatorluklar altın çağlarını, sınırlarını çevreleyen deniz ve su yolları üzerinde hâkimiyet kurabildikleri sürece yaşamışlardır. Ülkemizin, bulunduğu coğrafya üzerinde siyasi ve ekonomik gücünü artırarak etkinlik sağlayabilmesi için, bölge deniz ve iç sularını da kapsayacak şekilde bir

¹ Zirve Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Deniz Ulaştırma İşletme Mühendisliği, Kızılhisar Kampüsü, 27260, Gaziantep, Türkiye, Tel: 0342 211 6789, e-posta: ahmet.tasdemir@zirve.edu.tr

² Zirve Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Gemi Makineleri İşletme Mühendisliği, Kızılhisar Kampüsü, 27260, Gaziantep, Türkiye, Tel: 0342 211 6789, e-posta: serkan.nohut@zirve.edu.tr

deniz stratejisi geliştirmek durumundadır. Bu yüzden ülkemizde hem evre denizlerimizi hem de bu denizler ile kara ve demir yolu baēlantılarını saēlayan Fırat, Sakarya ve Dicle başta olmak üzere i sularımızın, deniz tařımacılıēında daha aktif kullanılmasını saēlayacak denizcilik politikaları geliştirilmek durumundadır.

2. Deniz Tařımacılıēında İ Suların Kullanımının nemi

Deniz tařımacılıēının diēer taşıma araçlarına göre daha fazla kullanılmasının başlıca sebebi, daha ekonomik olmasının yanı sıra aynı zamanda ekolojik de olmasıdır. Bir yükün bir yerden bir yere taşınabilmesi kara, hava ve deniz araçlarının kullanılması ile mümkün olabilmektedir. Bu esnada gerekli birim enerji açısından incelendiēinde, deniz tařımacılıēı diēerlerine nazaran çok büyük avantajlar sunmaktadır. lke denizciliēini, genel anlamda uluslararası deniz tařımacılıēını başta Avrupa ve Kuzey Afrika ülkelerine direkt baēlantı saēlayacak, i sular ile baēlantılı bir şekilde oluşturmak durumundayız. Ayrıca Türk Gemi İna ve Gemi Yan Sanayi Sektörünün de güçlenmesini saēlayacak ve dünya piyasasında söz sahibi ülkeler konumuna getirecek adımlar, cumhuriyetimizin 100. yılını kutlayacaēımız 2023 hedefleri doērultusunda ivedilikle atılmalıdır.

Özellikle i sularımızın deniz tařımacılıēı konusunda bu güne kadar hiç kullanılmamış olması, ülkemiz açısından üzerinde ivedilikle düşünülmesi ve üzerinde çalışma yapılması gereken çok önemli bir husustur. Zira i suların deniz tařımacılıēında kullanılması ile birlikte, kullanılacak nehirlerle komşu şehirlerin ve ülkelerin ekonomilerinde ve sosyal yaşamlarında büyük gelişmeler yaşanacaktır.

İ suların taşımacılıkta kullanılmasının diēer avantajlarını ise şöyle sıralayabiliriz:

- İç sularda tařımacılıēın yatırım maliyeti, demir yolu veya 4 şeritli otoban yapımı maliyetinden yaklaşık 15% daha uygundur.
- İç sular tařımacılıēındaki bakım maliyetleri diēer taşıma alternatiflerindeki bakım giderlerinin yaklaşık yüzde 20% si kadardır.
- Ticari ve sanayi mallarının daēıtımı ve nakli i sular kullanılarak çevreye daha az zarar verilerek yapılabilir.
- İ sular tařımacılıēında yaklaşık 1 litre yakıt ile 105 ton yükü 1 km hareket ettirmek mümkün iken, aynı yakıt ile demiryolu vasıtasıyla 85 tonu, karayolu ile ise sadece 24 ton yükü taşımak mümkün olabilmektedir.

3. İ Suların Kullanımının Tarihi Geçmişi: Fırat rneēi

Bu yazımızda, 19. yüzyılın ortalarında İngilizler tarafından Fırat Nehri üzerinde işletilmek üzere Birecik/şanlıurfa'da ina edilen Euphrates (Fırat) ve Tigris (Dicle) gemilerinin öyküsü kısaca anlatılmaktadır. Bu gemiler kısa dönem Birecik-Basra Körfezi hattı üzerinde çalıştırıldıktan sonra, Dicle gemisi yařadıēı bir kaza sonucu Fırat'ın sularına

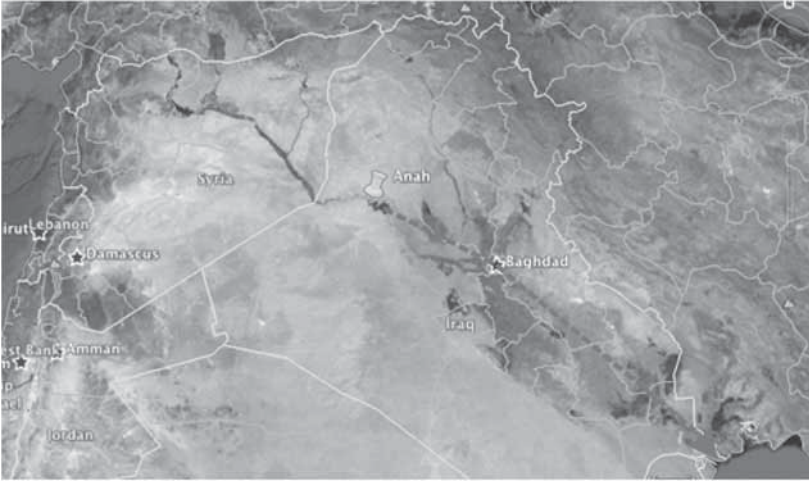
gömülmüştür, Fırat gemisi ise bir müddet çalıştırıldıktan sonra zamanla kullanımdan kaldırılmıştır.

Rusya ile İngiltere arasında yaşanan soğuk savaş ve bazen de iki ülke arasında yaşanan sıcak savaşlar 19. yüzyıla damgasını vurarak, bu yüzyıla siyasi olarak yön vermiştir. Bu süreçte dağılma sürecine girmiş olan Osmanlı İmparatorluğu'nun mirasının paylaşımı, zamanın egemen güçleri olan Rusya ve İngiltere başta olmak üzere birçok ülkenin iştahını kabartmıştır. Osmanlı'nın mirasından kendilerine pay çıkararak, Yakın Doğu ve Uzak Doğu üzerinden Orta Asya'yı ve Hindistan'ı kontrolleri altına almak istemişlerdir. Bu ülkeler bunun için 19. yüzyılın başlarından itibaren deniz yolunu kullanarak bu bölgeyi hâkimiyetleri altına alarak, bir birilerine karşı siyasi ve ekonomik üstünlük sağlamanın yanı sıra, sıkıntıda olan ekonomilerine alternatif pazarlar bulmaya çalışmışlardır. Bu çerçevede 1800'li yılların başında İngiltere'de, Fırat Nehri'ni deniz taşımacılığında kullanarak Basra Körfezi'ne inmek, oradan da Hindistan'a ve Uzak Doğu ülkelerine ulaşmak fikri tartışılmaya başlanmıştı.

Bu fikri ilk defa 1800'li yılların başlarında, zamanın en güçlü denizcilik şirketi olan "East India Company" firmasında çalışan, aynı zamanda şair olan ve buharlı gemilerin deniz taşımacılığında kullanılması ile dünyanın değişeceğine inanan Thomas Love Peacock tarafından ortaya atılmıştır. O zamanda daha halen yapılmamış olan Süveyş Kanalı, yapıldığında bölgede su taşkınlarına sebebiyet verebileceğinden çekinilerek riskli bir proje olarak görülmekteydi. Fırat üzerinden Basra Körfezine ulaşma projesi ise, Rusya'ya karşı çok önemli stratejik bir hamle olarak ve aynı zamanda ekonomi ve sömürgecilik tarihi açısından da geleceğin yatırımı olarak ele alınmaktaydı.

Fırat üzerinden Basra Körfezine ulaşma projesinin gerçekleştirilebilirliğini inceleme ve araştırma görevi 1830 yılında General Francis Bawdon Chesney'e verildi. General Chesney, görev kendisine verildiğinde Osmanlı-Rusya savaşında, Osmanlı tarafında savaşmak üzere Osmanlı topraklarında bulunmaktaydı ve ajan olarak faaliyetler icra etmekteydi. İşe Peacock'un daha önceleri hazırlamış olduğu çalışmaları ve raporları inceleme ile başlayan General Chesney, ilk önce Kızıldeniz'e hareket eder. Burada yapmış olduğu incelemeler sonucu, zamanın imkânları ve teknolojisi ile Kızıldeniz üzerinden Hindistan'a ulaşmanın tehlikeli ve güvensiz bir rota olacağı kararına varır.

Daha sonra 1830 yıllarının sonlarına doğru incelemelerini ve araştırmalarını başlatmak üzere ekibi ile birlikte Fırat'a gitmek ve buralarda incelemelerini gerçekleştirmek üzere yola koyulur. İnceleme ve ölçümlerine, Fırat'ın ortalarındaki Anah şehriden başlayarak Basra Körfezine kadar iner.



Şekil 1: Anah şehrinden Basra körfezine inen yolu gösteren harita

Bunun için kendisine 40 adet şişirilmiş koyun derisi üzerinde yüzebilen bir sal yaptırarak işe başlar. Uzun sırkalar yardımıyla Anah'tan Basra Körfezi'ne kadarki su seviyesini ölçerek, Fırat'ın deniz taşımacılığına uygun olup olmadığını belirlemek istiyordu. Yaptığı ölçümler sonucunda, Fırat'ın büyük bir kısmının bütün yıl boyunca yeterli su debisine sahip olduğuna ve dolayısıyla deniz taşımacılığına elverişli olduğuna ve bu su yolu hattının stratejik bir öneme sahip olacağına karar vererek, bunu zamanın İngiliz hükümetine yazdığı bir rapor ile bildirir.

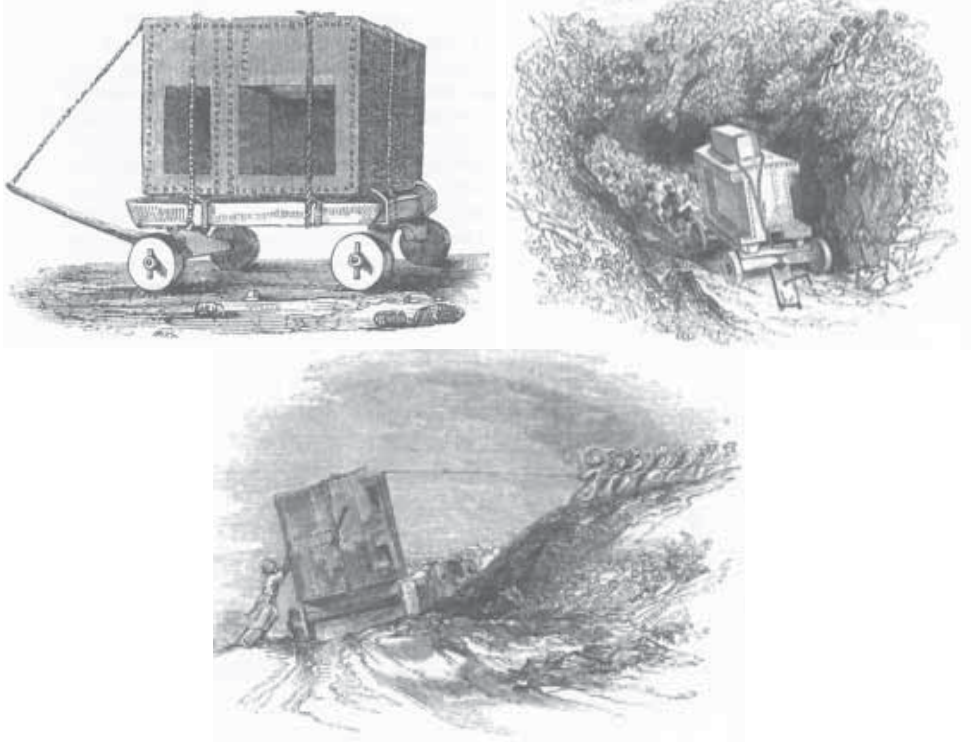


Şekil 2: General Chesney ve Fırat Nehri üzerinde derinlik ölçümünü gösteren resim

1834 yılı içerisinde İngiltere meclisinde yapılan ve yoğun tartışmalara sahne olan birçok “steam navigation to India” görüşmelerinden sonra, Birecik ve Basra Körfezi arasında bir su yolu hattı diğer alternatif ulaşım yollarına nazaran öne çıkarak, oluşturulmasına karar

verildi. Bu karar uyarınca iki adet nehir gemisinin Fırat üzerinde yapılması ve işletilmesi öngörüldü. Ayrıca Fırat nehri boyunca kıyılara gemilerin çalıştırılması için gerekli kömürü tedarik etmek amacıyla kömür depoları yapılması da kararlaştırıldı.

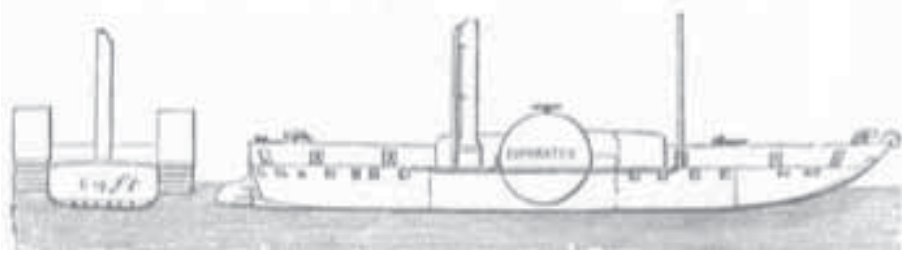
Gemilerin yapımı Mac Gregor Laird tersanesinde gerçekleştirildikten sonra deniz yolu ile Suriye sınırına kadar parçalar halinde getirildikten sonra, buradan meşakkatli kara yolculuğundan sonra Birecik'e bir araya getirilmek ve suya indirilmek üzere ulaştırılır.



Şekil 3: İngiltere’de üretilen gemi kısımlarının karayolu ile taşınmasını gösteren resimler

Bahsedilen gemiler Mac Gregor Laird tersanesinde inşa edilirler. Mac Gregor Laird tersanesi, dünyada buharlı gemileri ilk defa ağaç yerine çelikten imal eden tersanelerden bir tanesidir. Fırat-Seferi için tasarlanan ve iki adet makina ile çalıştırılan yandan çarklı gemiler Euphrates (Fırat) ve Tigris (Dicle) olarak adlandırılmış olup, ana parametreleri aşağıda verilmiştir:

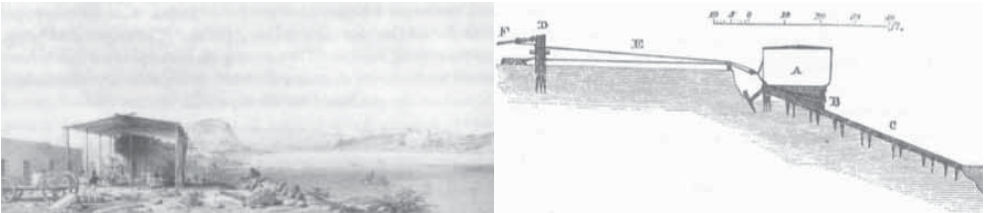
	Euphrates	Tigris
Boy	35 m	26 m
En	5.8 m	4.9 m
Güç	2 adet 25 HP	2 adet 10 HP



Şekil 4: Fırat gemisinin ön ve yan kesitlerini gösteren resim

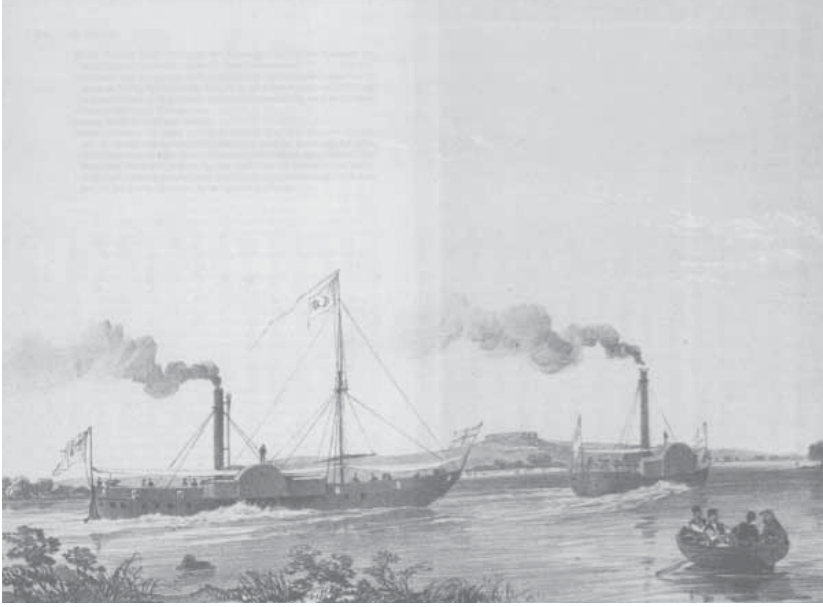
Gemilerin birleştirme ve suya indirme işlemleri Birecik'in güney kısmında bulunan Fırat sahilinde gerçekleştirilmiştir. Bu işleri yapmak içinde Mac Gregor Laird tersanenin mühendis ve teknikerlerinden faydalanılmıştır. İngilizler gemilerin inşa edildiği ve suya indirildiği bölgeyi “Port William” olarak adlandırmıştır. Bölgede yaptığımız araştırmalarda, gemilerin yapıldığı Port William'in yerini tespit etmek kesin olarak mümkün olmamakla birlikte, yaşlı insanlar ile yaptığımız görüşmeler ve çevredeki incelemelerimiz sonucunda buranın Birecik merkezde bulunan Ulu Cami'nin alt kısmında kalan ve Fırat Nehrinin kıyısında bulunan alan olduğu tahmin edilmektedir. Caminin yanında bulunan sokak ise halen ‘İskele Sokağı’ olarak adlandırılmaktadır.

Aşağıdaki resimler Euphrates gemisinin Fırat kenarındaki yapımını ve suya inişini şematik olarak göstermektedir.



Şekil 5: Euphrates gemisinin yapımını ve suya inişini şematik olarak gösteren resim

Tigris gemisi kısa bir dönem çalıştırıldıktan sonra, geçirmiş olduğu bir kaza sonucu Fırat'ın sularına gömölerek ömrünü tamamlamıştır. Euphrates gemisi ise Birecik Basra Körfezi hattı üzerinde çalıştırılmıştır. Şekil 6 her iki gemiyi Fırat üzerinde yüzer iken göstermektedir.



Şekil 6: Euphrates ve Tigris gemilerini Fırat üzerinde gösteren resimler

Aşağıdaki Tablo 1’de orta düzey gelir sınıfının farklı kıtalar için yıllara göre öngörülen değişim oranları verilmektedir. Global Orta Düzey Gelir Sınıfı 1980 yılından 2010 yılına kadar yaklaşık 700 milyon kişi yaşam standarttı bazında artmış ve bu sayının önümüzdeki 20 içerisinde 3 milyar kişiye çıkması beklenmektedir. Artıştaki en çarpıcı gelişme; sayının yaklaşık dört katı artacak olmasının yanı sıra, önemli bir faktörde yaşam standarttı açısından ağırlık merkezinin Avrupa ve Kuzey Amerika Bölgesi’nden Asya Pasifik Bölgesi’ne kayacak olmasıdır. Bu durum Asya Pasifik Bölgesine yapılan ticaretin dolayısıyla deniz taşımacılığının önümüzdeki dönemlerde artacak olacağının bir göstergesidir.

Tablo 1: Global Orta Düzey Gelir Sınıfı

	2010		2020		2030	
	millions	%	millions	%	millions	%
KuzeyAmerika	338	18	333	10	322	7
Avrupa	664	36	703	22	680	14
OrtaveGüneyAmerika	181	10	251	8	313	6
AsyaPasifik	525	28	1740	54	3228	66
Alt SahraAfrika	32	2	57	2	107	2
OrtaDoğuveKuzey Afrika	105	6	165	5	234	5
Dünya	1845	100	3249	100	4884	100

4. Sonuçlar

Ekonomik ve ekolojik olmasından dolayı, Almanya ve Hollanda gibi gelişmiş Batı Avrupa ülkelerinde ürün taşımacılığında, ürünlerin tüketiciye ulaştırılmasında yaygın olarak deniz taşımacılığı kullanılmaktadır. Bu ülkeler, iç sularının yaklaşık yüzde 80'ine yakın kısmını deniz taşımacılığında kullanmaktadırlar. Hatta tabi iç sularının yanı sıra, ülkeleri içerisinde kanal ve kanaletler oluşturarak taşımacılık yapmaktadırlar. Bu da nakliye giderlerinin azaltılarak, ülke ekonomilerinin rekabet güçlerini artırmaktadır. Örneğin Fırat Nehri kullanılarak Birecik-Basra Körfezi arası hat oluşturulması, başta Gaziantep ve Şanlıurfa olmak üzere bütün Güneydoğu Anadolu Bölgesi şehirlerinin ekonomilerinin atılım yapmasını ve bölgenin bir çok açıdan gelişimine katkı sağlayacaktır. Ayrıca, Fırat ile bağlantılı ülkeler arasındaki sosyal, politik ve kültürel bağlarında gelişmesine ve dolayısıyla bölgede huzur ve barış ortamının oluşmasına katkı sağlayacaktır.

Bahsedilen bu ekonomik ve siyasi getirileri göz önünde bulundurulduğunda, iç suların Fırat Nehri örneğinde olduğu gibi daha yoğun ve verimli bir şekilde kullanabilecek politikalar geliştirilmek durumundadır. Bu bilgiler ışığında, hem ülkemizin genel anlamda hem de Güney Doğu Anadolu özelinde bu bölgeye doğru alternatif deniz yolu hatların oluşturulması, ekonomimizin geleceği ve ülkemizin 2023 hedeflerini gerçekleştirme adına çok büyük önem arz etmektedir.

5. Kaynaklar:

[1] Naumann U., Euphrat Queen, Eine Expedition ins Paradies, 2006

[2] Kharas, M., “ The Emerging Middle Class In Developing Countries” , OECD Development Center, Working Paper No. 285

TİPİK BİR FIRKATEYN İÇİN EGZOS GAZLARI YAYILIMININ İNCELENMESİ

Erinç DOBRUCALI¹ ve Selma ERGİN²

ÖZET

Bu çalışmada, tipik bir fırkateyn için egzoz gazlarının yayılımı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Modellenen fırkateynin tam boyu 110 m, genişliği 14.2 m ve draftı 4.1 m olup, gemide helikopter hareketına imkan sağlayan helikopter platformu bulunmaktadır. Fırkateynin tahrik sistemi ise dört ana dizel motordan oluşan birleşik CODAD sistemidir. Deneysel çalışma kapsamında, fırkateynin 1/100 ölçekli bir modeli hazırlanmış ve egzoz gazlarının yayılımı, rüzgar tüneline yapılan akım görüntüleme deneyleri ile incelenmiştir. Sayısal çalışmada ise egzoz gazlarının yayılımı sonlu hacim metodu kullanılarak üç boyutlu ve türbülanslı olarak modellenmiştir. Çalışmada değişik sapma açıları, hız oranları, baca geometrileri ve baca yerleşimleri dikkate alınmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasında yapılan karşılaştırmalar, sonuçların iyi bir uyum içinde olduğunu göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Egzoz gaz dağılımı, gemi bacası, savaş gemisi, CFD, rüzgar tüneli

¹ Doktora Öğrencisi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı, Maslak 34469, İstanbul. e-posta: edobrucali@yahoo.com

² Prof. Dr., İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh. Bölümü, Maslak 34469, İstanbul. Tel: 0212-2856389, e-posta: ergin@itu.edu.tr

1. Giriş

Günümüzde global ekonomi ve bilgi çağında daha büyük, daha hızlı ve çok daha karmaşık gemilere ihtiyaç olduğu aşikardır. Bunun bir sonucu olarak ortaya çıkan kirlilik ve ısıdan kaynaklı zararları kontrol etmek maksadıyla gemilerin bacaları için daha dikkatli dizayn standartları üretme gerekliliği mevcuttur. Gemi bacalarından çıkan zararlı egzoz gazlarının uluslararası kurallarla daha düşük değerlere azaltılması gerekmektedir.

Bacadan çıkan egzoz gazları içinde PM (partikül madde), CO₂, CO, SO_x ve NO_x gibi insan sağlığını, konforunu ve çevreyi etkileyen zararlı emisyonlar vardır. Seyir halindeki gemilerde bacadan çıkan zararlı gazlar ve baca gazının çok yüksek sıcaklığı, güverte üzerinde bulunan elektronik cihazları, makinelerin hava emişlerini, helikopter hareketi yapan savaş gemilerinde helikopterin iniş kalkış hareketini ve güverte üzerinde bulunan gemi personelinin sağlığını olumsuz yönde etkilemektedir

Bununla beraber askeri teknolojilerdeki gelişmelerin de bir sonucu olarak egzoz gaz yayılımı ve baca dizaynı, radar kesit alanı ve kızılötesi iz açısından çok önemli bir duruma gelmiştir. Çünkü egzoz gazlarının sıcaklık dağılımı kızıl ötesi iz ile kuvvetli bir şekilde birbirine bağlıdır. Aynı zamanda yüksek sıcaklıklar radar kulesi ve güverte üzerindeki genelde yüksek sıcaklığa hassas cihazlar ve sensörler için zararlı olabilmektedir.

Bütün bu sebeplerden dolayı egzoz gazı içindeki zararlı gazların ve sıcaklığın yayılımının bilinmesi özellikle helikopter harekâtı yapan savaş gemilerinde geminin formunun dizayn edildiği anda göz önüne alınması gereken en önemli parametrelerden birisidir. Ancak günümüzde geminin dizayn aşamasında bu probleme gerektiği kadar önem verilmemektedir. Genelde, egzoz dumanının güverteye düştüğü, emiş kanallarına girdiği, helikopter operasyonunu etkilediği ve bacadan çıkan gazların sıcaklıklarının elektronik cihazlara büyük zararlar verdiği son donatım aşamasında, deniz kabul tecrübelerinde veya teslim sırasında tespit edilebilmektedir. Bu geç tespit ise üst bina yerleşiminin değiştirilmesi, baca modelinin değiştirilmesi gibi çok maliyetli ve problemli düzenlemelerin yapılması sonucunu ortaya çıkarabilmektedir.

Bu kapsamda değerlendirecek olursak, bir geminin baca dizaynı 1970'li yıllardan beri araştırma konusu olmuştur. Ancak literatürde özellikle helikopter platformuna sahip savaş gemilerinin egzoz gazı yayılımı, egzoz gazlarının kızılötesi ize etkileri ve egzoz gazlarının sıcaklık bakımından üst binada bulunan sistemlere ve helikopter harekâtına etkilerini içeren detaylı olarak hazırlanmış bir çalışma bulunmamaktadır. 1977 yılında Gary J.Baham ve arkadaşlarının savaş gemileri ve ticari gemilerde baca dizayn teknolojileriyle ilgili çalışmaları [1] bulunsa da yeterli olmadığı görülmektedir. Buna en yakın çalışma 1986 yılındadır. Michael P. Fitzgerald'ın yaptığı çalışmada [2] buharlı gemilerden 1984 yılına kadar geline süreçte baca gazı dağılımını etkileyen parametrelerin (hız oranı, yapısal farklılıklar vb.) artışından bahsedilmiştir. Baca performansının tahmininde geminin ortalama çalışma şartları (okyanus ya da iç deniz vb.), baca performans elementleri (türbin emişi, elektronik sistemler vb.), model deneyinin gerekliliği, alternatif baca konfigürasyonları gibi temel dizayn unsurları tek tek ele alınmıştır. Sonuç olarak da SSC-007 savaş gemisinin bahse konu temel dizayn unsurları ile baca dizaynı örneklenmiştir.

2005 yılında Kulkarni ve arkadaşları [3] egzoz gazlarının dağılımını, 1/50 ölçekli bir baca modeli için rüzgar tüneline iki farklı hız oranı ($K=1$ ve $K=2$) için incelemişlerdir. Bu sonuçları, yaptıkları sayısal çalışmayla [4] karşılaştırmışlardır.

Sonuç olarak, yapılan çalışmalar göz önüne alındığında gemilerin egzoz gaz yayılımlarının belirlenmesi konusunun önemi her geçen gün artmakta, gemi teslim aşamasında büyük maliyetlerin ortaya çıkmaması için geminin ön dizayn aşamasında farklı çalışma koşulları altında egzoz gazlarının yayılımının ve izinin bilinmesi ve bunların kullanılması önemlidir.

2. Problemin Tanımı

Bu çalışmada 1/100 ölçekli tipik bir fırkateynin bacasından çıkan egzoz gazları ile savaş gemisinin üst yapısı arasındaki etkileşim deneysel olarak modellenmiş ve aynı şartlarda sayısal modelleme yapılarak sayısal model sonuçları, deneysel model sonuçları ile doğrulanmıştır. Fırkateynin tahrik sistemi dört ana dizel motordan oluşan birleşik CODAD sistemidir. Fırkateynin tam boyu 110 m, genişliği 14.2 m ve draftı 4.1 m olup, savaş gemisinde helikopter hareketına imkan sağlayan helikopter platformu bulunmaktadır. Deneysel çalışmada egzoz gazlarının yayılımı, rüzgar tüneline yerleştirilen 1/100 ölçekli fırkateyn modeli ve akım görüntüleme teknikleri kullanılarak incelenmiştir. Müteakiben yapılan üç boyutlu sayısal modellemede, egzoz gazlarının yayılımı sonlu hacim metodu kullanılarak incelenmiştir. Çalışmada değişik sapma açıları, hız oranları, baca geometrileri ve baca yerleşimleri dikkate alınmıştır. Ayrıca, sayısal modellemede elde edilen sonuçlar, deneysel model sonuçları ile doğrulanmıştır.

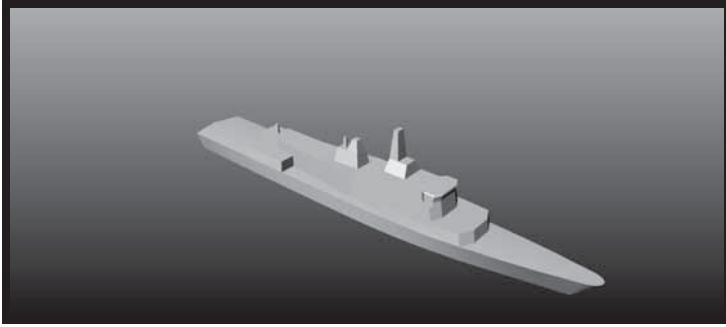
3. Deneysel Çalışma

Yapılan çalışmada tipik bir fırkateyn ele alınmış ve Fırkateynin özellikleri Tablo.1’de verilmiştir. Deneysel çalışmada seçilen parametreler, kullanılan yöntem ve deneysel çalışma koşulları ise aşağıda belirtilmiştir.

Seçilen savaş gemisinde Seahawk ve Sikorsky gibi helikopterlerin iniş/kalkış yapabildikleri bir adet helikopter platformu bulunmaktadır. Geminin su hattı üzerinde kalan kısmı Şekil 1’ de gösterilmektedir. Sayısal ve deneysel çalışmada kullanılacak olan üst bina modelinde geminin ileri ve tornistan hareketinde etkilenebilecek ana direk ve üzerindeki elektronik cihazlar, dümenevi, radar domu ve arkada sea zenit bulunmaktadır. Bahse konu fırkateynin seçilmesinin sebebi helikopter platformuna sahip olması, baca etrafında egzoz gazı sıcaklığından etkilenebilecek elektronik sistemler bulunmasıdır.

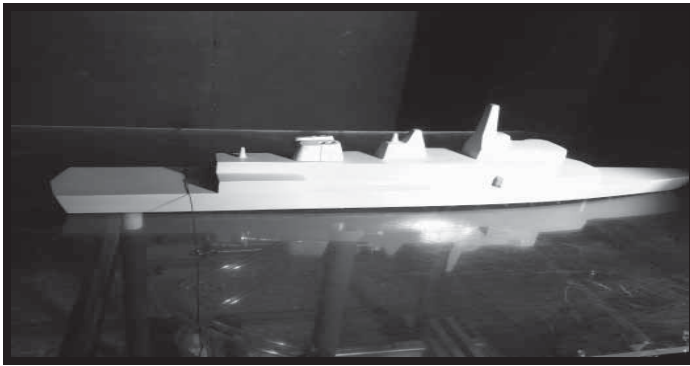
Tablo 1. Fırkateyn'in tipik özellikleri.

Savaş Gemisi	Boy (m)	En (m)	Draft (m)	Deplasman (Ton)	Ana Makina	Tahrik Sistemi	Max Güç (kW)	Azami Sürat (knot)
	110	14.2	4.1	2414	4 Dizel motor	CODAD	7400	27



Şekil 1. Savaş gemisi kesit görüntüsü.

Oluşturulan savaş gemisi modelinin 1/100 ölçekli ahşap modeli CNC tezgahında yaptırılmış ve deneysel çalışmada kullanılacak ölçekli model Şekil 2’de gösterildiği gibi oluşturulmuştur.

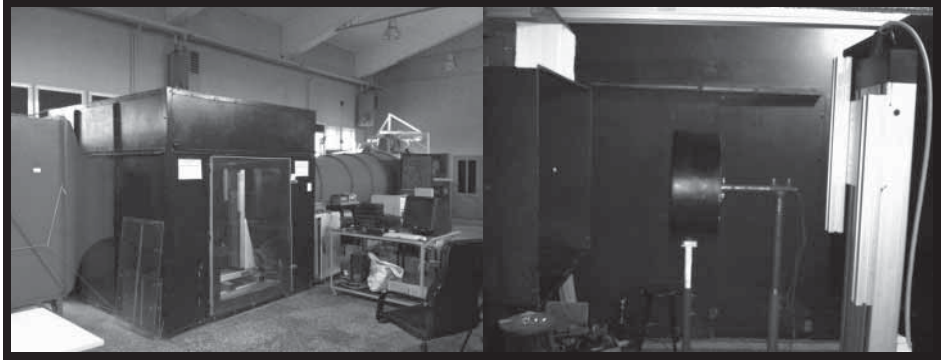


Şekil 2. 1/100 ölçekli savaş gemisi modeli.

Aynı zamanda Şekil 2’de geminin mevcut 2 adet bacası gözükmektedir. Bu kapsamda beş farklı baca modeli yine CNC tezgâhında imal ettirilmiş ve deneysel çalışmada bunlardan ikisi kullanılmıştır. Deneysel modelleme için İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi Trisyonik Araştırma Laboratuvarında bulunan Eiffel Türü Açık Devre Sesaltı Rüzgar Tüneli kullanılmıştır. Şekil 3’te gösterilen rüzgar tüneli özellikleri aşağıda verilmiştir.

Deney odası boyutları: (En x Yükseklik x Boy)
80 cm x 80 cm x 200 cm

Hız Aralığı:
 $5 < V < 30$ m/sn



Şekil 3. Rüzgar tüneli.

Rüzgar tünelinin boyutlarının imal edilen 1/100 ölçekli gemi modeline etkileri incelenmiştir. Yüzeysel alan olarak bakıldığında rüzgar tünelinin duvar etkisi yaratmaması için, modelin kesit alanının rüzgar tüneli kesit alanına oranı % 8’den fazla olmaması gerekmektedir. Bahse konu oran, gemi modeli 0^0 de iken % 2.781, modeli 10^0 ’lik açı ile döndürdüğümüzde % 4.7, 20^0 ’lik açı ile döndürdüğümüzde ise % 7.2’dir. Dolayısıyla deneyler, deneysel çalışma için belirtilen değere (% 8) bağlı kalarak gerçekleştirilmiştir.

4. Matematik Model

Rüzgar tüneli çalışmalarında gerçek durumlarda karşılaşılan tüm çalışma koşullarını modellemek her zaman mümkün değildir. Bu yüzden hesaplamalı akışkanlar dinamiği (CFD) programlarının kullanımı, gemilerin dizayn aşaması öncesi karşılaşılabilecek tüm şartların modellenmesine olanak sağladığından gerçekten faydalı bir araçtır. Bu kapsamda sayısal modellemede deneysel çalışmada kullanılan aynı sınır şartları ve başlangıç koşulları için sayısal analizler yapılmıştır.

Egzoz gazları ve gemi üst yapısı arasındaki etkileşimi belirleyebilmek için aşağıda verilen üç boyutlu süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri sonlu hacim metodu kullanılarak sayısal olarak çözümlenmiştir. Sürekli durumda, sıkıştırılamayan akışkan kabulü ile kartezyen koordinat sisteminde, yönetici denklemler tensör notasyonu kullanılarak aşağıdaki gibi verilebilir;

Süreklilik Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

Momentum Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}) - \frac{\partial p}{\partial x_i} \quad (2)$$

Enerji Denklemi:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_{t,eff} \frac{\partial T}{\partial x_j}) + \rho g_i \quad (3)$$

Gemi üst yapısı üzerindeki türbülans bölgesi, egzoz dumanının güverteye düşme probleminde çok önemli bir faktördür. Türbülans bölgesinin yüksekliği başlıca geminin yapısına bağlı olmakla birlikte pratik olarak rüzgar hızından bağımsızdır. Dumanın güverteye düşme probleminden kurtulmak için, bacadan çıkan egzoz dumanının bu türbülans bölgesine girmesine engel olacak muhtemel sınır tabaka kalınlığının ve baca yüksekliğinin bilinmesi gereklidir.

Konunun daha iyi anlaşılmasını sağlayan, gelişmiş bilgisayarlar ve CFD kodları gemilerde egzoz gazlarının yayılım problemlerinin simülasyonlarına olanak sağlamaktadır. k-ε modeli, türbülans modelleme çalışmalarında en basit yollardan biridir. Murakami yaptığı çalışmada [6] k-ε modelinin ortalama rüzgar hızını doğru olarak tahmin ettiğini fakat keskin köşeler etrafında türbülans kinetik enerjisi daha iyi öngördüğünü, ayrıca k-ε modelinin sayısal modelin yakınsama zamanını ciddi anlamda kısaltıp parametrik çalışmaları mümkün hale getirdiğini belirtmiştir [4]. Bu çalışmada k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Türbülans Kinetik Enerji :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_{k,eff} \frac{\partial k}{\partial x_j}) + P - \rho \epsilon \quad (4)$$

Türbülans kinetik enerjisi yayılım oranı:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_{k,eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}) + C_1 P \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5)$$

Yukarıdaki denklemlerde efektif vizkozite :

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (6)$$

şeklindedir. Türbülans vizkozitesi ise

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (7)$$

şeklinde hesaplanır. Yukarıdaki C_μ bir sabittir. Denklem (3),(4) ve (5)'teki Γ difüzyon

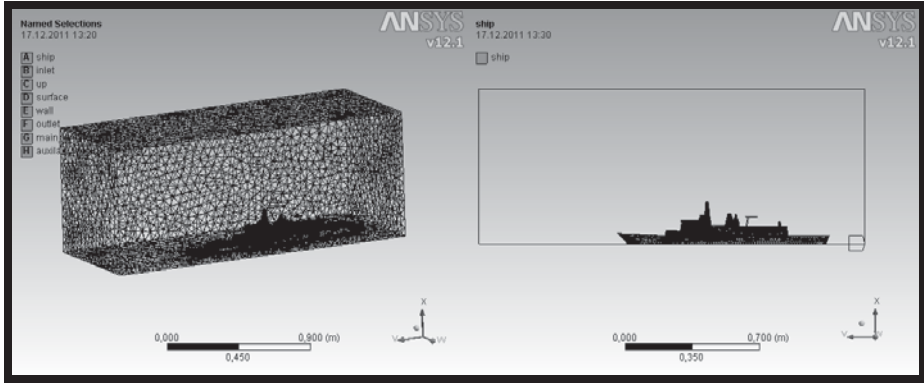
katsayısı olup sırasıyla μ_{eff} / σ_T , μ_{eff} / σ_k ve $\mu_{eff} / \sigma_\varepsilon$ olarak hesaplanır.

Denklemlerde verilen sabitlerin değerleri ise $C_1=1.44$, $C_2=1.92$, $C_\mu=0.09$, $\sigma_T=1.0$, $\sigma_k=1.0$ ve $\sigma_\varepsilon=1.3$ 'dür. Bu değerler birçok zorlanmış konveksiyon çalışmalarında kullanılmıştır. Denklem (4) ve (5)'teki P terimi türbülans enerjisinin üretimini gösterir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$P = \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (8)$$

5. Çözüm Metodu ve Sınır Şartları

Egzoz gazları ve seçilen tipik fırkateynin üst yapısı arasındaki etkileşimi belirleyebilmek için üç boyutlu süreklilik, momentum, enerji ve türbülans denklemleri sonlu hacim metodu ile çözülmüştür. Ağ sistemi ise tetrahedral ve uyarlanır ağ sistemidir. Şekil 4'te hesaplamalarda kullanılan ağ sistemi gösterilmiştir. Ağ büyüklüğünden bağımsız çözüm elde etmek için hesaplamalar farklı ağ büyüklükleri için tekrarlanmış ve sonucun ağdan bağımsız olduğu durum ele alınmıştır.



Şekil 4. Sayısal çalışmada kullanılan ağ sistemi.

Sayısal hesaplamalarda, baca çıkışında sabit hız ve sıcaklık sınır şartı, gemi yüzeyinde ve hesaplama alanının giriş ve çıkış hariç diğer yüzeylerinde duvar sınır şartı kullanılmıştır. Hesaplama alanının girişinde sabit hız ve sıcaklık, çıkışında ise basınç sınır şartı kullanılmıştır.

Sayısal çalışmanın öncesinde sonuçların ağdan bağımsız olarak değerlendirilmesi maksadıyla, ağ sıklığını değiştirerek sayısal model sonuçları karşılaştırılmış ve sonuçların değişmediği ağ sıklığı seçilerek sayısal çalışma yapılmıştır.

6. Deneysel Çalışma

Deneysel çalışmada 1/100 ölçekli tipik bir fırkateyn sesaltı rüzgar tüneline yerleştirilerek, akım görüntüleme deneyleri yapılmıştır. Rüzgar tüneli deneylerinde değişken parametre olarak iki farklı baca modeli, geminin pruvası ile rüzgarın nispi yönünden oluşan 4 farklı sapma açısı, $\psi=0^\circ, 10^\circ, 20^\circ$ ve tornistan ve gemi bacasından çıkan egzoz gazlarının rüzgar tünelinin giriş hızına oranından oluşan 5 farklı hız oranı, $K=0, 0.135, 0.203, 0.407$ ve 0.815 gözönüne alınmıştır. Bahse konu değişken parametreler ile gerçekleştirilen deneysel modelleme sonuçları aşağıda alt bölümlerde sunulmuştur.

6.1 Hız Oranının Egzoz Gazlarının Yayılımına Etkisi

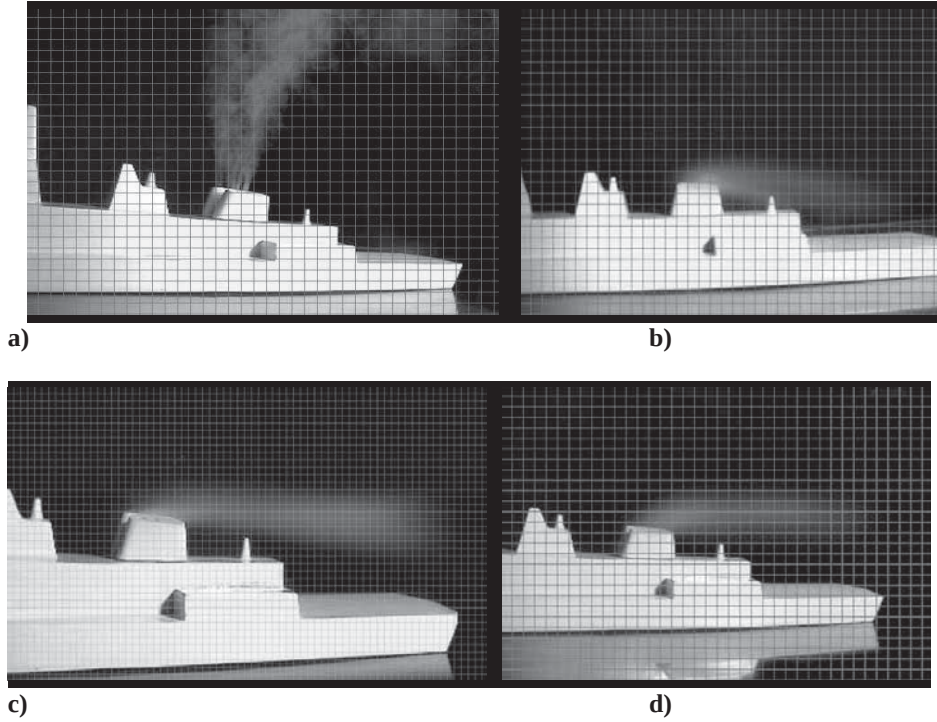
Rüzgar tüneli deneylerinin ilki değişken hız oranları için yapılmıştır. Artan hız oranlarının egzoz gazlarının yayılımına olan etkisi Şekil 5'te gösterilmiştir.

Baca modellerinden düz baca modeli kullanıldığında ve 'K' hız oranı azaltıldığında egzoz gazının helikopter platformunun üzerine düşme eğilimi gösterdiği ve bu etkiden kurtulmak

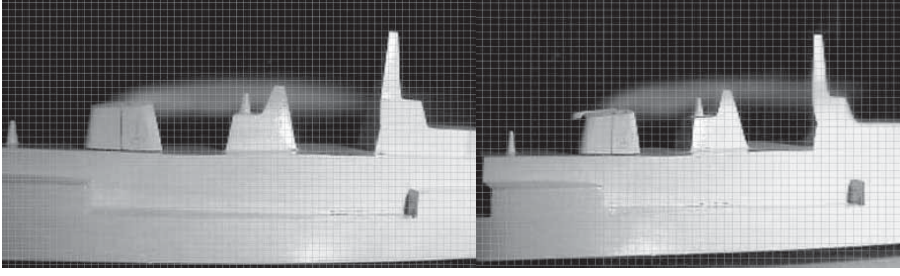
maksadıyla bacadan çıkan gazların momentumlarının yükseltilerek, baca gazlarının helikopter platformuna düşmesinin engellenebildiği tespit edilmiştir.

Benzer bir şekilde rüzgar tüneli deneyleri gemi tornistan yolda iken de yapılmıştır. Gemi tornistan yolda iken artan hız oranları için egzoz gazlarının yayılımı Şekil 6'da gösterilmiştir.

Tornistan yolda hız oranının artışı azda olsa baca gazlarının yükselmesine sebep olmaktadır. Rüzgar tüneli deneyinde 1/100 ölçekli model üzerinde sadece rüzgar tünelinin hızını değiştirerek “K” hız oranı artırılabilir. Dolayısıyla hız oranının artırılması egzoz gazının momentumunun artmasına ve egzoz gazının az da olsa yükselmesine yol açsa da bu şartlarda egzoz gazlarının baca önündeki elektronik sistemlere zarar verebileceği değerlendirilmektedir.



Şekil 5. İleri yolda hız oranının egzoz gaz yayılımına etkisi. a) $K=0$, b) $K=0.815$, c) $K=0.407$, d) $K=0.203$.



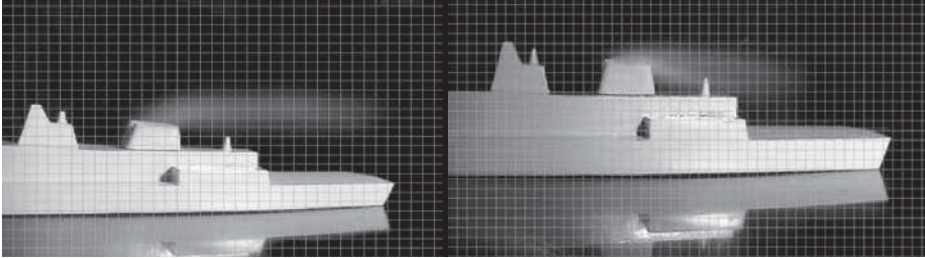
a)

b)

Şekil 6. Tornistan yolda hız oranının egzoz gaz yayılımına etkisi. a) $K=0.407$, b) $K=0.815$.

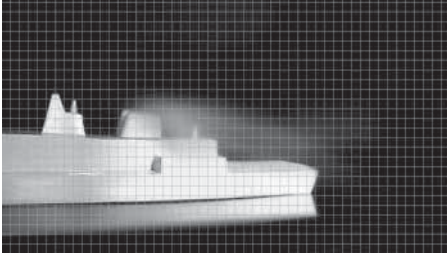
6.2 Sapma Açısının Egzoz Gazlarının Yayılımına Etkisi

Sabit baca konfigürasyonu için, gemi yönü sancak ya da iskeleye 10^0 ve 20^0 açı ile değiştirildiğinde egzoz gazlarının yayılımına etkisi Şekil 7’de gösterilmiştir.



a)

b)



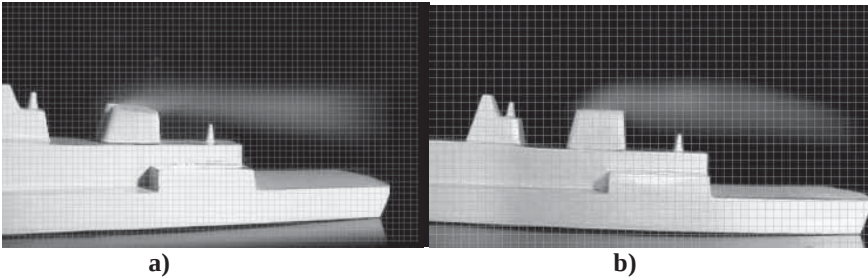
c)

Şekil 7: Sapma açısının egzoz gaz yayılımına etkisi a) $\psi=0^0$, b) 10^0 , c) 20^0

Şekil 7a-c’de sabit baca geometrisi kullanılarak, sabit hız oranında ($K=0.815$), geminin yönünün kademeli olarak değiştirildiği rüzgar tüneli deneyleri sonucunda, sapma açısı 0° ’den 20° ’ye değıştikçe egzoz gazlarının helikopter platformuna doğru yönlendiğı tespit edilmiştir. Bu olumsuz etkilerden korunmak amacıyla egzoz gazlarının çıkış hızlarının artırılarak egzoz gazlarının helikopter platformuna düşmesinin engellenebileceğı değerlendirilmektedir

6.3. Baca Geometrisinin Egzoz Gaz Yayılımına Etkisi

Rüzgar tüneli deneyleri kapsamında 1/100 ölçekli 5 farklı baca modeli CNC tezgahında imal ettirilmiştir. Ancak 1/100 ölçekli baca modellerinin, kullanılan rüzgar tüneli ölçülerine/hızına göre çok küçük kalmasından dolayı bunlardan sadece ikisi deneysel çalışmada kullanılmıştır. Farklı baca geometrilerinin egzoz gaz yayılımına etkisi Şekil 8’de gösterilmiştir.



Şekil 8: Baca geometrisinin egzoz gaz yayılımına etkisi. a) Sancak iskele eğimli baca, b) Düz baca geometrisi.

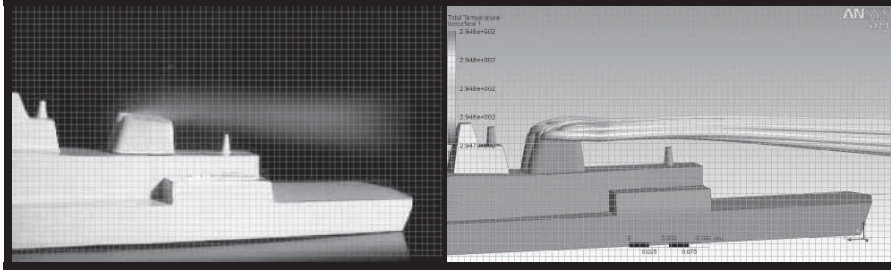
Sabit hız oranı ($K=0.815$) ve sapma açısı ($\psi=0^\circ$) için deneysel çalışmada kullanılan farklı iki baca geometrisinin etkisi Şekil 8’den de anlaşılacağı gibi 1/100 ölçekli gemi modeli için deneysel çalışmada baca geometrisinin egzoz gazlarının yayılımına etkisi net olarak anlaşılamadığı tespit edilmiştir. Bu husus sayısal çalışmada detaylı olarak incelenmiştir.

7. Sayısal Çalışma

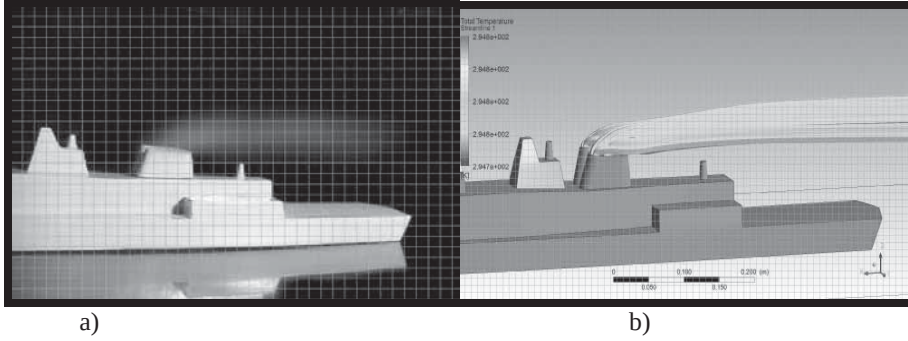
Rüzgar tüneli deneyleri yapıldıktan sonra, deneyler esnasındaki sınır şartları ve başlangıç koşulları ile tüm parametreler aynı olacak şekilde sonlu hacim metodu kullanılarak sayısal bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Sayısal sonuçların doğrulanması amacıyla deneylerde elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve alt bölümlerde sunulmuştur.

7.1 İleri Yolda “K” Hız Oranının Egzoz Gazlarının Yayılımına Etkisi

1/100 ölçekli fırkateyn modelinin rüzgar tüneline, egzoz çıkış hızı (V_s) 2.03846 m/s, rüzgar tüneli giriş hızı (V_w) 5 m/s ve 2.5 m/s (“K” hız oranı=0.407 ve 0.815), rüzgar baştan ($\Psi=0^\circ$ sapma açısı) gelirken, gemi ileri yolda, hava sıcaklığı 21.6 °C, sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar Şekil 9-10’da sunulmuş ve karşılaştırılmıştır.



Şekil 9. Gemi İleri Yolda K=0.407 için egzoz gaz yayılımı. a) Deneysel Sonuç, b) Sayısal Sonuç.



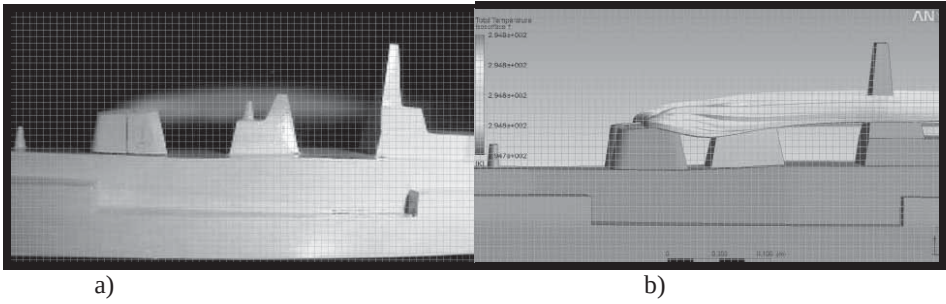
Şekil 10. Gemi İleri Yolda K=0.815 için egzoz gaz yayılımı. a) Deneysel sonuç, b) Sayısal sonuç.

1/100 ölçekli fırkateyn modeli için, gemi ileri yolda seyrederken “K” hız oranı 0.407’den 0.815’e çıkarıldığında bacadan çıkan egzoz gazlarının momentumlarının arttığı dolayısıyla egzoz gazlarının helikopter platformundan uzaklaştığı hem deneysel sonuçlarda (Şekil 9a ve 10a) hem de sayısal sonuçlarda (Şekil 9b ve 10b) görülmektedir. Sonuçlar gözönüne alındığında sayısal sonuçların deneysel sonuçlar ile iyi bir uyum içinde olduğu söylenebilir.

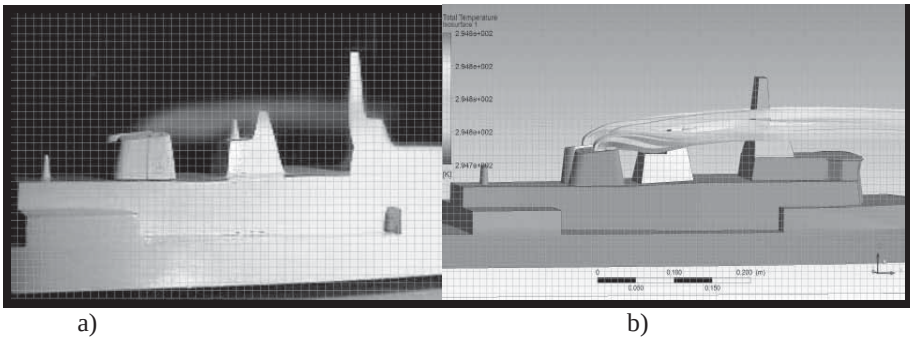
7.2 Tornistan Yolda “K” Hız Oranının Egzoz Gazlarının Yayılımına Etkisi

1/100 ölçekli fırkateyn modelinin rüzgar tüneline, egzoz çıkış hızı (V_s) 2.03846 m/s, rüzgar tüneli giriş hızı (V_w) 5 m/s ve 2.5 m/s (“K” hız oranı=0.407 ve 0.815), rüzgar kıçtan ($\Psi=0^\circ$ sapma açısı) gelirken, gemi tornistan yolda, hava sıcaklığı 21.6 °C, sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar Şekil 11 ve Şekil 12’de gösterilmiştir.

1/100 ölçekli tipik fırkateyn modeli için, gemi tornistan yolda seyrederken $K=0.407$ iken, egzoz gazlarının bacanın önünde bulunan elektronik sistemlerin bulunduğu direk ve ana direği etkiledikleri, $K=0.815$ iken egzoz gazlarının momentumunun arttığı ve egzoz gazlarının yükseldiği hem deneysel sonuçlarda (Şekil 11a ve 12a) hem de sayısal sonuçlarda (Şekil 11b ve 12b) görülmektedir.



Şekil 11 : Gemi tornistan yolda $K=0.407$ için egzoz gaz yayılımı a) Deneysel sonuç, b) Sayısal sonuç



Şekil 12 : Gemi Tornistan Yolda $K=0.815$ için Egzoz Gaz Yayılımı a) Deneysel sonuç b) Sayısal Sonuç

Sonuç olarak 1/100 ölçekli helikopter platformuna sahip tipik bir fırkateyn modeli için ileri ve tornistan yolda yapılan sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar, rüzgâr tüneli deneyi sonucunda elde edilen sonuçlarla doğrulanmış olup değişken parametrelerden “K” hız oranının savaş gemisinin ileri ve tornistan yolda seyir halindeyken egzoz emisyonlarının ve egzoz sıcaklığının zararlı etkilerinden korumak için baskın bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Hız oranının geminin dizayn aşmasında gerçekleştirilecek sayısal modellemede göz önüne alınması gerektiği değerlendirilmektedir.

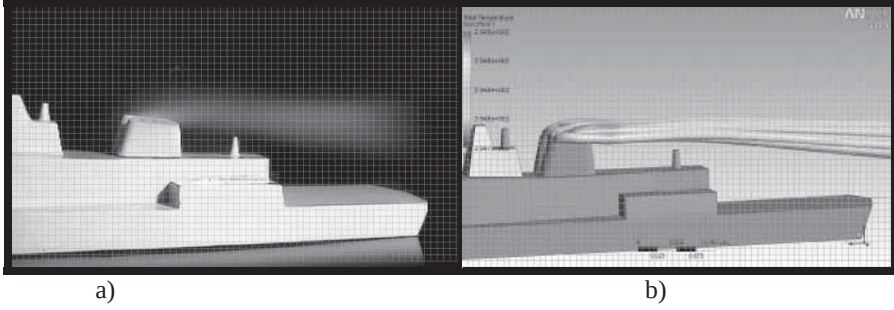
7.3 Baca Geometrisinin Egzoz Gazlarının Yayılımına Etkisi

1/100 ölçekli jenerik bir fırkateyn modeli için CNC tezgahında yaptırılan 5 farklı geometrideki baca modelleri Şekil 13a’da gösterilmiştir. Rüzgâr tüneli deneylerinde baca modellerinden iki tanesi (sancak-iskele ve baş-kıç eğimli baca modeli ve düz baca modeli) Şekil 13b’de gösterilen 1/100 ölçekli fırkateyn modeline sabitlenerek deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir.



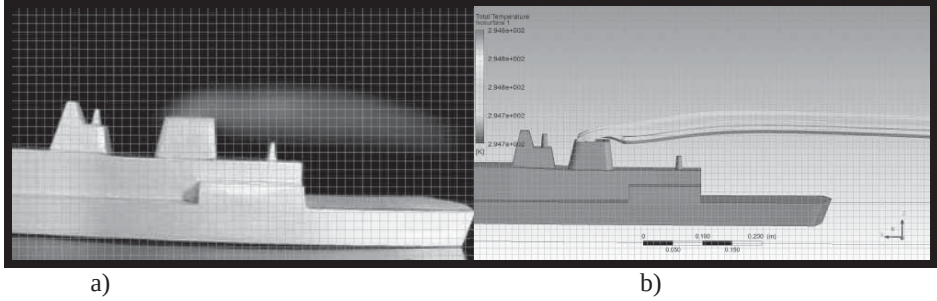
Şekil 13 : 1/100 ölçekli fırkateyn modeli a) Farklı baca geometrileri b) Egzoz çıkışları.

1/100 ölçekli fırkateyn modelinin rüzgar tüneline, egzoz çıkış hızı (V_s) 2.03846 m/s, rüzgar tüneli giriş hızı (V_w) 5 m/s ($K=0.407$), rüzgar baştan ($\Psi=0^\circ$) gelirken, gemi ileri yolda, hava sıcaklığı 21.6 $^\circ\text{C}$, sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar aşağıdaki Şekil 14’de gösterilmiştir.



Şekil 14 : Sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi için egzoz gaz yayılımı. a) DeneySEL sonuç b) Sayısal sonuç

1/100 ölçekli fırkateyn modelinin rüzgar tüneline, egzoz çıkış hızı (V_s) 2.03846 m/s, rüzgar tüneli giriş hızı (V_w) 5 m/s ($K=0.407$), rüzgar baştan ($\Psi=0^0$) gelirken, gemi ileri yolda, hava sıcaklığı 21.6^0C düz baca geometrisi kullanıldığında elde edilen sayısal ve deneySEL sonuçlar Şekil 15’de gösterilmiştir.



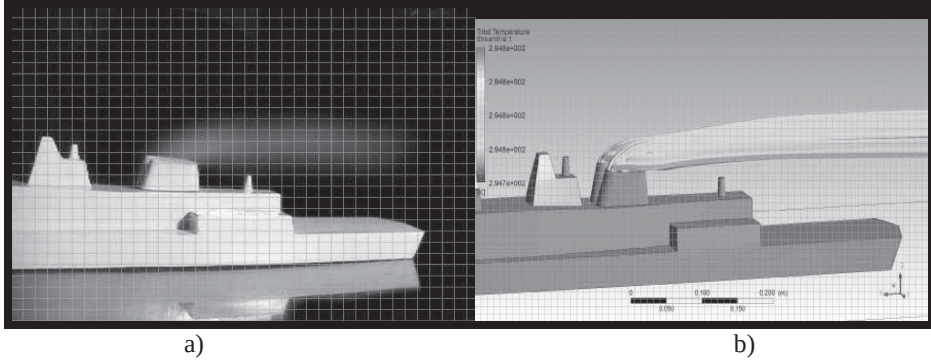
Şekil 15. Düz baca geometrisi için egzoz gaz yayılımı a) DeneySEL sonuç b) Sayısal sonuç.

Yukarıda verilen Şekil 14 ve Şekil 15’den de anlaşılacağı gibi sayısal olarak modellenen ve deneySEL olarak doğrulanan 1/100 ölçekli tipik bir fırkateyn için aynı sınır şartları ve aynı değişkenler ile gemi seyir halinde iken “K” hız oranı 0.407, $\Psi=0^0$ sapma açısı için egzoz gazlarının yayılımında, düz baca geometrisi ve sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında belirgin bir farkın ortaya çıkmadığı görülmektedir. Bunun ölçeklendirildiğinde gemi boyuna nazaran çok daha küçük ölçülere sahip olan baca boyutlarından kaynaklanabileceği değerlendirilmektedir.

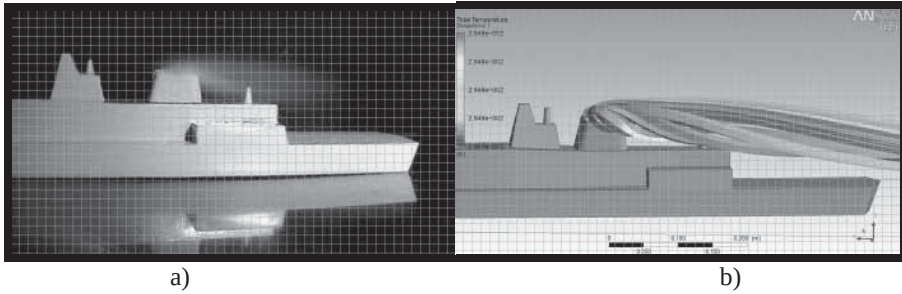
7.4 Sapma Açısının Egzoz Gazlarının Yayılımına Etkisi

1/100 ölçekli fırkateyn modelinin, egzoz çıkış hızı (V_s) 2.03846 m/s, rüzgar tüneli giriş hızı (V_w) 2.5 m/s ($K_1=0.815$), rüzgar baştan ($\Psi=0^\circ$, 10° ve 20°) gelirken, gemi ileri yolda, hava sıcaklığı 21.6°C , sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar Şekil 16- 18’de gösterilmiştir.

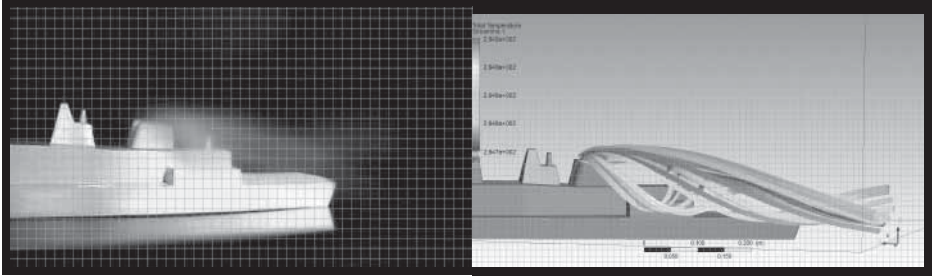
Şekil 16-18’den de anlaşılacağı gibi sayısal olarak modellenen ve deneysel olarak doğrulanan 1/100 ölçekli tipik bir fırkateyn için, aynı parametreler ile gemi seyir halinde iken sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında, hız oranı $K=0.815$ iken sapma açısı $\Psi=0^\circ$ den 20° ’ye artırıldığında egzoz gazlarının helikopter platformunun üstüne düştüğü görülmektedir. Sonuç olarak bağıl rüzgârın geminin pruvası ile yaptığı açı büyüdükçe egzoz gazlarının helikopter platformuna düşme eğilimi hızla artmaktadır. Sapma açısının hız oranı gibi geminin dizayn aşmasında gerçekleştirilecek sayısal modellemelerde göz önünde bulundurulması gerektiği değerlendirilmektedir.



Şekil 16 . Sapma açısı, $\Psi=0^\circ$ için egzoz gaz yayılımı. a) Deneysel sonuç, b) Sayısal sonuç.



Şekil 17 . Sapma açısı, $\Psi=10^\circ$ için egzoz gaz yayılımı. a) Deneysel sonuç, b) Sayısal sonuç.



a)

b)

Şekil 18 . Sapma açısı, $\Psi=20^0$ için egzoz gaz yayılımı. a) Deneysel sonuç b) Sayısal sonuç.

8. Sonuçlar ve Değerlendirme

Deneysel çalışma kapsamında; baca modellerinden düz baca modeli kullanıldığında ‘K’ hız oranını azalttığımızda egzoz gazının helikopter platformunun üzerine düşme eğilimi gösterdiği ve bu etkiden kurtulmak amacıyla bacadan çıkan gazların momentumlarının yükseltilerek, baca gazlarının helikopter platformuna düşmesinin engellenebildiği tespit edilmiştir.

Sabit baca geometrisi kullanılarak, sabit hız oranında ($K=0.815$), geminin yönünün kademeli olarak değiştirildiği rüzgar tüneli deneyi sonucunda,, sapma açısı 0^0 ’den 20^0 ’ye değiştikçe egzoz gazlarının helikopter platformuna doğru yönlendiği tespit edilmiştir. Bu olumsuz etkilerden korunmak amacıyla egzoz gazlarının çıkış hızlarının artırılarak egzoz gazlarının helikopter platformuna düşmesinin engellenebileceği değerlendirilmektedir.

Sabit hız oranı ($K=0.815$) ve sapma açısı ($\psi=0^0$) için deneysel çalışmada kullanılan farklı iki baca geometrisinin egzoz gaz yayılımına etkisi Şekil 7’den de anlaşılacağı gibi 1/100 ölçekli yapılan gemi modeli için deneysel çalışmada baca geometrisinin egzoz gaz yayılımına etkisinin net olarak anlaşılamadığı tespit edilmiştir

Sayısal çalışma kapsamında ise; 1/100 ölçekli tipik fırkateyn modeli için, gemi tornistan yolda seyrederken $K=0.407$ iken, egzoz gazlarının bacanın önünde bulunan elektronik sistemlerin bulunduğu direk ve ana direği etkiledikleri, $K=0.815$ iken egzoz gaz yayılımının momentumunun arttığı ve egzoz gazlarının yükseldiği hem deneysel sonuçlarda hem de sayısal sonuçlarda görülmüştür. Yani, sayısal sonuçlar deneysel sonuçlar ile iyi bir uyum göstermektedir.

1/100 ölçekli helikopter platformuna sahip jenerik bir fırkateyn modeli için ileri ve tornistan yolda yapılan sayısal çalışmadan elde edilen sonuçlar, rüzgâr tüneli deneyi sonucunda elde edilen sonuçlarla doğrulanmış olup değişken parametrelerden “K” hız oranının savaş gemisinin ileri ve tornistan yolda seyir halindeyken egzoz emisyonlarının ve egzoz sıcaklığının zararlı etkilerinden korumak için önemli bir parametre olduğu tespit edilmiştir. Hız oranının geminin dizayn aşmasında gerçekleştirilecek sayısal modellemede göz önüne alınması gerektiği değerlendirilmektedir.

Sayısal olarak modellenen 1/100 ölçekli jenerik bir fırkateyn için aynı sınır şartları ve aynı değişkenler ile gemi seyir halinde iken “K” hız oranı 0.407, $\Psi=0^0$ sapma açısı için egzoz gazlarının yayılımında, düz baca geometrisi ve sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında belirgin bir farkın ortaya çıkmadığı görülmektedir. Bunun ölçeklendirildiğinde gemi boyuna nazaran çok daha küçük ölçülere sahip olan baca boyutlarından kaynaklanabileceği değerlendirilmektedir.

1/100 ölçekli jenerik bir fırkateyn için, aynı parametreler ile gemi seyir halinde iken sancak/iskele-baş/kıç eğimli baca geometrisi kullanıldığında, “K” hız oranı 0.815 iken sapma açısı $\Psi=0^0$ ’den 20^0 ’ye çıktığında egzoz gazlarının helikopter platformunun üstüne düştüğü görülmektedir. Sonuç olarak bağlı rüzgârın geminin pruvası ile yaptığı açı büyüdükçe egzoz gazlarının helikopter platformuna düşme eğilimi hızla artmaktadır. Sapma açısının hız oranı gibi geminin dizayn aşmasında gerçekleştirilecek sayısal modellemede değerlendirilmesi gerektiği düşünülmektedir.

Kaynaklar

- [1] Baham, G.J., Donald, M., ‘Stack Design Technology For Naval And Merchant Ships’, Sname Transaction, 85, 324-349, 1977.
- [2] Fitzgerald, M.P., ‘A Method To Predict Stack Performance’, Naval Engineering Journal, 1986.
- [3] Kulkarni, P.R., Singh, S.N. Seshadri, V., 2005, ‘Flow Visualization Studies of exhaust Smoke-Superstructure Interaction on Naval Ships’, Naval Engineering Journal, 2005.
- [4] Kulkarni, P.R., Singh, S.N., Seshadri, V., ‘Parametric Studies of Exhaust Smoke–Superstructure Interaction on a Naval Ship Using CFD’, Computer&Fluids, 36, 794-816, 2007.
- [5] White, F. M., Fluid Mechanics, Fourth Ed. McGrawHill, 2004
- [6] Murakami S., ‘Comparison of various turbulence models applied to a bluff body’, J Wind Eng Ind Aerodyn, 46–47:21–36, 1993.

- [7] Malalasekera, W., Versteeg, H. K., An Introduction to Computational Fluid Dynamics the Finite Volume Method, Longman Scientific and Technical, 1995.
- [8] Ergin, S. ve Ota, M., ‘A Study of the Effect of Duct Width on Fully Developed Turbulent Flow Characteristics in a Corrugated Duct’, Heat Transfer Engineering, Vol. 26, No.2, s. 54-62, 2005.
- [9] Ergin-Özkan, S, ‘Measurements and Numerical Modelling of Natural Convection in a Stairwell Model’, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Brunel University, Uxbridge, Middlesex, England, 1993.
- [10] Ergin, S., Paralı, Y. ve Dobrucalı, E., ‘A Numerical Investigation of Exhaust Smoke-Superstructure Interaction on a Naval Ship’, Sustainable Maritime Transportation and Exploitation of Sea Resources’, Taylor&Francis Group, London, ISBN 978-0-415-62081-9, 2012.
- [11] ANSYS, CFX 12.0.

GEMİ İMALATINDA KISITLAR TEOREMİ İLE PROJE YÖNETİMİ

Serhat Hazar SAĞLAM¹ ve Uğur Buğra ÇELEBİ²

ÖZET

Günümüzün rekabetçi ortamında işletmelerin ayakta kalabilmeleri ve verimli çalışabilmeleri için maliyetlerini düşürücü konular üzerine yönelmeleri gerekmektedir. Yatırımların yapıldığı Gemi İnşa sektöründe maliyetleri düşürücü önlemler almak için şirketler bir dizi faaliyetlerde bulunmaktadır.

Bu makalede seri üretime yatkın anlayışla gemi üreten bir tersanede, kısıtlar teoremi ile proje yönetimi incelenecektir. Tersanede imalatı yapılan double bottom bloğunun istasyon bazındaki iş akışı incelenmiş ve iş gücü verileri hesaplanmıştır. Bu veriler ile planlanan üretim akışı, üretim esnasında gerçekleşen tarihlerle karşılaştırılmıştır. Üretim sürecinin iyileştirilmesi aşamasında, kısıtlar teorisinin temel prensibini oluşturan kritik zincir bulunarak, üretim süreçleri ve teslim süresinin kısalması gözlenebilecektir.

Anahtar Kelimeler: Kısıtlar Teoremi, kritik zincir, darboğaz, proje yönetimi, tersane iş akışı

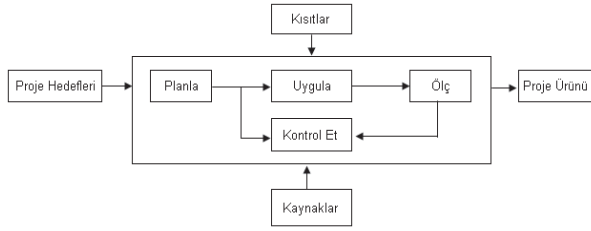
1.Giriş

En genel anlamda proje yönetimi, projenin belirlenen tarihte bitirilebilmesi için kaynakların planlanması, organize edilmesi ve yönetilmesi disiplindir. Günümüzde tanınan uygulamalar ise bilgisayarın iş hayatında kullanılması ile birlikte ortaya çıkmaya başlamıştır. Proje Yönetimi uygulamalarından Kısıtlar Teoremi 1986 yılında Elyahu Goldratt tarafından ortaya atılan bir yönetim felsefesidir. Elyahu Goldratt “The Goal” [1] adlı kitabında bir fabrika müdürünün geç teslimatlar ile başlayan süreçte kısıtlar teoremi uygulaması ile imalat süresini iyileştirmeye kadar olan periyodu bir iş romanı halinde yazarak proje yönetimine ayrı bir bakış açısı getirmiştir.

1. Sedef Gemi İnşaat A.Ş., Planlama Donatım Departmanı, Planlama Mühendisi, Tel: 0 216 581 77 37
e-posta: hsaglam@kalkavanshipyard.com
2. Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları
Mühendisliği Bölümü, Tel: 0 212 373 28 61, e-posta: ucelebi@yildiz.edu.tr

2.Kısıtlar Teoremi

Projelerin amacının proje gruplarının ve müşterilerinin beklentilerini tatmin edecek ürünleri, en kısa zamanda ve en düşük maliyetle ancak doğru kalitede ortaya çıkarmaktır. Proje sisteminin gelişmesinin sağlanması için problemin doğru bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Tahminlerin birbirleri ile karşılaştırılması problemin çözümünde önemli rol oynamaktadır. Aşağıdaki şekil kısıtlar teoreminde proje sistemini görsel olarak şematize etmektedir [2].



Şekil 1. Proje Sisteminin Görsel Gösterimi [2]

Goldratt Amaç kitabında üretim akışını tanımlarken ünlü zincir analojisine göndermelerde bulunur. Sistemin tamamı bir zincir olarak algılanır. Sistemin performansını, zincirin taşıyacağı yükün belirlediği ortaya koyulmuştur. Bu yük ise zincirdeki en zayıf halkanın taşıyacağı yüküdür. Eğer bu halka güçlendirilebilirse sistemin genel performansı artar ve süreçlerde iyileştirmeler gözlemlenebilir. Bu halka güçlendikten sonra diğer bir halka zayıf duruma gelecek ve iyileştirme süreci devamlı hale gelecektir. Bu sistemin performans ölçütleri de şu şekilde tanımlanır [3].

Stok (Envanter): Ürün oluşturmak için satın alınan hammadde ve oluşan ürün ile makine ve binalar.

İşletim Giderleri: Sistemin envanterleri paraya dönüştürmek için yaptığı tüm harcamalardır. Ücretler, bakım, amortisman ve benzeri ücretleri içerir.

Satış Getirisi: Hammaddelerden oluşan ürünlerin satıldığı anda şirket hesaplarındaki getiridir.

Kısıtlar Teorisine göre şirketler Satış Getirisini yükseltici, İşletim ve Stok giderlerini düşürücü iyileştirmeler gerçekleştirmelidirler. Bu iyileştirmelerin yapılacağı noktada kısıtın olduğu yer, yani darboğazdır.

2.1 Kritik Zincir Proje Planı Oluşturma

Basit bir Kritik Zincir Projesi geliştirme prosesi temel olarak aşağıdaki adımlarla anlatılmıştır;

a. Kritik Zincir Belirlenir

- i. Ardışık görevler ile birlikte proje planı oluşturulur. Burada her bir görev için tahmini %50 tamamlanma süreleri kullanılır ve her bir görevin ihtiyaç duyduğu ve kullanacağı kaynak belirlenir.
- ii. Eğer herhangi bir kaynak çakışması yok ise 1.f adımına geçilir.
- iii. Çakışan kaynak belirlenir. Bu kaynak, proje bitimine en yakın olan olarak seçilebilir. Ya da mevcut durumdaki en büyük çelişkiyi gösteren kaynak olabilir.
- iv. Belirlenen kaynak kısıdı aynı kaynağı kullanan görevlerden (tercihen kritik yol üzerinde olmayanın) başlama zamanının öne çekilmesi ile çözülür. Yeni çelişkiler çıkacağı konusu bu aşamada önemli değildir çünkü bu adım projedeki tüm kaynak çakışmaları çözülünceye kadar sürer.
- v. Proje sonuna dönülür ve bir sonraki kaynak için 1.d adımına tekrar dönülür. Daha önce çözülen her bir kaynak için tekrar çakışma yaratmama dikkat edilir. Bu işlem tüm belirlenen kaynaklardaki çakışma giderilinceye kadar devam eder.
- vi. Kritik Zincir birbirlerin bağlı görevlerin oluşturduğu en uzun zincir olarak belirlenir.

b. Kritik Zincir işletilir (kullanılır)

- i. Oluşturduğunuz planın kısaltılabilir olup olmadığına bakılır. Eğer çok belirgin bir değiştirme ile proje planı kısaltılabilecek ise bu işlem yapılır ancak bu adım üzerinde fazla zaman harcanmaz.
- ii. Kritik Zincirin sonuna proje stoku ilave edilir.
- iii. Kritik Zincire kaynak stoku ilave edilir.

c. Kritik Zincir dışındaki tüm görevler, yollar ve kaynaklar kritik zincir için kullanılır.

- i. Kritik Zinciri besleyen tüm yollar ve görevler proje besleme stokları ile desteklenir ve kritik zincire bağlanır. Stok miktarları bir önceki en uzun besleme yolları kullanılarak yapılır.
- ii. Besleme stoklarının ilavesi ile öne çekilen görevlerden doğacak kaynak çakışmaları çözülür.
- iii. Kaydırılan birbirine bağlı görevler daha erken başlama zamanına kaydırılır.

d. Daha önce kaynak çakışmasını ortadan kaldırmak için konmuş olan ilave kaynak stokları ile toplam proje süresi kısaltılır.

e. İlk Adıma geri dön. Kritik Zinciri belirle ve durağanlığın kısıt olmasını engelle. [4]

Kritik Zincir projesinde daha önce de belirtildiği gibi görevler planlanmaz. Sadece Kritik Zincir başlama ve proje bitiş zamanı planlanır [5].

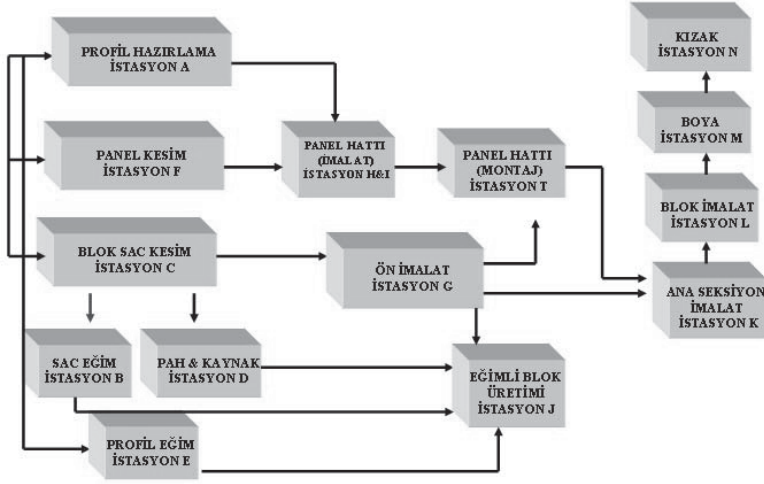
2.2 Proje Stoku ve Besleme Stoku

Kısıtlar teoreminde proje stoku, alt görevlerin %50 işi bitirme olasılığına göre gerçekleştirilen proje planında kritik yol yönteminde var olan her aktivite sonrası eklenen güvenlik payının proje stoku ismi ile projenin en sonuna eklenmesidir. Böylece istatistiksel varyasyon hesabına göre bir iyileştirme görülmektedir [5].

Besleme stoku kritik zincir dışında olup kritik zincirin devamlı çalıştırılması esasına göre yerleştirilen stoktur. Kritik Zincir Proje planının uygulanacağı double bottom bloğunun üretim aşamaları bundan sonraki bölümde ele alınacaktır.

3.Double Bottom Bloğu İş Akışı

Blok üretim anlayışıyla üretim yapan bir tersanenin verilerinin kullanıldığı bu projede blok bazı üretim için her iş alanına “İstasyon” adı verilmiştir.



Şekil 2. Double Bottom Üretim Akışı

Şekil 2.'de bu üretim akışının şematik gösterimi incelenebilir. Şema üzerindeki oklar ile istasyonlar arasındaki malzeme akışı tespit edilmiştir.

3.1 “İstasyon A” Üretim Kademesi (Profil Hazırlama)

Stok sahasından gerekli profiller önboyadan geçirilip bundan sonraki gidecekleri iş istasyonuna göre gruplandırılıp hazır hale getirilir.

3.2 “İstasyon C” Üretim Kademesi (Kesilmiş Tek Parça Saclar)

CNC tezgâhlarında yapılan tekil parça kesim istasyonudur.

3.8 “İstasyon J” Üretim Kademesi Eğimli Blok İmalatı

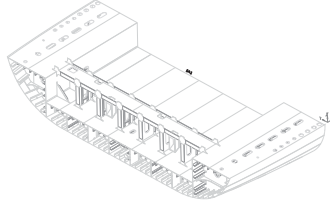
Double bottom bloğunda mevcut olan eğrisel alanların imalatının yapıldığı iş istasyonudur. Jig üzerinde imalat yapılarak kaynak ustalarına ortaya çıkardığı üretim problemleri ortadan kaldırılması amaçlanır. Pres atölyesinden ve box tezgâhından gelen malzemelerle beslenir.

3.9 “İstasyon K” Üretim Kademesi Ana Seksiyon İmalat

Düz veya eğimli panellerin üzerine gruplar ve elemanların, daha sonra düz veya başka düz veya eğimli panelin konulması ile oluşan üretim kademesidir.

3.10 “İstasyon L” Üretim Kademesi Blok İmalat

İstasyon K’da blok imalata hazırlanmış alt blokların borda saclarının sarıldığı istasyondur. Borda saclarının sarımından sonra bloklar ters çevrilerek boyahaneye gönderilir.



Şekil 5. Blok

3.11 “İstasyon M” Üretim Kademesi Boya

L istasyonundan tüm kaynak ve taş işleri biten double bottom bloğunun gerekli nem ve sıcaklık koşullarını sağlayan kapalı alanlarda raspa ve son katına kadar boya işleminin yapıldığı iş istasyonudur.

3.12 “İstasyon N” Üretim Kademesi Kızak

Boyahaneden çıkan bloğun kızakta son halini aldığı istasyondur.

4.Double Bottom Bloğunun Kısıtlar Teoremi ile Proje Yönetimi

Tersanede iş akışı anlatılan bir double bottom bloğu ile ilgili kısıtlar teoremi prosesini yerine getirmek için planlanan verilere ihtiyaç duyulmaktadır. Aşağıdaki Tablo 1.’de iş akışı verilen tersanede planlanan durum ile gerçekleşen durum ile ilgili verilere ulaşılabilir.

Planlanan ve gerçekleşen günler arasında 12 günlük bir gecikme yaşandığı tespit edilmiştir. C-D-G-J-K-L-M-N kritik yolu double bottom bloğunun en uzun yolu olarak belirlenmiş ve toplam süre 99 ve 87 gün olarak ortaya koyulmuştur.

Tablo 1. Gerçekleşen ve Planlanan Süreler

İst. No	İş Tanımı	GERÇEKLEŞEN	PLANLANAN
		Süre(Gün)	Süre(Gün)
C	BLOK KESİM	2 g	2 g
D	PAH VE KAYNAK AĞZI	2 g	2 g
B	BLOK SAC EĞİM	4 g	4 g
G	ÖN İMALAT	24 g	20 g
A	PROFİL HAZIRLAMA	4 g	4 g
E	BLOK PROFİL EĞİM	4 g	4 g
F	PANEL SAC KESİMİ	3 g	3 g
H	HAFİF PANEL İMALAT	6 g	6 g
I	PANEL İMALAT	6 g	6 g
T	PANEL MONTAJ	7 g	7 g
J	EĞRİSEL BLOK İMALAT	17 g	15 g
K	ANA SEKSİYON İMALAT	35 g	30 g
L	BLOK İMALAT	10 g	10 g
M	BLOK BOYA	5 g	5 g
N	KIZAK BLOK MONTAJ	4 g	4 g
TOPLAM SÜRE		99 g	87 g

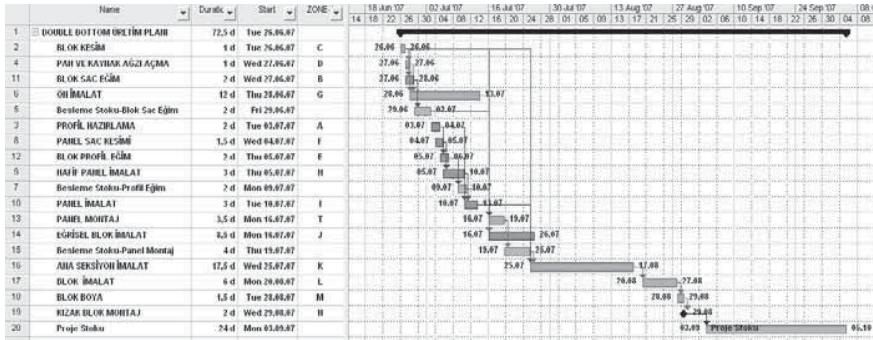
Kritik yolu belirlenen, istasyon süreleriyle birlikte imalat süresi hesaplanan double bottom bloğunun kritik yol prosesine göre incelenmesi için görevlerin %50 bitirilmesi esasına göre güvenlik paysız imalat süreleri tablo halinde oluşturulur. Tablo 2. de bu süreler görülmektedir.

Tablo 2. Güvenlik Paysız İmalat Süreleri

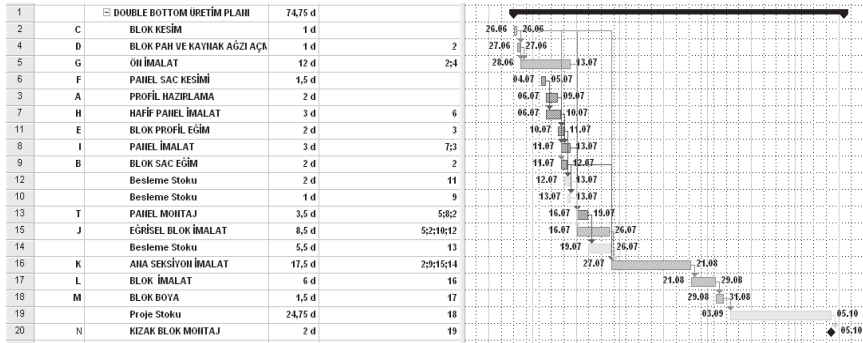
İst. No	İş Tanımı	Gerçekleşen Süre	Kısaltılmış Süre	Öncül
		Güvenlik Payı Var	Güvenlik Payı Yok	
		Süre(Gün)	Süre(Gün)	
C	BLOK KESİM	2 g	1 g	
D	PAH VE KAYNAK A.	2 g	1 g	C
G	ÖN İMALAT	24 g	12 g	C
B	BLOK SAC EĞİM	4 g	2 g	C
A	PROFİL HAZIRLAMA	4 g	2 g	
E	BLOK PROFİL EĞİM	4 g	2 g	A
F	PANEL SAC KESİMİ	3 g	1,5 g	
H	HAFİF PANEL İMALAT	6 g	3 g	F
I	PANEL İMALAT	6 g	3 g	H;A
T	PANEL MONTAJ	7 g	3,5 g	C;G;I
J	EĞRİSEL BLOK	17 g	8,5 g	B;E;G;C
K	ANA SEKSİYON	35 g	17,5 g	B;C;T;J
L	BLOK İMALAT	12 g	6 g	K
M	BLOK BOYA	5 g	2,5 d	L
N	KIZAK BLOK MONTAJ	4 g	2 g	M

Kritik zincir proje uygulaması nümerik yol ile proje planından başka yazılım olarak da kullanılmaktadır. ProChain ve Kritik Yol Proje Planı (CCPM +) bunlardan bazılarıdır. 50 alt görevden fazla projelerde yazılım kullanılması önerilmektedir. Ayrıca kritik zincir uygulayıcısının endüstri dalındaki çalışma ve tecrübelerini nümerik yol ile uygulanan programda stok miktarlarını belirlerken kullanabilmesi alt görev sayısı az olan projeler için bir avantajdır.

Ms Project programında çalışan CCPM ve nümerik yol ile gerçekleştirilen proje planları aşağıdaki şekillerde verilecektir. Planlanan sürenin 87 gün olduğu, 99 günde kızağa çıkarılan bir double bottom bloğu için veriler elde edilmiştir.



Şekil 6. Kritik Zincir Nümerik Yol ile Double Bottom Proje Planı



Şekil 7. Kritik Zincir CCPM+ Proje Planı

Program ve nümerik yol ile yapılan kritik zincir uygulamasıyla kritik zincir tespit edilmiştir. %50 bitirilme olasılığında planlanan proje sonuna proje stoku karekökler formülasyonu ile eklenmiştir. Besleme stokları da kritik zincir üzerinde olmayan fakat kritik zinciri besleyen noktalara uygulanmıştır. Bu durumda 99 gün olarak gerçekleşen süre 72,5 güne çekilerek %18 iyileştirme sağlanmıştır. Nümerik yollarla ve CCPM + programıyla yapılan proje planı aynı sonuçları vermektedir.

5.Sonuç

Gemi İnşa Sektörünün proje yönetimi olarak eksiklikler gösterdiği bilinmektedir. Üretim akışında yapılabilecek değişiklikler, bu değişikliklerin üretimin verimini ne ölçüde değiştirdiğinin ölçülebilmesi ve sektörün bu verilerden yararlanabilmesi gerekmektedir. Bu amaçla üretim planlamasının kesin ve ölçülebilir olmasını sağlamak Türkiye tersaneleri için bir çıkış yolu olarak benimsenmelidir [6].

Kısıtlar Teoremi 1984 yılından günümüze özellikle Avrupa ve Amerika’da şirketlerin ilgisini çekmiş, teoremi proje yönetiminde uygulayan şirketler endüstri dallarına göre bir çok iyileştirmeler elde etmişlerdir. Üreten [7] yapmış olduğu çalışmada Avery Dennison, TBS Furniture ve Ford Motor gibi değişik sektörlerde faaliyet gösteren firmalarının yapmış oldukları uygulama sonucu değişen değerleri şu şekilde özetlemektedir.

Avery Dennison firması 1.5 yıl süren iyileştirme süreci sonunda Pazar payını %17 ile %25 aralığında, müşteri memnuniyetini %47 oranında, siparişleri karşılama süresini %80 oranında, net satışlarını %25 oranında arttırmıştır.

TBS Furniture firması işletim giderlerini %40, stok 2 Milyon Pound azalmış, sermaye devri 13 Milyon Pound’dan 17 Milyon Pound’a çıkmıştır. Satışlar %40 artarken, teslimat performansı %97 artmıştır. Siparişleri karşılama süresi ise 6-8 haftadan 7 güne çekilmiştir.

Ford Motor firması iyileştirme öncesi 10,6 gün olan siparişleri karşılama süresi JIT uygulaması ile 8,5 güne, kısıtlar teorisi ile 2,2 güne çekilmiştir. Müşteri memnuniyeti %75 seviyesine yükselmiştir.

Kritik zincir proje yönetimi bu makalede incelenen double bottom üretim akışında ve farklı endüstri dallarında gerçekleştirdiği iyileştirmeler ile uygulanabilirliğini göstermektedir. Bu nedenle Türkiye’de gelişmeye açık olan gemi inşa sektörü ve benzeri endüstri alanlarında proje yönetimi olarak tercih edilmesi günümüz rekabetçi ortamında firmalara birkaç adım öne çıkma fırsatı sunmaktadır.

Kaynaklar

- [1] Eliyahu, M.E., (1984). The Goal, North River Press, Great Barrington
- [2] Rand, K.G., (2000). Critical Chain: The Theory of Constraints applied to Project Management, International Journal of Project Management, 18: 173-177.
- [3] Filiz, A., (2008). Üretim Yönetiminde Verimlilik Sırları, Sistem Yayıncılık, İstanbul..
- [4] Leach, P., (2000). Critical Chain Project, Artech House Inc., Norwood.
- [5] Tekin, H., (2006). Kısıtlar Teorisi ve Proje Yönetimindeki Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [6] Gemi İnşa Sektör Arama Konferansı. (2012). Sonuç Bildirgesi, İstanbul
- [7] Üreten, S., (1999). Bir Yönetim Aracı Olarak Kısıtlar Teorisi ve Uygulaması, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Sosyal Bilimleri Enstitüsü, Ankara

HAREKET EDEN YARIMKÜRE ŞEKLİNDEKİ BİR CİSMİN OLUŞTURDUĞU DALGALARIN SAYISAL OLARAK MODELLENMESİ

Deniz BAYRAKTAR ERSAN¹ ve Serdar BEJİ²

ÖZET

Su dalgalarının teorik ve fiziksel modellenmesi, üzerinde onaltıncı yüzyıldan bu yana çalışılan bir konudur. Genel olarak rüzgâr etkisi ile oluşan açık deniz ve kıyı bölgesi dalgalarının yanı sıra su içindeki bir cismin (gemi v.b.) hareketinden ötürü oluşan dalgaların incelenmesi de önem taşımaktadır. Gemi hareketlerinden kaynaklanan dalgaların modellenmesi özellikle son yılların güncel konularındandır. Bu çalışmada, seyir halindeki tekneyi temsil edecek olan basınç alanı belirlenmiş ve bu basınç alanı ilerlediğinde oluşacak olan dalgalar bir bilgisayar programında sayısal olarak modellenmiştir. Lineer olmayan özellikteki bu dalgaları sayısal olarak modelleyebilmek için “Boussinesq Denklemleri” kullanılmıştır. Boussinesq denklemleri, derinlik integre edilmiş denklemler olup, dispersiyon terimleri kısmi olarak dikey yöndeki akışkan ivmesinin etkisini temsil eder. Boussinesq Denklemleri bu özellikleri ile uzun dalga denklemlerinden ayrılırlar. Bu sayede, çok sığ olmayan bölgelerde de, değişik hızlardaki teknelerin yarattığı dalgaların gerçekçi bir şekilde simülasyonu yapılmıştır. Hareket edecek olan basınç alanını temsilen bir yarım küre seçilerek, farklı Froude sayıları için, değişik zaman aralıklarında üç boyutlu simülasyonlar yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Boussinesq denklemleri, dalga şekilleri, giriş açısı, hareket eden basınç alanı

1 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 64 18, e-posta: bayraktard@itu.edu.tr

2 İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Bölümü , Tel:0212 285 64 42, e-posta: sbeji@itu.edu.tr

1. Giriş

Su yüzeyinde hareket eden bir cismin (gemi v.b.) farklı hızlarda oluşturduğu lineer olmayan En önemli avantajı derinlik integre edilmiş bir dalga modeli olması olan Boussinesq denklemleri, üç boyutlu bir problemi iki boyutlu bir probleme indirgemektedir. Boyuttaki bu azalma ve bilgisayar teknolojisinin ilerlemesine paralel olarak, Boussinesq denklemleri farklı tipte dip batimetriteri ve kıyı şekilleri ile geniş yüzeyleri kaplayan bölgeler için yaygın olarak kullanılabilir.

Sabit su derinlikleri için geçerli olan ilk Boussinesq modeli, adını aldığı Boussinesq [2] tarafından elde edilmiştir. Daha sonra, Mei and LeMehaute [9] ve Peregrine [12] de, Boussinesq denklemlerini sabit olmayan su derinlikleri için elde etmişlerdir. Mei and LeMehaute, tabandaki hızı değişken olarak tanımlarken, Peregrine derinliğe göre ortalaması alınmış hızı değişken olarak kullanmıştır. Peregrine tarafından türetilen denklemlerin yaygın kullanımından ötürü, bu denklemler standart Boussinesq denklemleri olarak bilinmektedir.

Daha iyi dispersiyon karakteristiğine sahip denklemler elde etmek için Madsen ve diğerleri [7] ve Madsen ve Sørensen [8] ayarlanabilir katsayılı yüksek mertebeden terimleri sırasıyla, sabit ve değişken su derinlikli Boussinesq denklemlerine eklemişlerdir. Beji ve Nadaoka [1], Madsen ve diğerlerinin [7] gelişmiş Boussinesq denklemlerini, farklı bir şekilde türetmişlerdir. Liu ve Wu [5] ise, sınır integrali yöntemini kullanarak bir dikdörtgen ve trapez kanal içinde hareketli bir basınç dağılımı tarafından üretilen dalgaları, gemiye özel uygulamalar içeren bir model olarak sunmuştur. Torsvik [13] Lynett ve diğerleri [6] ve Liu ve Wu'nun [5] COULWAVE uzun dalga modelini kullanarak, değişken kesitli bir kanalda sabit bir hızda hareket eden bir basınç dağılımının yarattığı dalgaları sayısal olarak incelemiştir. Bu ve bunun benzeri yapılmış olan çalışmalarda ortak nokta, hareket eden cisim olarak kosinüs tipinde bir fonksiyon seçilmesidir.

Hareketli bir basınç alanının teorik formülasyonunu incelemek, yüzen bir cisim istenilen formda elde edebilmek açısından oldukça önemlidir. Fakat Boussinesq denklemleri, boyut azaltması açısından her ne kadar çok büyük avantaj sağlasa da yüzer cisimler söz konusu olduğunda doğrudan bir kullanım söz konusu olamamaktadır. Bu durumda, yapılabilecek iki farklı yaklaşım vardır. Bunlardan birincisi, yüzer cismin dışında ve altında kalan bölgelerin ayrı ayrı değerlendirilmesi ve buna bağlı çözümlerin elde edilmesidir. Diğer ise, uygulama açısından daha kolay olan, Boussinesq denklemlerine, yüzer cismin etkisini yansıtacak olan bir yüzey basınç teriminin eklenmesidir. Burada en önemli problem, yüzer cisme en uygun yüzey basıncının tanımlanmasıdır.

Bu çalışmada, farklı formda yüzey basınç alanları ile istenilen cismin/cisimlerin etkilerinin yaratılıp tanımlanması ve buna bağlı olarak yapılması planlanan simülasyonlar ile farklı durumlar incelenip birbiriyle karşılaştırılmıştır. Bu simülasyonlar, hareket halindeki bir gemi formunun yarattığı dalgalar ile bunların etkilerini anlayabilmek açısından oldukça önemlidir. Bunu gerçekleştirebilmek için, yüzey basınç terimlerinin, bir ve iki boyutlu (gerçekte iki ve üç boyutlu) olan Boussinesq sayısal modellerinin bir parçası haline getirilip uygulanması gerekmektedir.

Klasik Boussinesq denklemlerinin uygulama alanlarından farklı olarak bu araştırma konusu, kıyı ve liman bölgelerindeki dalga hareketlerinin incelenmesinin dışında, yüzer bir cisim veya cisimler etkisi altında oluşacak dalga hareketlerini de inceleyebilmeyi mümkün kılmaktadır.

İki boyutlu denklemlerle yarım küre şeklindeki bir cismin yarattığı dalgalar modellenmiştir. Bu simülasyonlar, teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

2. Gelişmiş Dispersiyon Karakteristikli Boussinesq Denklemleri

Bu çalışmada Beji ve Nadaoka [1] tarafından türetilen Boussinesq denklemleri kullanılmış olup, momentum denklemlerine, hareket edecek cismi temsil eden basınç gradyanı eklenmiştir:

$$\begin{aligned} \mathbf{u}_t + (\mathbf{u} \cdot \nabla)\mathbf{u} + g\nabla\eta \\ = (1 + \beta)\frac{h}{2}\nabla[\nabla \cdot (h\mathbf{u}_t)] + \beta g\frac{h}{2}\nabla[\nabla \cdot (h\nabla\eta)] - (1 + \beta)\frac{h^2}{6}\nabla(\nabla \cdot \mathbf{u}_t) \\ - \beta g\frac{h^2}{6}\nabla(\nabla^2\eta) + \frac{\nabla p}{\rho} \end{aligned} \quad (1)$$

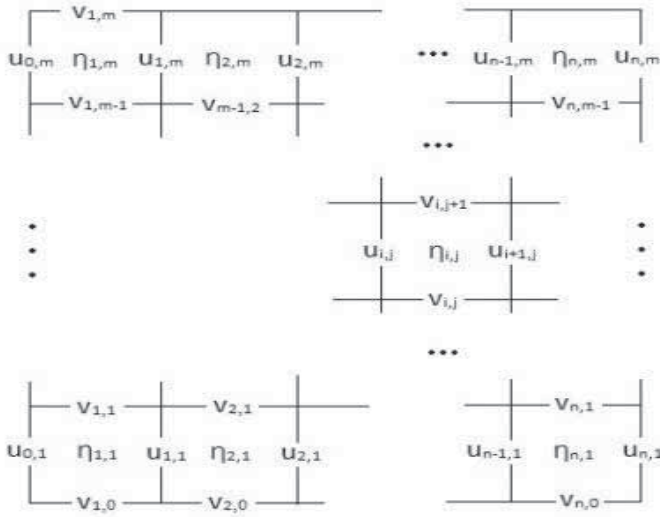
$$\frac{\partial\eta}{\partial t} + \nabla \cdot [(h + \eta)\bar{\mathbf{u}}] = 0 \quad (2)$$

Burada β bir sabit olup, lineer teori dispersiyon bağıntısının, ikinci mertebeden Padé açılımına göre $\beta=1/5$ alınmıştır. $\beta = 0$ ise Peregrine'nin orijinal denklemine karşılık gelmektedir.

$\beta = 1/5$ olduğunda, model nispeten kısa dalgaları ($h/\lambda = 1$) modelleyebilir. Burada, λ dalga boyu, h ise su derinliğini temsil etmektedir.

3. Denklemlerin Ayrıklaştırılması

Denklem 1 ve Denklem 2, atlatılmış Arakawa C-grid sistemine göre Şekil 1'de gösterildiği gibi ayrıklaştırılmıştır.



Şekil 1. Değerlerin atlatılmış Arakawa C- grid sistemindeki konumları

Ayrıklaştırma, O'Brien ve Hurlburt [11] tarafından iki tabakalı sıg su denklemlerinin çözümünde kullanılan yöntemine uygun olarak, süreklilik denklemi, momentum denkleminin içine yerleştirilerek gerçekleştirilmiştir. Böylesi bir düzenleme, sayısal programın sırasıyla, hem uzun dalga modunda, hem Boussinesq modunda, hem de gelişmiş Boussinesq modunda çalışabilmesine olanak verir. Buna göre süreklilik denklemi,

$$\frac{n_{i,j}^{k+1} - n_{i,j}^k}{\Delta t} + \frac{1}{2}h \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^{k+1} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^k \right]_{i-\frac{1}{2},j} = - \left[h_x u_{i-\frac{1}{2},j}^{k+\frac{1}{2}} + h_y v_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} + \frac{\partial}{\partial x} (\eta u)^{k+\frac{1}{2}} + \frac{\partial}{\partial y} (\eta v)^{k+\frac{1}{2}} + h \frac{\partial v_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}}}{\partial y} \right] \quad (3)$$

elde edilmiştir. Burada, i ve j sırasıyla x ve y yönündeki uzaysal zaman adımlarını gösterirken k , zaman adımını gösterir. Her iki taraf Δt ile çarpılıp x 'e göre türevi alındığıdaysa aşağıdaki denklem elde edilir:

$$\begin{aligned}
\left(\frac{\partial \eta}{\partial x}\right)_{i,j}^{k+1} &= \left(\frac{\partial \eta}{\partial x}\right)_{i,j}^k - \frac{1}{2} h \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)^{k+1} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)^k \right]_{i-\frac{1}{2},j} \Delta t - 2h_x \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i-\frac{1}{2},j}^{k+\frac{1}{2}} \Delta \\
&\quad - h_y \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t - h_x \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t - h \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y}\right)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta \\
&\quad - \frac{\partial^2}{\partial x^2} (\eta u)_{i-\frac{1}{2},j}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t - \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (\eta v)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t
\end{aligned} \tag{4}$$

Buna benzer olarak Denklem 3, Δt ile çarpılıp, y 'ye göre türevi alınırsa,

$$\begin{aligned}
\left(\frac{\partial \eta}{\partial y}\right)_{i,j}^{k+1} &= \left(\frac{\partial \eta}{\partial y}\right)_{i,j}^k - \frac{1}{2} h \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)^{k+1} + \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)^k \right]_{i-\frac{1}{2},j} \Delta t - 2h_y \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_{i-\frac{1}{2},j}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t \\
&\quad - h_x \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t - h_y \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t - h \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y}\right)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta \\
&\quad - \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (\eta u)_{i-\frac{1}{2},j}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t - \frac{\partial^2}{\partial y^2} (\eta v)_{i,j-\frac{1}{2}}^{k+\frac{1}{2}} \Delta t
\end{aligned} \tag{5}$$

denklemleri elde edilir. Denklem 4 ve 5, sırasıyla x ve y momentum denklemlerinin ayrıklaştırılması için kullanılacaklardır. Momentum denkleminin x bileşeni şu şekilde ayrıklaştırılır:

$$\begin{aligned}
\frac{u_{i,j}^{k+1} - u_{i,j}^k}{\Delta t} + \frac{1}{2} g \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial x}\right)^{k+1} + \left(\frac{\partial \eta}{\partial x}\right)^k \right]_{i+\frac{1}{2},j} &= (1 + \beta) \frac{h^2}{3} \left[\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)^{k+1} - \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}\right)^k \right] \frac{1}{\Delta t} \\
&\quad + (1 + \beta) h h_x \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^{k+1} - \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^k \right] \frac{1}{\Delta t} - (u u_x)^{k+\frac{1}{2}} \\
&\quad - (v u_y)^{k+\frac{1}{2}} + (1 + \beta) \frac{h^2}{3} v_{xyt} + \frac{1}{2} (1 + \beta) h h_x v_{yt} \\
&\quad + \frac{1}{2} (1 + \beta) h h_y v_{xt} + g \beta \frac{h^2}{3} \eta_{xxx} + g \beta h h_x \eta_{xx} \\
&\quad + g \beta \frac{h^2}{3} \eta_{xyy} + \frac{1}{2} g \beta h h_x \eta_{yy} + \frac{1}{2} g \beta h h_y \eta_{xy} \frac{1}{\rho} p_x
\end{aligned} \tag{6}$$

Burada, ayrıklaştırılmamış olarak verilen terimler, Arakawa C-grid sistemine göre $k + 1/2$ zaman adımında ayrıklaştırılacaktır. Denklem 4'teki $\left(\frac{\partial \eta}{\partial y}\right)_{i,j}^{k+1}$ ifadesini yukarıdaki denklemin içine yerleştirdikten sonra, Δt ile çarpıp düzenlenirse elde edilecek olan denklem,

$$\begin{aligned}
& h \left[\frac{1}{3} (1 + \beta) h + \frac{1}{4} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)^{k+1} + h_x \left[(1 + \beta) h + \frac{1}{2} g \Delta t^2 \right] \\
& = h \left[\frac{1}{3} (1 + \beta) h - \frac{1}{4} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + h_x \left[(1 + \beta) h - \frac{1}{2} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \\
& - u_{i,j}^k + g \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} \right)^k - \frac{1}{2} h_x \left[(1 + \beta) h + \frac{1}{2} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^{k+1} \\
& + \frac{1}{2} h_x \left[(1 + \beta) h - \frac{1}{2} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^k - \frac{1}{2} h_y \left[(1 + \beta) h + \frac{1}{2} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^{k+1} \\
& + \frac{1}{2} h_y \left[(1 + \beta) h - \frac{1}{2} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^k - h \left[\frac{1}{3} (1 + \beta) h + \frac{1}{4} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right)^{k+1} \\
& + h \left[\frac{1}{3} (1 + \beta) h - \frac{1}{4} g \Delta t^2 \right] \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right)^k + \left[(u u_x)^{k+\frac{1}{2}} + (v u_y)^{k+\frac{1}{2}} \right] \Delta t \\
& - g \beta h \Delta t \left[\frac{h}{3} (\eta_{xxx} + \eta_{xyy}) + h_x \left(\eta_{xx} + \frac{1}{2} \eta_{yy} \right) + \frac{1}{2} h_y \eta_{xy} \right] \\
& - \frac{1}{2} g \Delta t^2 \left[\frac{\partial^2}{\partial x^2} (\eta u)^{k+\frac{1}{2}} + \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} (\eta v)^{k+\frac{1}{2}} \right] - \frac{1}{\rho} p_x \Delta t \quad (7)
\end{aligned}$$

olur. Aynı işlemler y-momentum denklemi için de yapıldığından burada tekrar edilmemiştir.

Sayısal çözüm sırası şu şekildedir. Öncelikle, eski zamandaki hızlar kullanılarak, geçici η değerleri, süreklilik denklemi 3'ten hesaplanır. Buna bağlı olarak, x ve y yönündeki momentum denklemleri, yeni zamandaki u ve v hızları için, tridiyagonal bir matris sistemi oluşturur. Hareket denkleminin x- bileşeni çözülürken, yeni zaman adımındaki u^{k+1} değerleri tek bilinmeyenler olup, Thomas algoritması kullanılarak çözülür. Benzer şekilde, hareket denkleminin y-bileşeni çözülürken, yalnızca v^{k+1} 'ler bilinmeyen olarak değerlendirilir. Son hesaplanan u^{k+1} ve v^{k+1} değerleri kullanılarak, düzeltilmiş η değerleri yeniden süreklilik denkleminde elde edilir. Güvenilir sonuçlar elde etmek için, her bir zaman adımında, bu işlemlerin yalnızca üç kez tekrarlanmasının yeterli olduğu gözlemlenmiştir. Daha iyi bir yaklaşım için, değişkenlerin ardışık değerleri bir yakınsama kriteri ile karşılaştırılmıştır. Fakat sayısal deneyler göstermiştir ki, iterasyonun artmasının sonuçlar üzerinde iyileştirici bir etkisi kesinlikle ihmal edilebilir düzeyde kalmaktadır.

4. Üç Boyutlu Sayısal Çözümler

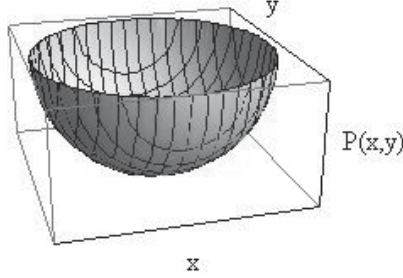
Hareket eden basınç alanına bağlı olarak oluşan dalgaların iki boyutlu (gerçekte 3 boyutlu) simülasyonları yapılmıştır. Bu amaçla, öncelikle üç boyutlu bir yarım küre şeklindeki bir basınç alanı oluşturulmuştur. Daha sonra, söz konusu basınç alanı kullanılarak yapılan sayısal simülasyonlardan farklı derinlik Froude sayıları için elde edilen giriş açıları ölçülmüş ve her bir açı Havelock'a ait teorik fomülasyonların verdiği değerlerle karşılaştırılmıştır.

5. Yarımküre Şeklindeki Basınç Alanının Zorlayıcı Etkisi

Simülasyon için kullanılan yarımküre şeklindeki basınç alanı şu şekilde ifade edilmiştir:

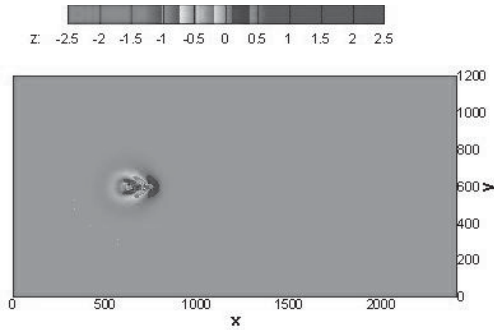
$$p(x,y) = p_0 \sqrt{R^2 - x^2 - y^2} \quad (8)$$

Burada, p_0 değeri basınç dağılımının en yüksek değeri olup, R ise yarıçaptır. Şekil 5, kullanılan basınç alanını göstermektedir.

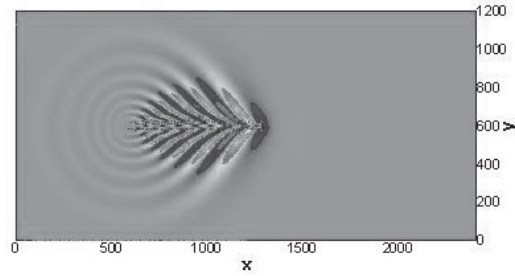


Şekil 2. Yarımküre şeklindeki basınç dağılımının üç boyutlu gösterimi

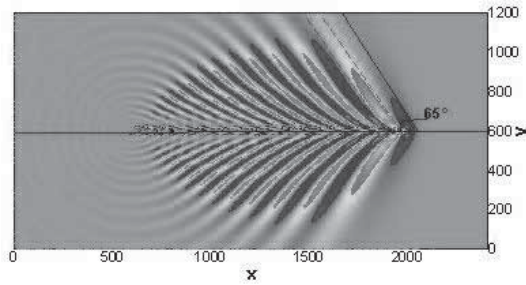
Simülasyonlarda, $R=40$ m, $p_0 = 300$ Pa, su derinliği $h = 10$ m alınmış olup buna bağlı hız $c = \sqrt{gh} = 10$ m/s'dir. Simülasyon alanı, 2400 m $\times$ 1200 m olup $\Delta x = \Delta y = 4$ m'dir. Zaman aralığı ise $\Delta t = 0.2$ s'dir. x-momentum denkleminde $p_x = -xp_0/(R^2 - x^2 - y^2)^{1/2}$ ve y-momentum denkleminde $p_y = -yp_0/(R^2 - x^2 - y^2)^{1/2}$ şeklindedir. Şekil 6, derinlik Froude sayısı, $Fr = v/c = v/\sqrt{gh} = 1.1$ için sırasıyla $t=10$ s, 44 s ve 90 s'de gözlenen dalgaların kontür grafiklerini göstermektedir. Bu Froude sayısına karşılık gelen basınç alanının ilerleme hızı ise $v = 1.1\sqrt{gh} = 1.1c = 11$ m/s'dir. Tablo 1 ve Şekil 7'den görülen, $t=90$ s için simülasyonu yapılan dalga alanının 65° olarak ölçülen ilerleme açısı, Havelock'un [4] teorik sonucuyla oldukça uyumludur.



(a) $t=10$ s, $Fr=1.1$



(b) $t = 44$ s, $Fr = 1.1$



(c) $t = 90$ s, $Fr = 1.1$

Şekil 3. $Fr = 1.1$ için Boussinesq modeli ($\beta = 1/5$) kullanılarak ilerleyen bir yarımkürenin oluşturduğu dalgaların farklı zamanlardaki dalga konturları

Havelock [4] belli hızlarda ilerleyen bir yüzey basıncı nedeniyle oluşan dalga şekillerini, kritik altı ve kritik üstü Froude sayıları için incelemiştir.

Nokta şeklindeki bir impulsun sonlu derinlikteki bir suda ilerlerken oluşan giriş açısını Havelock şu şekilde ifade etmiştir:

$$Fr \leq 1 \text{ için } \alpha = \arccos \sqrt{8(1-n)/(3-n)}$$

$$Fr > 1 \text{ için } \alpha = \arcsin \sqrt{p}$$

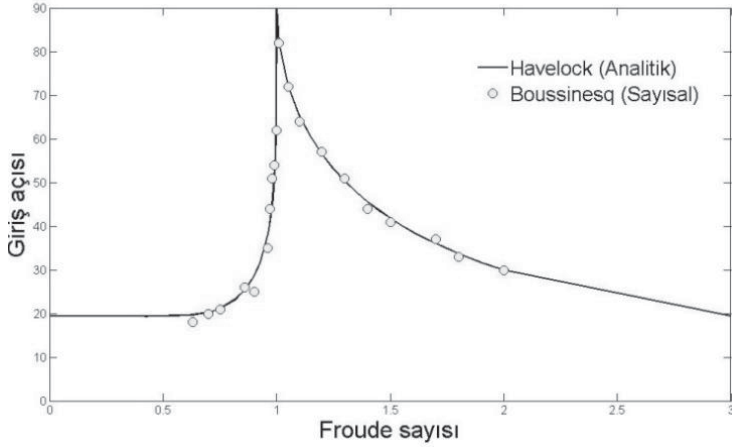
Burada, $p = gh/v^2 = c^2/v^2 = 1/Fr^2$ 'dir. $m = \frac{\tanh(kh)}{kh}$ ve $n = \frac{2kh}{\sinh(2kh)}$ iken, kritik altı

aralıktaki belirli bir Froude sayısı veya p değeri için öncelikle kh , $m(3-n) = 2/p$ bağıntısından iterasyonla bulunur. α değerini bulmak içinse, n değerinin sayısal değeri, hesaplanmış olan kh değeri kullanılarak bulunur. Kritik üstü aralıktaki, p tek fonksiyon olup, başka bir hesaplama gerektirmez. Tablo 1'de bunlara bağlı olarak hesaplanan kama açıları sayısal ve teorik olarak verilmiştir.

Tablo 1. Sayısal olarak elde edilen giriş açılarının Havelock’un analitik sonuçlarıyla farklı derinlik Froude sayıları için karşılaştırılması

Giriş açısı			
Fr	Boussinesq (Sayısal)	Havelock (Analitik)	Bağıl hata yüzdesi (%)
0.63	18.00	19.69	8.58
0.70	20.00	20.26	1.29
0.75	21.00	21.10	0.47
0.86	25.00	25.36	1.43
0.90	25.00	28.50	12.28
0.96	40.00	37.78	5.86
0.97	40.00	40.69	1.69
0.98	39.00	44.66	12.68
0.99	48.00	51.01	5.90
1.01	82.00	81.93	0.08
1.05	72.00	72.25	0.34
1.10	65.00	65.38	0.58
1.20	54.00	56.44	4.33
1.30	47.00	50.28	6.53
1.40	43.00	45.58	5.67
1.50	42.00	41.81	0.45
1.60	36.00	36.03	0.09
1.80	33.00	33.75	2.22
2.00	30.00	30.00	0.00

Kritik altı bölgede Froude sayısı sıfıra yaklaştıkça, bağıl derinliğin (kh) arttığı gözlemlenmektedir. Öte yandan, tüm kritik üstü aralıkta, kh değeri sıfırın limit değeri olduğu durumu kabul eder ve giriş açısı hesaplamalarında etkisiz hale gelmektedir. Bundan ötürü, bir anlamda, düşük Froude sayıları, görece derin suları temsil ederken, yüksek Froude sayıları, sığ sulara karşılık gelmektedir. Şekil 7’de görüldüğü üzere, $Fr = 0$ durumunda, derin sular için, Kelvin’in çok iyi bilinen giriş açısı $\alpha = 19^{\circ}28'$ elde edilmiştir. Şekil 7’de, Havelock’un analitik formülleriyle hesaplanan giriş açılarıyla, Boussinesq modelini kullanarak elde edilen grafiklerden ölçülen giriş açıları verilmiştir. Buradaki Froude sayısı $\left(Fr = v / \sqrt{gh}\right)$ derinliğe bağlı olduğundan $Fr = 0$ durumu derin suya karşılık gelir, şöyle ki $v \neq 0$ şartıyla, su derinliği h teorik olarak sonsuzdur. Dolayısıyla Şekil 7’de $Fr < 1$ derin su bölgesini temsil ederken, $Fr > 1$ sığ su bölgesini temsil etmektedir. Boussinesq denklemleri genel olarak orta derinlikte ve sığ sulara uygulanabilir olduğundan, Tablo 1’de görüldüğü üzere, bu çalışmada simülasyonlar için, kritik altı aralık, $Fr=0.63$ ve $Fr=0.99$ arasında seçilmiştir.



Şekil 4. Sayısal olarak elde edilen giriş açılarıyla, Havelock'un teorik formülasyonunun karşılaştırılması

6. Sonuçlar

Boussinesq denklemleri genel olarak yakın kıyı bölgelerindeki ya da orta derinlikteki dalgaları modellemek için kullanılmaktadır. Bu uygulamaların dışında, ilerleyen bir cismin oluşturduğu dalgaları modellemek için de Boussinesq denklemleri kullanılabilir. Bu çalışmada, sabit ve ilerleyen yüzey basınçları kullanılarak sayısal dalga modellemeleri yapılmıştır.

Üç boyutlu simülasyonlar için Boussinesq denklemlerinde yarımküre şeklindeki bir basınç gradyanı kullanılmış ve ilerleyen bu basınç alanının oluşturduğu dalga şekillerinin farklı derinlik Froude sayıları için değişik zaman aralıklarında simülasyonları yapılmıştır. Havelock [4]'ün analitik sonuçları, hesaplanan giriş açılarıyla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar, özellikle bağıl derinliğin küçük olduğu, kritik üstü Froude bölgesi için çok iyi sonuçlar vermektedir. Kritik altı Froude bölgesinde ortalama hata % 5.58 iken, kritik üstü Froude bölgesinde ortalama hata % 2.03'e düşmektedir. Ortalama hata yüzdelerindeki bu fark, büyük ihtimalle Boussinesq denklemlerinin su derinliğine bağlı kısıtlayıcılığından ileri gelmektedir. Daha önce belirtildiği üzere, kritik altı bölge, görece daha derin suları temsil etmekte ve Froude sayısının sıfıra eşit olduğu durum ise, tamamen derin suya karşılık gelmektedir. Sayısal modelin, kritik altı bölgede görece daha kötü sonuç vermesi, oluşan dalgaların derin su özelliklerine bağlanabilir.

7. Kaynaklar

- [1] Beji, S. and Nadaoka, K. A., Formal Derivation and Numerical Modelling of the Improved Boussinesq Equations for Varying Depth, *Ocean Engineering*, no. 23, pp. 691, 704, 1996.
- [2] Boussinesq, J.V., Theory of waves and surges which propagate the length of a horizontal

rectangular canal, imparting to the fluid contained within the canal velocities that are sensibly the same from the top to the bottom, *Journal de Mathématiques Pures et Appliquées*, no. 17, pp. 55–108, 1872.

- [3] Engquist, B. and Majda, A., Absorbing Boundary Conditions for the Numerical Simulations of Waves, *Mathematics of Computation*, no. 31(139), pp. 629–651, 1977.
- [4] Havelock, T., The propagation of Groups of Waves in Dispersive Media with Application to Waves on Water Produced by a Travelling Disturbance, *Proceedings of the Royal Society of London*, no.81(549), pp. 398–430, 1908.
- [5] Liu, P.L.F and Wu, T.R., Waves Generated by Moving Pressure Disturbances in Rectangular and Trapezoidal Channels, *Journal of Hydraulic Research*, no. 42, pp. 163–171, 2004.
- [6] Lynett, P., Wu, T.-R., and Liu, P. L.-F., Modeling Wave Runup with Depth-Integrated Equations, *Coastal Engineering*, no (46), pp. 89–107, 2002.
- [7] Madsen, P. A., Murray, R. and Sørensen, O. R., A New Form of the Boussineq Equations with Improved Linear Dispersion Characteristics, *Coastal Engineering*, no. 15, pp. 371–388, 1991.
- [8] Madsen, P. A. and Sørensen, O. R. , A New Form of the Boussineq Equations with Improved Linear Dispersion Characteristics part 2, *Coastal Engineering*, no. 18, pp. 183–204, 1992.
- [9] Mei, C.C. and LeMehaute, B., Note on the Equations of Long Waves Over an Uneven Bottom, *Journal of Geophysical Research*, no. 71, pp. 393–400, 1966.
- [10] Nwogu, O. , Alternative Form of Boussinesq Equations for Nearshore Wave Propagation, *Journal of Waterway, Port, Coastal and Ocean Engineering*. No. 119, pp. 618–638, 1993.
- [11] O'Brien, J.J. and Hurlburt, H.E., A Numerical Model of Coastal Up-Welling, *Journal of Physical Oceanography*, no. 2, pp. 14–26, 1972.
- [12] Peregrine, D. H., Long Waves On a Beach, *Journal of Fluid Mechanics*, no. 27, pp. 815–827, 1967.
- [13] Torsvik, T., Pedersen, G. and Dysthe, K., Waves Generated by a Pressure Disturbance Moving in a Channel with a Variable Cross- Sectional Topography, *Journal of Waterway, Port, Coastal and Ocean Engineering*, no. 135, pp. 120–123, 2009.

LNG YAKITLI GEMİLERİN TÜRK LİMANLARINA ETKİLERİ

Mustafa KAVLAKCI¹ ve Aykut İ. ÖLÇER²

ÖZET

MARPOL Ek VI, özel alanlar ve global olmak üzere gemi kaynaklı emisyonlara birbirinden farklı limitler getirmiş olup bu limitler özel alanlarda 2015, global ölçekte 2020 yılına kadar kademeli olarak azaltılarak uygulanıyor olacaktır. Bu sıkı emisyon gerekliliklerini sağlayacak bazı uygulamalar mevcut olmakla birlikte armatörler açısından uygun sitemin seçimi teknik ve ekonomik nedenler aynı zamanda bir takım belirsizliklerden dolayı kolay olmayacaktır. LNG düşük emisyon değerleri ve fiyat bakımından avantajlara sahip olup gelecekte gemi yakıtı olarak kullanılması yüksek olasılığa sahiptir. Bu makalede ileriki yıllarda Türk limanlarına gelmesi muhtemel LNG yakıtlı gemilerden kaynaklı etkiler, yakıt ikmal altyapısı, emniyet ve yasal hususlar bakımından incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: MARPOL Ek VI, LNG, gemi emisyonlar, yakıt ikmal altyapısı

1. Giriş

Ulaştırma evrendeki ilk insanın yaratılması kadar eskidir. Taşınan ilk nesnenin ne olduğu merak edilmeye değer bir konu olup muhtemelen insan gücü ile taşınabilen bir nesne olacağı düşünülmektedir. İhtiyaçların zamanla artması neticesinde, taşımacılık günlük yaşam için daha da önemli olmaya başlamış ve bu alanda büyük gelişmeler kaydedilmiştir. Günümüzde ne develer ne de ahşap gemiler taşımacılıkta söz sahibi değildirler. Bunların

1 Denizcilik Uzmanı, Ulaştırma Denizcilik ve Haberleşme Bakanlığı, Mersin Liman Başkanlığı,
Tel: 0324 341 5811, e-posta: m.kavlakci@denizcilik.gov.tr

2 Doç. Dr., World Maritime University, P.O. Box 500 S-201 24 Malmö/Sweden, Tel: 00(46 40) 35 63 77,
e-posta: aio@wmu.se

yerine, uçaklar, hızlı trenler, yüksek hızlı konteyner gemileri vb. önemli aktörler yer almaktadır. Bu gelişmeler, yaşamı kolaylaştırarak, bir çok alanda fayda sağlamla birlikte çevre üzerinde olumsuz etkilere neden olmaktadır.

Deniz taşımacılığının çevresel etkilerinin diğer taşımacılık türlerine oranla en düşük seviyede olmasına rağmen, kargo hacmi bakımından dünya ticaretinin % 90'nın deniz yolu ile taşındığı ve yılda 30.000 milyar ton-mil den fazla bir yük hareketi dikkate alınarak, bu etkileri en aza indirmek için uluslararası seviyede çabalar gösterilmektedir.

1973 yılında, çevreye ilişkin en önemli uluslararası konvansiyon olan Gemilerden Kaynaklanan Kirliliğin Önlenmesi Uluslararası Sözleşmesi (MARPOL) Uluslararası Denizcilik Örgütü tarafından kabul edilmiştir. Deniz taşıtlarınca kullanılan yakıtların kükürt içeriğine ve yeni gemi makinalarının NOx emisyonlarına sınırlar getiren, hava kirliliğinin önlenmesi ile ilgili Ek VI, 1997 yılında MARPOL Sözleşmesine Protokol olarak eklemenmek suretiyle kabul edilmiştir. Ek VI'nın kabulünden bu yana emisyon sınırları Ek de yapılan revizyonlarla daha düşük seviyelere çekilmiştir. Dolayısıyla, kurallara uyum sağlama amacıyla, düşük kükürtlü yakıtlar veya egzoz gazı temizleme sistemleri veya gemilerin kükürt emisyonlarına sınırlamalar getirecek diğer yöntemler kullanılması gerekmektedir.

LNG'nin (Sıvılaştırılmış Doğal Gaz) gemi yakıtı olarak ekonomik ve çevresel avantajları vardır. LNG SOx ve partikül emisyonunu %100, NOx emisyonlarını % 90, CO2 emisyonlarını %20 azaltma yeteneğine sahiptir. Ancak bu yenilik denizcilik endüstrisi için teknik ve operasyonel zorluklar getirmekte ve limanlar üzerinde etkileri bulunmaktadır. Bu çalışma Türk limanlarına gelmesi muhtemel LNG yakıtlı gemiler ile ilgili, yakıt ikmal altyapısı, emniyet ve yasal etkileri üzerine odaklanmıştır.

2. Kurallar

2.1 MARPOL Ek VI

1991 yılında Gemilerden Kaynaklanan Hava Kirliliğinin Önlenmesi hakkındaki IMO Kurul Kararı A.719(17) kabul edilmiştir. Kararda hava kirliliğinin önlenmesine ilişkin MARPOL'a Ek yapmak amacıyla yeni bir taslak Ek üzerinde çalışılması istenmiştir. Altı yıl içinde hazırlanan yeni Ek, 1997 yılında MARPOL Sözleşmesine Protokol olarak kabul edilmiş olup, 19 Mayıs 2005 tarihinde yürürlüğe girmiştir [13].

1997 yılında kabul edilen MARPOL Ek VI uyarınca, Ek yürürlüğe girdiğinde gemilerde kullanılan yakıtlardaki maksimum kükürt içeriği global bazda % 4,5 olacak şekilde belirlenmişti. Protokol ile ayrıca Baltık Denizi kükürt miktarının % 1.5 ile sınırlandırıldığı

SECA (SOx Emisyon Kontrol Bölgesi) kabul edilmiştir. 2005 yılında buna ek olarak Kuzey Denizi SECA bölgesi olarak kabul edilmiştir [13].

MARPOL Ek VI kabulünden sonra geçen süre içerisinde, yeni teknolojilerin geliştirilmiş olması ve uygulamalar esnasında edinilen bilgi ve tecrübeler ışığında Ek VI'nın revize edilmesine karar verilmiştir. 2008 yılında revize edilerek kabul edilen Ek VI 1 Temmuz 2010 tarihinde yürürlüğe girmiştir. Revize Ek göre, SOx ve NOx emisyon limitleri azaltılmış ve Emisyon Kontrolü Alanları (ECAs) tanımlanmıştır. Gemilerde kullanılan yakıtlardaki maksimum kükürt miktarı dünya çapında % 4,5 den % 3,5'e düşürülmüş olup, revizyonlar 1 Ocak 2012 tarihinden geçerli olmak yürürlüğe girmiştir. Kükürt miktarı 2020'ye kadar kademeli olarak % 0,5 'e düşürülecek olup bu hususlarda kapsamlı bir fizibilite çalışmasının 2018 daha geç olmamak koşulu ile IMO tarafından yapılması gerekmektedir. SECA lar için müsade edilen maksimum % 1,5 kükürt sınırı 1 Temmuz 2010 tarihinden geçerli olmak üzere % 1 düşürülmüş olup 1 Ocak 2015 itibaren maksimum % 0,1 oranına düşürülecektir [13].

Revize Ek VI, ayrıca NOx emisyonlarının sınırlamalar getirmiştir 1 Ocak 1990 ve sonrasında ancak 1 Ocak 2000 tarihi öncesinde inşa edilen gemilerde bulunan makinalar Tier I makina emisyon sınırlarına, 1 Ocak 2011 ve sonrasında inşa gemiler Tier II makina emisyon sınırlarına, ECA'larda seyreden gemilerin 1 Ocak 2016 veya daha sonra inşa edilenlerinde kullanılan makinalar Tier III makina emisyon sınırlarına uygun olmalıdır [13].

2.2 LNG'nin Emniyetli Kullanımına İlişkin IMO Düzenlemeleri

Yeterli miktarda doğal gaz hava ile karışım oluşturduğu zaman patlayıcı olabilir. Olası patlamaları önlemek için yapılması gereken iki önemli şey, herhangi bir ateşleme kaynağını tehlikeli alanlardan uzak tutmak ve bu alanları çok iyi bir şekilde havalandırmaktır. Gemide LNG yanlış elleçlenmesinden doğabilecek tehlikeleri önlemek amacıyla, birçok kural ve düzenlemeler bulunmaktadır. Gemilerde LNG kullanımı ile ilgili emniyet kuralları klas kuruluşları arasında ilk kez DNV tarafından 2001 yılında yayımlanmıştır [1].

Haziran 2009 başında, IMO, Gemilerde Doğal Gaz Yakıtlı Makina Tesisatlarının Emniyetli kullanımına ilişkin Geçici Rehberi MSC.285(86) kararı ile benimsemiştir. Günümüzde, gazın gemi yakıtı olarak kullanılması hakkında olan IGF adı verilen kod, IMO tarafından hazırlanmaktadır. Bu Kod'un özellikle emniyet ile ilgili konulara ilişkin yakıt olarak ana makinesinde gaz yakan gemilerin temel tasarım kriterlerine yönelik tavsiyeler içermesi beklenmektedir. Kod Geçici Rehberin yerini alacak olup SOLAS 2014 revizyonu ile yürürlüğe girmesi beklenmektedir [4].

3. Kurallarda Belirtilen Gereklilikleri Sağlayan Seçenekler

Ticaret gemilerinin kurallarda belirtilen gereklilikleri sağlayabilmesi için günümüzde tartışılmakta olan üç seçenek söz konusudur. Gemiler ya ağır fuel-oil (HFO) kullanmaya devam edebilirler ancak kükürt emisyonlarını azaltmak ek olarak egzoz gazı temizleyici ile donatılması gerekmektedir veya yakıt olarak marine gaz oil veya LNG kullanılabilir [7].

3.1 HFO ile Gaz Temizleyici Ekipman

SECA emisyon gereksinimlerini sağlayabilmek NO_x ve PM için egzoz gazı temizleyicisi ile birlikte NO_x azaltılması için ya Seçici Katalitik İndirgeme (SCR) veya Egzoz Gazı Devridaim (EGR) ile birlikte kullanılması bir çözüm olabilir. Bu çözüm SECA 2015 ve ECA Tier III gerekliliklerini sağlamak hususunda fazlası ile yeterli olabilecek özellikler sunmaktadır [7]. Egzoz gazı temizleme teknolojisinin bazı avantajları vardır. Bunlardan birisi, bu teknoloji HFO'un hala yakıt olarak kullanılmasına imkan sağlamaktadır. En son testler ile SO_x emisyonlarının sıfıra indirgenebileceği ve PM değerlerinin % 80-85 azaltılabileceği kanıtlanmıştır. Diğer taraftan yakıttaki kükürt içeriği ve deniz suyu debisi emisyon azaltma oranını etkilemektedir [6]. Yatırım maliyetleri ve egzoz gazı temizleyiciler tarafından üretilen atıklar dezavantajlar olarak ortaya çıkmaktadır. Egzoz gazı temizleyicilerinin diğer bir eksikliği ise CO₂ emisyonlarını azaltıcı etkisinin bulunmamasıdır. Bunlara ek olarak Egzoz gazı temizleyicilerinin gemilere monte edilmesi için alan oluşturulmasının gerekmesi ve bunun neticesinde geminin taşıma kapasitesinde azalmaya neden olabilecek olması diğer bir eksiklik olarak kabul edilmektedir [7].

3.2 Marine Gaz Oil

MGO'in Yakıt olarak avantajlarından biri, düşük kükürt ve azaltılmış PM içeriği ile SECA gerekliliklerine uygun olmasıdır. Ayrıca, armatörler ana makinalarda uygunlaştırma ve ilave tank için harcama yapmak zorunda kalmayacaklardır. Diğer taraftan, yakıt fiyatları günümüzde çok yüksek olmakla birlikte sürekli olarak artacağı tahmin edilmektedir. Ayrıca, tek başın MDO kullanılması ile NO_x ve sera gazları azalmış olmayacak. Böylece NO_x Tier III limitlerine ilişkin gereksinimleri karşılamak için, gemi MGO yakıt olarak kullanılması halinde SCR veya EGR ile donatılmış olmalıdır [7].

3.3 Sıvılaştırılmış Doğal Gaz (LNG)

LNG çevre dostu bir yakıttır. LNG kullanımı ile SO_x ve PM emisyonları yaklaşık % 0' a, NO_x emisyonlarını % 85, CO₂ emisyonlarını % 25 oranlarında düşürmektedir [2].

Gemilerde LNG kullanımının en büyük dezavantajı LNG tankları için büyük alan gereksinimi olmasıdır. Örneğin LNG depolamak için gerekli olan tank hacmi aynı enerji içeriğine eşit MDO'ya oranla 1,8 kat daha büyüktür. Tankın yapısı ve maksimum doluluk oranı % 95 olacağı dikkate alındığında, söz konusu hacim farkı 2,3 kat olacaktır [3].

3.4 Seçeneklerin Maliyetler Bazında Karşılaştırması

Det Norske Veritas (DNV) tarafından ECA gerekliliklerini yerine getirmek üzere düşük kükürtlü yakıt, egzoz gazı temizleyicisi ve LNG arasındaki maliyet farklarını karşılaştıran bir ekonomik model geliştirilmiştir. Modelde gelir dikkate alınmamıştır. Hesaplamalar yaklaşık 2.700 gros tonluk, 3.300 KW ana makina gücüne sahip ve yıllık 5.250 saat seyir yapan tipik Baltık Denizi kargo gemisi üzerinde yürütülmüştür. Karakteristik olarak LNG yakıtlı bir ana makina yeni gemi inşa maliyetini % 10-20 oranında arttırmaktadır. İlave maliyet, çoğunlukla LNG depolama tankları, boru sistemi ve bazen geminin boyutlarındaki artış gibi nedenlerden kaynaklanmaktadır. Yukarıda verilen örnek gemi eğer LNG yakıtlı olarak inşa edilmiş olsa idi, küresel gemi yeni gemi inşa fiyatlarına göre ekstra yatırım maliyetinin 3,6 milyon USD olacağı tahmin edilmektedir. Şu ana kadar sınırlı sayıda geminin egzoz gazı temizleyicisi ile donatılmış olması nedeni ile, bu ekipmanın donatım maliyeti piyasada henüz açık bir şekilde fiyatlandırılmamıştır. Ancak, DNV tipik Baltık Denizi kargo gemisi ana makinası için 1 milyon USD'lik bir maliyet öngörmektedir. Gemilerde yakıt olarak MGO kullanılabilmesi için yapılması gerekli değişikliklerden kaynaklı toplam yatırım maliyeti, LNG veya egzoz gazı temizleyicisi seçeneklerine göre çok daha düşük olması nedeni ile, DNV analizlerinde bu maliyeti ihmal etmiştir. Yakıt fiyatları ilişkin tahminler, HFO, MGO ve MDO fiyatlarının istatistikleri ve beklentiler ışığında aynı zamanda uzun vadeli yapılan anlaşmalar ve LNG fiyatındaki yükselme dağılımı göz önünde bulundurularak yapılmıştır [8].

Denizcilik sektöründe, çoğunlukla bir geminin ekonomik ömrünün 20 yıl olduğu kabul edilmektedir. 20 yıllık bir zaman kabulüne dayanılarak, LNG seçeneğinin sırası ile egzoz gazı temizleyici seçeneğinden 4 milyon USD, MGO seçeneğinden ise 12 milyon USD daha az dolar olacağı tahmin edilmektedir. Gemilerin ekonomik ömrü 10 yıl olarak kabul edilerek ana makinalarda uygunlaştırma neticesinde ortaya çıkan maliyetler yeniden hesaplanmıştır. Sonuçlar LNG seçeneğinin hala diğer çözümlere göre daha avantajlı olduğunu göstermiştir. [8].

4. Yakıt İkmal Seçenekleri

LNG yakıtlı gemi düşüncesinde LNG'nin yakıt olarak tedarik altyapısı hayati önem arz etmektedir. LNG'nin sadece emisyonlar açısından avantajlara sahip olması, bir gemi yakıtı

olarak rekabet edebilmesi için yeterli değildir. Ek olarak, mevcut geleneksel yakıt tedarik zinciri ile karşılaştırıldığında, yakıt kapasitesi, hız ve esneklik bakımlarından avantajları olması gerekmektedir [1].

4.1 Gemide Gemiye Yakıt İkmali

Gemiden gemiye yakıt ikmal işlemleri iskele/rıhtım veya gemi demirleme sahasında yapılabilir. Ancak ağır hava koşulları demirleme sahasında yapılacak yakıt ikmal için bir engel teşkil edebilir. Yakıt ikmal yapacak olan gemi diğer geminin bordasına emniyetli ve uygun bir şekilde bağlanmalı aynı zamanda yakıt ikmalinin emniyetli ve etkin bir şekilde yapılabilmesi için yakıt ikmal sistemi son derece iyi tasarlanmış olmalıdır [7]. Zaman verimliliği ve operasyonel nedenlerden dolayı küçük miktarlarda LNG ikmal pratik değildir. 100 m³ den az olmayan miktarlar makul olacaktır. Yakıt ikmal gemisinin kapasitesi 1000 m³ ile 10000 m³ arasında olabilir. Bazı limanlarda barçlar yada 1000 m³ den küçük kapasiteli gemilerin kullanımı uygun olacaktır. Gemiden gemiye yakıt ikmalinin rıhtım/iskele veya denizde yüksek yükleme kapasitesi ve büyük miktarlarda gerçekleştirilmesi mümkündür. Bu durumdan dolayı, gemiden gemiye yakıt ikmal metodu, 100 m³ ve daha fazla LNG ikmal yapacak gemiler için önemli bir bunkering stratejisi olacağı düşünülmektedir [7].

4.2 Kara Tankerinden Gemiye Yakıt İkmali

Kara tankerlerine yatırım maliyeti diğer yakıt ikmal seçenekleri ile karşılaştırıldığında daha düşüktür [7]. Kara tankeri yakıt ikmal yapılacak gemi limanda iken bordasına yanaşarak teslim işlemi tamamlayabilir. Yatırım maliyetinin düşük olmasının nedeni kalıcı depolama ve altyapı yatırımlarına gerek olmamasıdır [2]. Yakıt ikmal konusunda esneklik sağlamakla birlikte bu metod 100-200 m³ den fazla olmayan LNG ikmalleri için uygun olacaktır. Tipik bir kara tankeri 55 m³ LNG taşıyabilir ve bu miktarı 1.5 saat civarında boşaltabilir [1].

4.3 Boru Hattı Vasıtasıyla Terminalden Gemiye Yakıt İkmali

Gemi büyük miktarda yakıt aldığında, LNG terminalinden sabit bir boru bağlantısı ile yakıt ikmal uygun bir çözüm olacaktır. Bu yöntem yakıt ikmalinin yüksek hızda ve büyük miktarda yapılabilmesini mümkün kılar. Bu yöntemin büyük dezavantajı ise LNG ikmal için gemi ile depolama tankı alma arasında mesafe sınırlaması olmasıdır. Teknik ve operasyonel nedenlerden dolayı LNG'nin direkt terminallerden uzun boru hatları ile ikmalinin uygun bir yöntem olmamasıdır [7].

4.4 Seyyar Tanklar

Yukarıda belirtilen çözümlerden daha başka seyyar tankları veya LNG konteynerleri yakıt ikmali için uygun olabilir. Bir tank-çerçeve yapısından oluşan ekipman 20 lik yada 40 lık ISO konteynerleri ile aynı boyutlarda üretilebilir. Bu yöntem konteyner ve Ro-Ro gemileri iyi bir çözüm olmakla birlikte kalıcı altyapı yatırımlarına gereksinim ortadan kalkmış olmaktadır [2]. Güvenlik kaygıları ve yükleme kapasitesi azalması bu alternatifte ilişkin iki ana dezavantajdır [7].

5. LNG yakıtlı Gemileri Menzili

Teknik açıdan gemilerde yeterince büyük tanklar bulunması halinde, LNG ile çok uzun mesafelere seyir yapmak mümkün olacaktır. Ancak, yakıt tankı kapasitesinin artırılması ile yük taşıma kapasitesi azalacağından armatörler daha az para kazanıyor olacaklardır [1].

Gemilerde tank kapasitesi ve yakıt tüketimi farklılık gösterdiği için LNG yakıtlı geminin menzilin tahmin etmek kolay değildir. Fakat M/T Bit Viking fikir sahibi olmak için bir örnek olarak kullanılabilir. M/T Bit Viking, ana makinesi LNG yakmaya uygun hale getirilmiş, servisteki ilk gemi olup aynı zamanda bir LNG tankeri olmamasına rağmen ana makinasında LNG yakan dünyadaki en büyük ticari gemidir. M/T Bit Viking taşıma kapasitesi yaklaşık 25000 DWT olan, çift cidarlı bir petrol/kimyasal ürün tankeridir [12].

Çift LNG yakıtlı ana makinalardan herbirisi 500 rpm’de 5,700 kW güç üretme kapasitesine sahiptir. Gemi iki adet 500 m³ lük LNG depolama tankları ile donatılmıştır. Tanklar saatte 430 m³ LNG ikmali yapılabilecek özelliklerde dizayn edilmiştir. Bu depolama tankı kapasitesi ile gemi % 80 yükte 12 gün seyir yapma yeteneğine sahiptir [15].

6. Geleceğe Yönelik Tahminler

LNG’nin gemilerde yakıt olarak kullanımının gelecekteki konumunun öngörebilmesine yönelik yürütülen birçok çalışma vardır. Yakın zamanda iki ayrı klas kuruluşu tarafından yayınlanan iki ayrı çalışmaya göre gelecekte beklenenden daha fazla LNG yakıtlı gemilerin ulusal ve uluslararası denizlerde yer alacağı belirtilmektedir. Norveç klas kuruluşu DNV raporunda, önümüzdeki yıllara ilişkin LNG yakıtlı gemisi sayısı tahmininde bulunmakta olup LNG’nin HFO’dan %30 ucuz olması halinde 1000 civarında yeni gemi inşasının olacağını tahmin etmektedir. Lloyd’s Register raporuna göre 2012 ile 2025 arasında 15570 adet yeni inşa gemi küresel ticarete yerini alacaktır. Kurallarda yapılacak değişiklikler ve yakıt fiyatlarına bağlı, esas, düşük ve yüksek olarak üç farklı senaryo üretilmiştir. Üretilen esas senaryoya göre 15570 gemiden 653 tanesinin LNG yakıtlı olacağı tahmin edilmektedir [9].

7. Örnek Olay İncelemesi

Bu bölümde, Mersin limanında LNG yakıt ikmali, bir örnek olay incelemesinde ele alınmıştır. Bilgiler ve veriler farklı kaynaklardan elde edilmiştir. Limana gelen gemilerin olası LNG taleplerine ilişkin tahminler yapılmış olup bu taleplere cevap verecek yakıt ikmal yöntemleri hususunda çözümler üretilmiştir.

7.1 Mersin Limanı

Mersin Limanı sadece Türkiye'nin en önemli limanlarından biri değil, coğrafi konum, kapasite, ulusal ve uluslararası hinterlandlarla multi-modal bağlantı kolaylığı gibi avantajları nedeniyle, aynı zamanda Orta Doğu ve Doğu Akdeniz'in en önemli limanıdır. Mersin Liman Başkanlığı verilerine göre 2005 ve 2011 yılları arasında limana gelen yıllık ortalama gemi sayısı 4200'dür. Limanın zengin imkanları sayesinde yılda 15 Milyon ton'dan fazla konteyner, genel kargo, proje kargo, Ro-Ro, kuru ve sıvı dökme gibi her türlü kargo elleçlenebilmektedir [14]. Ayrıca yedi adet şamandıra tesisi (SPM) ve kıyıdaki depolama tankları ile bağlantılı bir adet deniz içi platform liman civarında farklı şirketler tarafından işletilmektedir. Rıhtım/iskelelerde maksimum su derinliği 8 ile 14 metre arasında değişmektedir. Toplam rıhtım uzunluğu limanında 3700 metredir.

7.2 Türkiye'de Mevcut LNG İthalat Terminalleri

Kaynaklarını çeşitlendirmek, güvenliğini sağlamak ve doğal gaz arz esnekliğini artırmak amacıyla 1990-1995 yılları arasında 5.5 BCM kapasiteli Marmara Ereğlisi LNG tesisleri Türkiye'de inşa edilmiştir. Tesis LNG'nin gazlaştırma işlemi sonrasında saatte 685000 m³ lük bir akış hızı ile ana nakil hattı vasıtasıyla doğal gaz sağlama yeteneğine sahiptir. Terminalde her biri 85.000 m³ depolama kapasitesine sahiptir 3 adet depolama tankı bulunmaktadır [5]. İkinci LNG tesisi, Egegaz Aliğa LNG Terminali, Ege Denizi kıyısındaki Aliğa-İzmir'de kurulmuştur. Terminalde her biri 140.000 m³ kapasiteye sahip 2 adet depolama tankı bulunmaktadır. Tekrar gazlaştırma ve gaz sağlama kapasitesi yüksek basınç ile yılda 6 milyar m³tür [10].

7.3 Yöntem

Gelecekte Mersin limanına uğrayacağı düşünülen LNG yakıtlı gemilerin LNG ihtiyaçlarını tahmin etmek ve bu hususta uygun yakıt ikmal stratejisi belirlemek amacıyla bir yöntem geliştirilmiştir. Limana uğrayan gemi sayısı daha gerçekçi sonuçlara ulaşabilmek için, 2011 yılı ait gerçek verileri dikkate alınmıştır. Veriler liman veri tabanından elde edilmiştir.

Yıllık limana gelmesi beklenen LNG yakıtlı gemi sayısını tahmin edebilmek için üç farklı senaryo üretilmiştir. Birinci senaryoda her bir gemi tipi için, bu tipe ait toplam gelen gemilerin % 5'inin LNG yakıtlı olacağı varsayılmıştır. İkinci ve üçüncü senaryolarda bu oran % 7.5 ve % 10 olarak tahmin edilmiştir. LNG yakıtlı gemilerin LNG talepleri yukarıda olduğu gibi bir senaryo yardımıyla tahmin edilmiştir. Senaryoya göre her bir gemi tipi için, bu tipe ait toplam gelen gemilerin % 10, % 20, % 30'unun yakıt talebinde bulunacağı varsayılmıştır. Gemilere yapılacak ortalama yakıt ikmal miktarları Danimarka Denizcilik Otoritesi tarafından hazırlanan Kuzey Avrupa LNG Altyapı Projesi raporunda belirtilen bilgiler kullanılarak tahmin edilmiştir.

7.4 Bulgular

2011 yılında limana toplam 3813 adet gemi uğramıştır. Limana en çok, konteyner, genel kargo, tanker, ve Ro-Ro tipi gemiler uğramakta olup sırasıyla, 1338, 1132, 470, 231, 411 gemi/yıl olarak gerçekleşmiştir. Limana en çok uğrayan beş gemi tipi için gross tonajlara göre histogram dağılımları oluşturularak her bir gemi tipinde limana en sık gelen gemi türü belirlenmiş olup Danimarka Denizcilik Otoritesi tarafından hazırlanan Kuzey Avrupa LNG Altyapısı Projesi raporundakine benzer bir düşünce ile gemiler boyutlarına göre küçük veya büyük gemiler olarak kategorize edilmiştir.

Tablo 1 – Mersin Limanına en sık gelen gemi tipleri

Gemi tipi	Limana gelen toplam gemi sayısı	Grt bazında limana en sık gelen gemiler	Limana en sıklıkta gelen gemilerin sayısı	Gemilerin sınıflandırılması	Ortalama LNG ikmal miktarı m ³
Konteyner	1338	10000-10999	226	Feeder Konteyner	2400
Tanker	470	2000-2999	101	Küçük Tanker	2400
Genel Kargo	1132	2000-2999	320	Küçük Genel Kargo	1600
Ro-Ro	231	25000-29999	105	Büyük Ro-Ro	2400
Küçük Ro-Ro	411	0-2000	292	Küçük Ro-Ro	640

Tablo 2 –Yıllık yakıt ikmal miktarları

Toplam limana gelen gemiler arasında LNG yakıtlı gemilerin oranı	LNG yakıt ikmal yapması öngörülen gemilerin oranı	Yıllık LNG ihtiyacı m ³
5%	10%	34839.2
5%	20%	69678.4
5%	30%	104517.6
7.50%	10%	52258.8
7.50%	20%	104517.6
7.50%	30%	156776.4
10%	10%	69678.4
10%	20%	139356.8
10%	30%	209035.2

Danimarka Denizcilik Otoritesi raporundaki veriler kullanılarak tablo 1’de görüldüğü gibi ortalama yakıt ikmal hacimleri belirlenmiştir. Yapılan hesaplamalar neticesinde toplam LNG kullanımının tablo 2’de belirtildiği üzere yaklaşık 35000m³ ile 201000m³ arasında olacağı tahmin edilmekte olup limana uğrayan gemilerin tip, sayı ve büyüklüğünde oluşacak değişiklikler LNG ihtiyacında artış veya azalmalara neden olacağı değerlendirilmektedir.

8. Sonuç ve Değerlendirme

Mersin Limanına en yakın LNG terminali Egegaz Aliğa olup 477 deniz mili uzaklıkta yer almaktadır. Bu nedenle Boru Hattı Vasıtasıyla Terminalden Gemiye Yakıt İkmali yöntemi mümkün değildir. Ancak, 60 deniz mili mesafede 4 adet LPG şamandıra tesisi yer almaktadır. Bu tesislerin bir kısmında gerekli teknik düzenlemeler yapılarak LNG depolamaya uygun hale getirilmesi halinde, yakıt ikmal amacıyla kullanılabilceği düşünülmektedir. Bu şekilde yeni bir tesis kurmak için yapılacak büyük yatırım maliyetleri yerine daha düşük maliyetler söz konusu olacaktır. Ayrıca bu tesislerin İskenderun Körfezi’nde bulunan limanlara gelen gemilerin LNG taleblerini de karşılayabileceği düşünüldüğünde, bölgeye ilişkin son derece faydalı bir uygulama olacağı düşünülmektedir. Büyük miktardaki yakıt taleblerini karşılamak için yaklaşık 3000 m³ kapasiteli bir LNG yakıt ikmal gemisinin istihdam edilmesi uygun olacaktır. Bununla birlikte düşük miktardaki LNG talepleri ise kara tankeri vasıtasıyla karşılanabilecektir. Minimum altyapı ve güvenli piyasasının oluşturulması ve erken bir aşamada olası ihtiyaçların tahmin edilebilmesi için Türkiye’deki tüm limanları kapsayan detaylı bir çalışmanın yapılması tavsiye edilmektedir.

Parlayıcı, Patlayıcı, Tehlikeli ve Zararlı Maddelerle Çalışılan İşyerlerinde Ve İşlerde Alınacak Tedbirler Hakkında Tüzük, Kıyı Tesislerine İşletme İzni Verilmesi Hakkındaki Yönetmelik ve Liman Başkanlığı Yönetmelikleri, limanlarda tehlikeli maddelerin elleçlenmesine ilişkin düzenlemeler getiren kanuni enstrümanlar olup can ve mal emniyeti hususunda kural ve kaideler koymaktadır. LNG yakıt ikmal çok yeni bir konu olduğundan güvenlik değerlendirmesi ve LNG yakıt ikmaline ilişkin tedbirler bu söz konusu enstrümanlarda yer almamaktadır. Yasal düzenlemelerin uyumlu hale getirilmesi ve tutarlı güvenlik gerekliliklerinin belirlenmesi amacıyla, potansiyel boşluklar, çakışmalar veya emniyet hususunda mevcut yasalardaki aykırı koşullar tespit edilmeli ve gerekli ise yeni düzenleyici araçlar geliştirilerek uygulamaya konulmalıdır [7].

LNG yakıt ikmaline ilişkin teknik, operasyonel ve güvenlik yönleri tamamen kapsayan bir değerlendirme hazırlanmalıdır. LNG’nin gemi yakıtı olarak ortaya konması ve gerekli altyapının geliştirilmesi sürecinde yeterli emniyet gereksinimleri geliştirilip uygulandığından emin olmak için potansiyel riskler, etkin risk kontrol seçenekleri ve önlemler tanımlanmış olmalıdır. LNG tedariki ve kullanımı ile ilişkili riskler MFO kullanımına bağlı risklerden belirgin olarak farklıdır [7].

LNG yakıt ikmalı LNG'nin kimyasal yapısı nedeniyle bir dizi özel emniyet önlemleri gerektirmektedir. Etrafa yayıldığında -163 °C'de çeliğin yapısını bozabilecek özellikte olup hemen sonra buharlaşacaktır. Buharlaşmadan kaynaklanan gaz bulutu herhangi bir ateşleme kaynağına maruz kalırsa son derece yıkıcı patlama meydana gelecektir. Bu nedenle, LNG ikmal sırasında herhangi bir sızıntıya meydan vermemek veya varsa azaltmak için sadece teknik önlemler değil aynı zamanda prosedürler ve görevli kişilerin eğitimlerini kapsayan önlemler ayrıntılı bir şekilde ortaya konmalıdır [11]. Temsili operasyonel başarısızlık senaryoları, olaylar ve kazalar ile ilgili sonuçları da dahil olmak üzere mevcut yakıt ikmal sistemleri için olası tehlikeler tespit edilmelidir. Gelecekte proaktif güvenlik önlemi üretmek için iyi bir kaza raporlama sistemi kurulmalıdır [7].

Sonuç olarak fiyata dayalı analiz gemi yakıtı olarak LNG'nin diğer seçenekler göre daha avantajlı bir seçenek olduğunu kanıtlamaktadır. Gelecekteki muhtemel çevre vergileri dikkate alındığında LNG kullanımının daha da cazip olacağı tahmin edilmektedir. Hızla büyüyen bir ekonomik güç olarak Türkiye bölge için önemli bir ticaret aktör olup çok stratejik su yolları üzerinde bulunmaktadır. LNG'nin gemi yakıtı olarak kullanımının artmasına paralel olarak Türk limanları bu gelişmelerden artan oranlarla etkilenmesi kaçınılmazdır. Türk limanlarının rekabet gücünü arttırmak, LNG yakıt ikmal ve gerekli altyapı kurulması için inisiyatif almak için eleştirel düşünme ve farklı parametreler dikkate alınmak suretiyle yol haritası hazırlanmalıdır. LNG yakıt ikmal stratejilerine ilişkin piyasa, ekonomik, teknik, lojistik, emniyet, çevre ve yasal hususlar tespit edilmelidir.

Kaynaklar

- [1] Andersson, H. & Winroth, K. (2010). *Potentials and conditions for LNG fueled short sea shipping in east asia*. Chalmers University of Technology. Yüksek lisans tezi
- [2] Brett, B.,C. (2008). Potential market for LNG-fueled marine vessels in the United States. Massachusetts Institute of Technology. Yüksek lisans tezi
- [3] Bagniewski, (2010). LNG fuel for ships. A chance or a must? Erişim 8.4.2012: http://www.dnv.pl/Binaries/LNG%20fuel%20for%20ships_tcm144-460150.pdf
- [4] Basdani, E.I. & Lignou, M.N. (2011). The LNG use as a maritime fuel: Environmental challenges and perspectives. Erişim 13.03.2012: http://www.stt.aegean.gr/econship2011/index.php?option=com_docman&task=doc_download&gid=105&Itemid=20
- [5] BOTAŞ - Petroleum Pipeline Corporation. (2008) Liquefied natural gas (LNG) import terminal. Erişim 10.04.2012: <http://www.botas.gov.tr/index.asp>

- [6] Clean Shipping Technology. Scrubber. Erişim 26.04.2012: <http://cleantech.cnss.no/air-pollutant-tech/sox/scrubber/>
- [7] Danish Maritime Authority. (2012, March). North European LNG Infrastructure Project-A feasibility study for an LNG filling infrastructure and test of recommendations. Erişim 20.04.2012: http://www.dma.dk/themes/LNGinfrastructureproject/Documents/Final%20Report/LNG_Full_report_Mgg_2012_04_02_1.pdf
- [8] DNV (Det Norske Veritas). (2010, June). Greener Shipping in the Baltic Sea. Retrieved 2 June 2012 from the World Wide Web: http://www.dnv.fi/Binaries/Greener%20Shipping%20in%20the%20Baltic%20Sea_tcm146-429433.pdf
- [9] Eason, C. (2012). New studies boost LNG fuel outlook. *Lloyd's List*. 16.10. 2012
- [10] EgeGaz. (2012). EgeGaz Aliağa LNG terminal. Erişim 22.03.2012: <http://www.egegaz.com.tr/tr/terminal.aspx>
- [11] GL (Germanischer Lloyd). *LNG bunkering*. Erişim 17.4.2012 http://www.gl-group.com/en/group/lng_bunkering.php
- [12] GL (Germanischer Lloyd). Ship design. Retrieved 17 April 2012 from the World Wide Web: http://www.gl-group.com/en/group/lng_ship_design.php
- [13] International Maritime Organization (IMO). (2011). Erişim 18.03.2012: www.imo.org
- [14] Mersin International Port (MIP). Port specifications. Erişim 6.6. 2012: http://www.mersinport.com.tr/mip_en/02limano.htm
- [15] Wärtsilä. Bit Viking. Retrieved 6 April 2012 from the World Wide Web: <http://www.wartsila.com/en/references/Bit-Viking>

GEMİ İNŞA SEKTÖRÜNDE İŞ GÜVENLİĞİ: 2007 SONRASI ÜZERİNE BİR DEĞERLENDİRME

Fatih YILMAZ¹, Uğur Buğra ÇELEBİ²

ÖZET

Türk Gemi İnşa Sektörü, emek yoğun bir sektör olması nedeniyle, gündeme tersanelerde meydana gelen iş kazalarıyla gelmektedir. Sektörde yaşanan durgunluğun etkisiyle ölümlü iş kazası sayısı üç yıldır azalmakla birlikte, çalışan işçi başına ölüm oranlarında azalma görülmemiştir. Sektörde iş güvenliği ile ilgili sorunların çözümü için çalışmalar mevcut olmasına rağmen bu yetersiz kalmaktadır. Üretim planlama eksikliklerinden doğan hatalar, alana göre fazla işgücü çalıştırma, eğitim ve bilinçlendirme eksiklikleri, denetimsiz taşeron uygulamaları gibi farkında olunması gereken sorunlar çözüm bekleyen konular arasındadır. Tersanelerde iş güvenliği organizasyonunda halen giderilemeyen noksanlıklar, mühendis ve yöneticilerin yaşanan iş kazalarından dolayı mağdur duruma düşmelerine yol açmaktadır. Genel olarak, işveren, yönetici ve çalışanlarda iş güvenliği kültürü eksiktir. Tersanelerde meydana gelen iş kazalarının çoğunun önlenabilir nitelikte olduğu bilinmeli, mevcut durumun iyileştirilmesi, kaza sayısı ve ölüm oranlarının modern ülkelerdeki seviyelere indirilmesi gerektiği göz ardı edilmemelidir. Tersanelerde iş sağlığı ve güvenliği koşullarının geliştirilmesi için gösterilen çabalar duraksamadan devam ettirilmeli, ilgili kuruluş ve işletmeler gereken özeni göstermelidir.

Anahtar Kelimeler: Tersane, İş Sağlığı, İş Güvenliği

1. Giriş:

Türk Gemi İnşa Sektörü, tersanelerde meydana gelen iş kazalarıyla sık sık gündeme gelmektedir. Sektörde yaşanan durgunluğun etkisiyle ölümlü iş kazası sayısı üç yıldır azalmakla birlikte, çalışan işçi başına ölüm oranlarında azalma görülmemiştir. Sektörde iş

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi Meslek Yüksekokulu İş Sağlığı ve Güvenliği Programı, ftayilmaz@yildiz.edu.tr

² Yıldız Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, ucelebi@yildiz.edu.tr

güvenliği ile ilgili sorunlar halen devam etmektedir. Yer darlığı, eğitim noksanlığı, kuraldışı taşeron uygulamaları ve kayıtdışılık varlığını sürdürmektedir. Tersanelerde iş güvenliği organizasyonunda halen giderilemeyen noksanlıklar, mühendis ve yöneticilerin yaşanan iş kazalarından dolayı mağdur duruma düşmelerine yol açmaktadır. Genel olarak, işveren, yönetici ve çalışanlarda iş güvenliği kültürü eksiktir. Tersanelerde iş sağlığı ve güvenliği koşullarının geliştirilmesi için gösterilen çabalar duraksamadan devam ettirilmeli, ilgili kuruluş ve işletmeler gereken özeni göstermelidir.

Gemi İnşa Sektörü bu olumsuz imajı hak etmemekle birlikte, yaşanan bu kazalar, tersanelerde iş sağlığı ve güvenliği koşulları bakımından olumsuz bir görüntü ortaya koymaktadır. Bu çalışmanın amacı, 2006-2007 yıllarında artan ölümlü iş kazalarının son birkaç yıldır azalmasının arka planındaki nedeni ortaya koymak, tersanelerde iş sağlığı ve güvenliği konusuna tekrar ilgi çekmektir.

2. Türkiye’de İş Kazaları ve Gemi İnşaatı Sektörü’nün Durumu

Uluslararası Çalışma Örgütü’ne göre her yıl yaklaşık 1.2 milyon çalışan iş kazaları ve meslek hastalıkları nedeniyle hayatını kaybetmekte, 250 milyon insan iş kazaları, 160 milyon insan ise meslek hastalıkları sonucu ortaya çıkan zararlara maruz kalmaktadır [1].

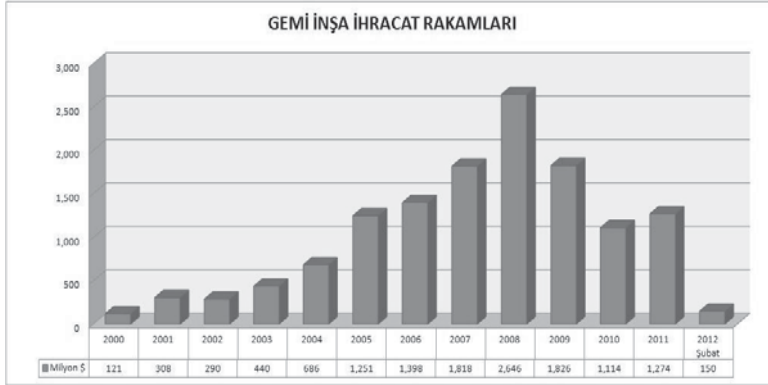
Sosyal Güvenlik Kurumu (SGK) rakamlarına göre Türkiye’de 2010 yılında meydana gelen 62.903 iş kazası sonucu 1.444; tespit edilen 533 meslek hastalığı sonucu 10 olmak üzere toplam 1.454 işçi hayatını kaybetmiştir. İş kazaları sonucu 1.976, meslek hastalıkları sonucu 109 kişi olmak üzere toplam 2.085 kişi sürekli iş göremez hale gelmiştir [2]. Faaliyet grupları bazında sıralama yapıldığında ise, 2010 yılında en fazla iş kazasının 8 bin 150 kaza ile “Kömür ve Linyit Çıkartılması” faaliyetinde yaşandığı görülmüştür. Bunu 6 bin 918 kaza ile “Makine ve Teçhizatı Hariç Fabrikasyon Metal Ürünleri İmalatı”, 4 bin 621 kaza ile “Ana Metal Sanayi” izlemiştir.

SGK iş kazaları istatistiklerinde gemi inşaatı sektörü “Diğer Ulaşım Araçları İmalî” sınıfına girmekte, bu sınıfa giren kazaların ne kadarının sektöre ait olduğu bilinmemektedir. Bütünüyle bu sektör baz alınsa bile, gerek genel kaza sayısı bakımından (432 kaza), gerekse ölümlü iş kazası sayısı bakımından (15 ölüm) birçok sektörün gerisinde kalmaktadır. Ayrıca, Türkiye’de iş kazaları ve meslek hastalıklarıyla ilgili verilerin yetersiz ve yanıltıcı olabileceği göz ardı edilmemelidir. Ülkemizde meslek hastalıklarının çoğu tespit edilmemekte, her iki kişiden biri kayıt dışı çalışmakta, kamu çalışanlarına ait veriler kayıtlara geçmemektedir. Öte yandan, sektörler arası isabetli bir değerlendirme yapabilmek için, her faaliyet grubunda istihdam edilen işçi sayısı, işyeri sayısı ve işletme büyüklükleriyle; meydana gelen iş kazası, işgünü kaybı ve ölüm sayıları bilinmeli, bilhassa çalışan işçi başına kaza ve ölüm oranları bakımından karşılaştırmalı olarak incelenmelidir. Sektörel düzeyde iş güvenliği ile ilgili istatistikler de yeterince tutulmamaktadır.

3. Dünya Gemi İnşa Sektöründe İş Kazaları ve Ülkemizdeki Durum

Gemi İnşa Sektörü, son yıllarda ülkemize önemli miktarda döviz girdisi sağlayan büyük bir sektör haline gelmiştir. Sektörde yaşanan büyümeyle birlikte, istihdam edilen işçi sayısı da

artmıştır. Ancak şekil 1’de görüldüğü gibi, 2008 yılından sonra sektörde inşa edilen gemi sayısı ve elde edilen gelir miktarında önemli ölçüde azalma yaşanmıştır [3].



Şekil 1. Gemi İnşaatı Sektöründe İhracat Rakamları

Türkiye’de Gemi İnşa sektörü, sanılının aksine, iş kazaları ve meslek hastalıkları açısından birçok sektörün oldukça gerisinde kalmaktadır. Sektördeki kaza ve ölüm oranları dünyadaki diğer ülkelerle karşılaştırıldığında ise; gelişmiş ülkeler ve gelişmekte olan ülkeler arasında iş sağlığı ve güvenliği kültürüne verilen önem farkı açıkça görülmektedir (Bkz Tablo 1). Tersanelerde meydana gelen iş kazalarının çoğunun önlenabilir nitelikte olduğu bilinmeli, mevcut durumun iyileştirilmesi, kaza sayısı ve ölüm oranlarının modern ülkelerdeki seviyelere indirilmesi gerektiği göz ardı edilmemelidir.

4. Türk Gemi İnşa Sektöründe Ölümlü İş Kazalarının İncelenmesi

Gemi inşa sektörü, içinde metal işleme, boya, elektrik işleri, makine imalatı, kaynak vb. gibi birçok farklı operasyonu ve disiplini barındıran ağır bir sanayi kolu olduğundan, buna bağlı olarak tehlikeler ve risk faktörleri de oldukça fazladır. Özellikle 2002 yılından sonra giderek artan talep nedeniyle, tersanelerdeki iş yükü ve meydana gelen kazalar artmıştır.

Sektördeki iş kazalarının gelişim seyrini incelemeden önce, iş kazası oranlarının genelde sektörde yıllık çalışan işçi sayısı üzerinden hesaplandığını, bunun da sağlıklı bir sonuç vermeyeceğini belirtmek gerekir. Birçok sektörde olduğu gibi, yaşanan iş kazalarının bir kısmı kayıtlara geçirilmemektedir. Bu nedenle yapılan değerlendirmeler genellikle ölümlü iş kazaları üzerinden yapılmaktadır. İrili ufaklı birçok kazanın ortaya koyduğu maliyet, bütün sektörlerde olduğu gibi gemi inşa sektöründe de büyük ekonomik ve sosyal kayıplara neden olmaktadır.

Tablo 1. Bazı Ülkelerde Gemi İnşaatı Sektöründe Ölüm Oranları [4]

Ülke	Ölüm oranı 1/10000
İsveç	1
İngiltere	1
Amerika	2
Türkiye	3
Japonya	3
Singapur	3
Tayvan	10
Çin	10
Malezya	12

Diğer yandan, iş kazalarıyla ilgili rakamların, tersanelerde yıllık üretim miktarlarındaki değişimlerle de karşılaştırılması gerekmektedir. Bilhassa aynı istihdam düzeyindeyken yaşanan sipariş azalması ve iş durgunluğu, iş kazalarının da azalmasına neden olmaktadır. Şu halde kaza rakamlarındaki düşüş, esasen sektörde iş güvenliği ve sağlığına ilişkin koşulların iyileştiği anlamına gelmeyecektir.

Aşağıda Tablo 2’de; on yıllık bir periyotta sektördeki istihdam, iş kazası sayısı, kaza sonucu ölüm ve ölümlü kaza oranları verilmektedir. 2000’li yıllardan 2007’ye kadar sektördeki büyüme açıkça göze çarparken, 2008’den sonra istihdam sayısında neredeyse yarı yarıya bir azalma söz konusudur. Buna bağlı olarak genel ve ölümlü iş kazası sayısında da ciddi bir azalma olmuştur.

Ancak, ölüm oranında aynı durumun söz konusu olmadığını, bilakis 2006 ve 2007’de % 35’lerdeyken; 2008’de % 107.8, 2009’da ise % 78.2 gibi oldukça yüksek bir oranda seyrettiği görülmektedir. Aynı karşılaştırmayı, sektörde elde edilen gelir bakımından yaptığımızda da benzer sonuçlar elde etmekteyiz. 2008 yılından sonra sektörde azalan siparişe bağlı olarak büyük miktarda ticari kayıp yaşandığı görülmektedir. Sektörde istihdam edilen işçi, inşa edilen gemi ve hasıla rakamları azalırken, ölümlü iş kazası oranının arttığı görülmektedir.

Bu tablodan şu sonucu çıkarmak mümkündür; sektörde iş sağlığı ve güvenliği bakımından değişen fazla bir durum yoktur. Sektörün yapısal özellikleri, çalışan profili, işletmecilerin iş güvenliği konusuna yeterli önemi vermemesi, tersane sahalarının küçük oluşu, bazı tersanelerde kullanılan makine ve donanımların eski oluşu, kuralsız taşeron uygulamaları, eğitim eksikliği gibi önceden beri var olan sorunlar birkaç tersane dışında giderilebilmiş değildir.

İş kazalarının yüksek düzeye çıktığı 2006-2007 yıllarındaki kötü deneyimlerden sonra, konuyla ilgili sosyal tarafların çabalarının önemini de göz ardı etmemek gerekir. Bu süreç; Ulaştırma Bakanlığı, Çalışma Bakanlığı, İş Teftiş Kurulu, Tersane İşletmecileri, Gemi Mühendisleri Odası, GİSBİR, Türk Loydu, işçi sendikaları ve Üniversiteler gibi konuya taraf olan birçok kurum ve kuruluşu bilgi paylaşımı ve ortak gayrete yöneltmiştir. Bilhassa Gemi Mühendisleri Odası ve GİSBİR'in işçi eğitimleri, işe giriş sağlık muayeneleri, tersane denetimleri, bilinçlendirmeye yönelik etkinlikleri ve "tersane pasaportu" gibi uygulamaları tersanelerdeki koşulların iyileştirilmesi bakımından büyük önem taşımaktadır.

Tablo 2: 2000-2010 Yılları Arasında İstihdam Edilen İşçi Sayısı, İş Kazası Sayısı, Kaza Sonucu Ölüm Sayısı ve Ölüm Oranı [5,6]

Yıllar	İstihdam Edilen İşçi Sayısı	İş Kazası Sayısı	Ölüm Sayısı	Ölüm Oranı (1/100.000)
2000	5250	76	5	95.2
2001	5750	61	1	17.4
2002	13,545	73	7	51.7
2003	14,300	68	6	42.4
2004	14,750	120	6	40.7
2005	24,200	146	13	53.7
2006	28,580	170	10	35.0
2007	33,480	227	12	36.4
2008	26,910	541	29	107.8
2009	19,179	138	15	78.2
2010	21,449	–	11	51.3

5. Gemi İnşa Sektöründe Ölümlü İş Kazalarına Yol Açan Nedenler

Kazaların temel nedeni olarak görülen yapısal sorunların büyük bir kısmı çözüm beklemektedir. Tuzla bölgesinde bulunan tersanelerin yerleşimi oldukça sıkışıktır. Tersane yerleşiminin iyi yapılmaması sonucu güvenli çalışma alanlarının kısıtlandığı tersanelerde kaza riski artmaktadır. Türkiye'deki ve özellikle Tuzla bölgesindeki tersanelerin fiziksel şartları ve çalışma pratiği dünyadaki örneklerinden biraz farklı olduğundan, bu parametrelere bağlı bir takım özel problemlerin kaza riski ve dolayısıyla sayısını arttırdığı bilinmektedir. İşçilerin tecrübesiz ve eğitimsiz oluşları büyük bir risk faktörüdür. Buna

bağlı olarak, ölümlü iş kazalarının % 44.5'ine, 20-29 yaş grubu çalışanların maruz kaldığı gözlemlenmektedir (Bkz. Tablo 3).

Tersane (işletme) ölçekleri, iş güvenliğiyle ilgili çalışmalara bütçe ayrılması, organizasyon oluşturulması ve desteklenmesi bakımından önem taşımaktadır. Ölümlü kazaların % 80'inden fazlası orta ve küçük ölçekli tersanelerde veya taşeronlarda meydana gelmektedir (Bkz. Tablo 3). Özellikle teknolojik yatırımlar da iş kazalarının önlenmesi bakımından büyük önem arz etmektedir.

İşlerin büyük bir kısmının (yaklaşık olarak % 80) taşeron firmalar tarafından yapılması, kaza riskini artıran bir başka faktör olarak karşımıza çıkmaktadır. Tuzla tersaneler bölgesinde, 01 Ocak 2006 - 09 Haziran 2008 arasındaki 1.5 yıllık bir periyodu kapsayan zaman dilimi süresince, 19700 toplam işçi sayısından 5400'ünün sürekli tersane işçisi, 14300'ünün ise taşeron firmaların çalışanı olduğu görülmektedir. Yine bu süre zarfında, kazalar sonucunda, 35 kişi yaşamını yitirmiş olup, ölenlerden 16'sı sürekli tersane işçisi ve 19'u taşeron firma elemanıdır [7].

Alt-işveren uygulamaları da çalışanlar bakımından hak kayıplarına neden olması yanında, iş güvenliği koşullarını da olumsuz yönde etkilemektedir. Alt-işveren uygulamalarındaki hukuka aykırılıklar, meydana gelen ölümlü bir iş kazasında asıl-işveren mühendis ve yöneticilerinin hukuki ve cezai sorumluluğu ile sonuçlanmaktadır. Bu durum mühendislerin haksız yere suçlanmaları hatta hüküm giymelerine neden olmaktadır.

Ölümlü iş kazalarının kaza sebeplerine göre dağılımı incelendiğinde ise; düşmeler, elektrik çarpmaları ve patlamalar tüm ölümlü kazaların % 70'ini oluşturmaktadır (Bkz Tablo 4). Yüksekten düşmelere karşı gerekli iskele, platform, kemer ve güvenlik ağı sistemleri yeterince ve uygun şekilde kullanılmamaktadır. Patlama riskine karşı sistemli ölçümler yapılmamakta, yeterli ölçüm cihazları bulundurulmamakta, işçiler ölçüm cihazlarını nasıl kullanacakları konusunda yeterli eğitim almamaktadırlar. Kapalı alanlarda ve parlayıcı-patlayıcı maddelerle çalışma prosedürleri konusunda bilgi ve uygulama eksiklikleri bulunmaktadır.

Elektrik çarpmalarına karşı yeterli izolasyon sağlanamamakta, el aletlerinin bakımları yetersiz kalmakta, kablolarda deformasyona karşı yeterli koruyucu önlemler alınmamaktadır. Elektrik tesisatları yetersiz ve bakımsızdır. Kaçak akım röleleri kullanılmamakta veya kullanılsa bile nasıl takılacağı ve kullanılacağı bilinmediğinden işlevsiz hale getirilmektedir. İş ortamları genellikle düzensiz ve dağınıktır. Çalışma prosedürleri önceden belirlenmediğinden veya işçilere yeterince anlatılmadığından; malzeme düşmeleri, çarpmaları veya iş makineleri kaynaklı kazalar meydana gelmektedir.

Tablo 3: Türk Gemi İnşaatı Sektöründeki Ölümlü İş Kazalarının Karakteristik Özellikleri (2000-2010) [5]

Faktör (Yaş)	Ölüm Sayısı	%
<20	7	7.8
20–24	13	14.5
25–29	27	30.0
30–34	16	17.8
35–39	9	10.0
40–44	11	12.2
45–49	4	4.4
50<	3	3.3
Çalışma Alanı	Ölüm Sayısı	%
Kaynakçı	23	37.1
Raspa ve boyacı	14	22.6
Blok imalatı	9	14.5
Elektrikçi	5	8.1
Vasıfsız İşçi	3	8.1
Mühendis	2	3.2
Tesisatçı	2	3.2
Kreyn operatörü	1	1.6
Gemi Sahibi	1	1.6
Tersane Büyüklüğü		
Küçük	42	36.5
Orta	54	47.0
Büyük	19	16.5
Alt-işveren Ölümleri		
Küçük Tersane	12	41.4
Orta Büyüklükte Tersane	12	41.4
Büyük Tersane	5	17.2

Tablo 4: Ölümlü İş Kazalarının Kaza Sebeplerine Göre Dağılımı [6]

Ölüm Sebebi	Kaza Sayısı	Oranı (1/100000)
Yüksekten Düşme	46	39.3
Elektrik Çarpması	18	15.4
Yangın ve Patlama	18	15.4
Malzeme Çarpması	15	12.8
Cisim Sıkıştırması	9	7.7
Diğer Nedenler	11	9.4
Toplam	117	100

6. Sonuç ve Öneriler

Tersanelerde meydana gelen iş kazalarının azalmasının arka planında yatan neden sektörde yaşanan durgunluktur. Kaza sonucu ölüm oranları bunu doğrular niteliktedir. Tersanelerde kazalara neden olan teknik, organizasyonel, teknolojik ve çalışan kaynaklı birçok sorun bulunmaktadır. Bunların birçoğu, iş güvenliği çalışmalarına yapılacak yatırımlarla, etkin bir eğitim ve bilinçlendirmeyle ortadan kaldırılabilir. Sorunların temelinde yatan bir başka neden de tersanelerin alt-yapısal eksiklikleridir. Yapılacak altyapı iyileştirmeleri ile çalışan sağlığıyla birlikte, toplum ve çevre sağlığı bakımından da önemli bir gelişme sağlanmış olacaktır.

Çalışanların iş güvenliği eğitimleri, mevzuata uygun olarak işe girişlerde ve işin devamında düzenli olarak verilmelidir. Tersane çalışmaları çok tehlikeli ve ağır iş sınıfına girdiğinden, çalışanlara meslek eğitimleri de aldırılmalıdır. Tersane yöneticileri için seminerler düzenlenmelidir. Bu konuda eğitim kurumlarından da yardım alınmalıdır. Gemi İnşaata Mühendisi yetiştiren üniversiteler sektörün mühendis ihtiyacını karşılamakta, ancak ara eleman yetersizliği halen devam etmektedir. Sektöre ara eleman yetiştiren okulların sayısı artırılmalıdır.

Tersane Pasaportu uygulaması süratle hayata geçirilmelidir. Tersane işçileri için, her mesleğe uygun sağlık şartları, fizyolojik ve psikolojik özellikler belirlenmeli, buna uygun muayene ve testlerden geçmemiş ve belge almamış işçi tersanelerde işe alınmamalıdır.

Taşeron sisteminin belli kurallar çerçevesinde işleyişinin sağlanması orta vadeli önlemler arasındadır. Tersane içine giren bütün işçilerin sigorta girişleri, sağlık muayeneleri ve eğitimleri asıl-işverence yapılmalı, kişisel koruyucu malzemeleri asıl-işverence verilmelidir.

Tersanelerde çalışan iş güvenliği uzmanlarına güncel gelişmeler ve mevzuatın uygulanmasıyla ilgili seminerler verilmeye devam edilmelidir.

İşçilerin çalışma saatleri yasal ve kabul edilebilir limitlere indirgenmelidir. İstatistikler, yedinci çalışma saatinden sonra iş kazalarının çok yüksek düzeyde görüldüğünü, yorgunluk ve yetersiz uykunun çalışma performansı ve motivasyonu düşürdüğünü göstermektedir. Tersanelerde fiziksel şartlar ve işçilerin çalışma ve yaşam koşulları iyileştirilmelidir. Tersane işverenleri iş güvenliği ile ilgili çalışmalara yeterli desteği vermeli, gerekli teknolojik ve organizasyonel yatırımları yapmalıdır.

Tersanelerde işçi maruz kalmalarının ve buna bağlı hastalıkların azaltılması için mühendislik denetimleri, idari denetlemeler, işe uygun koruyucu ekipman kullanımı, çalışma koşullarının kontrolü ve iyileştirilmesi olmak üzere dört ana başlık önerilebilir. Bu başlıkların her biri kendi başlarına ayrı bir araştırma konusudur. Bunun yanı sıra işçilerin periyodik sağlık muayenelerinin yapılması ve işçiler üzerinde yapılacak tıbbi araştırmalar ve koruyucu hekimlik sayesinde bu proseslerin sağlık tehlikeleri minimuma indirilebilir. Teknolojinin gelişmesi ile geleneksel üretim yöntemlerine ve kullanılan malzemelere alternatif olarak çevre ve insana daha az zararlı malzemeler ve yöntemler geliştirilmektedir. Çevreyi, çalışanların sağlıklarını korumak ve tehlikeleri en aza indirmek için, tehlikeli atıkların ve kimyasalların minimum seviyede olduğu alternatif üretim yöntemleri uygulanmalıdır [8]

İşyerlerinde ve tersanelerde güvenlik, “sistem” yaklaşımı içinde bir bütün olarak ele alınmalıdır. İş güvenliği bir kültürdür ve sistemin tüm elemanları ile oluşabilmesi ve çalışabilmesi için uzun vadeli uygulamalara ihtiyaç vardır. İş güvenliği sistemleri dünyadaki gelişmiş ülkelerde yaygın olarak uygulanmaktadır. Bu tür sistemlerde, herkese belli görev ve sorumluluklar düşmektedir. Bir başka deyişle, işçiler, tersane sahipleri, taşeronlar, meslek kuruluşları ve devlet, sorumluluk ve görevleri paylaşmak suretiyle sistemin işlemlerini sağlamaktadır [4].

Tersane bazında bir güvenlik sistemi oluşturmanın belli bir maliyeti olacaktır. Ancak, bu maliyetin insan hayatı ile kıyaslanamayacağı ve maddi olarak bakıldığında, kayıpların güvenlik için sarf edilen maliyetin 4-5 katı olduğu unutulmamalıdır. Sonuç olarak, kazaların önlenmesi, dışarıdan bakıldığında oldukça basit gibi görünen, ancak detaylarına inildiğinde birçok parametreye bağlı oldukça karmaşık ve emek gerektiren bir eylem planıdır. Bu mücadelede herkese önemli sorumluluk ve görevler düşmektedir. Bu görev ve sorumluluklar yerine getirildiğinde, kazalar doğal olarak azalacaktır [4].

Kaynaklar

[1] ILO, www.ilo.org, Erişim Tarihi: 12.11.2012

[2] SGK İş Kazaları ve Meslek Hastalıkları İstatistikleri, 2010

[3] www.gisbir.org, Erişim Tarihi: 12.11.2012

- [4] TAYLAN Metin, Tersanelerde Meydana Gelen İş Kazaları ve İş Güvenliği, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi, 24-25 Kasım 2008 s:270-281
- [5] BARLAS, Barış, “Shipyards fatalities in Turkey”, Safety Science, 50 (2012) 1247-1252.
- [6] BARLAS, Barış, “Occupational Fatalities in Shipyards: an Analysis in Turkey” Brodo Grandja, 63 (2012)1, 35-41.
- [7] T.C. Başbakanlık, Denizcilik Müsteşarlığı, Gemi İnşa Sanayinde Yaşanan Kazaların Nedenleri ve Alınması Gerekli Önlemler Sunumu, Temmuz 2008.
- [8] ÇELEBİ, Uğur Buğra, AKANLAR, Fuat Tolga ve VARDAR, Nurten, Tersane Üretim Proseslerinin İşçi Sağlığı Üzerine Etkileri, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi, 24-25 Kasım 2008 s:262-269

SİMETRİK KATMANLI DİKDÖRTGEN KOMPOZİT PLAKLARIN SERBEST TİTREŞİMİ

Erkin ALTUN SARAY¹ ve İsmail BAYER²

ÖZET

Bu çalışmada simetrik katmanlı dikdörtgen kompozit plakların dört kenarının da ankastre mesnetli olması halinde serbest titreşimi incelenmiştir. Farklı katman dizilimine ve kenar oranlarına sahip simetrik katmanlı kompozit plakların asal doğal frekansları Klasik Laminasyon Teorisi'nin (KLT) yönetici diferansiyel denklemlerine göre Ağırlıklı Artıklar Yöntemleri'nden Galerkin Yöntemi ve En Küçük Kareler Yöntemi'yle parametrik olarak incelenmiştir. Sonuçlar Sonlu Elemanlar Yöntemi'yle çözümleme yapan ANSYS paket yazılımıyla bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Galerkin Yöntemi'yle SEY (ANSYS) ile bulunan sonuçlara yakın sonuçlar çok daha hızlı biçimde elde edilmiştir. Galerkin Yöntemi'yle gerçekleştirilecek benzer parametrik analizlerle elde edilecek en uygun plakların belirlenerek, kompozit teknelerin yapısal ön tasarımında üretimdeki malzeme, işgücü ve test maliyetlerinden kazanç sağlanabileceği öngörülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Simetrik katmanlı kompozit plaklar, serbest titreşim, Galerkin Yöntemi, En Küçük Kareler Yöntemi, parametrik çalışma, kompozit teknelerin ön tasarımı

1. Giriş

Bileşik katmanlı kompozitler yüksek özgül katılık, yüksek özgül dayanım, korozyon direnci ve katman açılarının değiştirilerek istenilen mekanik özelliklerin elde edilebilmesi gibi üstün özellikleri nedeniyle gemi yapım malzemesi olarak tercih edilmektedir. Denizcilik alanında kullanımları çeşitli araştırmacıların çalışmalarında gösterilmiştir [1, 2].

¹ Dokuz Eylül Üniversitesi, Deniz Bilimleri ve Teknolojisi Enstitüsü, Tel: 0 232 2785565, e-posta:erkin.altunsaray@deu.edu.tr

² Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü, Tel: 0 212 3832853, e-posta: bayer@yildiz.edu.tr

Gemi makinaları, cihazlar ve gemi teknesi titreşim zorlanmalarının etkisinde bulunduğu için; tasarım, yapım ve yerleştirmeler bu gerilmeler göz önünde bulundurularak rezonanstan kaçınılarak yapılmaktadır. Gemi makinalarının, yardımcı makinaların ve pervanelerin işletme koşulları için izin verilen titreşim limitleri klas kuruluşlarının kural kitaplarında verilmektedir [3,4].

Gemi yapısı, kalınlığı diğer boyutlarına göre küçük ince levhalar ve onları destekleyen elemanlardan oluşmaktadır [5]. Destek elemanlarının gemi eni veya boyu doğrultusunda yerleştirilmelerine bağlı olarak, yapı sistemi de enine veya boyuna olarak adlandırılmaktadır [6].

Kompozit tekne yapımında, katmanların birlikte kullanıldığı tek cidarlı yapı sistemi ince plak uygulaması olarak değerlendirilebilir. Bu durumda kompozit ince plaklar için geliştirilmiş Klasik Laminasyon Teorisi'ne (KLT) göre inceleme yapmak yeterlidir. Klasik Laminasyon Teorisi (KLT), Lekhnitskii'nin çalışmalarında verilmiştir [7, 8].

Mohan ve Kingsbury, eş eksenli (0° , 22.5° , 45° , 67.5°) boron/epoksi ortotropik kare plakların doğal frekans değerlerini Galerkin Yöntemi'yle hesaplamışlar, doğal frekans değerlerinin katman açısı değişiminden belirgin biçimde etkilendiğini belirlemişlerdir [9]. Soni ve Iyengar, ankastre mesnetli, katmanlı antisimetrik ve simetrik çapraz katmanlı ($\pm 45^\circ$), 0° ve 90° açılarından oluşan özel ortotropik dikdörtgen plaklarda, katman açısı değişimi ve kenar oranı değişiminin ($a/b=1, 1.5$ ve 2) maksimum çökme ve doğal frekans değerlerine etkisini Galerkin Yöntemi'yle inceleyerek, hızlı bir çözümleme yöntemi olduğunu belirlemişlerdir [10]. Hosokawa vd. eş eksenli tek katmanlı (30°) cam/epoksi ve simetrik katmanlı üç tabakalı ($30^\circ/30^\circ/30^\circ$) grafit/epoksi kompozit plakların doğal frekans değerlerini Galerkin Yöntemi'yle hesaplamışlardır. Uygun yaklaşım fonksiyonu seçimiyle analizlerin kişisel (masaüstü) bilgisayarlarda hızlı biçimde elde edilebileceğine vurgu yapmışlardır [11]. Reddy [12] farklı açıdaki katmanlardan oluşan simetrik ve antisimetrik özel ortotropik ve çapraz katmanlı plakların eğilme, burkulma ve serbest titreşim problemlerini Klasik Laminasyon Teorisi (KLT), Birinci Mertebeden Kayma Deformasyon Teorisi (BMKDT) ve Üçüncü Mertebeden Kayma Deformasyon Teorisi'ne (ÜMKDT) göre incelemiştir.

Literatürde, bileşik katmanlı ince kompozit plakların serbest titreşim analizleri üzerine yapılan çalışmaların ağırlığını, özel ortotropik katmanlı plakların, farklı teori ve yöntemlerle incelenmesinin oluşturduğu görülmektedir. [13, 14, 15, 16, 17].

Kompozit yapılarda üretimdeki kısıtlamalar nedeniyle genellikle 0° , 90° , 45° ve -45° açılarındaki katmanlar kullanılır. Orta simetri düzleminin her iki tarafındaki katmanların, orta simetri düzlemine eşit uzaklıkta ve aynı dizilim açısında olması durumunda yapı simetrik katmanlı olarak adlandırılır. Simetrik katmanlı kompozit plakların sertleşme işlemini izleyen

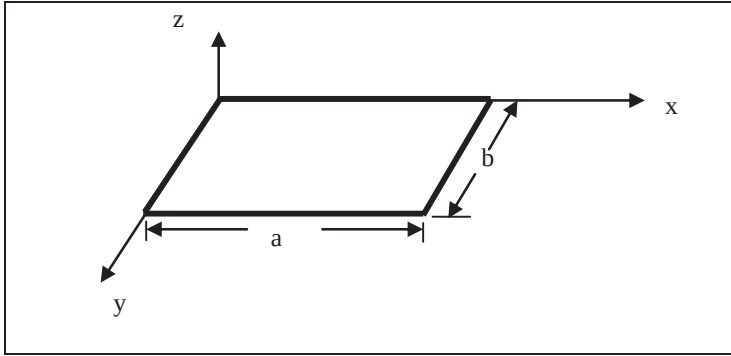
soğuma sırasında ısı gerilmelerden dolayı bir burkulma göstermedikleri için uygulamada yapının simetrik katmanlı olması tercih edilir [18].

Kompozitlerin gemi yapısında uygulamalarında, uygun tabaka dizilim açısının araştırılmasının yanında, enine veya boyuna yapı sistemini temsil eden destek elemanlarının yerleştirilmesine bağlı olarak oluşacak farklı kenar oranlarının (a/b ve b/a) ve sınır koşullarının etkilerini incelemek, bilgisayar destekli parametrik çalışma yapılmasını gerektirir. Bu çalışmada plakların dört kenarından ankastre mesnetli olduğu sınır koşulunda, $0^\circ, 90^\circ, 45^\circ$ ve -45° açılarındaki katmanların farklı sıralamada dizilimiyle oluşturulmuş sekiz farklı simetrik katmanlı kompozit plakların serbest titreşim analizi yapılmıştır. Katmanların dizilim açısının ve farklı kenar oranlarının (a/b ve b/a), asal doğal frekans değerlerinin değişimine etkisi Galerkin Yöntemi ve En Küçük Kareler Yöntemi kullanılarak MATLAB [19] programlama diliyle ve SEY'le çözümleme yapan ANSYS [20] paket yazılımıyla parametrik olarak incelenmiştir.

2. Materyal ve Yöntem

2.1 Plak geometrisi, malzeme özellikleri ve plak tipleri

Dikdörtgen plak geometrisi Şekil.1'de gösterilmiştir. a kenarı x eksenine doğrultusunda, b kenarı ise y eksenine doğrultusunda bulunmaktadır.



Şekil 1. Plak geometrisi

Bu çalışmada dört kenarından ankastre mesnetlenmiş plakların serbest titreşimi incelenmiştir. Enine veya boyuna sistemi temsil etmesi için plak kısa kenarının a kenarı ve plak kısa kenarının b kenarı olduğu durumlar araştırılmıştır. Her durum için plak kısa kenarı 0,2 m. seçilmiş, 12 farklı kenar oranı için hesaplamalar parametrik olarak gerçekleştirilmiştir. Çalışmada incelenen kenar oranları Tablo. 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Kenar oranları

a/b	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2
b/a	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2

Analizlerde T300-934 karbon/epoksi malzeme kullanılmıştır. Malzemenin mekanik özellikleri Tablo. 2’de verilmiştir.

Tablo 2. Malzeme özellikleri [21, 22]

Boyuna Young(Elastisite) modülü (E_{11})	$148 \cdot 10^9$ (N/m ²)
Enine Young(Elastisite) modülü (E_{22})	$9,65 \cdot 10^9$ (N/m ²)
Boyuna kayma modülü (G_{12})	$4,55 \cdot 10^9$ (N/m ²)
Boyuna Poisson oranı (ν_{12})	0.30
Yoğunluk (ρ_0)	$1,5 \cdot 10^3$ (kg/m ³)
Katman kalınlığı (t)	0.000185 – 0.000213 (m)

Parametrik analizlerde incelenen katmanlarının farklı diziliminden oluşmuş sekiz farklı simetrik katmanlı kompozit plak tipi Tablo. 3’te gösterilmiştir. Her bir katmanın kalınlığı $t=0000,2$ m 16 katmandan oluşan plakların toplam kalınlığı $h=0,0016$ m’dir.

Tablo 3. Simetrik Katmanlı Kompozit Plak Tipleri

LT1	$[-45_2/0_2/45_2/90_2]_s$
LT2	$[-45_2/0_2/90_2/45_2]_s$
LT3	$[0_2/-45_2/45_2/90_2]_s$
LT4	$[0_2/-45_2/90_2/45_2]_s$
LT5	$[45_2/-45_2/90_2/0_2]_s$
LT6	$[45_2/90_2/-45_2/0_2]_s$
LT7	$[90_2/-45_2/0_2/45_2]_s$
LT8	$[90_2/-45_2/45_2/0_2]_s$

Burada alt indis ‘2’ katmandan kaç adet olduğunu, alt indis ‘s’ ise plağın orta simetri eksenine göre simetrik katmanlı sıralandığını göstermektedir. Örneğin; LT1 kodlu $[-45_2/0_2/45_2/90_2]_s$ Plak açık olarak $[-45/-45/0/0/45/45/90/90/90/90/45/45/0/0/-45/-45]$ biçiminde gösterilebilir.

2.2 Klasik Laminasyon Teorisi

Klasik Laminasyon Teorisi’nde simetrik katmanlı plakların eğilme-uzama birleşme matrisi B_{ij} sıfırdır. En genel haldeki diferansiyel denklemden doğrusal olmayan terimler, eğilme-uzama

terimleri, eğilme-burulma terimleri, lateral ve eksenel yönlerdeki yüklemeler sadeleştirildiğinde elde edilen son denklem aşağıdaki gibi gösterilmiştir [12].

$$(D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}) + I_0 \ddot{w} - I_2 \left(\frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (1)$$

Burada “w” çökme fonksiyonunu ifade etmektedir. I_0 ve I_2 kütlelesel atalet momentleri aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$I_0 = \sum_{k=1}^L \rho_0^{(k)} (z_{k+1} - z_k), \quad I_2 = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^L \rho_0^{(k)} (z_{k+1}^3 - z_k^3) \quad (2)$$

Burada ρ_0 plak malzemesinin yoğunluğunu ifade etmektedir. I_2 değeri I_0 ’ın yanında ihmal edilecek kadar küçük olduğu için dikkate alınmaz [12]. Bu durumda diferansiyel denklem aşağıda gösterildiği gibidir.

$$(D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}) + I_0 \ddot{w} = 0 \quad (3)$$

D_{11} , D_{12} , D_{16} , D_{22} , D_{26} ve D_{66} eğilme katılık matrisi elemanları aşağıda verilen (4) ifadesinde gösterildiği gibi hesaplanır [10].

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^N \bar{Q}_{ij}^{(k)} (z_{k+1}^3 - z_k^3) \quad (4)$$

Yukarıdaki ifadede yer alan $\bar{Q}_{ij}$ dönüşüme uğramış indirgenmiş katılık matrisinin elemanları aşağıdaki (5) ifadesinde gösterildiği gibi, her tabakanın genel eksenle yaptığı θ açısı ve Q_{ij} indirgenmiş katılık matrisi elemanlarından faydalananak her tabaka için ayrı ayrı hesaplanır [10].

$$\begin{aligned}
\bar{Q}_{11} &= Q_{11} \cos^4(\theta) + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) + Q_{22} \sin^4(\theta) \\
\bar{Q}_{12} &= (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66}) \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) + Q_{12} (\sin^4(\theta) + \cos^4(\theta)) \\
\bar{Q}_{22} &= Q_{11} \sin^4(\theta) + 2(Q_{12} + 2Q_{66}) \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) + Q_{22} \cos^4(\theta) \\
\bar{Q}_{16} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \sin(\theta) \cos^3(\theta) + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66}) \sin^3(\theta) \cos(\theta) \\
\bar{Q}_{26} &= (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66}) \sin^3(\theta) \cos(\theta) + (Q_{12} - Q_{22} + 2Q_{66}) \sin(\theta) \cos^3(\theta) \\
\bar{Q}_{66} &= (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66}) \sin^2(\theta) \cos^2(\theta) + Q_{66} (\sin^4(\theta) + \cos^4(\theta))
\end{aligned} \tag{5}$$

Yukarıdaki ifadedeki Q_{ij} indirgenmiş katılık matrisinin elemanları ortotropik malzemeler için mühendislik sabitleri cinsinden yazımı aşağıdaki (6) ifadesinde gösterilmiştir [12].

$$Q_{11} = E_1 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}), \quad Q_{12} = \nu_{12}E_2 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}), \quad Q_{22} = E_2 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}), \quad Q_{66} = G_{12} \tag{6}$$

Mühendislik sabitleri (E , G ve ν), tabakaların açıları ve her bir tabakanın referans düzlemden uzaklığı, (4), (5) ve (6) ifadelerinde yerine yazılarak (3) ifadesindeki D_{ij} eğilme katılık matrisi elemanları belirlenmiş olur.

Plak kenarlarındaki ankastre mesnet sınır koşulu aşağıdaki gibi ifade edilir [12]. Ankastre mesnet durumunda levha kenarları boyunca çökme ve eğim sıfırdır.

$$\begin{aligned}
w &= 0 \quad \text{ve} \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad x = 0, a \quad \text{için} \\
w &= 0 \quad \text{ve} \quad \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad y = 0, b \quad \text{için}
\end{aligned} \tag{7}$$

2.3 Ağırlıklı Artıklar Yöntemleri

Diferansiyel denklem formunda verilmiş bir matematiksel modelde, yaklaşık çözümü elde edebilmek için seçilen yaklaşım fonksiyonunun diferansiyel denklemde yerine konulmasıyla sıfırdan farklı bir değer elde edilecektir. Bu değer kalan ya da artık değer (ε_R) olarak tanımlanır.

Hata fonksiyonu olarak da tanımlanabilecek bu artık değer belli ağırlık fonksiyonlarıyla (φ) çarpımının bölge üzerinde en aza indirilmesi için yapılan işlemlere ağırlıklı artıklar (kalanlar) yöntemi denir [12].

$$\int_{\Omega} \varepsilon_R \varphi d\Omega = 0 \tag{8}$$

Problemin gerçek çözümü (u), ana denklemi her noktada (x,y,z) sağlar. Ana denklemi veya sınır koşullarını sağlayan ϕ_i deneme fonksiyonları (yaklaşım veya koordinat fonksiyonları) ile daha sonra belirlenecek sabit katsayıların (c_i) çarpımıyla elde edilen problemin yaklaşık çözümü ($u_{(n)}$) aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$u_{(n)} = \sum_{i=1}^N c_i \phi_i ; u_{(n)} \rightarrow u \quad n \rightarrow \infty \quad (\text{limit hali}) \quad (9)$$

$$\varepsilon_R(x,y,z) \neq 0 \quad (10)$$

2.3.1 Galerkin Yöntemi

Galerkin yönteminde hata fonksiyonunu (ε_R) problemin temel diferansiyel denklemindeki önceden seçilen yaklaşım fonksiyonu terimleri ϕ_i 'ler ile çarpıp bölge üzerinde integrali sıfıra eşitlenerek çözüm yapılır. Ağırlıklı artıklar yöntemleri içinde çok güçlü bir yöntem olarak bilinir [12].

$$\int_{\Omega} \varepsilon_R \phi_i d\Omega = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (11)$$

2.3.2 En Küçük Kareler Yöntemi

Hata fonksiyonunun karesini bölge üzerinde integre ettikten sonra katsayılar göre minimize etmeye çalışan yönteme en küçük kareler yöntemi denir [12].

$$\frac{\partial}{\partial c_i} \int_{\Omega} (\varepsilon_R)^2 d\Omega = 0 \quad \text{veya} \quad \int_{\Omega} \frac{\partial \varepsilon_R}{\partial c_i} \varepsilon_R d\Omega = 0 \quad (12)$$

2.3.3 Galerkin Yöntemi'nin Uygulanması

Simetrik katmanlı kompozit plakların serbest titreşiminde (3)'te verilmiş denklem kullanılır.

$$(D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}) + I_0 \ddot{w} = 0 \quad (3)$$

Burada eğilme katılık matrisi elemanları ve kütlelesel atalet momenti önceki bölümde gösterildiği biçimde hesaplanır.

Ankastre mesnet sınır koşullarını sağlayan yaklaşım fonksiyonu aşağıda verilmiştir. Şekil fonksiyonunda ilk üç terim alınmıştır.

$$\phi_i \phi_j = x^{2i} (a-x)^{2i} y^{2j} (b-y)^{2j} \quad (i = 1, \dots, m ; j = 1, \dots, n) \quad (13)$$

Diferansiyel denklemdeki yaklaşık çökme fonsiyonu en genel halde C_i katsayılarının seçilen yaklaşım fonsiyonu ile çarpımı olarak yazılabilir.

$$w_0 = C_i \phi_i \phi_j \quad (14)$$

Serbest titreşim probleminde basit harmonik hareket kabul edilmektedir [12].

$$w_{mn}(t) = w_{mn}^0 e^{i\omega t} \quad (15)$$

Burada ω doğal frekans, w_{mn}^0 titreşim modunun genliği, m ve n ise mod şekilleri olarak tanımlanır.

Doğal frekans değerini (ω) belirlemek için diferansiyel formdaki bölge denklemi seçilen yaklaşım fonsiyonu ile çarpılıp integrali sıfıra eşitlenir.

$$\int_0^b \int_0^a \left(D_{11} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial y^4} + I_0 w_{mn} \right) \phi_i \phi_j d_x d_y = 0 \quad (16)$$

(16) ifadesinden elde edilen genelleştirilmiş özdeğer probleminde çözümün sıfırdan farklı olması için katsayılar matrisinin determinantı sıfıra eşitlenir. Bulunan en küçük pozitif kök asal doğal frekanstır ω_0 (f_0).

2.3.4 En Küçük Kareler Yöntemi'nin Uygulanması

En Küçük Kareler Yöntemi'nde, Galerkin Yöntemi'nden farklı olarak doğal frekans değerini (ω) belirlemek için diferansiyel formdaki bölge denkleminin karesi bölge üzerinde integre edildikten sonra ifadenin sabitlere (C_i) göre türevleri sıfıra eşitlenir.

$$\frac{\partial}{\partial C_i} \int_0^b \int_0^a \left(D_{11} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w_{mn}}{\partial y^4} + I_0 w_{mn} \right)^2 d_x d_y = 0 \quad (17)$$

Elde edilen genelleştirilmiş özdeğer probleminde çözümün sıfırdan farklı olması için katsayılar matrisinin determinantı sıfıra eşitlenir. Bulunan en küçük pozitif kök asal doğal frekanstır ω_0 (f_0).

2.4 Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) çözümleme yapan ANSYS paket yazılımının kullanımı

Sonlu Elemanlar Yöntemi'yle (SEY) çözüm yapan ANSYS paket yazılımı, bu çalışmada Galerkin Yöntem ve En Küçük Kareler Yöntemi'yle bulunan sonuçlarla karşılaştırma yapmak için kullanılmıştır. Yazılımın katmanlı kompozitler için önerdiği, Birinci Mertebeden Kayma Deformasyon Teorisi'ne (BMKDT) göre yer değiştiren, incelenen dikdörtgen geometriye uygun geometrideki dört düğüm noktalı SHELL181 [20] kabuk eleman kullanılmıştır. Yazılımda oluşturulan ağ yapısı için eleman büyüklüğünün plak kısa kenarına oranı 0.01 seçilmiştir.

3. Sonuçlar ve Değerlendirme

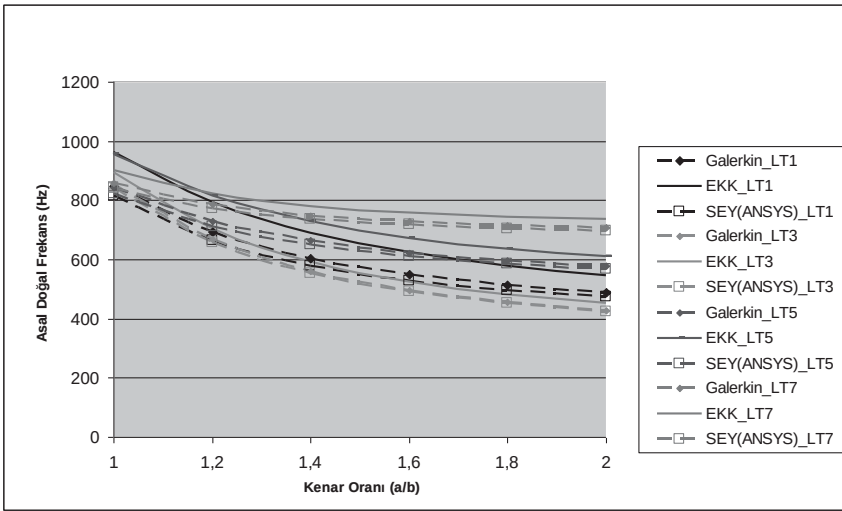
Bu çalışmada dört kenarından ankastre mesnetli katmanları farklı açılarda dizilmiş sekiz farklı simetrik katmanlı dikdörtgen kompozit plağın serbest titreşimi incelenmiştir. Katmanların farklı sıralanmasının ve kenar oranlarının değişiminin asal doğal frekans değerine etkisi Galerkin Yöntemi, En Küçük Kareler Yöntemi ve SEY(ANSYS) ile hesaplanmıştır.

Bulunan sonuçlar plak kısa kenarı b kenarı için Şekil. 2 ve Tablo. 4'te, plak kısa kenarı a kenarı için ise Şekil. 3 ve Tablo. 5'te sunulmuştur. Galerkin Yöntemi'nin, En Küçük Kareler Yöntemi'ne göre SEY(ANSYS) ile daha yakın sonuçlar verdiği görülmektedir (Şekil.2,4 Tablo. 4,5).

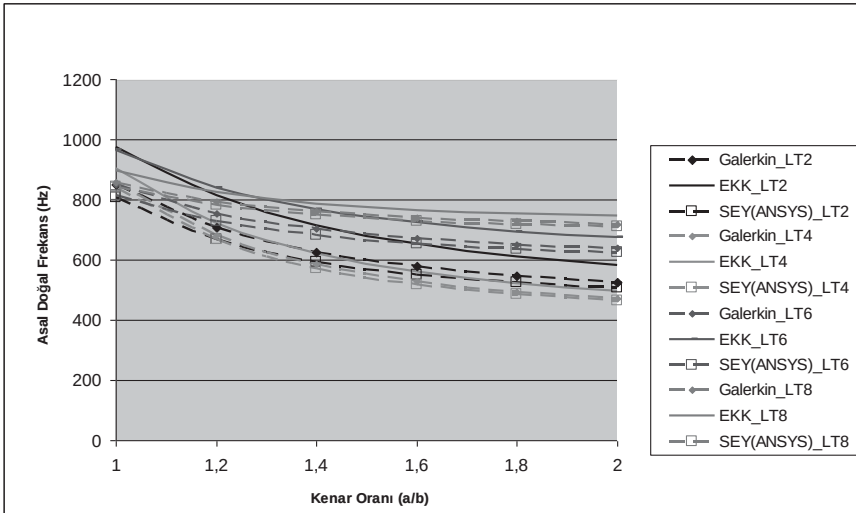
Plak kısa kenarı b kenarı seçildiğinde Şekil. 2 ve Tablo. 4'te katmanları farklı sıralanmış plak tiplerinin asal doğal frekans değerlerinin kenar oranlarına da bağlı olarak değiştiği görülmektedir.

Şekil. 2a'da LT7 kodlu plak en yüksek, LT3 en düşük asal doğal frekans değerlerinde olacak biçimde plakların sıralandığı görülmektedir. Plak kısa kenarı a seçildiğinde ise Şekil. 3a'da LT3 kodlu plak en yüksek, LT7 kodlu plak en düşük asal doğal frekans değerlerinde sıralandığı görülmektedir.

Plak kısa kenarı b seçildiğinde Şekil. 2b'de ise LT8 kodlu plak en yüksek, LT4 kodlu plak en düşük asal doğal frekans değerlerinde olacak biçimde plaklar sıralanmaktadır. Plak kısa kenarı a seçildiğinde ise Şekil. 3b'de LT4 kodlu plak en yüksek, LT8 kodlu plak en düşük asal doğal frekans değerlerinde sıralandığı görülmektedir.



(a)

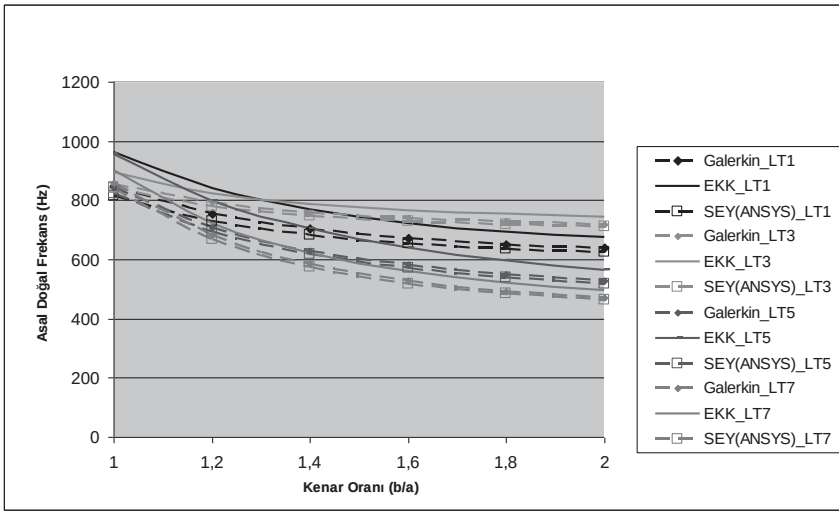


(b)

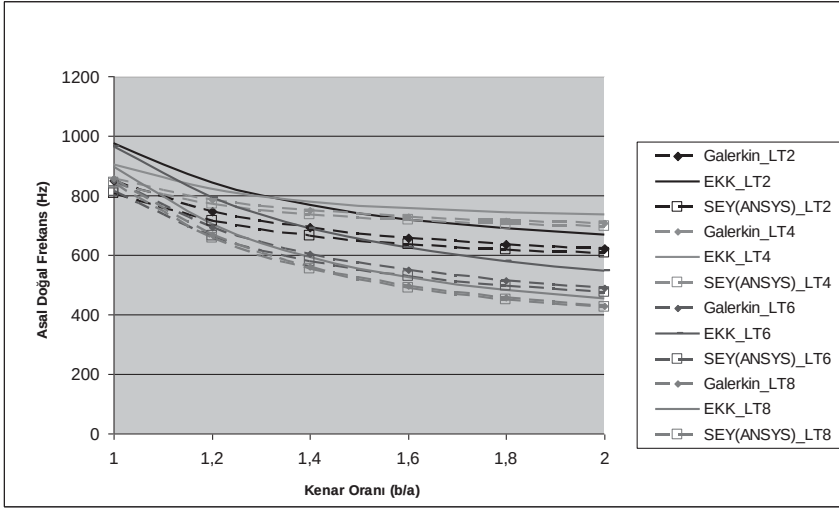
Şekil 2. Asal Doğal Frekans ω_0 (Hz) grafiği, plak kısa kenarı b;
a) LT1, LT3, LT5, LT7, b) LT2, LT4, LT6, LT8

Tablo 4. Asal Doğal Frekans ω_0 (Hz), plak kısa kenarı b

a/b	Yöntem	Plak Tipleri			
		LT1	LT2	LT3	LT4
		ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)
1	Galerkin	849,13	851,53	856,32	858,71
	En küçük kareler	964,03	976,26	895,49	903,56
	FEM (ANSYS)	815,79	807,37	842,52	840,90
1,2	Galerkin	691,75	705,71	667,12	681,58
	En küçük kareler	793,70	812,94	703,50	721,97
	FEM (ANSYS)	664,66	669,19	657,85	667,83
1,4	Galerkin	602,76	625,09	560,51	584,46
	En küçük kareler	690,65	715,84	593,73	620,91
	FEM (ANSYS)	579,94	594,55	553,54	573,09
1,6	Galerkin	548,67	577,10	496,48	527,73
	En küçük kareler	623,59	653,85	526,08	560,50
	FEM (ANSYS)	529,09	551,33	490,87	518,07
1,8	Galerkin	513,83	546,73	456,03	492,81
	En küçük kareler	577,76	612,26	482,09	522,40
	FEM (ANSYS)	496,84	524,76	451,30	484,45
2	Galerkin	490,28	526,51	429,32	470,27
	En küçük kareler	545,32	583,29	452,37	497,33
	FEM (ANSYS)	475,40	507,54	425,23	462,95
a/b	Yöntem	Plak Tipleri			
		LT5	LT6	LT7	LT8
		ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)
1	Galerkin	844,30	849,13	858,71	856,32
	En küçük kareler	954,70	964,03	903,56	895,49
	FEM (ANSYS)	823,32	815,79	840,90	842,52
1,2	Galerkin	729,03	755,32	786,05	793,11
	En küçük kareler	814,36	840,55	821,73	823,49
	FEM (ANSYS)	712,48	729,53	771,89	781,21
1,4	Galerkin	663,24	703,38	748,75	759,61
	En küçük kareler	728,10	768,11	780,03	786,24
	FEM (ANSYS)	649,40	682,45	736,71	748,82
1,6	Galerkin	622,56	672,01	727,63	740,02
	En küçük kareler	672,32	723,28	757,03	765,45
	FEM (ANSYS)	610,53	654,33	716,88	729,92
1,8	Galerkin	595,80	651,74	714,68	727,64
	En küçük kareler	635,04	694,38	743,42	753,05
	FEM (ANSYS)	585,06	636,33	704,77	718,02
2	Galerkin	577,30	637,92	706,24	719,34
	En küçük kareler	609,49	675,06	734,87	745,19
	FEM (ANSYS)	567,54	624,16	696,89	710,07



(a)



(b)

Şekil 3. Asal Doğal Frekans ω_0 (Hz) grafiği, plak kısa kenarı a;
a) LT1, LT3, LT5, LT7, b) LT2, LT4, LT6, LT8

Tablo 5. Asal Doğal Frekans ω_0 (Hz), plak kısa kenarı a

b/a	Yöntem	Plak Tipleri			
		LT1	LT2	LT3	LT4
		ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)
1	Galerkin	849,13	851,53	856,32	858,71
	En küçük kareler	964,03	976,26	895,49	903,56
	FEM (ANSYS)	815,79	807,37	842,52	840,90
1,2	Galerkin	755,32	747,90	793,11	786,05
	En küçük kareler	840,55	843,94	823,49	821,73
	FEM (ANSYS)	729,53	714,16	781,21	771,89
1,4	Galerkin	703,38	691,63	759,61	748,75
	En küçük kareler	768,11	766,89	786,24	780,03
	FEM (ANSYS)	682,45	664,93	748,82	736,71
1,6	Galerkin	672,01	658,34	740,01	727,63
	En küçük kareler	723,28	719,25	765,45	757,03
	FEM (ANSYS)	654,33	636,44	729,92	716,88
1,8	Galerkin	651,74	637,24	727,64	714,68
	En küçük kareler	694,38	688,42	753,05	743,42
	FEM (ANSYS)	636,33	618,68	718,02	704,77
2	Galerkin	637,92	623,10	719,34	706,23
	En küçük kareler	675,06	667,69	745,19	734,87
	FEM (ANSYS)	624,16	606,95	710,07	696,89
b/a	Yöntem	Plak Tipleri			
		LT5	LT6	LT7	LT8
		ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)	ω_0 (Hz)
1	Galerkin	844,30	849,13	858,71	856,32
	En küçük kareler	954,70	964,03	903,56	895,49
	FEM (ANSYS)	823,32	815,79	840,90	842,52
1,2	Galerkin	707,69	691,75	681,59	667,12
	En küçük kareler	799,06	793,70	721,97	703,50
	FEM (ANSYS)	692,00	664,66	667,83	657,85
1,4	Galerkin	629,35	602,76	584,46	560,51
	En küçük kareler	702,48	690,65	620,91	593,73
	FEM (ANSYS)	616,75	579,94	573,09	553,54
1,6	Galerkin	580,86	548,67	527,73	496,48
	En küçük kareler	638,85	623,59	560,50	526,08
	FEM (ANSYS)	570,26	529,09	518,07	490,87
1,8	Galerkin	548,99	513,83	492,80	456,03
	En küçük kareler	595,31	577,76	522,40	482,09
	FEM (ANSYS)	539,79	496,84	484,45	451,30
2	Galerkin	527,02	490,28	470,27	429,32
	En küçük kareler	564,75	545,32	497,33	452,37
	FEM (ANSYS)	518,86	475,40	462,95	425,23

4. Sonuç

Bu çalışmada dört kenarından ankastre mesnetlenmiş simetrik katmanlı kompozit plakların serbest titreşim analizi yapılmıştır. Katman açısının ve kenar oranı değişiminin asal doğal frekans değişimine etkisi, Klasik Laminasyon Teorisi'ne göre Galerkin Yöntemi ve En Küçük Kareler Yöntemi'yle ve SEY'le çözümleme yapan ANSYS paket yazılımıyla parametrik olarak incelenmiştir. Galerkin Yöntemi'yle ANSYS'le bulunan sonuçlara daha yakın sonuçlar çok daha hızlı biçimde elde edilmiştir.

Simetrik katmanlı kompozit plakların katmanlarındaki ve kenar uzunluklarındaki değişimden asal doğal frekans değerlerinin değiştiği belirlenmiştir.

Kompozit teknelerin üretiminde enine veya boyuna yapı sisteminin kullanımı, kullanılacak elyafların dizilimi gibi çok sayıda parametre söz konusudur. Kompozit teknelerin yapısal ön tasarımı Galerkin Yöntemi'yle gerçekleştirilen parametrik analizlerle hazırlanan EK'teki boyutsuz tablolarla en uygun plak tipinin belirlenebileceği, üretimdeki malzeme, iş gücü ve test maliyetlerinden tasarruf edilebileceği öngörülmüştür.

Kaynaklar

- [1] R.A. Shenoi and J.F. Wellicome, “Composite Materials in Maritime Structures”, Cambridge University Press, NY, 1993.
- [2] A.P.Mouritz et al., Review of advanced composite structures for naval ships and structures, Composite Structures, no.53 pp.21-41, 2001.
- [3] Türk Loydu, (2004). “Cilt C - Kısım 9 - Yatların Yapımı ve Klaslanmasına İlişkin Kurallar” Erişim 1 Kasım 2012, <http://www.turkloydu.org/turkloydu/Plan-Kontrol-ve-Arast%c4%b1rma-Hizmetleri/Turk-Loydu-Kurallari/Kurallara-Erisim.aspx>.
- [4] Türk Loydu, (2011). “Cilt B-Kısım 4 – Makine Kuralları”, Erişim 1 Kasım 2012, <http://www.turkloydu.org/turkloydu/Plan-Kontrol-ve-Arast%c4%b1rma-Hizmetleri/Turk-Loydu-Kurallari/Kurallara-Erisim.aspx>.
- [5] Savcı, M., “Gemi Yapısında Levhalar ve Silindirik Kabuklar”, İ.T.Ü. Gemi İnş. Ve Deniz Bil. Fak, İstanbul, 1987.
- [6] Özalp, T., “Gemi Yapısı ve Elemanları”, Özarkadaş Matbaası, İstanbul, 1977
- [7] Lekhnitskii, S.G., “Theory of Elasticity of an Anisotropic Elastic Body”,

Holden-Day, San Francisco,1963.

- [8] Lekhnitskii, S.G., “Anisotropic Plates”, Gordon and Breach, NewYork, 1968
- [9] Mohan, D., ve Kingsbury, H.B., “Free vibrations of generally orthotropic plates”, J. Acoust. Soc.Am., 50: 266-9, 1971
- [10] Soni P.J. ve Iyengar, N.G.R., “Optimal design of clamped laminated composite plates”, Fiber Sci. & Tech., 19: 281-96, 1983.
- [11] Hosokawa, K., Yada, T. ve Sakata, T. “Free Vibrations of Symmetrically Laminated Composite Plates”, The Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.36, No.3,1993.
- [12] Reddy, J. N., “Mechanics of Laminated Composite Plates: Theory and Analysis”, CRC Press, Boca Raton, FL,1997.
- [13] Noor, A.K. ve Burton W.S., “Assesment of shear deformation theories for multilayered composite plates”, Appl Mech Rev. 42 (1),1989.
- [14] Noor, A.K. ve Burton W.S., “Assesment of computational model for multilayered composite plates”, Appl Mech Rev., 43 (4): 67-97, 1990.
- [15] Mallikarjuna ve Kant, T., “A critical review and some results of recently developed refined theories of fiber-reinforced laminated composites and sandwiches”, Composite Structures, 23: 293-312,1993.
- [16] Reddy, J.N. ve Robbins Jr.D.H., “Theories and computational models for composite laminates”, Appl Mech Rev. 47 (6): 147-69, 1994.
- [17] Kreja, I., “A literature review on computational models for laminated composite and sandwich panels”, Cent. Eur. J. Eng., 1 (1): 59-80,2011.
- [18] Aran, A., Elyaf Takviyeli Karma Malzemeler, İTÜ,1990.
- [19] Matlab R2011b, Symbolic Math Toolbox, MathWorks, 2011.
- [20] Release 9.0, Documentation for ANSYS, 2009.
- [21] About.com Composites/Plastics, Erişim 1 Kasım 2012, <http://composite.about.com>.
- [22] ides The Plastic Web, Erişim 1 Kasım 2012, <http://www.ides.com>.

EKLER

Bu bölümde çalışmada T300-934 kodlu karbon/epoksi malzeme ve kullanılan tipteki 16 katmandan oluşan plaklar için Galerkin Yöntemi'yle boyutsuz asal doğal frekans değerleri, asal doğal frekansa, plak kenar uzunluğuna ve katman kalınlığına bağlı olarak belirlenip, boyutsuz olarak Tablo EK-A ve Tablo EK-B'de sunulmuştur.

$$\omega_0^* = \omega \frac{b^2 \pi}{t}$$

Tablo EK-A. Boyutsuz asal doğal frekans , plak kısa kenarı b

Plak Tipi	Kenar Oranı (a / b)					
	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*
LT1	533522	434644	378722	344744	322855	308055
LT2	535033	443411	392766	362600	343522	330822
LT3	538044	419166	352188	311955	286533	269755
LT4	539544	428255	367233	331599	309644	295488
LT5	530499	458066	416733	391177	374355	362733
LT6	533522	474588	441944	422244	409500	400822
LT7	539544	493899	470466	457188	449055	443744
LT8	538044	498333	477288	464977	457199	451988

$$\omega_0^* = \omega \frac{a^2 \pi}{t}$$

Tablo EK-B. Boyutsuz asal doğal frekans , plak kısa kenarı a

Plak Tipi	Kenar Oranı (b / a)					
	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*	ω_0^*
LT1	533522	474588	441944	422244	409500	400822
LT2	535033	469922	434577	413655	400399	391511
LT3	538044	498333	477288	464966	457199	451988
LT4	539544	493899	470455	457188	449055	443744
LT5	530499	444655	395433	364966	344944	331144
LT6	533522	434644	378722	344744	322855	308055
LT7	539544	428255	367233	331599	309644	295488
LT8	538044	419166	352188	311955	286533	269755

GEMİ PANELLERİNİN BURKULMA MUKAVEMETİ ANALİZİ

Murat ÖZDEMİR¹ Ahmet ERGİN²

ÖZET

Stifnerli gemi panellerinin burkulma mukavemetinin doğru olarak hesaplanması nihai mukavemet değerinin etkin şekilde belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. Bu çalışmada minimum potansiyel enerji teoremi kullanılarak stifnerli panellerin iki eksenli yükleme altında elastik lokal burkulma mukavemeti elde edilmeye çalışılmıştır. Hesaplanan sonuçlar literatürde yer alan çalışmalar ile karşılaştırılmış ve sonuçların uygun olduğu görülmüştür. Ayrıca analitik çözümler, sonlu elemanlar analizi ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Çalışmada artık kaynak gerilmelerinin etkisi de incelenmiştir. Yapılan parametrik çalışmalar ile levha kenar oranının ve levha kalınlığının panel burkulma mukavemetine etkisi incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Stifnerli Panel, Burkulma Gerilmesi, Minimum Potansiyel Enerji Teoremi

1. Giriş

Stifnerli paneller gemi yapısının en önemli birimidir. Stifnerli paneller çeşitli yükleme durumlarına maruz kalmaktadır. Bunlardan en önemlisi tekne girişinin boyuna eğilmesi sebebiyle meydana gelen boyuna eksenel basınç yüküdür.

1 Arş. Gör., İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 285 6513, e-posta: mozdemir@itu.edu.tr

2 Prof. Dr., İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 285 6414, e-posta: ergina@itu.edu.tr

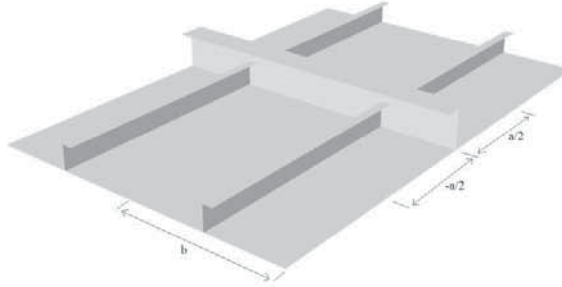
Bu çalışmada geminin dip yapısını oluşturan panellerin boyuna ve enine eksenel yükleme altında burkulma mukavemeti incelenmiştir. Çalışmada levha-stifner etkileşimi ve artık gerilmeler de göz önünde bulundurulmuştur.

Stifnerli gemi panelleri stifnerin rijitliğine bağlı olarak çeşitli burkulma şekilleri gösterirler. Gemi panelleri, global burkulmaya veya stifnerin lokal burkulmasına maruz kalmadan önce stifnerler arası levha lokal burkulma yapacak şekilde tasarlanır[1].

Gemi panellerinin burkulma davranışını etkileyen en önemli parametrelerden biri de levha ve stifnerin kaynağı sırasında meydana gelen artık kaynak gerilmeleridir.

2. Analitik Çözüm

Çalışmada panel ve stifner gövdesi plak eleman, flenş ise kiriş eleman olarak modellenmiştir. Stifnerli gemi panellerinin elastik lokal burkulma gerilmesini incelemek amacıyla minimum potansiyel enerji teoremi kullanılmıştır. Stifnerli panel çift bölmeli ve çift aralıklı olarak modellenmiştir(bkz. Şekil1).



Şekil 1. Stifnerli panel

Deformasyonlar ve eğilme/burulma momentleri göz önünde bulundurularak stifnerler arası levhanın burkulma mod şekli aşağıdaki gibi verilebilir[1].

$$w = W_1 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} + \frac{W_2}{2} \sin \frac{m\pi x}{a} \left(1 - \cos \frac{2\pi y}{b} \right) \quad (1)$$

Verilen denklemde birinci ifade basit mesnetli bir levhanın burkulma modunu temsil etmektedir. İkinci terim ise boyuna kenarları ankastre mesnetli bir levhanın burkulma modunu temsil etmektedir.

Stifner gövdesinin yanal burkulma mod şekli ise (2) numaralı ifadede verilmiştir[1].

$$v = V_1 \frac{z}{h_w} \sin \frac{m\pi x}{a} + V_2 \sin \frac{m\pi x}{a} \left(1 - \cos \frac{\pi z}{2h_w} \right) + V_3 \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{\pi z}{2h_w} \quad (2)$$

Verilen denklemin ilk terimi panel ile stifner gövdesinin birleşme hattı etrafındaki rijit dönmesini temsil etmektedir. İkinci terim eğilme momentinin panele transferini, üçüncü terim ise eğilme momentinin stifner flenşine transferini temsil etmektedir.

2.1. Sınır Koşulları

Stifnerli sürekli bir gemi paneli için sınır koşulları aşağıdaki gibi verilebilir.

- Panel ve stifnerin birleşme hattında dönmenin sürekliliği şartı:

$$\left. \frac{\partial v}{\partial z} \right|_{z=0} = \left. \frac{\partial w}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (3)$$

- Panel ve stifnerin birleşme hattında eğilme ve burulma momentlerinin eşitliği şartı:

$$D_w \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) \Bigg|_{z=0} + 2D_p \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \Bigg|_{y=0} = 0 \quad (4)$$

Burada D_p ve D_w sırasıyla levhanın ve stifner gövdesinin eğilme rijitliğini temsil etmektedir ve aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$D_p = \frac{Et_p^3}{12(1-\nu^2)}, \quad D_w = \frac{Et_w^3}{12(1-\nu^2)}$$

- Stifner gövdesi ve flenşin birleşme hattında dönmenin sürekliliği ve eğilme/burulma momentlerinin denge şartı:

$$GJ_f \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial z} \Big|_{z=h_w} - D_w \left(\frac{\partial^2 v}{\partial z^2} + v \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) \Big|_{z=h_w} = 0 \quad (5)$$

Burada GJ_f flenşin burulma rijitliğini ifade etmektedir.

Yukarıda verilen (1) ve (2) numaralı eşitlikler (3), (4) ve (5) numaralı ifadelerde yerlerine yazılırsa şu ifadeler elde edilir.

$$V_1 + k_1 V_3 - k_2 W_1 = 0 \quad (6)$$

$$V_2 + k_3 W_2 = 0 \quad (7)$$

$$k_4 V_1 + k_5 V_2 + k_6 V_3 = 0 \quad (8)$$

Yukarıdaki eşitliklerde:

$$k_1 = \frac{\pi}{2}, \quad k_2 = \frac{\pi h_w}{b}, \quad k_3 = \frac{D_p}{D_w} \frac{16 h_w^2}{b^2},$$

$$k_4 = \left(D_w v - \frac{GJ_f}{h_w} \right) \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2,$$

$$k_5 = \left(D_w v - \frac{\pi GJ_f}{2h_w} \right) \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2,$$

$$k_6 = D_w \left[v \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{\pi}{2h_w} \right)^2 \right]$$

(6), (7) ve (8) numaralı eşitlikler kullanılır ve gerekli düzenlemeler yapılırsa V_1 , V_2 ve V_3 , W_1 ve W_2 cinsinden aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$V_1 = \eta_1 W_1 + \eta_2 W_2, \quad V_2 = \eta_3 W_2, \quad V_3 = \eta_4 W_1 + \eta_5 W_2 \quad (9)$$

Burada:

$$\eta_1 = \frac{k_2 k_6}{k_6 - k_1 k_4}, \quad \eta_2 = \frac{k_1 k_3 k_5}{k_1 k_4 - k_6}, \quad \eta_3 = -k_3, \quad \eta_4 = \frac{k_2 k_4}{k_1 k_4 - k_6} \quad \text{ve} \quad \eta_5 = \frac{k_3 k_5}{k_6 - k_1 k_4}$$

2.2. Burkulma formülü

İki eksenli yükleme altındaki stifnerlenmiş sürekli gemi panelinin burkulma anındaki toplam potansiyel enerjisi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{D_p}{2} \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} \left[\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left\{ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} \right] dx dy \\ & + \frac{D_w}{2} \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} \left[\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\nu) \left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} \right)^2 \right\} \right] dx dz \\ & + \frac{1}{2} \int_{-a/2}^{a/2} EI_f \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \Big|_{z=h_w} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_{-a/2}^{a/2} GJ_f \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial z} \Big|_{z=h_w} \right)^2 dx \\ & - \frac{1}{2} \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} N_{px} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 dx dy - \frac{1}{2} \int_{-a/2}^{a/2} \int_{-b/2}^{b/2} N_{py} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 dx dy \\ & - \frac{1}{2} \int_{-a/2}^{a/2} \int_0^{h_w} N_w \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 dx dz - \frac{1}{2} \int_{-a/2}^{a/2} \int_{bf} N_f \left(\frac{\partial v}{\partial x} \Big|_{z=h_w} \right)^2 dx dy \end{aligned} \quad (10)$$

Burada N_{px} , N_{py} , N_w ve N_f sisteme etkiyen dış yükleri temsil etmektedir.

$$N_{px} = t_p \left\{ \sigma_x + \sigma_{xr}^p(y) \right\},$$

$$N_{py} = t_p \left\{ \sigma_y + \sigma_{yr}^p(x) \right\},$$

$$N_w = t_w \left\{ \sigma_x + \sigma_{xr}^w(z) \right\},$$

$$N_f = t_f \left\{ \sigma_x + \sigma_{xr}^f(y) \right\}$$

σ_x ve σ_y uygulanan dış yükler sebebiyle boyuna ve enine doğrultularda oluşan basınç gerilmeleridir.

$\sigma_{xr}^p(y)$, $\sigma_{yr}^p(x)$, $\sigma_{xr}^w(z)$ ve $\sigma_{xr}^f(y)$ ifadeleri ise kaynak sebebiyle panel, stifner gövdesi ve flenşte oluşan artık gerilmeleri temsil etmektedir.

2.3. Artık Gerilemeler

Artık gerilmelerin hesabı kaynak sırasındaki ısı girişi ile ilgilidir. Kaynak sırasında sisteme giren maksimum ısı miktarı aşağıdaki gibi kabul edilmiştir[2].

$$\Delta Q = 78,8 \alpha l^2 \quad (11)$$

Burada l (mm) kaynak adım uzunluğudur. Aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$l = \begin{cases} 0,7 * t_w (mm) \rightarrow 0,7 * t_w < 7(mm) \\ 7(mm) \rightarrow 0,7 * t_w \geq 7(mm) \end{cases} \quad (12)$$

Burada t_w stifner gövdesi levha kalınlığıdır. Artık gerilmelerin olduğu bölgelerin ve artık gerilme büyüklüklerinin hesabı için [1] tarafından önerilen yöntem uygulanmıştır.

(1)ve (2) numaralı eşitlikler (10) denkleminde yerine yazılır ve (9) denklemi kullanılarak stifnerli panelin burkulma anındaki toplam potansiyel enerjisi W_1 ve W_2 cinsinden elde edilebilir.

Minimum potansiyel enerji teoremi aşağıdaki gibi uygulanır.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial W_1} = 0, \quad \frac{\partial \Pi}{\partial W_2} = 0$$

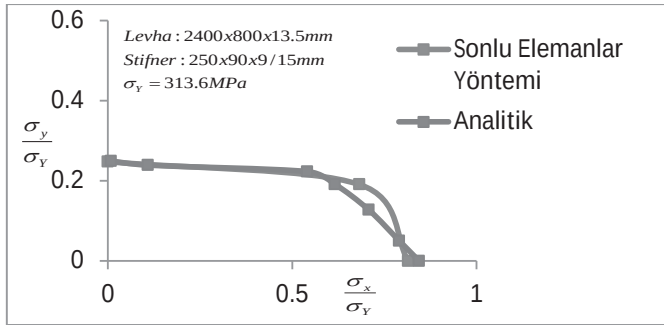
3. Sonlu Elemanlar Analizi

Burkulma yarım dalga sayısının tek sayı olduğu durumda simetrik, çift sayı ise anti-simetrik sınır şartı uygulanmıştır. Panel, stifner ve flenş Shell181 kabuk elemanı ile modellenmiştir.

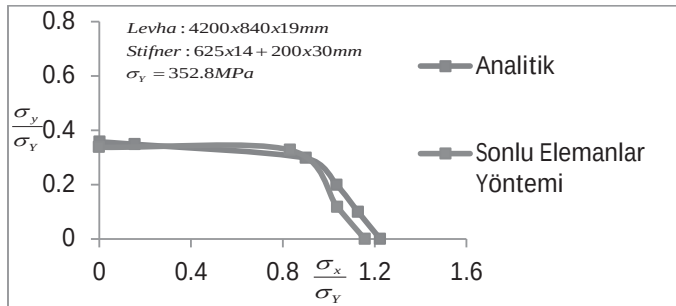
Kayma deformasyon teorisi olarak Mindlin-Reissner plak teorisi kullanılmıştır. Panelin ortasından geçen enine kemere modellenmemiş ancak o doğrultuda z-yönündeki deplasmanlar kısıtlanmıştır.

4. Sonuçlar

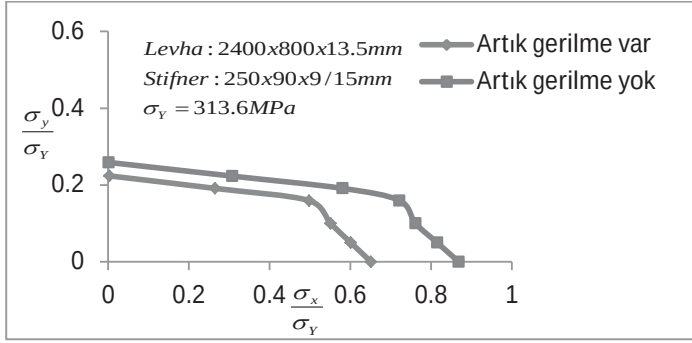
Dökme yük gemisi (BC) ile VLCC(Very Large Crude Carrier) tankerin dip yapısında yer alan paneller için minimum potansiyel enerji teoremi ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak lineer burkulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlar Şekil (2-9) da verilmiştir.



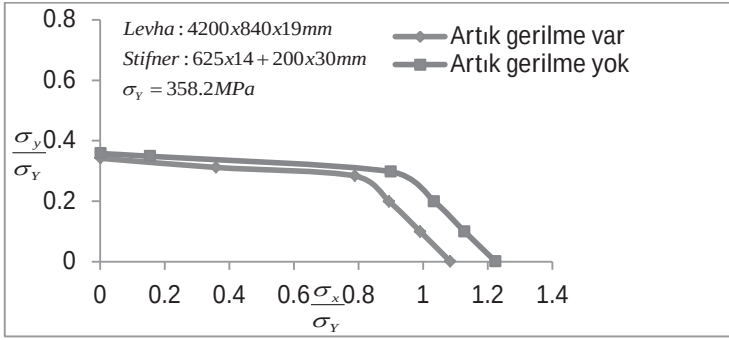
Şekil 2. BC paneli için analitik ve sonlu elemanlar çözümlerinin karşılaştırılması.



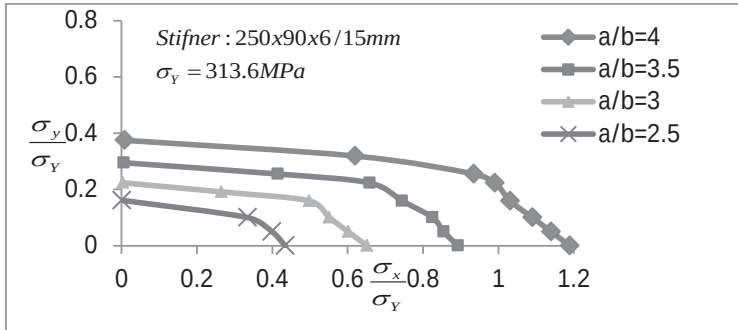
Şekil 3. VLCC paneli için analitik ve sonlu elemanlar çözümlerinin karşılaştırılması.



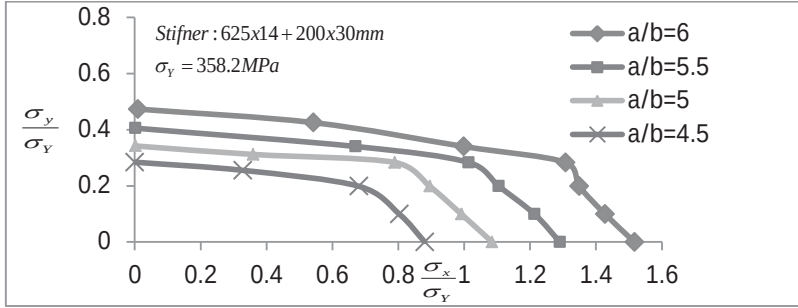
Şekil 4. BC paneli için artık gerilmenin etkisi



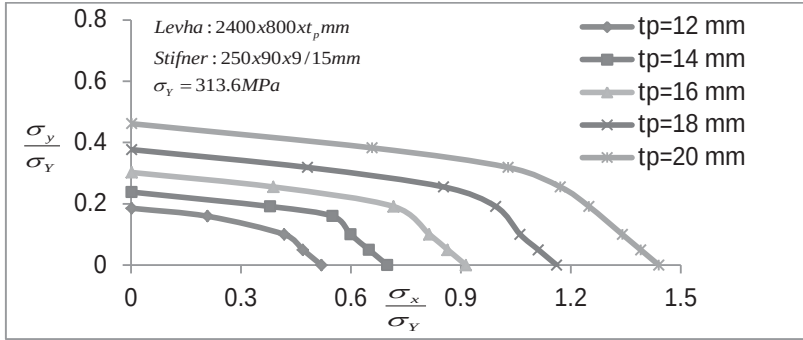
Şekil 5. VLCC paneli için artık gerilmenin etkisi



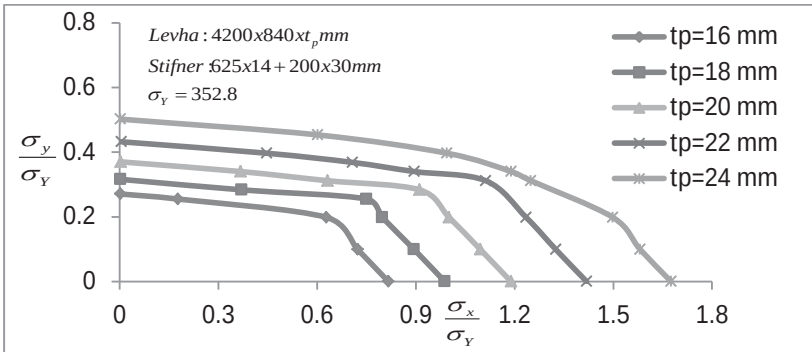
Şekil 6. BC paneli için levha kenar oranının etkisi



Şekil 7. VLCC paneli için levha kenar oranının etkisi



Şekil 8. BC paneli için levha kalınlığının etkisi.



Şekil 9. VLCC panel için levha kalınlığının etkisi.

Gerçekleştirilen analizler sonucunda ulaşılan bulgular şunlardır:

- Stifnerin kaynatılması sırasında meydana gelen artık gerilmeler stifnerli panelin burkulma mukavemetini önemli ölçüde azaltmaktadır. Enine doğrultuda eksenel yüklemenin baskın olduğu durumda artık gerilmelerin etkisi daha az olmuştur.
- Levha kenar oranının artması stifnerli panelin burkulma mukavemetini önemli ölçüde artırmıştır. Enine eksenel yüklemenin baskın olduğu durumlarda burkulma mukavemetindeki artış daha az olmuştur.
- Stifnerli panellerde levha kalınlığı ile burkulma mukavemetindeki artış arasında lineer olmayan bir ilişkiden bahsedilebilir.
- (1) ve (2) numaralı ifadelerde verilen burkulma mod şekil fonksiyonları tüm paneller için uygulanamamaktadır. Stifnerin yanal deplasman yapmadan panellerle birlikte global burkulmaya maruz kaldığı durumlarda farklı fonksiyonlar önerilmelidir. Ayrıca stifner gövde yüksekliğin çok büyük ve iki enine kemer arası mesafenin fazla olduğu durumlarda da önerilen fonksiyonlar değiştirilmelidir.

Kaynaklar

- [1] Fujikubo M., Yao T., Elastic Local Buckling Strength of Stiffened Plate Considering Plate/Stiffener Interaction and Welding Residual Stress, Marine Structures, Vol. 12, pp. 543-564, 1999
- [2] Proceedings of 14th ISSC, Vol:2, Committee VI.2, Ultimate Hull Girder Strength, 2000.
- [3] Yao T., Buckling/Plastic Collapse Behavior and Strength of Ship Structures ders notları, 2009.
- [4] Ventsel E., Krauthammer T., Thin Plates and Shells Theory, Analysis, and Applications, New York, CRC Press, 2001.
- [5] ANSYS Release 13 User Manual.

GÜVERTE AÇIKLIĞININ KAYMA GERİLMELERİNE ETKİSİNİN, ÜNİFORM BURULMA TEORİSİNE GÖRE İNCELENMESİ

Ercüment Uğur YÜNCÜOĞLU¹ ve Aydoğan ÖZDAMAR²

ÖZET

Konteyner gemilerinde burulma momentleri, özellikle, gemi boy eksenine eğik gelen dalgalardan ve gemi enine kesiti doğrultusunda simetrik olmayan yüklemelerden oluşurlar. Konteyner gemileri gibi büyük güverte açıklıklı gemilerde, bu burulma momentlerinden kaynaklanan kayma gerilmeleri, dikkate değer büyüklüklere ulaşmaktadır. Bu çalışmada, enine kesit doğrultusunda simetrik olmayan yüklemelerden kaynaklı sabit burulma momenti etkisindeki konteyner gemisi enine kesitine sahip bir dubada oluşan kayma gerilmelerine, güverte açıklığının etkisi incelenmiştir. Bu amaç için, gemi ön ve arkasında iskele ve sancak tarafına eşit tekil yük etkiltilmiş, ardından da güverte genişliğinin gemi genişliğine oranının (a/B) 0 (tam açık kesit); 0,219; 0,250; 0,281; 0,313; 0,344; 1 (kapalı enine kesit) olması durumları için kayma gerilmelerinin enine kesitteki değerleri hesaplanmıştır. En büyük kayma gerilmeleri, açık enine kesitlerde gemi güvertesinde, kapalı enine kesitte ise güverteye komşu iç dip levhasında meydana gelmektedir. En açık kesitteki en büyük kayma gerilmesi, kapalı kesitteki en büyük kayma gerilmesinin 3780 katı olmaktadır. Bu sonuç, açık kesitli konteyner gemilerindeki burulma zorlamasının ne kadar tehlikeli olduğunu göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: gemi mukavemeti, gemi elemanları, konteyner gemileri, burulma zorlanması

1. Giriş

Gemilerin mukavemetinin incelenmesinde; geminin kiriş olarak kabul edildiği boyuna mukavemet, dip-posta-kemere çerçevesinin yükler altında incelendiği enine mukavemet, gemideki levhaların incelendiği levha mukavemeti ve özellikle enine kesitlerinde geniş

¹ YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fak, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, 34349 Beşiktaş İstanbul, Tel: 05447887880, ercumentyuncuoglu@gmail.com

² YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fak, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, 34349 Beşiktaş İstanbul, Tel: 05327889699, aozdamar@yildiz.edu.tr

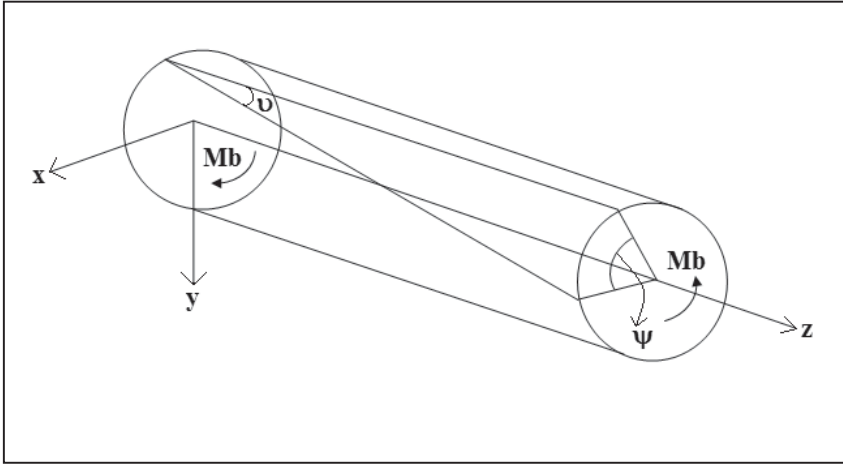
açıklıklar bulunan gemilerde burulma mukavemeti en önemli konulardır.

Deniz taşımacılığının önem kazanması ile, büyük güverte açıklı konteyner gemilerinin inşaatı da artmaktadır [1]. Büyük güverte açıklıklı gemilerin en büyük mukavemet problemi, kayma gerilmelerinin kritik değerlere ulaşabilmesidir. Kayma gerilmelerinin gemi mukavemeti alanındaki ilk uygulamalarına 1924 yılında rastlanılmakta olup [2] [3], bu alandaki çalışmalar son yıllarda analitik, deneysel ve nümerik yöntemleri içerecek şekilde kompozit malzemelerin incelenmesine kadar genişlemiştir [4].

Bu çalışmada, güverte açıklığının artmasının, kayma gerilmelerine etkisinin ne kadar önemli olduğunun açıklanması hedeflenmiştir. Bu amaç için, üniform burulma teorisi kısaca açıklandıktan sonra, gemi ön ve arkasında iskele ve sancak tarafına eşit tekil yük etkililmiş, ardından da güverte genişliğinin gemi genişliğine oranının (a/B) 0 (tam açık); 0,219; 0,250; 0,281; 0,313; 0,344; 1 (kapalı enine kesit) olması durumları için kayma gerilmelerinin enine kesitteki değerleri hesaplanmıştır.

2. Üniform Burulma Teorisi

Üniform burulmada (St. Venant Burulması), enine kesit ile burulma momenti yükü sabittir ve uç enine kesitlerin boy ekseninde serbestçe uzayabilmeleri ön şarttır (Şekil 1).



Şekil 1. İnce cidarlı açık enine kesitlerde burulma

Burulma problemi,

$$\frac{\partial^2 F}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 F}{\partial y^2} = -2 \quad (\text{tüm enine kesitte ve sınırda}) \text{ ve } F=0 \text{ (sınırda)}$$

diferansiyel denklemi ile ifade edilir [5]. Burada $F = (x,y)$ burulma fonksiyonu olup,

$$M_b = M_z = 2 * G * \nu * \iint_A F(x, y) dx dy = G * \nu * I_b \quad (1)$$

denklemleri ile burulma momenti verilir ve burulma atalet momenti de

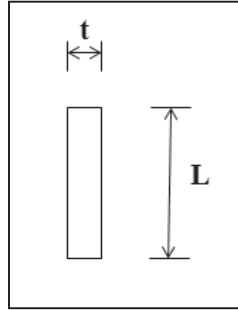
$$I_b = 2 \iint_A F(x, y) dx dy \quad (2)$$

ile ifade edilir. Burada, ν birim dönme açısıdır ve sabit olup

$$\nu = \frac{M_b}{G * I_b} \quad (3)$$

ile verilir. Yukarıda verilen burulma sınır değer probleminin, çok az basit enine kesitler için tam analitik çözümü vardır. Burulma atalet momenti, enine kesitin açık veya kapalı olmasına göre değişik şekilde hesaplanır.

2.1 İnce Cıdarlı Açık Profillerin I_b Hesabı



Şekil 2. İnce cıdarlı açık profil

Şekil 2’de verilen ince cıdarlı dikdörtgen profil için burulma fonksiyonu analitik yöntemle

$$F(x) = -x^2 + \frac{t^2}{4} \quad (4)$$

olarak bulunmaktadır. Buradan hareketle, burulma atalet momenti de

$$\begin{aligned} I_b^{açık} &= 2 \iint_A F(x) dx dy = 2 \int_{-t/2}^{t/2} \left(-x^2 + \frac{t^2}{4} \right) dx * \int_{-L/2}^{L/2} dy \\ &= 4 * L * \int_0^{t/2} \left(-x^2 + \frac{t^2}{4} \right) dx = 4 * L * \left(\frac{x * t^2}{4} - \frac{x^3}{3} \right) \bigg|_0^{t/2} \\ &= \frac{1}{3} * L * t^3 \end{aligned} \quad (5)$$

olmaktadır.

2.2 Çok Hücreli İnce Cıdarlı Kapalı Enine Kesitlerde I_b Hesabı

Şekil 3'deki enine kesitte, her bir hücre için Ψ_i , $i=1,2,3,4,5$ indirgenmiş kayma akımları,

$$\Psi_i = \frac{T_i}{G * \nu * \bar{A}} \quad (6)$$

bağıntısı ile verilmektedir [6]. Burada

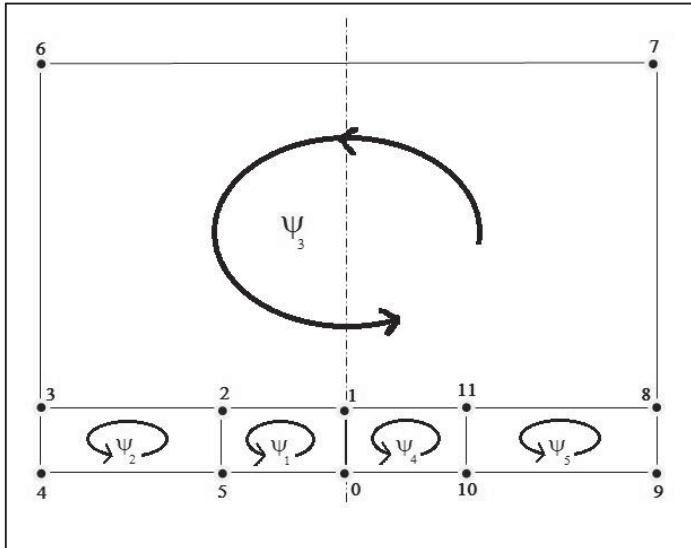
$T_i = \tau_i * t_i$, G kayma modülü ($7,6923 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$) ve $\bar{A}_i$ toplam en kesit alanıdır. Her bir hücre için,

$$\Psi_i * \oint_i \frac{ds}{t(s)} - \sum_n^{i'ninkomşuhücreleri} (\Psi_i * \int \frac{ds}{t(s)}) = f_i, \quad i=1,2,3,4,5 \quad (7)$$

denklem sistemi yazılır ve $\Psi_1, \Psi_2, \Psi_3, \Psi_4, \Psi_5$ bulunur. Burada,

$$f_i = \frac{\bar{A}_i}{A}, \quad (8)$$

indirgenmiş hücre alanları olup, $\bar{A}_i$ her bir hücrenin profil orta hattı içinde kalan alanıdır.



Şekil.3 Çok hücreli ince cıdarlı kapalı enine kesitlerde kayma akımları

Hücrenin kayma akımları,

$$T_i = \tau_i * t_i = G * \nu * \bar{A} * \Psi_i \quad (9)$$

bağıntısı ile verilir. Hücreler arasındaki ara elemanların kayma akımları ise,

$$T_{ik} = G * \nu * \bar{A} * (\Psi_i - \Psi_k) \quad (10)$$

bağıntısı ile bulunabilir. Kapalı ince cidarlı enine kesitler için burulma atalet momenti ise

$$I_b^{kapalı} = 2 * \bar{A}^2 * \sum_{i=1}^n (\Psi_i * f_i) \quad (11)$$

ile bulunur.

2.3. Çok Hücreli İnce Cıdarlı Kapalı ve Açık Enine Kesitlerde Burulma

Gemi enine kesitindeki açık profillerin burulma atalet momentleri ($I_b^{açık}$) ile kapalı hücrelerin burulma atalet momentleri ($I_b^{toplamlam}$) toplanarak, toplam burulma atalet momenti ($I_b^{toplamlam}$) bulunur:

$$I_b^{toplamlam} = I_b^{açık} + I_b^{kapalı} . \quad (12)$$

Daha sonra, kapalı enine kesitler için,

$$\nu = \frac{M_b}{G * I_b^{toplamlam}} , \quad (13)$$

$$T_i = G * \nu * \bar{A} * \Psi_i , \quad (14)$$

$$\tau_i = \frac{T_i}{t_i} \quad (15)$$

denklemleri yardımıyla kayma gerilmeleri hesaplanır. Açık kesitler için ise,

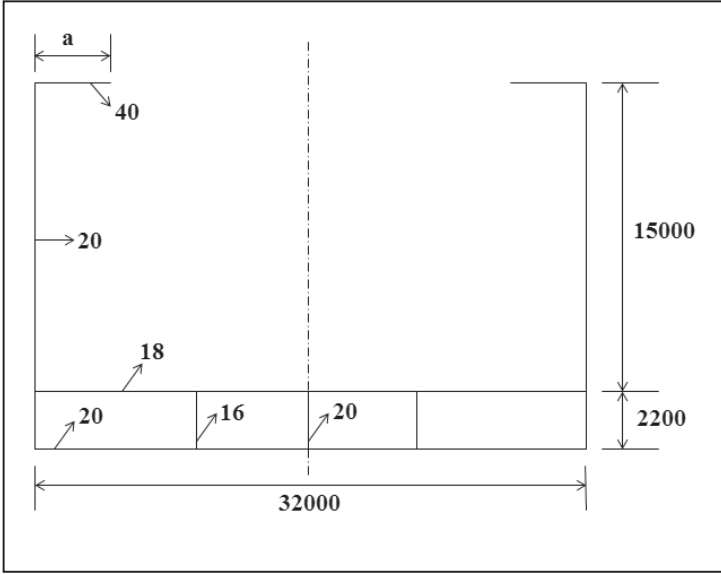
$$\tau_{ik} = \frac{M_b}{I_b^{açık}} * t_{ik} \quad (16)$$

bağıntısı ile kayma gerilmeleri hesaplanır.

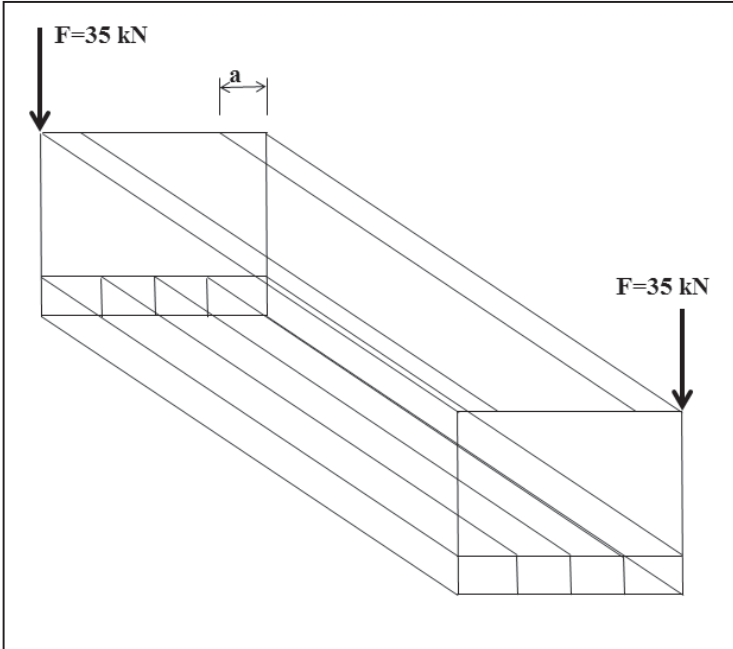
3. İncelenen Duba ve Parametreler

Bu çalışmada, enine kesit doğrultusunda simetrik olmayan yükleme kaynaklı sabit burulma momenti etkisindeki konteyner gemisi enine kesitine sahip bir dubada oluşan kayma gerilmelerine, güverte genişliğinin (a) etkisi incelenmiştir. İncelenen dubanın sabit enine kesiti cidar kalınlıkları ile birlikte Şekil 4’de ve yükleme durumu da Şekil 5’de verilmiştir. Dubanın boyu, L=230 m’dir. Duba enine kesitinde, yan iç omurga ile orta iç

omurga arasındaki mesafe 6 m ve yan iç omurga ile borda arasındaki mesafe de 10 m'dir.



Şekil 4. İncelenen dubanın sabit enine kesiti ve cıdar kalınlıkları



Şekil 5. İncelenen konteyner gemisi enine kesitli duba ve yükü

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, ilk olarak aynı ana boyutlara sahip, fakat güverte genişlikleri farklı olan 7 adet konteyner gemisi enine kesitine sahip duba için hesaplamalar yapılmıştır. Değişken güverte genişliği diye tanımlanan ‘a’ uzunluğunun değerleri sırasıyla, 0 (tam açık kesit), 3500, 4000, 4500, 5000, 5500 ve 16000 mm (kapalı kesit) olarak alınmıştır. Alınan her bir ‘a’ değeri için ayrı ayrı hesaplar yapılmış ve hesaplar sonucu elde edilen değerler, Tablo 1’de gösterilmiştir.

Tablo 1. Güverte genişliğine bağlı sonuçlar

		a=0 mm	a=3500 mm	a=4000 mm	a=4500 mm	a=5000mm	a=5500mm	a=16000 mm
$I_b^{\text{açık}}$	m ⁴	0,00008	0,00022933	0,0002506	0,000272	0,0002933	0,0003146	0
$I_b^{\text{kapalı}}$	m ⁴	5,51976	5,51976	5,51976	5,51976	5,51976	5,51976	1817,51
I_b^{toplam}	m ⁴	5,51984	5,51998	5,52001	5,52003	5,52005	5,52007	1817,51
M_0	N	560000	560000	560000	560000	560000	560000	560000
ψ dönme	radyan	$1,88411 \cdot 10^{-6}$	$1,88406 \cdot 10^{-6}$	$1,88406 \cdot 10^{-6}$	$1,88405 \cdot 10^{-6}$	$1,88404 \cdot 10^{-6}$	$1,88403 \cdot 10^{-6}$	$4,01 \cdot 10^{-9}$
G	Pa	$7,6923 \cdot 10^{10}$	$7,6923 \cdot 10^{10}$	$7,6923 \cdot 10^{10}$	$7,6923 \cdot 10^{10}$	$7,6923 \cdot 10^{10}$	$7,6923 \cdot 10^{10}$	$7,6923 \cdot 10^{10}$
Ψ_1		$5,83 \cdot 10^{-4}$	$5,83 \cdot 10^{-4}$	$5,83 \cdot 10^{-4}$	$5,83 \cdot 10^{-4}$	$5,83 \cdot 10^{-4}$	$5,83 \cdot 10^{-4}$	$-2,78 \cdot 10^{-4}$
Ψ_2		$5,412 \cdot 10^{-4}$	$5,412 \cdot 10^{-4}$	$5,412 \cdot 10^{-4}$	$5,412 \cdot 10^{-4}$	$5,412 \cdot 10^{-4}$	$5,412 \cdot 10^{-4}$	$-4,36 \cdot 10^{-4}$
Ψ_3		0	0	0	0	0	0	$3,50 \cdot 10^{-3}$
Ψ_4		0	0	0	0	0	0	$-2,78 \cdot 10^{-4}$
Ψ_5		0	0	0	0	0	0	$-4,36 \cdot 10^{-4}$
T_1	N/m	4164,055	4163,943	4163,927	4163,91	4163,894	4163,878	-47,087
T_2	N/m	3865,11	3865	3864,99	3864,97	3864,96	3864,94	-73,874
T_3	N/m	0	0	0	0	0	0	592,765
T_4	N/m	0	0	0	0	0	0	-47,087
T_5	N/m	0	0	0	0	0	0	-73,874
τ_{12}	N/mm ²	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,231	0,035
τ_{23}	N/mm ²	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,214	0,037
τ_{34}	N/mm ²	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	-0,0036
τ_{45}	N/mm ²	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	0,193	-0,0036
τ_{50}	N/mm ²	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	-0,0023
τ_{01}	N/mm ²	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0,208	0
τ_{25}	N/mm ²	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,018	0,0016
τ_{36}	N/mm ²	140	48,83	44,69	41,17	38,18	35,6	0,029
τ_{67}	N/mm ²	0	97,67	89,38	82,35	76,37	71,2	0,014

5. Değerlendirme

Bu çalışmada, enine kesit doğrultusunda simetrik olmayan yükleme kaynaklı sabit burulma momenti etkisindeki konteyner gemisi enine kesitine sahip bir dubada oluşan kayma gerilmelerine, güverte genişliğinin (a) etkisi incelenmiştir. Bu amaç için, gemi ön ve arkasında iskele ve sancak tarafına eşit tekil yük etkililmiş, ardından da güverte genişliğinin gemi genişliğine oranının 0 (tam açık kesit); 0,219; 0,250; 0,281; 0,313; 0,344; 1(kapalı enine kesit) olması durumları için kayma gerilmelerinin enine kesitteki değerleri hesaplanmıştır. En büyük kayma gerilmeleri, açık enine kesitlerde gemi güvertesinde, kapalı enine kesitte ise güverteye komşu iç dip levhasında meydana gelmektedir. En açık kesitteki en büyük kayma gerilmesi, kapalı kesitteki en büyük kayma gerilmesinin 3780 katı olmaktadır. Bu sonuç, açık kesitli konteyner gemilerindeki burulma zorlamasının ne kadar tehlikeli olduğunu göstermektedir.

Kaynaklar

- [1] Senjanoviç, I, Tomaseviç, S., Rudan, S., Senjanoviç, T., Vedeler, G., Role of transverse bulkheads in hull stiffness of large container ships, *Engineering Structures*, 30, 2492–2509, 2008.
- [2] Vedeler, G., “On the torsion of ships”, *Trans R.I..N.A*, 1924.
- [3] Ünsan, Y., “Geniş Ambar Ağızlı Gemilerin Mukavemet Yönünden İncelenmesi”, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yayınlanmamış Doktora Tezi, 1995.
- [4] Ionel Chirica, I., Musat, S. D., Chirica, R., Beznea, E. F., Torsional behaviour of the ship hull composite model, *Computational Materials Science*, 50, 1381–1386, 2011.
- [5] Timoschenko, S., Goodier, J. N. (Çevirenler: Kayan, İ., Şuhubi, E.), “Elastisite Teorisi”, İTÜ Kütüphanesi, Sayı: 757, İstanbul, 1969.
- [6] Özdamar, A., “Parameterstudie zur Torsion von Containerschiffen”, Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Berlin Teknik Üniversitesi, Berlin, 1996.

ORGANİK RANKİNE ÇEVİRİMİ TEKNOLOJİSİ VE GEMİLERDE UYGULANMA POTANSİYELİ

Ümit GÜNEŞ¹,

ÖZET

Enerji ekonomisinin ve temiz enerji üretimin giderek daha fazla önem kazandığı günümüzde atık ısı geri kazanımı giderek daha fazla önem arz etmektedir. Atık enerjinin geri kazanım yöntemlerinden biri olan Organik Rankine Çevriminin (ORÇ) kullanım popülerliği giderek artmaktadır. Bunun en önemli nedenlerinden birisi, düşük kalitedeki ısı enerjisi kaynaklarını değerlendirme olanağı tanınmasıdır. Bu çalışmada ORÇ'nin genel çalışma prensipleri irdelenip kullanılan akışkanlar hakkında kısa bir değerlendirme yapılacaktır. Ayrıca seçilen akışkana göre gemilerde uygulanma potansiyeli değerlendirilecektir.

Anahtar Kelimeler: Organik Rankine Çevrimi (ORÇ), enerji ekonomisi, atık ısı geri kazanımı, soğutucu akışkanlar

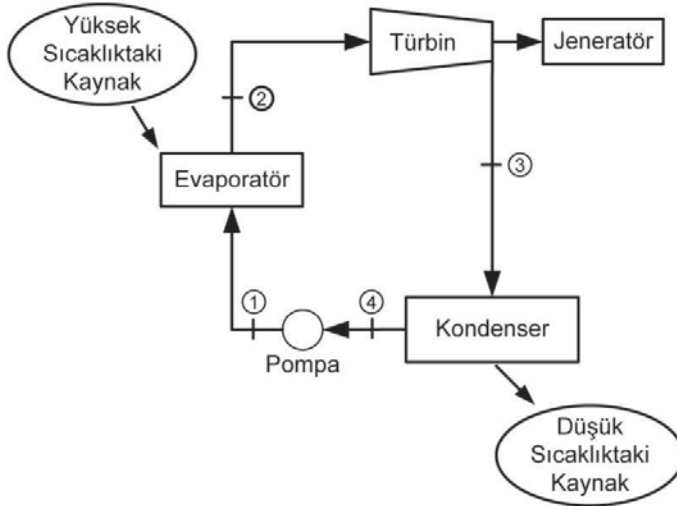
1. Giriş

Organik Rankine Çevrimi günümüzde giderek yağın olarak kullanılan bir sistemdir. Bu sistem buhar türbinin boyut olarak daha küçük hali olarak düşünülebilir. Sistemde su buharı yerine kaynağa noktası süşük olana akışkanlar kullanılmaktadır. Böylece düşük sıcaklıktaki atık ısı ORÇ yardımı ile geri kazanımı yüksektir. ORÇ ile ilgili birçok çalışma yapılmıştır. Bunlardan P. J. Mago vd.'nin yaptığı çalışmada, kaynama noktası -43 ve 48°C arasında değişen R134a, R113, R245ca, R245fa, R123, izobütan ve propan akışkanlarının ORÇ performansına olan etkisi incelenmiştir. Bu çalışmaya göre 430K'den büyük olan sıcaklıklarda R113, 430 ile 380 K arasındaki sıcaklıklarda R245fa ve 380K'de düşük sıcaklıklarda ise izobütan, ORÇ'de en iyi performansı göstermektedir[1]. A. Schuster vd.'nin yaptığı çalışmada ise 70-150°C arasındaki çalışma koşullarında R245fa ve izobütanın, %10-15 verim ile en iyi performansı gösterdiğini bulmuştur[2]. Z. Q. Wang vd.'nin yapmış olduğu çalışmada ise, 100-180°C arasında değişen kaynak sıcaklığında çalışan ORÇ'de kullanılacak en iyi akışkanın R123 olduğu, sıcaklığın 180°C'den büyük olduğu durumlarda bu akışkanın R141b olduğunu, sıcak kaynak sıcaklığının 100°C'dendüşük olduğu durumlarda ise ORÇ sistemlerinin ekonomik olmadığı gösterilmiştir[3]. U.Drescher vd.'nin yaptığı çalışmasında ise OMTS

1 Arş. Gör., Yıldız Teknik üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, e-posta: ugunes@yildiz.edu.tr

(Oktametiltrisiloksan)'nin 260 K'de %22,5 verime sahip olduğu, Toluen'in 536 K'de 23,2 verime sahip olduğu, etilbenzenin 570 K'de 24,3 verime sahip olduğu, propilbenzenin 573K'de 24,9 verime sahip olduğu, bütılbenzen'in ise 570K'de 25,3 verime sahip olduğugösterilmiştir [4]. H. Tian vd., yaptığı çalışmada içten yanmalı motorların egzoz gazını ORÇ de kullanmak amacıyla kaynama sıcaklığı -51.60 - 32.05°C arasında değişen 20 farklı ORÇ akışkanı üzerinde çalışma yapmıştır. Çalışmalarının sonucunda ise R141b, R123 ve R245fa akışkanları kullanıldığında ORÇ'nin veriminin 16.60% ile13.30% arasında değiştiği göstermiştir[5]. J. P. Roy vd.'nin çalışmasında 160 - 240°C derece arasında R-12, R-123 ve R-134a akışkanlarını üzerinde 4MPa'ya kadar türbin basıncını değiştirerek çalışmıştır. Çalışmasında 140°C sıcaklıkta duman gazı bulunan sistemde optimum türbin basıncının 2,7 MPa olduğunu göstermiştir. [6]. J. P. Roy vd.)'nin çalışmasında ise tüm basınçlarda en verimli olan akışkanın R-123 olduğunu ve 3,5 MPa'da R-123'ün %30'lara kadar verimli olduğunu göstermiştir[7].

2. Termodinamik Model



Şekil 1. – Organik Rankine Çevrimin Basit Çalışma Prensibi

ORÇ'nin temel prensibi düşük sıcaklıklardaki ısıdan yararlanarak elektrik üreten bir sisteme sahip olmasıdır. Organik Rankine çevrimi buhar türbini çevrimi ile hemen hemen aynı özelliklere sahiptir. Sistemde (Şekil 1), evaporatör (buharlaştırıcı) içerisindeki organik çalışma sıvısının buharlaştırmak için sıcak kaynaktaki ısıyı kullanır (1-2 prosesi). Bu sıcak kaynak bazen atık ısılar olabileceği gibi Sarayköy Jeotermal santralinde da kullanıldığı gibi bir jeotermal kaynak olabilir [8]. Seçilen akışkanlar genellikle soğutucu sıvılar ya da hidrokarbonlar olabilir. Bunun nedeni ise düşük sıcaklıkta buharlaşmalarıdır. Basınçlı bu akışkanlar türbine gönderilir ve türbinde genişleme sırasında elektrik üretilir (2-3 prosesi).

Türbine enerjisini veren bu sıvı kondender (yoğuşturucu) içinde tekrar sıvı hale yoğuşturulur (3-4 prosesi). Yoğuşturulan ORÇ akışkanın pompaya gönderilerek basıncı yükseltilir (4-1 prosesi). Böylelikle kapalı çevrim tamamlanmış olur ve sistem bu şekilde çalışmaya devam eder. Bu sistemin en önemli avantajı gerek jeotermal kaynaklardaki sıcak suyun kullanılması olsun gerekse de egzoz kazının kullanılmasıyla yakıt maliyeti sıfır olduğu için çok ekonomiktir. Yanma gerçekleşmediği için çevreye emisyon salınımı sıfırdır. Sıvı haldeki atık ısı kaynakları genellikle ORÇ sistemiyle doğrudan birleştirilir. Gaz haldeki ısı kaynakları ise dolaylı yoldan birleştirilir.[8]

2.1. Pompa prosesi (4-1)

Pompada yapılan net iş, pompada yapılan işin pompa verimine bölünmesiyle elde edilir.

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{W}_{p,ideal}}{\eta_p} = \frac{\dot{m}(h_{1s} - h_2)}{\eta_p} \quad (1)$$

2.2. Evaporatör prosesi (1-2)

Evaporatöre gelen akışkan türbin giriş şartlarına kadar ısıtılır. Bu şartlarda akışkan doymuş ya da aşırı doymuş olabilir. Evaporatör sıvıya aktarılan ısı:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2)$$

ifadesiyle elde edilir.

2.3. Türbin prosesi (2-3)

Türbinde yapılan iş ise türbinde ideal olarak yapılması gereken iş ile türbin verimin çarpımı ile elde edilir:

$$\dot{W}_t = \dot{W}_{t,ideal}\eta_t = \dot{m}(h_2 - h_{3s})\eta_t \quad (3)$$

(3) numaralı denklemden h_4 çekilirse:

$$h_3 = h_2 - \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} \quad (4)$$

olarak bulunur.

2.4. Kondenser prosesi (3-4)

Enerjisini kaybetmiş akışkanın tekrar çevrime girebilmesi için kondenserde yoğuşmaya tabi tutulur. Kondenserde atılan ısı:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (5)$$

ifadesiyle gösterilir.

Tüm bu işlemlerden sonra çevrimin toplam verimi:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_p + \dot{W}_t}{\dot{Q}_e} \quad (6)$$

3. ORÇ'nin Avantajları ve Dezavantajları

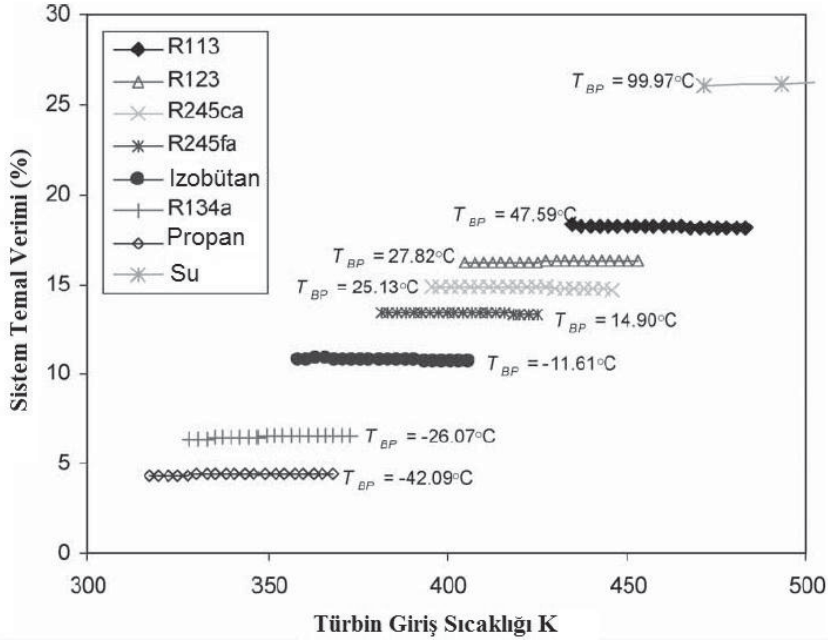
Türbin kanatlarının zarar görmesi sonucunda oluşacak bakım giderleri düşünüldüğünde bakım giderleri buhar türbinlerine nispetle çok daha azdır. Bundan dolayı buhar türbinlerinde olduğu gibi türbin kanatlarının sık sık değişme durumu söz konusu değildir. Ve türbin kanatları ortalama 20 yıl boyunca sorunsuz olarak çalışabilir. Bunun yanı sıra ORÇ sistemlerinde bir operatöre ihtiyaç duyulmaz. Bunu yerine uzaktan kontrol ile sistemin çalışması kontrol edilebilir. Bu da işletim giderlerinin düşmesine neden olan bir faktördür. ORÇ sistemi buhar türbinlerinde olduğu gibi çevreye zarar vermediği için eke bir sisteme ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu da maliyetleri oldukça düşürmektedir. Ayrıca sistemi devreye alma ve durdurması kolay olması ORÇ'nin diğer avantajıdır.

ORÇ sistemi daha düşük sıcaklık ve basınçta çalışmasından dolayı malzemede meydana gelecek gerilimler buhar türbinine nazaran daha düşüktür. Sıcaklık ve basınç arttıkça kanatlarda mekanik ve termik gerilimler artmaktadır. Bu da malzemenin ömrünü azaltan bir faktördür. Ayrıca bu sistemlerdeki türbin, buhar türbinine nazaran daha yavaş döner bu da mekanik olarak meydana gelecek çeşitli sorunları azaltır. Aynı zamanda düşük hızla döndüğü için devir düşürücü ek donanımlara ihtiyaç duyulmaz. Bu sistemlerde türbin verimliliği %85 kadar çıkabilir. [9]

ORÇ'nin avantajlarının yanında bazı dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlardan en önemlisi ORÇ sistemleri buhar türbinlerine nazaran daha az güç üretilir. ORÇ'de çok büyük güç elde etmek mümkün değildir. Bunun yanı sıra ORÇ'de kullanılan akışkanlar pahalı olduğu için ilk yatırım maliyeti aynı büyüklükteki buhar türbinlerine göre daha fazladır.

4. ORÇ'de Kullanılan Akışkanlar ve Gemilerde Kullanım Önerileri

ORÇ'de kondenser sıcaklığı düştükçe toplam verim de artmaktadır. Kuru organik Rankine akışkanları (R113, R123, R245ca, R245fa, ve izobütan) ıslak akışkanlara (R134a ve propan) nazaran iyi performans sağlar. Bunun nedeni ise kuru akışkanlar türbinden çıktıktan sonra ıslak akışkanların aksine yeterince yoğunlaşmasıdır[1]. Ayrıca sistemdeki termik verimin artışı kullanılan akışkanın kaynama noktası ile doğru orantılıdır. Kaynama noktası yüksek olan akışkanların sistemdeki termik verimi kaynama noktası düşük olan akışkanlara göre daha yüksektir. Bundan dolayı da yüksek kaynama noktasına sahip akışkanların ORÇ'deki verimi daha yüksektir[3]. ORÇ prosesinin çalışma aralığına göre akışkan seçimi çok önemlidir. Doğru akışkanın seçimi direkt olarak tesisin verim yönünden performansının iyileştirilmesi anlamına gelmektedir. Gemi egzoz gazının sıcaklığının 150-200°C arasında olduğu düşünüldüğünde Şekil 2'de görüleceği gibi, R113 ve R123 akışkanları sistem için kullanılabilir niteliktedir.



Şekil 2. Organik Rankine Çevriminde kullanılan akışkanlar¹

5. Sonuç

Gemilerde uygulanabilecek yaygın enerji ekonomisi yöntemlerinin yanı sıra bu çalışmada gemilerde ORÇ sistemlerinin uygun akışkan seçimi olursa uygulanabileceği önerilmiştir. Gemi egzoz gazından çıkan atık ısının sıcaklığı 150-200°C arasında olduğu düşünüldüğünde ORÇ ile geri kazanımında R123 ve R113 akışkanları kullanılması durumunda %15 ila %20 arasında bir verim ile ısı geri kazanımı gemi makinelerinde elde edilebilecektir.

Kısaltmalar

ORÇ	Organik Rankine Çevrimi
Q	Isı Akış Oranı, kW
m	Debi, kg s ⁻¹
h	Enthalpi, kJ kg ⁻¹
T	Sıcaklık, °C
c _p	Sabit Basınç Özgül ısısı kJ kg ⁻¹ K ⁻¹
ρ	Yoğunluk, kg m ⁻³
v	Hız, m s ⁻¹
ΔT	Sıcaklık Farkı, °C
P	Güç, kW

k	Isı İletim Katsayısı, $W m^{-1} K^{-1}$
x	Kuruluk Oranı
W	Güç, kW
η	Verim, %
P	Basınç, MPa

Alt Simgeler

bp	Kaynama Noktası
f	Çalışma akışkanı
g	Egzoz Gazı
t	Türbin
p	Pompa
c	Kondenser
e	Evaporatör
m	Maksimum
w	Su
i	İç
o	Dış

Kaynakça

- [1] P. J.Mago, L. M. Chamra and C.Somayaji, Performance Analysis of Different Working Fluids for Use in Organic Rankine Cycles, Doi: 10.1243/09576509jpe372
- [2] A. Schuster, S. Karellas and R. Aumann, Efficiency Optimization Potential in Supercritical Organic Rankine Cycles, Energy 35 (2010) 1033–1039
- [3] Z.Q. Wang, N.J. Zhou, J. Guo, X.Y. Wang, Fluid Selection and Parametric Optimization of Organic Rankine Cycle Using Low Temperature Waste Heat, Energy 40 (2012) 107e115
- [4] U. Drescher and D. Brüggemann, Fluid Selection for The Organic Rankine Cycle (ORC) In Biomass Power and Heat Plants, Applied Thermal Engineering 27 (2007) 223–228
- [5] H.Tian, G. Shu, H. Wei, X. Liang and L. Liu, Fluids and Parameters Optimization for the Organic Rankine Cycles (ORCS) Used in Exhaust Heat Recovery of Internal Combustion Engine (ICE), Energy 47 (2012) 125e136
- [6] J.P. Roy and A. Misra, Parametric Optimization and Performance Analysis of a Regenerative Organic Rankine Cycle Using R-123 for Waste Heat Recovery, Energy 39 (2012) 227e235

[7] J.P. Roy, M.K. Mishra, A. Misra, Parametric Optimization and Performance Analysis of a Waste Heat Recovery System Using Organic Rankine Cycle, Energy 35 (2010) 5049e5062

[8] Organik Rankin Çevrim Teknolojisiyle Düşük Sıcaklıktaki Kaynaktan Faydalanılarak Elektrik Üretimi. Örnek Çalışma: Sarayköy Jeotermal Santrali - X. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi – 13/16 Nisan 2011/İzmir

[9] Hasan Özden, Genel Müdür Jeoden Elektrik Üretim A.Ş. David Paul, Pratt&Whitney Power Systems, Organik Rankine Çevrim Teknolojisi İle Düşük Sıcaklıktaki Kaynaktan Faydalanarak Elektrik Üretimi. Örnek Çalışma Sarayköy Jeotermal Santrali

[10] Y. A. Cengel& Boles, M. A.: ‘Thermodynamics: An Engineering Approach’, 5th Ed., Usa, Mcgraw-Hill.

[11] Y. A. Cengel, Heat Transfer: A Practical Approach, Mcgraw-Hill, Isbn: 0072826207 Edition 2002

KOMPOZİT PANELLERİN STATİK ve DİNAMİK ANALİZİ

Uğur MUTLU¹, Ahmet ERGİN²

ÖZET

Kompozit malzemeler denizcilik sektöründe farklı kullanım alanları olan ve bu farklı alanlarda farklı uygulamalar için kullanılan malzeme çeşididir. Bu çalışmada, kompozit malzemeden imal edilmiş tabakalı kompozit plakların statik eğilme ve doğal frekans davranışları incelenmiştir. Karbon epoksiden imal edilmiş tüm paneller dikdörtgen ve düzgün dağılmış yanal yüke maruz bırakılmışlardır. Tüm kenarların ankastre olduğu ve tüm kenarların basit mesnet olduğu iki farklı sınır koşuluna göre bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada, ağırlıklı artıklar yöntemi kullanılarak; farklı sınır koşullarının etkisi, farklı oryantasyon açıları ile farklı kenar oranlarının etkisi incelenmiştir. Bu tabakalı kompozit plakların statik ve dinamik analizi yapılırken klasik plak teorisinin tabakalı kompozitlere genişletilmesiyle elde edilen klasik kompozit tabakalı plak teorisini kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, sonlu elemanlar metodu ile çözümleme yapan Abaqus CAE programından elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: kompozit malzeme, statik, dinamik, analiz

1. Giriş

Kompozit malzemeler, günümüzde havacılık sanayinden, denizcilik sanayine, savunma sektöründen enerji sektörüne kadar birçok farklı sektörde kullanılmaktadır. Kompozit malzemelerin var olan bu kullanım alanları her geçen gün artmaktadır. Bu malzemeler bu farklı kullanım alanlarında farklı tip statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Bu yüzden, bu malzemelerle imal edilecek yapılar dizayn edilmeden ve üretimine başlanmadan önce, bu tip malzemelerin nasıl davranacaklarının bilinmesi gerekir. Lineer statik analiz yardımıyla, plak gerilmeleri ve deformasyonları hakkında bilgi sahibi oluruz. Titreşim analizi, yapılar için bir diğer önemli konudur. Her deniz taşıtı titreşir ve mühendisler bu titreşimin doğal frekanslarını, titreşim modlarını bilmelidirler. Kompozit malzemelerin

¹ İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, e-posta: mutluug@itu.edu.tr

² İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, e-posta: ergin@itu.edu.tr

davranışında meydana gelecek olan bu değişiklikleri üretimlerden önce biliyor olmak, mühendislere maliyet ve zaman açısından avantajlar sağlayacaktır.

Buna bağlı olarak bu konu üzerine yapılan çalışmaların sayısında da son dönemde önemli bir artış olmuştur. Kompozit malzemeler denizcilik sektöründe farklı uygulamalarda kullanılmaktadır. Selvaraju ve Ilaiyavel [1] denizcilik sektöründeki bu kullanım alanlarından bahsetmişlerdir. Sheno [2] kompozit malzemelerin geleceği hakkında çalışmalar yapmış ve kompozit malzemelerin denizcilik sektöründe kullanımının daha da artacağını belirtmiştir. Scott [3], kompozit teknelerin dizaynı üzerinde çalışmış ve bir teknenin gövde, güverte ve makine yatağı gibi farklı noktalarındaki çökme limitlerini belirtmiştir. Deniz araçlarında en çok kullanılan yapısal eleman plakalardır. Bu yüzden, kompozit plakalar hakkında literatürde çok fazla çalışma bulunmaktadır. Mahmood[4], sonlu elemanlar yöntemiyle plakalar için çözüm yöntemleri geliştirmiştir. Saraçoğlu ve diğerleri [5], sonlu farklar yöntemini kullanarak kompozit plakaların statik analizini yapmışlardır. Leissa [6], çalışmada dikdörtgen plakaların doğal titreşim analizini yapmıştır. Lin ve King [7] ise simetrik olmayan plakalar üzerinde çalışma yapmışlardır. Tüm bu çalışmalara ufak bir katkı olması amacıyla deniz araçlarında çokça kullanım alanına sahip olan tabakalı kompozit plakaların eğilme ve doğal titreşim analizi yapılmıştır.

2. Formülasyon

Bir laminant farklı sayıdaki laminaların(katmanların) bir araya gelmesiyle oluşur. Laminalar genel olarak kalınlığı 0.125 mm. civarındadır [8]. Bu laminantlar deniz araçlarının farklı bölgelerinde farklı tip statik ve dinamik yüklere maruz kalmaktadır. Bu yüzden deniz araçlarını dizayn ve yapısal olarak analiz etmek için, laminantlardaki gerilmeler ve şekil değiştirmeler hakkında bilgi sahibi olmalıyız. Bir laminantın analizi de tek bir katmanın analizine bağlıdır. Bir katmanın makro mekanik analizi de bu katmanın ortalama özelliklerine ve katmanın homojen olarak düşünülmesiyle yapılır. Ufak deformasyonlar için lineer formadaki şekil değiştirme-deplasman ilişkisi şu şekildedir:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad (1)$$

Bu denklemlere ek olarak gerilme ve şekildeğiştirme ilişkilerine de ihtiyacımız bulunmaktadır. Malzememiz anizotropik malzemedir ve mekanik özellikleri yönler göre değişmektedir. 3-boyutlu, anizotropik malzeme için gerilme şekil değiştirme ilişkisi şu şekildedir:

$$\sigma = C\varepsilon \quad (2)$$

Bu denklemde C matrisi rijitlik matrisini ifade etmektedir ve simetriden dolayı 21 adet bağımsız sabit bulunmaktadır. Malzeme rijitlik matrisinin simetrisinin varlığı, Boresi (1987) nin çalışmasındaki gibi şekil değiştirme enerjisinin yoğunluğu ile gösterilebilir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{15} & C_{25} & C_{35} & C_{45} & C_{55} & C_{56} \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & C_{46} & C_{56} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Bu çalışmada katmanlarımız ortotropiktir. Birbirine dik üz düzleme göre malzeme simetrisi bulunmaktadır. Elyaf takviyeli tabakalarda, malzeme özelliklerinin asal eksenlerini tanımlayan birbirine dik iki simetri düzlemi bulunmaktadır. Bu asal eksenler fiber doğrultusunu ve buna dik olan doğrultuyu (1ve 2) ifade etmektedir. Bizim ortotropik malzememizde, asal doğrultulara göre gerilme – şekil değiştirme ilişkisi şu şekildedir:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

Çok ince katmanlarda düzlemsel olmayan yönde kuvvet bulunmamaktadır. BU yüzden plakaların düzlemsel gerilmeye maruz kaldığını düşünebiliriz.

$$\sigma_3 = 0 \quad \tau_{23} = 0 \quad \tau_{31} = 0 \quad (5)$$

Böylece bünye denklemi şu şekilde olur:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

Burada Q ile ifade edilen indirgenmiş rijitliklerdir. Katmanlar referans koordinat sistemiyle (x-y) bir açı yapmaktadırlar. Ama gerilme-şekil değiştirme denklemi asal doğrultulardadır(1-2).

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} = T \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} \quad \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_{xy}^0 \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

$$T = \begin{bmatrix} m^2 & n^2 & 2mn \\ n^2 & m^2 & -2mn \\ -mn & mn & m^2 - n^2 \end{bmatrix} \quad m = \cos \theta \quad n = \sin \theta \quad (8)$$

$$R = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Bu şekilde gerilme şekil değiştirme ilişkisini eksenler arasında dönüştürebiliriz.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = T^{-1} Q R T R^{-1} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}_{(k)} = \begin{bmatrix} \overline{Q_{11}} & \overline{Q_{12}} & \overline{Q_{16}} \\ \overline{Q_{12}} & \overline{Q_{22}} & \overline{Q_{26}} \\ \overline{Q_{13}} & \overline{Q_{26}} & \overline{Q_{66}} \end{bmatrix}_{(k)} \left(\begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_{xy}^0 \end{Bmatrix} + Z \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \right) \quad (11)$$

Bu çalışmada klasik plak teorisinden çıkarılan klasik laminasyon teorisine başvurulmuştur. Bu teoride Kirchhoff hipotezinin kabulleri esas alınmıştır[10]. Bu kabul ve kısıtlamalara göre şekil değiştirme dağılımı şu şekilde olmaktadır:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_{xy}^0 \end{Bmatrix} + Z \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

Buradan k'nıncı tabakadaki gerilmeleri indirgenmiş rijitliklerle şu şekilde ifade edebiliriz:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix}_{(k)} = \begin{bmatrix} \overline{Q_{11}} & \overline{Q_{12}} & \overline{Q_{16}} \\ \overline{Q_{12}} & \overline{Q_{22}} & \overline{Q_{26}} \\ \overline{Q_{13}} & \overline{Q_{26}} & \overline{Q_{66}} \end{bmatrix}_{(k)} \left(\begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \varepsilon_{xy}^0 \end{Bmatrix} + Z \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \right) \quad (13)$$

12 ve 13 numaralı denklemleri kullanarak aşağıdaki temel bağıntıları elde edebiliriz.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

$$\begin{Bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^0 \\ \varepsilon_y^0 \\ \gamma_{xy}^0 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (15)$$

Bileşim rijitliği, tabakanın orta düzleme göre simetrik olmasından dolayı sıfırdır. Bu durum bünye denklemlerimizi daha da kolaylaştırır. Böylece sadece eğilme denklemleri kullanılacaktır [10].

$$(D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}) + q(x, y) = 0 \quad (16)$$

2. 1. Simetrik Katmanlı Panellerin Eğilmesi

Sınır koşulları:

Dört kenarı mesnetlenmiş panel: Tüm kenarlarda eğilme ve çökme sıfırdır.

$$w = 0 \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad x = 0 \quad \text{for } a \quad (17)$$

$$w = 0 \quad \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \quad y = 0 \quad \text{for } b \quad (18)$$

Bu sınır koşulu için şekil fonksiyonu şu şekildedir [11]:

$$\phi_i \phi_j = x^{2i} (a - x)^{2i} y^{2j} (b - y)^{2j} \quad (19)$$

Dörtkenarı basit mesnetli panel: Çökme ve eğilme momenti sıfırdır.

$$w(x, 0) = 0 \quad w(x, b) = 0 \quad w(0, y) = 0 \quad w(a, y) = 0 \quad (20)$$

$$M_{xx}(0, y) = 0 \quad M_{xx}(a, y) = 0 \quad M_{yy}(x, 0) = 0 \quad M_{yy}(x, b) = 0 \quad (21)$$

Bu sınır koşulu için şekil fonksiyonu şu şekildedir [11]:

$$\phi_i \phi_j = \left\{ \sin\left(\frac{i\pi x}{a}\right) \right\} \left\{ \sin\left(\frac{j\pi y}{b}\right) \right\} \quad (22)$$

2. 2. Simetrik Katmanlı Panellerin Doğal Titreşimi

$$(D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 4D_{16} \frac{\partial^4 w}{\partial x^3 \partial y} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + 4D_{26} \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y^3} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4}) + I_0 \ddot{w} - I_2 \left(\frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \ddot{w}}{\partial y^2} \right) = 0 \quad (23)$$

Burada I_2 nin değeri I_0 'a oranla çok küçük olduğu için ihmal edilebilir [10]. Panellerin eğilmesi için kullanılan sınır şartlarının aynısı burada da kullanılmıştır.

$$w_{mn}(t) = w_{mn}^0 e^{i\omega t} \quad [10].$$

3. Analiz

Şimdi farklı parametrelere bağlı olarak tabakalı kompozit panellerin statik ve dinamik analizlerini Galerkin yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemini kullanan Abaqus CAE

yazılımıyla yapılacaktır. Paneller karbon-epoksi malzemeden imal edilmiştir. Malzemenin özellikleri Tablo.1’ de listelenmiştir.

Tablo.1 Malzeme özellikleri

Özellik	Değer
Yoğunluk	$1500(kg / m^3)$
Boyuna Elastisite modülü(E_1) (Gpa)	$148.10^9 (N / m^2)$
Enine Elastisite modülü (E_2) (Gpa)	$9,65.10^9 (N / m^2)$
E_3	E_2
Düzlem içi Kayma Modülü (G_{12})(Gpa)	$4,55.10^9 (N / m^2)$
Kayma Modülü (G_{13}) (Gpa)	G_{12}
Düzlem dışı Kayma Modülü(G_{23})(Gpa)	$3,7.10^9 (N / m^2)$
Poisson Oranı (ν_{12})	0,3
Katman Kalınlığı (m)	0,0006

Tüm kompozit plakalar 12 katmandan oluşmaktadır. Her bir katmanın kalınlığı 0,0006 m. dir, böylece her bir laminantın kalınlığı 0,0072m. dir. Statik analizi yapılan tüm plaklar düzgün dağılmış $20.000 (N / m^2)$ yüke maruz kalmıştır. Bu çalışmada iki farklı sınır koşuluna göre (tüm kenarlar ankastre mesnet ve tüm kenarlar basit mesnet), farklı oryantasyon açılarına göre ve 1’de 6’ya kadar değişen farklı kenar oranlarına göre analiz yapılmıştır. Aşağıda tablo 2’de panellerin kenar uzunlukları ve kenar oranları gösterilmiştir.

Tablo 2 Panellerin Kenar Oranları

Panel no.	Kenar Oranı	a(metre)	b(metre)
Panel#1	1	0,5	0,5
Panel#2	2	0,5	1
Panel#3	3	0,5	1,5
Panel#4	4	0,5	2
Panel#5	5	0,5	2,5
Panel#6	6	0,5	3

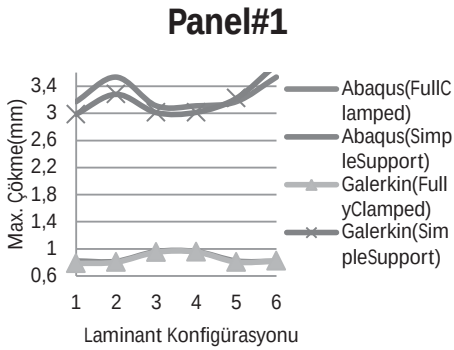
Analizi yapılan oryantasyon açıları aşağıda Tablo 3. 'te gösterilmiştir. Tüm plakalar orta düzleme göre simetriktir. Ve yaygın olarak kullanılan $0^0, 45^0, 90^0$ açıları ile analiz yapılmıştır.

Tablo 3 Laminantların Konfigürasyon Tipi

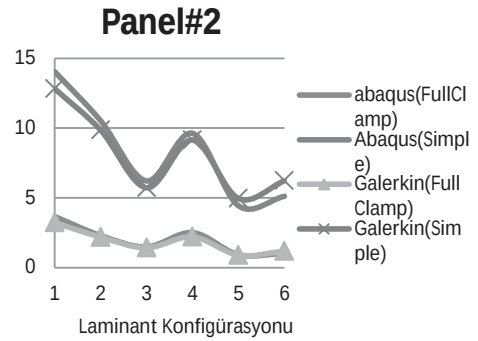
Konfigürasyon numarası	Konfigürasyon Tipi
LC#1	$[0_2 / 45_2 / 90_2]_s$
LC#2	$[0_2 / 90_2 / 45_2]_s$
LC#3	$[45_2 / 90_2 / 0_2]_s$
LC#4	$[45_2 / 0_2 / 90_2]_s$
LC#5	$[90_2 / 45_2 / 0_2]_s$
LC#6	$[90_2 / 0_2 / 45_2]_s$

4. Sonuçlar

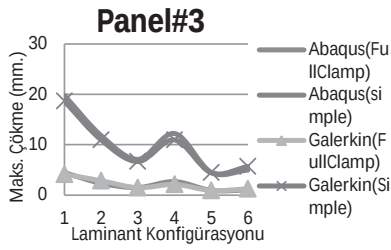
4.1 Statik Analiz



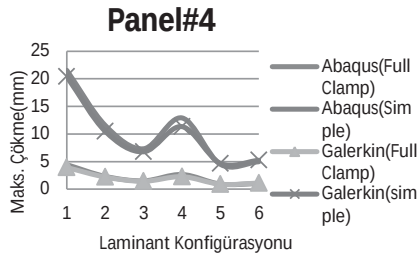
Şek. 1 Panel#1 Konfigürasyon Etkisi



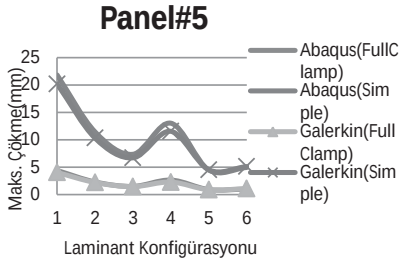
Şek. 2 Panel#2 Konfigürasyon Etkisi



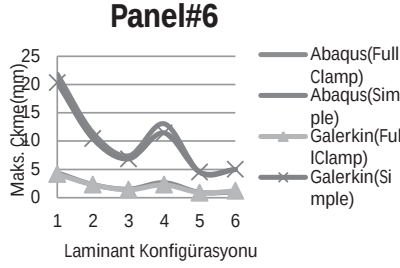
Şek. 3 Panel#3 Konfigürasyon Etkisi



Şek. 4 Panel#4 Konfigürasyon Etkisi

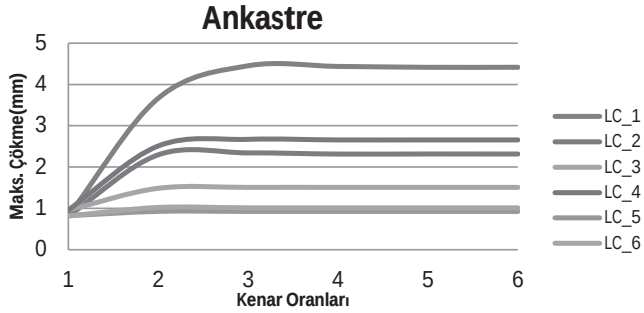


Şek. 5 Panel#5 Konfigürasyon Etkisi

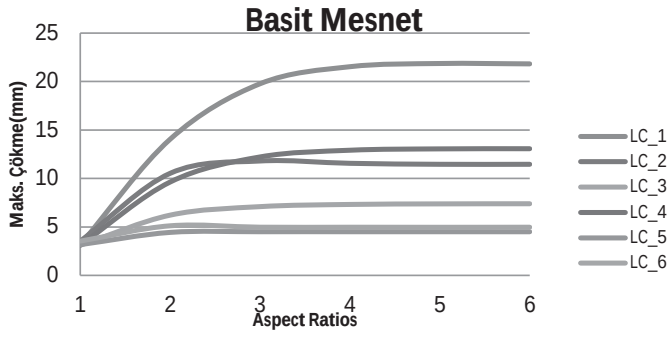


Şek. 6 Panel#6 Konfigürasyon Etkisi

Aşağıdaki grafiklerde her iki sınır koşulu için kenar oranlarına göre maksimum çökme oranları gösterilmiştir.



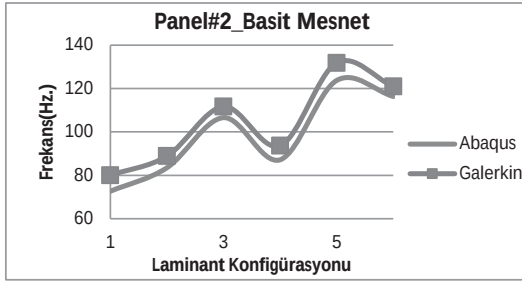
Şek. 7. Ankastre Mesnetli Durumda Herbir Laminant Konfigürasyonu için Kenar Oranlarının Etkisi



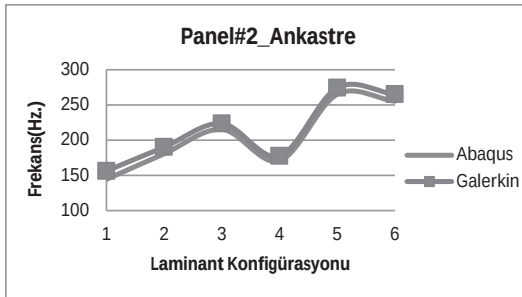
Şek. 8. Basit Mesnetli Durumda Herbir Laminant Konfigürasyonu için Kenar Oranlarının Etkisi

4.2 Dinamik Analiz

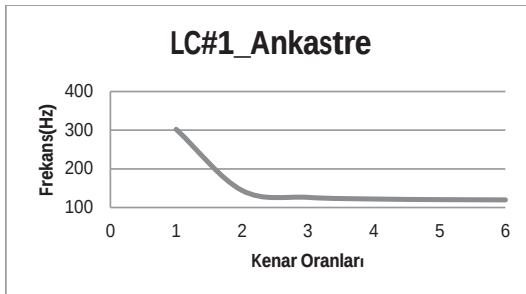
Panellerin doğal frekansları iki farklı mesnetleme durumuna göre, farklı oryantasyon açıları ve kenar oranlarına göre incelenmiştir.



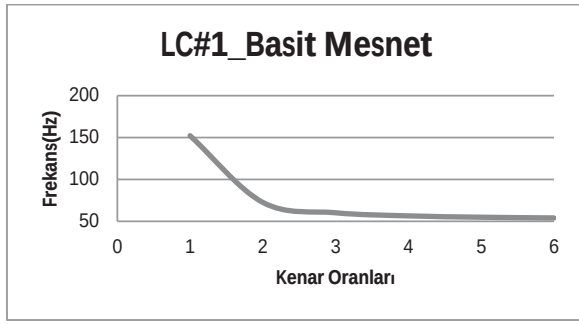
Şek.9. Basit Mesnetli Durumda Laminant Konfigürasyonunun Etkisi



Şek.10. Ankastre Mesnetli Durumda Laminant Konfigürasyonunun Etkisi



Şek.11. Ankastre Mesnetli Durumda Kenar oranının Etkisi



Şek.12. Basit Mesnetli Durumda Kenar Oranının Etkisi

5. Sonuçlar

Statik analiz sonuçlarından, tüm kenarların ankastre mesnetli olduğu sınır koşulu ile tüm kenarların basit mesnet olduğu sınır koşulunun benzer şekilde tepki verdiği görülmektedir. Statik ve dinamik analizlerde ağırlıklı artıklar yöntemiyle elde edilen sonuçlar ile sonlu elemanlar yöntemiyle çözüm yapan Abaqus CAE yazılımından elde edilen sonuçlar birbirine yakındır. Analizi yapılan farklı oryantasyon açıları ve laminasyon dizilimleri için farklı sonuçlar alınmıştır. Hem tüm kenarların ankastre olduğu hem de basit mesnet olduğu her iki durum için de, beş numaralı $[90_2 / 45_2 / 0_2]_s$ dizilimi en düşük statik çökme veren dizilim olmuştur. Eğer sadece bu dizilimleri kullanarak bir laminasyon yapılacak ise, beş numaralı dizilimi seçmek en uygun seçim olacaktır. Kenar oranları, iki farklı sınır koşulunda da aynı şekilde etki etmektedir. Plakalardaki kenar oranı arttıkça, maksimum çökme oranları azalmaktadır. Kenar oranlarının etkisi, oryantasyon açılarının farklılaşmasıyla değişmemektedir. Doğal frekanslar da aynı varyasyonlar üzerinden incelenmiştir. Tüm kenarların ankastre olduğu sınır koşulunda daha yüksek frekans değerleri gözlenmiştir. Kenar oranları arttıkça, asal doğal frekansların değeri azalmaktadır.

6. Kaynaklar

- 1) Selvaraju, S., Ilaiyavel, S., Applications of Composites in Marine Industry, Journal of Engineering Research and Studies, Vol.2, Issue.2, 2011, pp. 89-91
- 2) Sheno, R.A., Dulieu-Barton, J.M., Quinn, S., Blake, J.I.R. and Boyd, S.W., Composite Materials for Marine Applications: Key Challenges for the Future, 2011, pp. 69-89
- 3) Scott, R.J., Fiberglass Boat Design and Construction, Second Edition, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1996, New Jersey
- 4) Mahmood, R., "Static and Dynamic Finite Element Stress Analysis of Layered Composite Plates", 1989
- 5) Saracoglu, M.H., Ozcelikors, Y., Static Analysis of Laminated Composite Plates by Finite Difference Method, Pamukkale Univ. Muhendislik Bilimleri Dergisi, Vol.17, Issue 1, 2011, pp. 51-62
- 6) Leissa, A.W., "The Free Vibration of Rectangular Plates", Journal of Sound and Vibration, Vol. 31, 1973, pp. 257-293
- 7) Lin, C.C., King, W.W., "Free transverse vibration of rectangular un-symmetrical laminated plates", Journal of Sound and Vibration, Vol.36, 1974, pp.91-103
- 8) Kaw, A.K., "Mechanics of Composite Materials", CRC Press, Boca Raton, 2006.
- 9) Bore, A.P. and Chong, K.P. "Elasticity in Engineering Mechanics", Elsevier Publishing Company, New York, 1987
- 10) Reddy, J.N., "Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells-Theory and Analysis", CRC Press, Boca Raton, 2004
- 11) Altunsoy, E., Bayer I., "Simetrik Katmanlı Dikdörtgen Kompozit Plakların Farklı Sınır Koşullarında Statik Analizi", 2011
- 12) Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc. "Abaqus/CAE User's Manual", 2000

GUVERTE ACIKLIĞININ KAYMA ve ŞİŞME NORMAL GERİLMELERİNE ETKİSİNİN, ÜNİFORM OLMAYAN BURULMA TEORİSİNE GÖRE İNCELENMESİ

Ercüment Uğur YÜNCÜOĞLU¹ ve Aydoğan ÖZDAMAR²

ÖZET

Gemi boy eksenine eğik gelen dalgaların oluşturduğu burulma momenti, gemi boyunca değişmektedir. Ayrıca, gemi ambarlarının başladığı enine kesit oldukça rijit olduğu için, gemi boy eksenindeki şişmeler engellenmektedir. Bu nedenlerle, üniform burulma teorisinin sabit burulma momenti ve enine kesitlerin boy ekseninde serbest şişebilmesi ön şartları gerçekleşmemekte, gemi enine kesitinde kayma gerilmelerinin yanında, gemi boyu ekseninde şişme normal gerilmeleri oluşmaktadır. Bu çalışmada, gemi boy eksenine eğik gelen dalgaların ve simetrik olmayan yüklerin oluşturduğu burulma momenti etkisindeki konteyner gemisi enine kesitine sahip bir dubada oluşan kayma gerilmelerine ve boyuna şişme normal gerilmelerine, güverte genişliğinin (a) etkisi incelenmiştir. Bu amaç için, duba, statik burulma momenti, dalgalardan kaynaklanan burulma momenti ve simetrik olmayan yüklerin oluşturduğu burulma momenti etkisinde bırakılmıştır. Ardından da, güverte genişliğinin gemi genişliğine oranının (a/B) 0 (tam açık kesit); 0,219; 0,250; 0,281; 0,313; 0,344; 0,999 (yaklaşık kapalı enine kesit) olması durumları için kayma gerilmelerinin ve normal gerilmelerin enine kesitteki değerleri hesaplanmıştır. En büyük kayma gerilmeleri, açık ve kapalı kesitlerde, bordada oluşmakta olup, yeri, güverte açıklığına bağlı olmaktadır. En büyük şişme normal gerilmeleri ise, açık ve kapalı kesitlerde, güverte açıklığında oluşmaktadır. Açık kesitteki en büyük kayma gerilmesi, kapalı kesitteki en büyük kayma gerilmesinin 1,83 katı olmaktadır. En büyük boyuna şişme normal gerilmesinin en büyük kayma gerilmesi değerine oranı 16,37 olup, bu durumda, şişme normal gerilmelerinin ihmal edilemeyecek oranda olduğu ortaya çıkmaktadır.

Anahtar Kelimeler: gemi mukavemeti, gemi elemanları, konteyner gemileri, burulma zorlanması

¹ YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fak, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, 34349 Beşiktaş İstanbul, Tel: 05447887880, ercumentyuncuoglu@gmail.com

² YTÜ Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fak, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, 34349 Beşiktaş İstanbul, Tel: 05327889699, aozdamar@yildiz.edu.tr

1. Giriş

Deniz taşımacılığının önem kazanmasıyla büyük güverte açıklı konteyner gemilerinin inşaatı da artmaktadır [1]. Büyük güverte açıklıklı gemilerin en büyük mukavemet problemi, kayma gerilmelerinin kritik değerlere ulaşabilmesi olup, gemi boyunca herhangi bir enine kesitte, örneğin gemi ambarlarının başlangıç enine kesitinde, boyuna şişme engellenirse, önemli ölçüde normal gerilmeler de oluşmaktadır. Kayma gerilmelerinin gemi mukavemeti alanındaki ilk uygulamalarına 1924 yılında rastlanılmakta olup [2] [3], bu alandaki çalışmalar son yıllarda analitik, deneysel ve nümerik yöntemleri içerecek şekilde kompozit malzemelerin incelenmesine kadar genişlemiştir [4]. Üniform burulmada, sabit burulma momenti, enine kesitlerin boyuna doğrultuda şişmesinin engellenmemesi ve sabit enine kesit varsayımları söz konusu olduğu için [5], sadece kayma gerilmeleri oluşur. Bu şartların gerçekleşmemesi durumunda ise, kayma gerilmelerinin yanında, normal gerilmeler de oluşmaktadır [6]. Bu durum da, üniform olmayan burulma teorisi adı altında incelenmektedir.

Bu çalışmada, güverte genişliğinin artmasının, kayma gerilmelerine ve boyuna şişme normal gerilmelerine etkisinin ve boyuna şişme normal gerilmelerinin konteyner gemilerinde ne kadar önemli olduğunun bir örnek üzerinde açıklanması hedeflenmiştir. Bu amaç için, duba, statik burulma momenti, dalgalardan kaynaklanan burulma momenti ve simetrik olmayan yüklerin oluşturduğu burulma momenti etkisinde bırakılmıştır. Ardından da, güverte genişliğinin gemi genişliğine oranının (a/B) 0 (tam açık kesit); 0,219; 0,250; 0,281; 0,313; 0,344; 0,999 (yaklaşık kapalı enine kesit) olması durumları için kayma gerilmelerinin ve normal şişme gerilmelerinin enine kesitteki değerleri hesaplanmıştır.

2. Üniform Olmayan Burulma Teorisi

Üniform olmayan burulmanın diferansiyel denklemi

$$v''(z) - \alpha^2 v(z) = -\frac{M_b^{toplamlam}}{E * C_s^*}, \quad (1)$$

olup [6],

burada u birim dönme açısını, $M_b^{toplamlam}$ toplam burulma momentini, E (206 000 MPa) elastisite modülünü simgelemek, boyuna şişme rijitliği ise

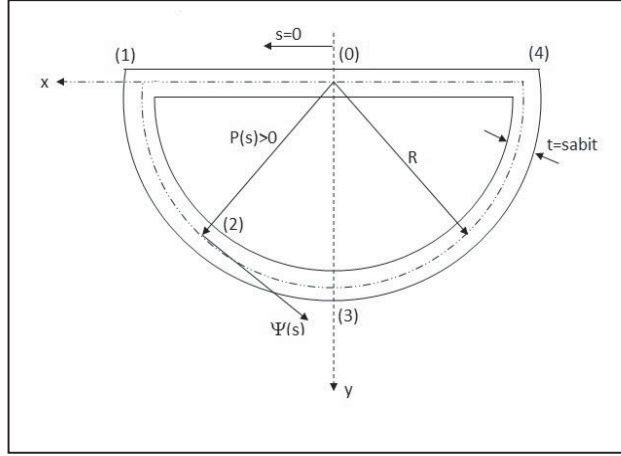
$$C_s^* = \int_{(A)} \omega^{*2} dA \quad (2)$$

olarak ifade edilmektedir.

$$\omega(s) = \omega_0 + \bar{A} \frac{\Psi}{t} \int_0^s d\zeta - \int_0^s p(\zeta) d\zeta \quad (3)$$

denklemi ile tanımlanan boyuna şişme fonksiyonunun, kayma merkezi M noktasına

aktarılması ile ω^* oluşmaktadır (Şekil 1) ve burada da $\Psi(s)$, indirgenmiş kayma akımları olup, incelenen duba için hesaplanmıştır [7].



Şekil 1. Boyuna şişme fonksiyonu gösterimi

Gemi enine kesitli dubada, ambarların başladığı enine kesit ankastre ve duba ön ucu serbest mesnet olarak idealleştirildiğinde, (1) nolu diferansiyel denklemin çözümü

$$\nu(z) = \frac{M_b^{toplaml}}{G^* I_b} (1 - e^{-\alpha z}) \quad (4)$$

olmakta, buradan da boyuna şişme normal gerilmeleri

$$\sigma(z) = \frac{M_b^{toplaml}}{G^* I_b} E \omega^* \alpha e^{-\alpha z} \quad (5)$$

olarak elde edilmektedir. Kayma gerilmeleri ise, T_k kayma akımı ve t_{wik} sac kalınlığı olmak üzere,

$$\tau_k = \frac{T_k}{t_{wik}} \quad (6)$$

bağıntısı ile ve kayma akımı da

$$T_k = K(z) S_{wk} \quad (7)$$

ile verilmektedir. Burada,

$$K(z) = \frac{M_b^{toplam}}{C_{\bar{s}}^*} e^{-\alpha z} \quad (8)$$

olarak verilmekte ve

$$S_{\omega k} = \frac{1}{2} \sum_0^k A_{ik} (\omega_k^* + \omega_i^*) \quad (9)$$

boyuna şişme statik momenti (sektörel statik moment) olarak tanımlanmıştır.

Bu çalışmada, yukarıda belirtilen ifadeler nümerik olarak hesaplanmıştır. Bu hesaplarda, aşağıdaki ifadeler kullanılmıştır:

$$l_{ik} = \sqrt{(x_k - x_i)^2 + (y_k - y_i)^2}, \quad (10)$$

$$\Delta R_{y,ik}^{(0)} = \frac{1}{6} A_{ik} \left[(2x_i + x_k) \omega_i + (x_i + 2x_k) \omega_k \right], \quad (11)$$

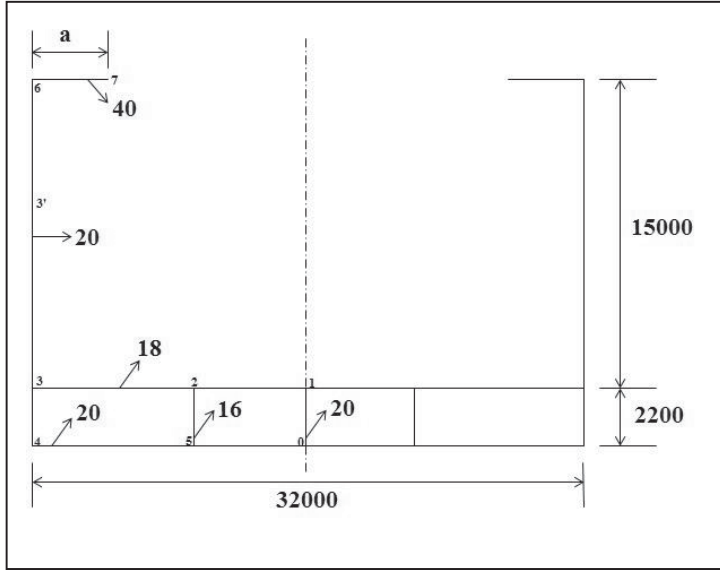
$$\Delta I_{y,ik}^{(0)} = \frac{1}{3} A_{ik} \left[x_i^2 + x_i x_k + x_k^2 \right], \quad (12)$$

$$\omega_k^* = \omega_k^{(0)} - y_M x_k + x_M y_k, \quad (13)$$

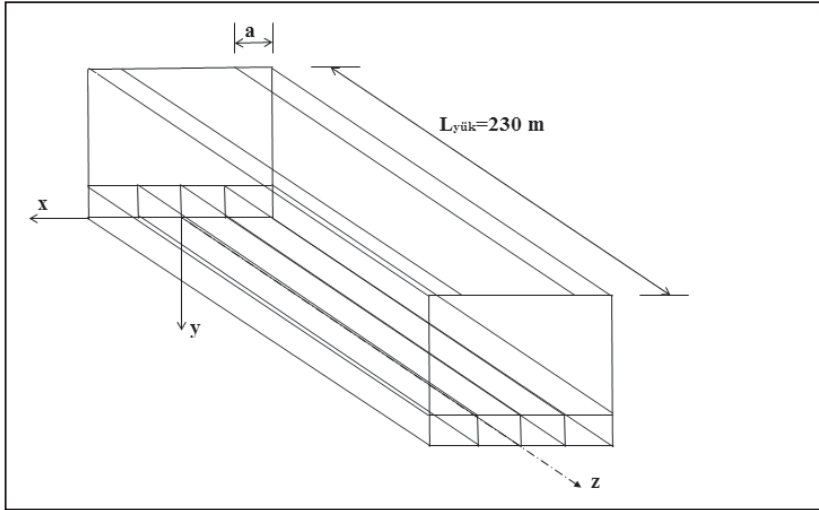
$$\Delta C_{\bar{s}}^* = \frac{1}{3} A_{ik} \left[\omega_k^2 + \omega_k \omega_i + \omega_i^2 \right]. \quad (14)$$

3. İncelenen Duba ve Parametreler

Bu çalışmada, gemi boy eksenine eğik gelen dalgaların ve simetrik olmayan yüklerin oluşturduğu burulma momenti etkisindeki konteyner gemisi enine kesitine sahip bir dubada oluşan kayma gerilmelerine ve boyuna şişme normal gerilmelerine, güverte genişliğinin etkisi incelenmiştir. Bu amaç için kullanılan duba enine kesiti, Şekil 2’de verilmiştir. Dubanın ambar bölümü uzunluğu $L_{yük}=230$ m olup, ambarların başladığı enine kesit, ankastre kabul edilmiştir (Şekil 3). Güverte eni $a=0$ (tam açık kesit), 3500, 4000, 4500, 5000, 5500 ve 15999 mm (yaklaşık kapalı kesit) değerleri için hesaplar yapılmıştır.



Şekil 2. İncelenen dubanın sabit enine kesiti ve cıdar kalınlıkları



Şekil 3. İncelenen konteyner gemisi enine kesitli duba (L=250 m)

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, ilk olarak aynı ana boyutlara sahip, fakat güverte genişlikleri farklı olan 7 adet konteyner gemisi enine kesitine sahip duba için hesaplamalar yapılmıştır. Değişken güverte genişliği diye tanımlanan 'a' uzunluğunun değerleri sırasıyla, 0 (tam açık kesit), 3500, 4000, 4500, 5000, 5500 ve 15999 mm (yaklaşık kapalı kesit) olarak alınmıştır.

Alınan her bir 'a' değeri için ayrı ayrı hesaplar yapılmış ve hesaplar sonucu elde edilen değerler, Tablo 1-10'da gösterilmiştir.

Tablo 1. a=3500 mm için boyuna şişme fonksiyonu hesap sonuçları

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
i	k	Ψ_{ik}	t_{ik}	L_{ik}	P_{ik}	$A.\Psi/t_{ik}$	$(A.\Psi/t_{ik})-P_{ik}$	$\Delta\omega_{ik}$	ω_k
--	--	--	m	m	m	m	m	m ²	m ²
						$A*(3/4)$	(7-6)	$5*8$	w_i+9
0	1	0	0,02	2,2	0	0	0	0	0
1	2	$5,830*10^{-4}$	0,018	6	2,2	2,28	0,08	0,4815	0,4815
2	3	$5,411*10^{-4}$	0,018	10	2,2	2,11	-0,08	-0,083	-0,3531
3	4	$5,411*10^{-4}$	0,02	2,2	16	1,9	-14,09	-31,01	-31,3631
4	5	$5,411*10^{-4}$	0,02	10	0	1,9	1,9	19,048	-12,31418
5	0	$5,830*10^{-4}$	0,02	6	0	2,05	2,05	12,31	0,0008
	2								0,4815
2	5	$4,185*10^{-5}$	0,016	2,2	6	0,18	-5,81	-12,79	-12,3133
	3								-0,3531
3	6	0	0,02	15	-16	0	16	240	239,6469
6	7	0	0,04	3,5	-17,2	0	17,2	60,2	299,8469

Tablo 2. a=3500 mm için kayma merkezi ve boyuna şişme rijitliğinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
i	k	x_i	x_k	y_i	y_k	L_{ik}	t_{ik}	A_{ik}	ω_i	ω_k	$2x_k+x_i$	$2x_i+x_k$	$(2x_k+x_i)*\omega_k$
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m	m	m ³
								$7*8$					$11*12$
0	1	0	0	0	2,2	2,2	0,02	0,044	0	0	0	0	0,00
1	2	0	6	2,2	2,2	6	0,018	0,108	0	0,4815	12	6	5778,00
2	3	6	16	2,2	2,2	10	0,018	0,18	0,4815	-0,3531	38	28	-13,42
3	4	16	16	2,2	0	2,2	0,02	0,044	-0,3531	-31,3631	48	48	-1505,43
4	5	16	6	0	0	10	0,02	0,2	-31,3631	-12,3142	28	38	-344,78
5	0	6	0	0	0	6	0,02	0,12	-12,3142	0	6	12	0,00
2	5	6	6	2,2	0	2,2	0,016	0,035	0,4815	-12,3142	18	18	-221,66
3	6	16	16	2,2	17,2	15	0,02	0,3	-0,3531	239,6469	48	48	11503,05
6	7	16	13	17,2	17,2	3,5	0,04	0,14	239,6469	299,6469	41	44,5	12285,52

Tablo 2. a=3500 mm için kayma merkezi ve boyuna şişme rijitliğinin hesaplanması (devamı)

15	16	17	18	19	20	21	22
$(2x_i+x_k)^* \omega_i$	$\Delta R_{y,k}$	$x_i^2+x_i^*x_k+x_k^2$	$\Delta I_{y,k}$	ω_k^*	ω_i^*	$\Delta C_{z,k}^*$	$(\omega_k^*+\omega_i^*)/2$
m ³	m ⁵	m ²	m ⁴	m ²	m ²	m ⁵	m ²
10*13	(14+15)*9*1/6		9*17*1/3				
0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,00	0,10	36,00	1,30	-36,59	0,00	48,21	-18,30
13,48	0,00	388,00	23,28	-99,22	-36,59	888,93	-67,91
-16,95	-11,16	768,00	11,26	-130,23	-99,22	582,68	-114,73
-1191,80	-51,22	388,00	25,87	-49,39	-130,23	1722,16	-89,81
144,77	2,90	36,00	1,44	0,00	-49,39	97,58	-24,70
8,67	-1,25	108,00	1,27	-49,39	-36,59	65,54	-42,99
-16,95	574,31	768,00	76,80	140,78	-99,22	1569,50	20,78
10664,29	535,50	612,50	28,57	222,40	140,78	4694,26	181,59
Toplam=	2098,334842	Toplam=	339,5704		$C_z^* =$	9668,861	
		Kayma merkezi		6,179381	m		

Tablo 3. a=3500 mm için kayma gerilmelerinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
i	k	x_i	x_k	y_i	y_k	t_{ik}	L_{ik}	A_{ik}	ω_i^*	ω_k^*	$(\omega_i^*+\omega_k^*)/2$	$\Delta S \omega_{ik}$	$S \omega_{ik} = S \omega_{ik} + \Delta S \omega_{ik}$	$T_{ik} = K(z)^* S \omega_{ik}$	$\tau_{ik} = T_{ik}/t \omega_{ik}$
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²	m ⁴	m ⁴	N/mm	MPa
	7							7*8				9*12/(2)		K*14	15/7
	7												0	0	0
7	6	12,5	16	-17,2	-17,2	0,04	3,5	0,14	222,4094	140,7829	181,6	12,71	12,71	0,28	7,10
6	3'	16	16	-17,2	-8,4	0,02	8,8	0,176	140,7829	0	70,391	6,194	18,91	0,42	21,12
3'	3	16	16	-8,4	-2,2	0,02	6,2	0,124	0	-99,2171	-49,61	-3,076	9,64	0,22	10,76
3	2	16	6	-2,2	-2,2	0,018	10	0,18	-99,2171	-36,5925	-67,9	-6,111	3,52	0,08	4,37
2	1	6	0	-2,2	-2,2	0,018	6	0,108	-36,5925	0	-18,3	-0,988	2,54	0,06	3,15
1	0	0	0	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	0	0	0	0	2,54	0,06	2,83
	3												9,64		
3	4	16	16	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	-99,2232	-130,233	-114,7	-2,524	7,11	0,16	7,94
4	5	16	6	0	0	0,02	10	0,2	-130,2332	-49,3905	-89,81	-8,981	-1,87	-0,04	-2,09
5	0	6	0	0	0	0,02	6	0,12	-49,39047	0	-24,7	-1,482	-3,35	-0,07	-3,74

Tablo 4. a=0 mm için kayma gerilmelerinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
i	k	x_i	x_k	y_i	y_k	t_{ik}	L_{ik}	A_{ik}	ω_i^*	ω_k^*	$(\omega_i^*+\omega_k^*)/2$	$\Delta S \omega_{ik}$	$S \omega_{ik} = S \omega_{ik} + \Delta S \omega_{ik}$	$T_{ik} = K(z)^* S \omega_{ik}$	$\tau_{ik} = T_{ik}/t \omega_{ik}$
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²	m ⁴	m ⁴	N/mm	MPa
	6							7*8				9*12/(2)		K*14	15/7
	6												0,00	0,00	0,00
6	3'	16	16	-17,2	-5,86	0,02	11,34	0,2268	181,446	0	90,723	10,28799	10,29	0,55	27,55
3'	3	16	16	-5,86	-2,2	0,02	3,66	0,0732	0	-58,5542	-29,2771	-1,07154	-1,07	-0,06	-2,87
3	2	16	6	-2,2	-2,2	0,018	10	0,18	-58,5542	-21,3439	-39,9491	-3,59541	-4,67	-0,25	-13,89
2	1	6	0	-2,2	-2,2	0,018	6	0,108	-21,3439	0	-10,672	-0,57629	-5,24	-0,28	-15,60
1	0	0	0	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	0	0	0	0	-5,24	-0,28	-14,04
	3												-1,07		
3	4	16	16	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	-58,5542	-89,5642	-74,0592	-1,6293	-2,70	-0,14	-7,23
4	5	16	6	0	0	0,02	10	0,2	-89,5642	-34,1396	-61,8519	-6,18519	-8,88	-0,48	-23,79
5	0	6	0	0	0	0,02	6	0,12	-34,1396	0	-17,0698	-1,02419	-9,91	-0,53	-26,54

Tablo 5. a=4000 mm için kayma gerilmelerinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
i	k	x _i	x _k	y _i	y _k	t _k	t _k	A _k	ω _k *	ω _k *	(ω _k *+ω _k *)/2	ΔSω _k	Sω _k =Sω _k +ΔSω _k	T _k =K(z)*Sω _k	τ _k =T _k /tω _k
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²	m ⁴	m ⁴	N/mm	MPa
								7*8				9*12/(2)		K*14	15/7
	7												0	0	0
7	6	12	16	-17,2	-17,2	0,04	4	0,16	230,394	135,577	182,9855	14,63884	14,64	0,30	7,39
6	3'	16	16	-17,2	-8,53	0,02	8,47	0,1694	135,577	0	67,7885	5,741686	20,38	0,41	20,56
3'	3	16	16	-8,53	-2,2	0,02	6,53	0,1306	0	-104,423	-52,2115	-3,40941	11,23	0,23	11,33
3	2	16	6	-2,2	-2,2	0,018	10	0,18	-104,423	-38,5448	-71,4839	-6,43355	4,80	0,10	5,38
2	1	6	0	-2,2	-2,2	0,018	6	0,108	-38,5448	0	-19,2724	-1,04071	3,76	0,08	4,21
1	0	0	0	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	0	0	0	0	3,76	0,08	3,79
	3												11,23		
3	4	16	16	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	-104,423	-135,433	-119,928	-2,63842	8,59	0,17	8,67
4	5	16	6	0	0	0,02	10	0,2	-135,433	-51,3405	-93,3868	-9,33868	-0,75	-0,02	-0,75
5	0	6	0	0	0	0,02	6	0,12	-51,3405	0	-25,6702	-1,54021	-2,29	-0,05	-2,31

Tablo 6. a=4500 mm için kayma gerilmelerinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
i	k	x _i	x _k	y _i	y _k	t _k	t _k	A _k	ω _k *	ω _k *	(ω _k *+ω _k *)/2	ΔSω _k	Sω _k =Sω _k +ΔSω _k	T _k =K(z)*Sω _k	τ _k =T _k /tω _k
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²	m ⁴	m ⁴	N/mm	MPa
								7*8				9*12/(2)		K*14	15/7
	7												0	0	0
7	6	11,5	16	-17,2	-17,2	0,04	4,5	0,18	238,609	130,516	184,5625	16,61063	16,61	0,30	7,60
6	3'	16	16	-17,2	-9,05	0,02	8,15	0,163	130,516	0	65,258	5,318527	21,93	0,40	20,06
3'	3	16	16	-9,05	-2,2	0,02	6,85	0,137	0	-109,484	-54,742	-3,74983	12,86	0,24	11,76
3	2	16	6	-2,2	-2,2	0,018	10	0,18	-109,484	-40,4425	-74,9633	-6,74669	6,11	0,11	6,21
2	1	6	0	-2,2	-2,2	0,018	6	0,108	-40,4425	0	-20,2213	-1,09195	5,02	0,09	5,10
1	0	0	0	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	0	0	0	0	5,02	0,09	4,59
	3												12,86		
3	4	16	16	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	-109,484	-140,494	-124,989	-2,74975	10,11	0,18	9,25
4	5	16	6	0	0	0,02	10	0,2	-140,494	-53,2382	-96,866	-9,6866	0,42	0,01	0,39
5	0	6	0	0	0	0,02	6	0,12	-53,2382	0	-26,6191	-1,59715	-1,17	-0,02	-1,07

Tablo 7. a=5000 mm için kayma gerilmelerinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
i	k	x _i	x _k	y _i	y _k	t _k	t _k	A _k	ω _k *	ω _k *	(ω _k *+ω _k *)/2	ΔSω _k	Sω _k =Sω _k +ΔSω _k	T _k =K(z)*Sω _k	τ _k =T _k /tω _k
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²	m ⁴	m ⁴	N/mm	MPa
								7*8				9*12/(2)		K*14	15/7
	7												0	0	0
7	6	11	16	-17,2	-17,2	0,04	5	0,2	247,22	125,572	186,396	18,6396	18,64	0,31	7,75
6	3'	16	16	-17,2	-9,35	0,02	7,85	0,157	125,572	0	62,786	4,928701	23,57	0,39	19,59
3'	3	16	16	-9,35	-2,2	0,02	7,15	0,143	0	-114,428	-57,214	-4,0908	14,55	0,24	12,10
3	2	16	6	-2,2	-2,2	0,018	10	0,18	-114,428	-42,2968	-78,3624	-7,05262	7,50	0,12	6,92
2	1	6	0	-2,2	-2,2	0,018	6	0,108	-42,2968	0	-21,1484	-1,14201	6,35	0,11	5,87
1	0	0	0	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	0	0	0	0	6,35	0,11	5,28
	3												14,55		
3	4	16	16	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	-114,428	-145,438	-129,933	-2,85854	11,69	0,19	9,72
4	5	16	6	0	0	0,02	10	0,2	-145,438	-55,0924	-100,265	-10,0265	1,66	0,03	1,38
5	0	6	0	0	0	0,02	6	0,12	-55,0924	0	-27,5462	-1,65277	0,01	0,00	0,01

Tablo 8. a=5500 mm için kayma gerilmelerinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
i	k	x _i	x _k	y _i	y _k	t _k	L _k	A _k	ω _k *	ω _k *	(ω _k *+ω _k *)/2	ΔSω _k	Sω _k =Sω _k +ΔSω _k	T _k =K(z)*Sω _k	τ _k =T _k /tω _k
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²	m ⁴	m ⁴	N/mm	MPa
								7*8				9*12/(2)		K*14	15/7
7													0	0	0
7	6	10,5	16	-17,2	-17,2	0,04	5,5	0,22	256,216	120,742	188,479	20,73269	20,73	0,31	7,85
6	3'	16	16	-17,2	-9,65	0,02	7,55	0,151	120,742	0	60,371	4,558011	25,29	0,38	19,15
3'	3	16	16	-9,65	-2,2	0,02	7,45	0,149	0	-119,258	-59,629	-4,44236	16,29	0,25	12,34
3	2	16	6	-2,2	-2,2	0,018	10	0,18	-119,258	-44,1077	-81,6829	-7,35146	8,94	0,14	7,52
2	1	6	0	-2,2	-2,2	0,018	6	0,108	-44,1077	0	-22,0539	-1,19091	7,75	0,12	6,52
1	0	0	0	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	0	0	0	0	7,75	0,12	5,87
3													16,29		
3	4	16	16	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	-119,258	-150,268	-134,763	-2,96478	13,33	0,20	10,09
4	5	16	6	0	0	0,02	10	0,2	-150,268	-56,9034	-103,585	-10,3585	2,97	0,04	2,25
5	0	6	0	0	0	0,02	6	0,12	-56,9034	0	-28,4517	-1,7071	1,26	0,02	0,95

Tablo 9. a=15999 mm için kayma gerilmelerinin hesaplanması

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
i	k	x _i	x _k	y _i	y _k	t _k	L _k	A _k	ω _k *	ω _k *	(ω _k *+ω _k *)/2	ΔSω _k	Sω _k =Sω _k +ΔSω _k	T _k =K(z)*Sω _k	τ _k =T _k /tω _k
--	--	m	m	m	m	m	m	m ²	m ²	m ²	m ²	m ⁴	m ⁴	N/mm	MPa
								7*8				9*12/(2)		K*14	15/7
7													0	0	0
7	6	0,001	16	-17,2	-17,2	0,04	15,999	0,63996	514,816	140,7829	327,7995	104,8893	104,89	0,30	7,44
6	3'	16	16	-17,2	-13,51	0,02	3,69	0,0738	59,0517	0	29,52585	1,089504	105,98	0,30	15,03
3'	3	16	16	-13,51	-2,2	0,02	11,31	0,2262	0	-99,2171	-49,6086	-5,61073	99,28	0,28	14,08
3	2	16	6	-2,2	-2,2	0,018	10	0,18	-180,948	-36,5925	-108,77	-9,78932	89,49	0,25	14,10
2	1	6	0	-2,2	-2,2	0,018	6	0,108	-67,2417	0	-33,6209	-1,81553	87,67	0,25	13,82
1	0	0	0	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	0	0	0	0	87,67	0,25	12,43
3													99,28		
3	4	16	16	-2,2	0	0,02	2,2	0,044	-180,948	-211,958	-196,453	-4,32197	94,96	0,27	13,47
4	5	16	6	0	0	0,02	10	0,2	-211,958	-80,0374	-145,998	-14,5998	80,36	0,23	11,40
5	0	6	0	0	0	0,02	6	0,12	-80,0374	0	-40,0187	-2,40112	77,96	0,22	11,06

Tablo 10. Genel sonuçlar

		a=0 mm	a=3500 mm	a=4000 mm	a=4500 mm	a=5000 mm	a=5500 mm	a=15999 mm
I _b toplam	m ⁴	5,51984	5,51998	5,52001	5,52003	5,52005	5,52007	1817,511
C _s *	m _g	4032,49	9668,86	10703,9	11807,2	12990,8	14261,4	76151,7
E	MPa	206000	206000	206000	206000	206000	206000	206000
α	m ⁻¹	0,0226	0,0146	0,0138	0,0132	0,0125	0,0120	0,0944
G	Mpa	76923	76923	76923	76923	76923	76923	76923
M _b	N.m	2,16*10 ⁵	2,16*10 ⁵	2,16*10 ⁵	2,16*10 ⁵	2,16*10 ⁵	2,16*10 ⁵	2,16*10 ⁵
ω _{maks} *	m ²	181,44	222,40	230,39	238,60	247,22	256,21	514,81
τ _{maks}	MPa	27,55	21,12	20,56	20,06	19,59	19,15	15,03
σ _{maks}	N/mm ²	417,529	330,504	325,402	320,873	316,945	313,503	15,023
σ/τ		15,15	15,64	15,82	15,99	16,17	16,37	0,999

5. Değerlendirme

Bu çalışmada, gemi boy eksenine eğik gelen dalgaların ve simetrik olmayan yüklerin oluşturduğu burulma momenti etkisindeki konteyner gemisi enine kesitine sahip bir dubada oluşan kayma gerilmelerine ve boyuna şişme normal gerilmelerine, güverte genişliğinin etkisi incelenmiştir. Bu amaç için, duba, statik burulma momenti, dalgalardan kaynaklanan burulma momenti ve simetrik olmayan yüklerin oluşturduğu burulma momenti etkisinde bırakılmıştır. Ardından da, güverte genişliğinin gemi genişliğine oranının (a/B) 0 (tam açık kesit); 0,219; 0,250; 0,281; 0,313; 0,344; 0,999 (yaklaşık kapalı enine kesit) olması durumları için kayma gerilmelerinin ve normal gerilmelerin enine kesitteki değerleri hesaplanmıştır. En büyük kayma gerilmeleri, açık ve kapalı kesitlerde, bordada oluşmakta olup, yeri, güverte açıklığına bağlı olmaktadır. Bu yer, kayma gerilmesi hesabı tablolarında 8. Sütunda 6-3' satırında verilen L_{ik} değeridir. En büyük şişme normal gerilmeleri ise, açık ve kapalı kesitlerde, güverte açıklığında oluşmaktadır (7 nolu noktada, Şekil 1). Tablo 10'un incelenmesinden, kayma gerilmeleri ve şişme normal gerilmelerinin güverte genişliği arttıkça (kapalı kesite yaklaştıkça) azaldığı anlaşılmaktadır. Açık kesitteki en büyük kayma gerilmesi, kapalı kesitteki en büyük kayma gerilmesinin 1,83 katı olmaktadır. Açık enine kesitte, boyuna şişme normal gerilmesinin kayma gerilmesi değerine oranı 15,15-16,37 değerleri arasında olup, bu değer kapalı enine kesitte 0,999 değerine düşmektedir. Bu durumda özellikle açık enine kesitlerde şişme normal gerilmelerinin ihmal edilemeyecek değerde olduğu ortaya çıkmaktadır.

Kaynaklar

- [1] Senjanović, I, Tomasević, S., Rudan, S., Senjanović, T., Vedeler, G., Role of transverse bulkheads in hull stiffness of large container ships, Engineering Structures, 30, 2492–2509, 2008.
- [2] Vedeler, G., “On the torsion of ships”, Trans R.I.N.A, 1924.
- [3] Ünsan, Y., “Geniş Ambar Ağızlı Gemilerin Mukavemet Yönünden İncelenmesi”, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yayınlanmamış Doktora Tezi, 1995.
- [4] Ionel Chirica, I., Musat, S. D., Chirica, R., Beznea, E. F., Torsional behaviour of the ship hull composite model, Computational Materials Science, 50, 1381–1386, 2011.
- [5] Timoschenko, S., Goodier, J. N. (Çevirenler: Kayan, İ., Şuhubi, E.), “Elastisite Teorisi”, İTÜ Kütüphanesi, Sayı: 757, İstanbul, 1969.
- [6] Özdamar, A., “Parameterstudie zur Torsion von Containerschiffen”, Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Berlin Teknik Üniversitesi, Berlin, 1996.
- [7] Yüncüoğlu, E. U., Özdamar, A., Güverte Açıklığının Kayma Gerilmelerine Etkisinin, Üniform Burulma Teorisine Göre İncelenmesi, Gemi İnşaatı ve Deniz Teknolojisi Teknik Kongresi 2012, İstanbul, 2012.

DOĞU KARADENİZ TİPİ BALIKÇI GEMİLERİNDEKİ YAPISAL DEĞİŞİKLİKLER VE ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Erhan AKSU¹, Ercan KÖSE², Hasan ÖLMEZ³

ÖZET

Zamanla gelişen ve büyüyen balıkçılık sektörü ve balıkçılık pazarındaki rekabet ortamı, bu gemilerin artık Türkiye suları ile sınırlı kalmayıp, açık denizlerde de avlanmaya çıkmalarını zorunlu kılmıştır. Bu durum, gemilerin daha fazla sürelerde denizde kalmaları, daha şiddetli deniz şartları ve zorlamalar ile karşı karşıya kalmaları anlamlarına gelmektedir. Bu anlamda, söz konusu gemilerin tasarım değişiklikleri ve denizcilik özellikleri yanı sıra yapısal dayanım ve yapısal kararlılıkları da önemli hale gelmiştir. Bu çalışmada, söz konusu balıkçı gemisi alt modelleri arasından, seyir sırasında en fazla ve farklı türde zorlanmalara maruz kalan örnek yeni nesil bir gırgır balık avcı gemisi seçilerek gerçekleştirilen yapısal ve denizcilik analizlerinin sonuçları sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Balıkçı Gemisi, Yapısal Analiz, Denizcilik Analizi, FEM

¹ Doğu Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 92, e-posta: eaksu@ktu.edu.tr

² Doğu Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 62, e-posta: ekose@ktu.edu.tr

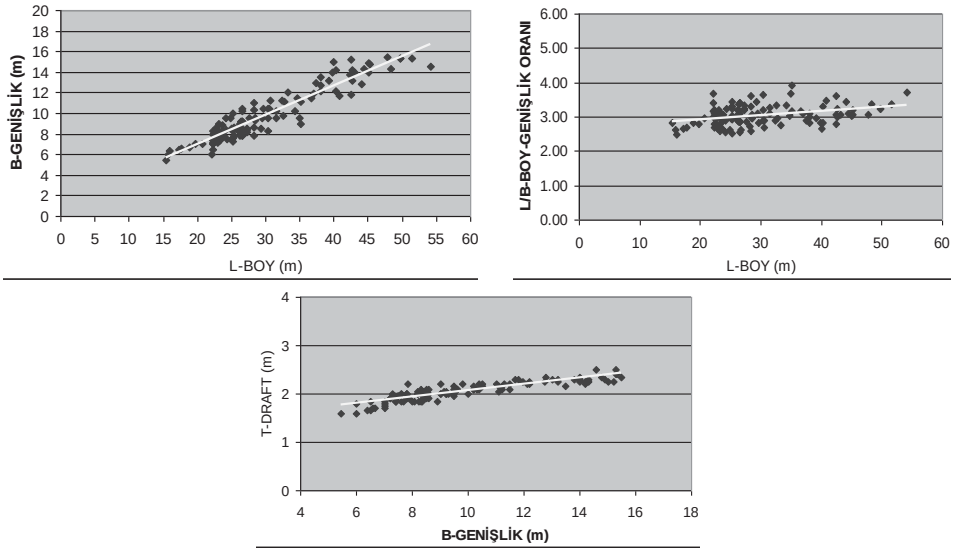
³ Doğu Karadeniz Teknik Üniversitesi, Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü , Tel:0462 377 80 58, e-posta: hasanolmez@ktu.edu.tr

1. Giriş

Gemi inşa sanayinin ülkemizdeki altın çağında, ustalık ve işçilik anlamında diğer bölgeleri besleyen, bunun yanında tüm Türkiye sularında ve Akdeniz açıklarında balık avcılığında ve nakliyesinde kullanılan “Balık Avcı ve Balık Nakliye Gemileri” üretiminde uzmanlaşmış olan, Doğu Karadeniz Bölgesi tersaneleri bu süreçte, teknik ve teknolojik olarak kendilerini yenileyememiş ve hem teknolojik altyapı hem de üretim yöntemi olarak dünya standartlarının gerisinde kalmış ve bu süreçteki fırsatı kaçırmışlardır. Geride kalan sürecin iyi değerlendirilememiş olması, belirli bir uzmanlık seviyesine gelinmiş balıkçı gemileri dalında çalışmaları bırakacağız anlamına gelmemelidir. Bu alandaki araştırmalarda ve geliştirmelerde en önemli görev tabii ki üniversitelere düşmektedir. Doğu Karadeniz Teknik Üniversitesi Deniz Bilimleri Fakültesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği bölümü söz konusu sektör için önemli bir avantajdır. Söz konusu gemiler ve uzmanlık alanındaki segmentin daralması halinde yeni ve güncel eğilimlere yönelmesi için araştırmalar gerek üniversite bünyesinde, gerekse sanayi-üniversite işbirliğinde gerçekleştirilmektedir.

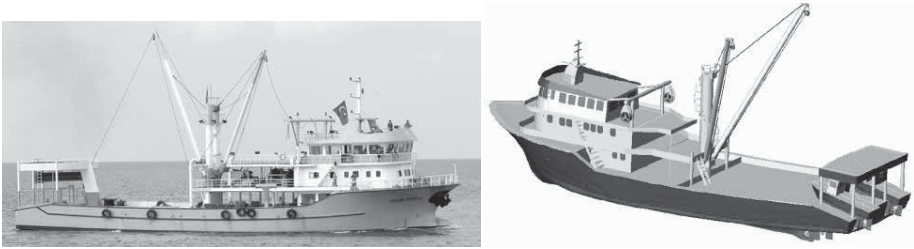
2. Yeni Nesil Doğu Karadeniz Tipi Balıkçı Gemilerinin Temel Özellikleri

Yeni nesil gırgır balık avcı gemileri operasyon akışını kesintisiz ve verimliliği yüksek bir şekilde gerçekleştirebilmesi için balık sürüsünün tespit edilmesi, ağın denize atımı için yapılan ön hazırlık devresi ağın denize atılması, balık sürüsünün etrafının ağ ile çevrilmesi, ağın altının istinga halatının basılması ile büzülerek kapatılması, bociliğe kadar ağın açık ağ (tor) kısmının toplanması, bociliğin alt kısmının güverteye alınarak ağın tava yapılması, tava edilmiş ağdaki balığın güverteye veya diğer taşıyıcı gemiye aktarılması, bociliğin tamamen güverteye alınması, diğer av operasyonu için ağın istif edilerek hazır hale getirmelidir. Bu bağlamda, özellikle açık deniz şartlarındaki operasyonlar esnasında, gelişen avlanma teknikleri ve olanaklarını rahatlıkla kullanabilmek ve sorunsuz avlanma operasyonu tamamlayabilmek için Doğu Karadeniz bölgesinde üretilen bu gemilerin boyutları artmıştır [1]. Şekil 1’de inşaatı gerçekleştirilmiş gemilerin geometrik karakteristikleri B-L, L/B-L, T-B arasındaki ilişkileri gösteren grafikler verilmiştir.



Şekil 1. Doğu Karadeniz tipi gırgır balık avlama gemilerinin boyutsal karakteristikleri

Bu çalışmada, klasik form korunarak ve formunun ana boyutlarını belirleyen ilgili boyut oranı değerleri L_{WL}/B_{WL} oranı 3.0 ve B/T oranı 5.9 tutularak, 45 m boyunda (gemi üreticileri ideal açık deniz balık avcı gemisinin 35 m boyundan fazla olması gerektiğini belirtmişlerdir.) ve söz konusu bölgedeki tersanelerde inşa edilmiş, gırgır tipi, balık avcı gemisi incelenmek üzere seçilmiştir. Şekil 2.de seçilen geminin resmi ve hazırlanan 3D modeli, Tablo 1'de ana boyutları verilmiştir.



Şekil 2. Habib Reis-4 gemisi gerçek ve 3D model resimleri

Tablo 1. Habib Reis-4 gemisi ana boyutları

Tam Boy Loa (m)	45,1	Balp	Var
Genişlik B_{wl} (m)	14	Seyir Hızı (Knot)	14
Draft T (m)	2,35	L_{wl}/B	3
Deplasman (t)	667	B/T	5,9
Blok Katsayısı (C_B)	0,46		

3. Yapılan Çalışmalar

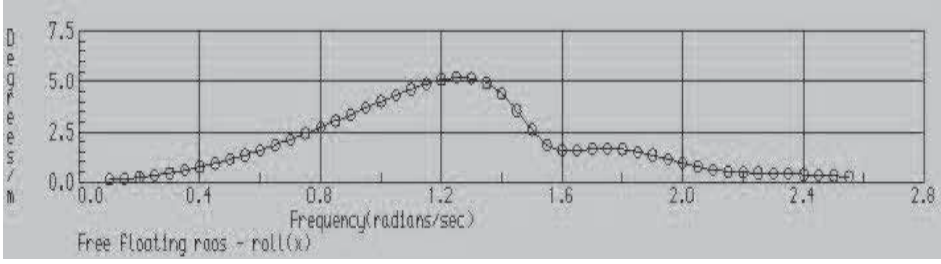
Av yöntemi ve kullanılan makineler ile ekipmanlar dikkate alındığında, avlanma sırasındaki ani yalpa hareketleri geminin özellikle borda kısmı olmak üzere yapı elemanları üzerinde zorlanmalara sebep olacağı, ayrıca operasyonun başladığı ve bittiği yer olan güverte yapısının diğer bölgelerden daha fazla zorlanacağı ve yapısal olarak daha fazla dikkat edilecek bölge olması gerektiği anlaşılmaktadır. Bunlarla beraber, gemi boyunun kritik 90 m üzerinde olmamasından ve bunun yanında genişliğinin boyuna oranla fazla olmasından dolayı global boyuna mukavemet (boyuna eğilme momenti) açısından problem doğmayacağı ve global enine mukavemet ve özellikle güverte yapısı olmak üzere yerel mukavemet kontrolleri, bunların yanında yapısal tasarımı etkilemesi bakımından denizcilik analizleri gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın ilk aşamasında, söz konusu Doğu Karadeniz Tipi Gırgır Balık Avcı gemilerinin genel özellikleri, teknik özellikleri Trabzon-Çamburnu yöresi tersanelerinde yapılan saha çalışmaları kapsamında incelenmesi, gözlemlenmesi ve gerekli verilerin toplanması gerçekleştirilmiştir. Saha çalışmaları kapsamında, aynı zamanda gemi inşa ustası da olan tersane sahipleri ve balıkçı gemisi sahipleri reisler ile görüşülmesi ve gemilerin genel özelliklerinin yanında avcılık seyirleri ve avlanma sırasında karşılaştıkları, gemilerin maruz kaldığı zorlanmalar ile özellikle en fazla aktivitenin gerçekleştiği avlanma sürecinde güverte üstündeki işlemler hakkında tecrübelerinin dinlenmesi ve görüşlerinin alınması planlanmıştır.. Ardından, bilgisayar ortamında yapısal ve denizcilik analizlerinin yapılması amacıyla Habib Reis-4 gemisinin 3 boyutlu modeli oluşturulmuştur.

Çalışmanın ikinci aşamasında, Doğu Karadeniz için uygun dalga spektrumunu seçimi yapılarak, Ansys AQWA ile operasyon hızı olan 0 knot için denizcilik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yapısal elemanların kontrolü ve gemi boyutlarının artmasıyla inşa edilen yeni nesil gırgır balık avcı gemilerinde, bu yapısal değişimlerin etkileri, benzer şekilde 3 farklı boydaki gemilerin de analizleri ve kontrolleri yapılarak irdelenmiştir.

3.1. Denizcilik analizi (Ansys-Aqwa)

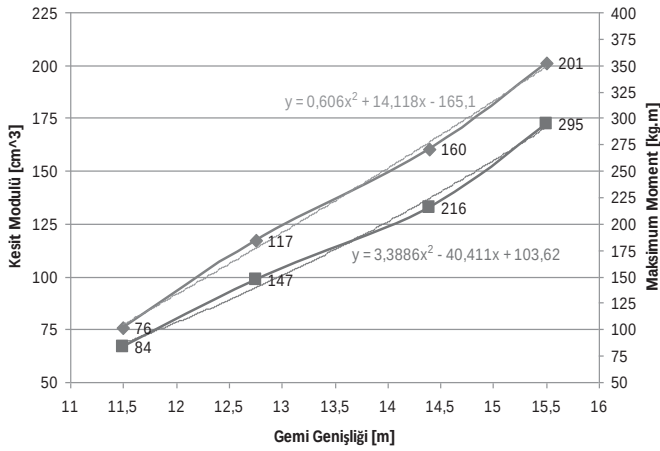
Balıkçı gemisinin denizcilik performansını belirleyebilmek için geminin operasyon esnasındaki hızı olan 0 knot hızındaki analizler gerçekleştirilmiştir. Dalga yönü olarak ise aynı şekilde 0^0 (kıç), 45^0 (kıç omuzluk), 45^0 (borda), 135^0 (baş omuzluk), 180^0 (baş) açıları seçilmiştir [2]. Geminin operasyon hızı olan 0 knot hızındaki dalıp çıkma, baş kıç vurma ve yalpa hareketlerine karşılık gelen transfer fonksiyonları elde edilmiştir. Doğu Karadeniz gibi kısıtlı denizlerde her bir deniz durumu için dalga spektrumu genel formda ITTC iki parametrelili dalga spektrumu ile temsil edilebilir [3].



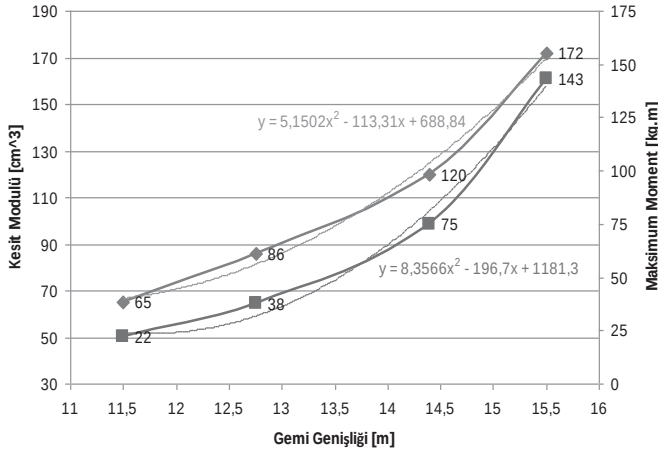
Şekil 3. Gemi hızı 0 knot, dalga yönü 45° için yalpa transfer fonksiyonu

3.2. Yapısal elemanların mukavemet kontrolü

İncelenmek üzere seçilen geminin orta kesit mukavemet kontrolü için geminin ortasındaki enine kesitinde enine çerçeveyi oluşturan döşek, posta ve kemerelerin Türk Loyduna göre boyutlandırılmaları yapılmış, geminin orijinal orta kesit elemanları ile karşılaştırılarak çerçeve yapı oluşturulmuş ve gemi gövdesinin maruz kalacağı yükler hesaplanmıştır. Etkiyen bu yüklerin meydana getirdiği eğilme momenti değerleri Cross Yöntemi ile belirlenmiştir. Moment dağılımları üzerinde maksimum değerler bulunarak kesit kontrolü yapılmıştır. Gemi enine orta kesit formu, hesaplamalarda kolaylık sağlamak ve aynı zamanda emniyeti sahada kalabilmek için 4 düz kirişten oluşan bir matematiksel modele dönüştürülmüştür [4]. Posta iki elemana ayrılmıştır. Ayrılma noktası olarak sintine dönüm kısmı seçilmiş ve bu kısma boyuna bir gördör konularak bu noktanın serbest mesnet olarak kabulü de yapılmıştır[4]. Yük olarak, başlangıç yükü ana dış dinamik yükün yanı sıra, gemiye güvertesinden etkiyen açık güverte yükü, bordasına yüklü su hattı altından ve üstünden etkiyen borda yükleri, dip kısımdan etkiyen dip yükü ve iç dip yükü modellenmiştir. Orta kesit elemanlarından kemereler, bordadan bordaya devamlı kirişlerdir. Kemerelerin tulanilerle birleştiği noktalar basit mesnet kabul edilebilirken, postaların rijitliklerinin kemerelere göre daha düşük olmasından dolayı bu birleşim noktaları yarı ankastre mesnet olarak ele alınmıştır. Borda postalarında ise döşeklerin rijitlik katsayısının postaların rijitliklerine göre büyük olmasından dolayı bu birleşim noktaları ankastre olarak ele alınmıştır. Postanın kemere ile birleştiği nokta ise kemerelerin rijitliğinin postalara göre küçük olmasından dolayı bu birleşim noktası serbest mesnetli olarak ele alınmıştır. Döşeklerin uç kısımları da, döşek levhalarına geçme veya bindirme olarak montajlandığı için ankastre mesnet olarak ele alınmıştır. Yük ve moment dağılımı, bu matematik model formu ve boyutlarına göre hesaplanmış, konstrüksiyon malzemesi olarak, saç kaplamalar için yüksek mukavemetli gemi inşa çeliği (akma-240N/mm²), kirişler için de eşdeğer teknik özelliklere sahip L ve lama profiller Türk Loydu kuralları çerçevesinde seçilerek kullanılmıştır. Gerçekleştirilen hesaplamalar benzer şekilde seçilen diğer üç gırgır balık avcı gemisine de uygulanmış ve sonuçlar grafiklerde özetlenmiştir [1].



Şekil 4. Kemere kesit modülü ve oluşan maksimum moment değerlerinin gemi genişliğine göre değişimi



Şekil 5. Posta kesit modülü ve dip kısmında oluşan maksimum moment değerlerinin gemi genişliğine göre değişimi

* Gemi boyu büyüdükçe kemere emniyet yüzdesinin yaklaşık sabit kalmış olması yani gereksiz yere daha büyük kesitli elemanlar kullanılmamış olması, posta emniyet yüzdesinin azalmasının yani daha küçük kesitli elemanlar kullanılmış olması, döşek emniyet yüzdesinin de kabul edilebilir düzeyde artışlar göstermesine rağmen postaların döşeklerden daha büyük boyutlu elemanlar oldukları düşünüldüğünde, halihazırda gereğinden ağır olan bu tip balık avcı gemilerinin, boy artışıyla beraber doğru orantılı olarak daha da

ağırlaştırılmadığını ve kullanılan malzeme ağırlığı açısından daha optimum seviyede olduğunu göstermektedir.

* Yapılan yapısal eleman analizinde, gemilerin güvertelerinde kemerelerin yarı genişlikte tek tülani ile desteklenmeleri halinde yeterli mukavemeti sağlayacakları belirlenmesine rağmen, orijinal üretimlerinde daha emniyetli olacağı düşünülerek çift tülani kullanılmış olması üretim maliyetini ve gemi ağırlığını artıran negatif etkili bir önlem olarak belirlenmiştir.

* Gemi genişliğine göre kemere ve posta kesit modüllerinin değişimini gösteren grafikler incelendiğinde, gemi genişliğindeki ortalama her bir metre artış, kemere kesit modülünün ortalama %35, posta kesit modülünün de ortalama %30 artış gözlemlenmiştir. Yine genişlik artışının büyüklüğüne göre bu yüzde artışı da büyümektedir.

4. Sonuçlar ve Öneriler

1- Yeni nesil Doğu Karadeniz tipi balıkçı gemilerinin 35 m ile 55 m boy aralığında, 11 m ile 15.6 m genişlik aralığında ana boyutlara sahip olduğu ve genişliklerinin aynı sınıf diğer ülke gemilerinden daha fazla olduğu belirlenmiştir.

2- Bununla beraber (L/B) oranlarının 2.8-3 değerlerine kadar düştüğü belirlenmiştir. Avrupa ve dünyadaki diğer bazı ülke balıkçı gemilerinde ise bu oran 4 ile 4.6 arasında değişmektedir. Düşen bu oranla beraber istenilen pozitif sonuçlar edilmiş ve ayrıca stabilite kabiliyetleri de artmıştır. Fakat, her türlü direnç bileşeni (dalga direnci, viskoz direnç) açısından değerler negatif etkilendiği için daha fazla güç gereksiniminin doğacağı ve yakıt sarfiyatının artacağı açıktır.

3- Ayrıca, Doğu Karadeniz tipi balıkçı gemilerinde yüksekliklerin (derinlik) genişliklere göre genelde daha küçük ve dolayısıyla genişlik-derinlik (B/D) oranlarının büyük olduğu belirlenmiştir. Avrupa ve dünyadaki diğer bazı ülke balıkçı gemilerinde bu oran 2.2 civarında iken Doğu Karadeniz tipi balıkçı gemilerinde genişlik-derinlik oranının 3.5 civarında olmaktadır. Geminin yüksekliğinin düşük değerlerde tutulmasının en önemli sebebi ağların denize atılıp av sonrası toplanmasının daha rahat gerçekleştirilmek istenmesidir.

4- Form özelliklerini inceleyecek olursak, Doğu Karadeniz tipi balıkçı gemilerini diğerlerinden ayıran en belirgin özelliğin profilden bakıldığında şiyer hattındaki 100-200 mm arasında değişen sehim bulunur. Bu sehim değeri diğer balıkçı ülkelerin gemilerine oranla çok kuvvetli ve belirgindir. Bu sehimden kaynaklanan şiyer kalkıntısı baş tarafta kış taraftakine göre daha fazladır. Şiyer hattının minimum değeri gemi ortasından kışa doğrudur. Bu durum şiddetli deniz şartlarında pozitif etkiden çok, baş bodoslamının güverteye yakın içe doğru kıvrılan bir hat çizmesi ile birlikte negatif etki doğurur ki, baş tarafın dalga içine girmesi ile güvertenin su dolması ve baş tarafın kalkıntısının iç bükeyliği sebebiyle baştan gelen dalgayı alttan alarak çok havalanması ile şiddetli dövünme hareketlerinin yaşanması, geminin global yapısını ve baş taraf yerel elemanlarını tehdit etmektedir.

5- Baş kış vurma ve yalpa hareketleri hidrostatik geri getirme etkisi nedeniyle uygun olmayan koşullarda kolayca rezonansa girebilmekte ve gemi gemisi için olumsuz etkiler yaratabilmektedir. Bu nedenle balıkçı gemisinin operasyon hızı (0 knot) irdelendiğinde deniz durumu 1-2-3-4 için baş kış vurma hareketi sorun teşkil etmemektedir. Fakat deniz

durumu 5-6 için kış, kış omuzluk, baş ve baş omuzluk yönlerindeki dalgalarda baş kış vurma hareketi kritik değer olan 2.00 RMS değerini geçmektedir. Yalpa hareketi irdelendiğinde geminin operasyon hızında dalgayı bordadan, baş ve kış omuzluktan almaması gerektiği anlaşılmaktadır. Çünkü deniz durumu 2-3-4-5-6 da yalpa hareketi kritik değer 6.00 RMS değerini geçmektedir. Dalgaların ortaya çıkardığı gemi hareketleri ve ivmelenmeler insanlar üzerinde olumsuz etki yapacaktır. Bu etki konforu bozacak ileri düzeyde deniz tutmalarına neden olacaktır. Bu bağlamda geminin düşey ivme değerinin belirlenmesi gerekmektedir. Balıkçı gemisinin 0 knot hızında deniz durumu-6 için bordadan gelen dalgalarda düşey ivme kritik değerini geçmektedir. Balıkçı gemisinin 4, 8 ve 12 knot hızlarında deniz durumu-6 için bordadan gelen dalgalarda düşey ivme kritik değerini geçmektedir. Balıkçı gemisinin 14 knot hızında deniz durumu-6 için kıçtan ve bordadan gelen dalgalarda düşey ivme kritik değerini geçmektedir.

6- Bunların yanında, Doğu Karadeniz tipi balıkçı gemilerini diğer gemilerden ayıran temel özelliklerden birisi olan, gemide balast tanklarının olmaması özelliği sebebiyle yüksüz durumdayken balbın (yumru başın) su üstüne çıkarak baştan gelen dalgayla gemiyi havaya kaldırması sonucu yine şiddetli dövümler oluşur.

7- Av yöntemi ve kullanılan makineler ile ekipmanlar dikkate alındığında, avlanma sırasındaki ani yalpa hareketleri geminin özellikle borda kısmı olmak üzere yapı elemanları üzerinde zorlanmalara sebep olacağı, ayrıca operasyonun başladığı ve bittiği yer olan güverte yapısının diğer bölgelerden daha fazla zorlanacağı ve yapısal olarak daha fazla dikkat edilecek bölge olması gerektiği anlaşılmıştır.

8- Türk Loydu kurallarına göre yapılan boyutlandırma ile geminin inşasında tercih edilen boyutlar kıyaslanmıştır. Enine çerçeveler arası mesafe kurallara göre 0.56 m yeterli iken emniyet katsayısını da hesaba kattığımız halde uygulamada 0.42 m'ye kadar düşürülerek kullanıldığı belirlenmiştir. Ayrıca, Loyd kurallarında hesaplanan sac kalınlıklarının yine uygulamada 1 mm artırıldığı belirlenmiştir. Açık denizlerde dövümlerden dolayı kaynak bağlantılarını esnemenin daha fazla koruyabilmek, mukavemeti artırmak amacıyla tercih edildiği belirlenen bu farklar geminin çelik gemisinin ağırlığının artmasına sebep olmaktadır. Fazladan 50 enine borda postası, 25 enine kemere ve 25 döşek kullanıldığı düşünüldüğünde, çelik gemi ağırlığının artacağı ve direnç, gerekli sevk gücü ve yakıt tüketimi değerlerinin de yükseleceği görülmektedir.

9- Gemiye kutu giriş olarak ele alıp mukavemet analizini en kritik yükleme durumuna göre yapılabilmesi için balık avcı gemisinin limandan ayrılış durumu göz önüne alınmıştır. Limandan ayrılış anında geminin uç noktalarındaki yakıt ve su tanklarının tam dolu olduğu ve tankların aksine gemi ortasındaki ambarların boş olduğu durum, boyuna mukavemet açısından maksimum eğilme momentinin oluşacağı durumdur.

10- Özellikle, boyuna mukavemete katılan elemanlar dikkate alınarak bakıldığında uygulamada hesap sonuçları çıkanlara göre daha mukavim elemanlar seçildiği belirlenmiştir. Sonuç olarak yapı elemanlarının yukarıda da vurgulandığı gibi, uygulamada, emniyet katsayısı hesaba katıldığı da düşünülürse gerekli olmadığı halde boyutlarında artıma gidildiği, enine çerçevelerin de daha sık aralıklarla yerleştirildiği ve gereksiz çelik gemi ağırlığı artışı olduğu görülmüştür.

11- Türk Loydu kurallarına dayalı olarak yapılan hesaplamalarda, gemilerin orta kesitlerini oluşturan enine çerçeve elemanlarının, boyuna kullanılan görder, tülani ve stringerlerin destekleri ile birlikte yeterli mukavemette olduğu, hatta belirlenen emniyet yüzdelerine bakıldığında fazlasıyla mukavim oldukları ve yine kural tabanlı tasarım yönteminin asgari

dayanımın üzerinde değerlerle boyutlandırma ortaya çıkardığı düşünüldüğünde, bu durumun gemilerin gereğinde fazla ağırlaşmasına, gemi su içerisinde daha fazla gireceği için dalga yapma enerjilerinin yani dalga dirençlerinin artmasına, seyir hızlarının azalmasına, hızı arttırmak için daha yüksek güçte ve ağırlıkta makinelere ihtiyaç duyulmasına ve yakıt tüketimlerinin artmasına sebep olmaktadır. Bundan sonraki üretimlerde, kullanılacak yapısal eleman boyutlandırmalarının bu analizler dikkate alınarak ve bir sonraki aşamada gerçekleştirilecek bilgisayar programı analizlerinin sonuçları ile kontrol edilerek yapılması, yüzer fabrika olarak nitelendirilebilecek balık avcı gemilerinin, orta ve uzun vadede, dayanım açısından hatasız ve güvenilir, üretim ve işletme maliyetleri (ağırlık ve yakıt tüketimi) açısından tasarruflu hale gelmelerine imkan sağlayacaktır.

12- Bunların yanında, çeşitli testlerin sonucunda oluşturulmuş ve sadeleştirilmiş birtakım ampirik formüllerden oluşan kurallara dayalı yapılan tasarımların gereksiz ağırlık oluşturmalarının ve uzun vadede maliyetlerini arttırmanın yanında başka handikapları da ortaya çıkmaktadır. Bunlardan en belirgin olanı da, diğer yapıların maruz kaldığı geleneksel yüklerle ek olarak su içerisinde dalga yükleri, kargo yükleri ve benzeri farklı, birbirleriyle etkileşimli karmaşık yüklerle maruz kalan yapıların optimum boyutlandırma limitlerinin tam olarak belirlenmesinde yetersiz kalacağıdır. Daha etkin ve gerçekçi bir tasarım için bilgisayar programı analizlerinden yararlanmak, bir başka deyişle, kural tabanlı tasarım yöntemleri yerine nihai mukavemet değerlerinin belirlenebildiği limit durumu tabanlı analizler yardımıyla oluşturulan tasarım yöntemlerine geçiş yapılmalı daha sonra da ilgili klas kuruluşlarının oluşturduğu bu kurallar ile karşılaştırma ve kontroller yapılmalıdır.

Teşekkür

Doğu Karadeniz Tipi Balıkçı gemilerinin denizcilik ve yapısal analizleri ile kontrollerinin yapıldığı bu çalışmayı, 2007.117.01.3 ve 2010.113.001.8 numaralı BAP projeleri ile maddi ve manevi olarak destekleyen Doğu Karadeniz Teknik Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Koordinasyon Birimine teşekkür ederiz.

Kaynaklar

- [1] Köse, E., Ölmez, H., Aksu, E., "Doğu Karadeniz Tipi Balıkçı Gemilerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Mukavemet Analizi Sonuç Raporu, KTÜ BAP Projesi, Proje Kod No: 2007.117.01.3, 2011.
- [2] Köse, E., Aksu, E., Ölmez, H., "Doğu Karadeniz Tipi Balıkçı Gemilerinin Denizcilik Analizi Sonuç Raporu, KTÜ BAP Projesi, Proje Kod No: 2010.113.001.8, 2012.
- [3] Sarıöz, E, "Gemi Hareket ve Manevraları Ders Notları", KTÜ, 2008.
- [4] Neşer, G., "Çelik Malzemeye İnşa Edilmiş Bir Balıkçı Gemisi Serisinin Türk Loydu Kurallarıyla Boyutlandırılmış Orta Kesit Elemanlarının Yapısal Analizi", E.Ü. Su Ürünleri Dergisi, Cilt 19, Sayı 1-2, s 197-203, 2002.

GEMİ YAŞAM DÖNGÜSÜ ANALİZİNDE ATIK YÖNETİMİ MODELİ

Levent BİLGİLİ¹ ve Uğur Buğra ÇELEBİ¹

ÖZET

Gemiler, dünyadaki ulaşım ve ticarete vazgeçilmez bir rol üstlenmektedir. Artmakta olan dünya nüfusu ve buna bağlı olarak gelişen ekonomilerin yeni talepleri nedeniyle deniz taşımacılığına olan ihtiyaç da hızla artmaktadır. Gemi yaşam döngüsü, inşa tersanelerinde üretim ile başlayıp, söküm tersanelerinde geminin geri dönüşümü ile biten ve gemi ömrü boyunca bakım onarım ile gemi işletme operasyonlarının yürütüldüğü bir süreçtir. Bu süreçte atık yönetimi felsefesi açısından incelendiğinde gemi imalatından başlayan süreçleri de içine alacak şekilde çevreye ve insan sağlığına zarar verebilecek operasyonların olduğu gözlemlenmiştir. Son yıllarda uluslararası kuralların geliştirilmeye başlanmasıyla, bu atık ve emisyonların azaltılması son derece önemli hale gelmiştir. Atık ve emisyonların azaltılmasında kullanılan yeni yaklaşımlardan en önemlisi Yaşam Döngüsü Analizi (Life Cycle Assessment-LCA)'dır. Yaşam Döngüsü Analizi, üretim ve kullanım süreçleri içerisinde tüketimi azaltarak zararlı etkileri azaltmayı amaçlayan yeni bir yaklaşımdır. LCA, bir gemi için atık yönetimi açısından incelendiğinde, hammadde aşamasından söküm aşamasına kadar, geminin tüm yaşamı boyunca geçirdiği aşamaları irdeler ve tüm üretim süreçlerinde harcanan enerjiyi, kullanılan malzeme miktarını azaltmak ve operasyonlar sırasında oluşan emisyonların minimize edebilmek için kullanılır. Bu çalışmada LCA yöntemi ve aşamaları incelenmiş ve yöntemin atık yönetim performansı oluşturacak bir modeli sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Yaşam Döngüsü Analizi, gemi emisyonu, gemi geri dönüşümü, gemi operasyonu, atık yönetimi

1.Giriş

Gemi inşası, bilinen en eski üretim yöntemlerinden biridir. Deniz taşıtları, gerek ticari gerekse askeri alanlarda geniş çaplı olarak kullanılmış ve dünya ticaretinin belkemiğini oluşturmıştır.

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Bölümü, Tel: 0212 383 28 48, e-posta: lbilgili@yildiz.edu.tr; ucelebi@yildiz.edu.tr

Dünya ekonomisi, deniz taşımacılığı ve buna bağlı gemi imalatı sektörü ile çok yakın ilişkilidir. Birleşmiş Milletler Ticaret ve Kalkınma Konferansı'nın (UNCTAD) tahminine göre dünya deniz ticareti, 2010'da 1970'teki durumuna kıyasla % 300'den fazla artış göstererek 8.408 milyar tona ulaşacaktır. Ticaret hacminin 2011'de ise 8.879 milyar tona ulaşması beklenmektedir [1].

Her yıl 3,5 milyar tonluk yük Avrupa limanlarında yüklenmekte ve boşaltılmakta ve birliğin dış ticaretinin yaklaşık % 90'ı birlik limanlarından geçmektedir. Dünya toplam tonajının % 25'i Avrupa bayraklı olup gemicilik, liman faaliyetleri ve gemi inşa sektörlerinin birlik toplam gayrisafi yurtiçi hasılasının % 2'sinden fazlasını oluşturmaktadır. Avrupa Birliği (AB) ülkelerine bağlı denizcilik şirketleri dünya toplam ticaret filosunun % 40'ını oluşturmakta ve Avrupa limanları tarafından kontrol edilen yük miktarı da gittikçe artmaktadır: Limanlarda gerçekleşen konteyner trafiğinin hacmi geçtiğimiz yıllarda ikiye katlanmıştır [2].

Gemi inşaatı emek yoğun ve pek çok endüstriyel kolun ortak çalışmasını gerektiren, hammadde tüketimi fazla olan bir sektördür. Buna ek olarak, işletme süreçleri boyunca yolcu ve yük taşıdıklarından dolayı gemiler yıllık olarak büyük miktarlarda katı, sıvı, gaz formlarında atık üretirler.

Yapılan bir çalışmada 2000-3000 yolcu kapasiteli bir yolcu gemisinin günlük 1000 ton civarında atık bıraktığı bulunmuştur. Bu atıklar içinde 550-800 ton gri su, 100-115ton siyah su, 13-26 ton sintine suyu, 7-10ton katı atık ve 60-100 ton zehirli atık bulunur. Bu da dünyadaki yolcu gemileri yıllık toplam 182.000 ton civarında atık bıraktığı anlamına gelir. Bu gemiler plastik kutular, karton, paket atıkları, sintine suyu, atık sular ve pil, zehirli sıvılar, boya atıkları, kullanılmayan ya da süresi geçmiş ilaçlar gibi çevreye zararlı atıklar gibi çeşitli tipte atıkları sürekli olarak denize boşaltmaktadır. Plastikler, kâğıtlar, karton ve yemek atıkları gibi yanıcı maddeler yakılıp külleri denize bırakılabilir [2]. Operasyon aşamasının yanı sıra geri dönüşüm ve üretim aşamaları da diğer atık üreten aşamalardır. Bir ürünün Yaşam Döngüsü Analizi (LCA), ürünün tüm yaşam süresi göz önünde bulundurulmak üzere; ürünü tanımlamak, değerlendirmek, üretim aşamasında harcanan enerjiyi ve çevreye olan zararları minimuma indirmek için kullanılır. LCA yöntemi ürünün ham madde aşamasından lojistik, üretim, işletme ve söküm aşamalarını içeren, yaşamı boyunca çevreye yaptığı etkileri inceleyen sistematik bir yöntemdir. LCA temelde üç temel amaca hizmet eder: (1) enerji tüketimini minimize etme, (2) çevreye olan etkileri minimize etme, (3) kullanılan malzemelerin etkinliğinin değerlendirilmesi. LCA yöntemi özellikle atık yönetimi sektöründe hızla artan bir kullanım alanına sahiptir. Bu yöntem ayrıca kentsel alanlarda kullanılan atık yönetimi sistemlerinin çevreye olan potansiyel etkilerini incelemekte de başarıyla kullanılmıştır [3].

LCA, çevreye daha duyarlı dizayn ile başlayan üretim süreçlerinin iyileştirilmesi, çevreci ürünler üretilmesi ve kullanılması, mevcut kaynakların daha etkin kullanılması sonucu daha iyi atık yönetim sistemlerinin geliştirilmesi konularında kullanılmaktadır.

2. Gemiler İçin Yaşam Döngüsü Analizi'nin İncelenmesi

Ağır sanayi olarak kabul edilen gemi imalatı sektörü gerek hammadde gerekse üretim prosesleri açısından değerlendirildiğinde, uygulanan üretim proseslerinin tümüne yakını kirletici olarak çevre ve insan sağlığına etki etmektedir. Tersanelerde, gemi üretimi ve onarımında kullanılan süreçler pek çok tipte katı, sıvı ve gaz kirletici atık maddeler üretmektedir. Üretim aşamasında büyük miktarda ve çeşitli tiplerde malzeme kullanıldığından ve bir geminin kullanım ömrünün görece uzun olmasından dolayı gemi inşa sektöründe atık yönetimi açısından iyi bir LCA süreci uygulanmalıdır. LCA süreci aşağıdaki gibi dört kısma ayrılabilir:

- (1) Dizayn ve Üretim
- (2) Operasyon
- (3) Bakım-Onarım
- (4) Geri Dönüşüm

2.1 Dizayn ve Üretim

Bütünsel bir gemi dizaynı yaklaşımı, aşağıdaki temel konuları kapsamalıdır [3].

- Uluslararası Denizcilik Organizasyonu (IMO) ve diğer uluslararası sözleşmeler
- Yasal gereklilikler
- Klaslama kuruluşlarının koşulları
- Ulusal ve uluslararası güvenlik kuralları
- Performans
- Malzemelerin akılcı kullanımı
- Enerji tüketiminin minimizasyonu
- Daha temiz üretim süreci
- Çevresel etkilerin azaltılması
- Katı atıkların azaltılması
- Söküm sürecinde oluşan zararların azaltılması

Gemi üretim süreci, genel olarak emisyon şeklinde adlandırılacak katı, sıvı ve gaz atıkların çıkmasına neden olur. Bu emisyonlar, çevreye ve insan sağlığına verdikleri zarardan dolayı tehlikeli atıklar olarak adlandırılır. Gemi inşa projesinin başlangıcında, ön dizayn ve detay dizayn aşamalarında bu tip atıkların önlenmesine yönelik çalışmalar yapılması en iyi çözüm olabilir. Alternatif çözümler olarak, kullanılan malzeme miktarının azaltılması, emisyon azaltıcı alternatif üretim yöntemlerinin benimsenmesi, mühendislik ve yönetim süreçlerinin iyileştirilmesi, bazı malzemelerin yeniden kullanımı, zehirli kimyasalların yerine aynı işleve sahip başka maddelerin kullanılması örnek gösterilebilir. Kaynak, boya ve raspa süreçleri, işlem sonucunda oluşan uçucu organik bileşikler gibi işlemin yapıldığı ortamda kalıcı olabilen maddeler nedeniyle işçi sağlığı üzerinde doğrudan etkiye sahiptir.

Yaşam Döngüsü Analizi'nin gemi üretimi ve gemi onarımı basamaklarında etkin bir atık yönetimi modeli için raspa atıklarının minimize edilmesi gerekmektedir. Yapılan son

çalışmalarda atıkların çevre ve insan sağlığı üzerine olan etkileri yüzey hazırlamada daha sağlıklı alternatif yöntemler aramaya itmiştir.

Kaynak işlemlerinin çevre ve insana verdiği zararların azaltılmasını sağlanması ve üretimin kalitesinin artması için kaynak teknolojilerinde yeni teknolojilerin kullanılması sağlanmalıdır. Boyama proseslerinin atölyelerde uygulanması sırasında küçük parçalar için sprey kabinleri, büyük parçalar ve bloklar için havalandırılması sağlanmış boyama holleri kullanılmalıdır. VOC salınımını düşürebilmek için transfer etkisi yüksek boyalar kullanılmalı ya da üretilmelidir. Teknolojinin gelişmesine bağlı olarak geleneksel sprey donanımlarından teknolojik sprey sistemlerine geçiş sağlanmalıdır. Gemi onarımında boyaların sökülmesinden sonra yapılan yıkama işlemlerinden çıkan atık suların arıtılması için arıtım sistemleri kullanılmalıdır.

Tersanelerde zararlı ve kirlетici atıkların oluşmasıyla sonuçlanan çeşitli üretim süreçleri mevcuttur. Tersaneler genellikle gemi inşa ve gemi onarım olmak üzere iki alt kısma ayrılırlar [4]. Gemi inşa ve onarım endüstrisi yüzey hazırlama, boyama ve kaplama, metal işleme operasyonları, yüzey temizleme, kaynak ve kesme operasyonları gibi çeşitli işlemlerin birleşiminden meydana gelir. Bu süreçler, çeşitli ürünler ve hammaddelerle başlar ve değişik türdeki atıkların ve kirlетicilerin (katı, sıvı, gaz) üretimiyle sonuçlanır [5].

2.2 Operasyon/Bakım ve Onarım

Operasyon aşaması bir geminin yaşam döngüsünde en çok emisyon açığa çıkardığı ve en çok enerji harcadığı aşama olduğundan LCA özellikle bu aşamaya yoğunlaşmalıdır. Gemi emisyonları iki ana bölüme ayrılır: Havaya olan emisyonlar ve suya olan emisyonlar. Havaya olan emisyonlar karbon dioksit (CO₂), karbon monoksit (CO), azot oksitler (NO_x), kükürt oksitler (SO_x), parçacıklı madde (PM) ve siyah karbon (BC); suya olan emisyonlar ise çöp, katı atıklar, sintine suyu, gri ve siyah su ile balast suyunu içerir.

Havaya olan bu emisyonlar küresel ısınmanın başlıca nedenidir. Gemilerin, dünyadaki toplam CO₂ üretiminin % 2-4'üne denk gelen [6] 943,5 milyon ton CO₂ ürettikleri tahmin edilmektedir [7]. Geçmiş çalışmalar göstermektedir ki uluslararası denizcilik sektörü, 6,87 Tg civarında NO_x üretiminden sorumludur [8]. Bu da toplam NO_x üretiminin % 10-15 kadarının gemi kaynaklı olduğunu göstermektedir [9;10]. SO_x emisyonları yakıt içindeki kükürt miktarına bağlı olarak değişir. Uluslararası deniz ticaret filoları, toplam dünya üretiminin % 5-8'ine denk gelen 6,49 Tg civarında SO_x üretiminden sorumludur [8]. Küresel denizcilik faaliyetleri BC emisyonlarının % 1,7'sinden sorumludur [10] ve gemi kökenli PM emisyonlarının 0,9-1,7 milyon ton arasında olduğu tahmin edilmektedir [11].

Sayılan bu emisyonların tamamı operasyon sırasında meydana gelmektedir. LCA yaklaşımı ile çevreye zararlı etkileri olan bu emisyonların azaltılması sağlanabilmektedir.

2.3 Geri Dönüşüm

Gemi geri dönüşümü bir geminin yaşam döngüsünün son aşamasıdır; fakat başka malzemelerin yaşam döngülerinin de ilk aşamasını oluşturur. Gemi sökümü ve geri dönüşümü, azımsanmayacak boyutlarda ekonomik kazanç getirirken çevresel performans

üzerinde de önemli pozitif etkilere sahiptir. Özellikle atık yönetimi konusunda uygulanacak LCA yöntemi, elde edilen kazanımları daha verimli hale getirecektir.

Bir geminin pek çok parçası geri dönüştürülebilir olduğundan bu süreç geminin yaşam döngüsü içinde önemli bir yere sahiptir. Geri dönüşüm sırasında açığa çıkanraspa atıkları, sökülen maddeler ve diğer metaller, boya ve çözücü ekipmanları, aşındırıcılar, soğutucu yağlar gibi malzemeler yüzünden hava, su ve toprak kirliliği meydana gelir. Özellikle yaşlı gemiler asbest gibi çok zararlı maddeler ihtiva edebilir [12].

IMO gemi geri dönüşümü konusunda Mart 2000’de toplanan 44. Deniz Çevresini Koruma Komitesi (MEPC) oturumunda çalışmaya başlamıştır. IMO tarafından alınan Karar A.980 (24) gemi inşa şirketleri, bayrak, liman ve geri dönüşüm hizmetleri sunan devletleri, uluslararası organizasyonları ve gemi sahipleri, gemi inşa, onarım ve geri dönüşüm tersaneleri gibi sektörün içinde bulunan birimlere tavsiye sunmak amacıyla hazırlanmıştır [13].

Hong Kong Sözleşmesi, söküm aşamasındaki asbest, ağır metaller, hidrokarbonlar ve ozon tabakası için zararlı olan maddeler içeren gemileri de kapsayacak şekilde geri dönüştürülmek üzere tersanelere gelen tüm gemileri ilgilendirmektedir. Sözleşmeye göre tersaneler, sökülecek olan gemilerin envanter ve tipik özelliklerine bağlı olmak üzere, ‘Gemi Geri Dönüşüm Planı’nı sağlamak durumundadırlar [14].

Hong Kong Sözleşmesi, gemi geri dönüşüm sektörüne çevreci bir yaklaşımla oluşturulan kapsamlı bir giriş olma niteliği taşır. Sözleşme, geri dönüşüm sürecinde oluşabilecek atıkları önleme, azaltma ve mümkünse sıfırlama amacını taşır. Sözleşme aynı zamanda gemilerin operasyon ve geri dönüşüm aşamaları için sorvey, inceleme ve sertifikalandırma süreçlerini de düzenlemektedir. Bu yeni ve kapsamlı düzenlemelere karşın, Hong Kong Sözleşmesi, yalnızca 500 gros ton ve üzeri gemileri kapsadığından dolayı dünya denizlerinde hizmet vermekte olan gemilerin yaklaşık yarısını kapsamamakta ve bu yüzden daha kapsamlı bir şekilde gözden geçirilmesi gerekmektedir [15].

3. Gemi Yaşam Döngüsü Analizi Atık Yönetim Modeli

LCA kapsamında atık yönetimi kitabı oluşturulmalı ve çalışan tüm sistemlerin her bir parçasının, atık envanteri çıkarılmalıdır. Atık envanterinde, parçanın hangi sıklıkla değişeceği, değişen parçanın fiziksel ve kimyasal özellikleri, bertaraf edilme, yeniden kullanım veya geri kazanım durumları belirlenmelidir. Bakım onarıma gelen gemilerde ömrü dolan ya da arızalanan tüm parçalar için atık yönetimi prosedürleri uygulanmalıdır.

LCA yaklaşımı, gemi inşa sektöründe geminin tüm yaşam döngüsü boyunca tasarruf sağlayabilmek için kullanılır. Bu durum, aşağıdaki şekilde gösterilmiştir:



Şekil 1. LCA Döngüsü

LCA’da dizayn ve üretim aşamasında, etkin bir atık yönetim modeli kurulması gerekmektedir. İmalat süreçlerine bakıldığında en çok atık çıkaran süreçler arasında, kaynak, raspa ve boyama süreçleri gelmektedir. Bu süreçlerin atıklarının minimize edilmesi, yeniden kullanım ve geri kazanım opsiyonlarının değerlendirilmesi LCA açısından oldukça önemlidir.

Geleneksel raspa yöntemlerine alternatif olacak yöntemlerin başında kuru buz raspası gelmektedir. Kuru buzun aşındırıcı olarak kullanılması çevresel gereksinimler ve geri dönüşüm ile atıkların ayrıştırılması konusunda sağladığı avantajları nedeniyle önem kazanmaktadır. Teknolojideki gelişmelerle geri dönüşümlü cam aşındırıcıların raspa işlemlerinde kullanılan cüruf ya da mineral aşındırıcılara alternatif olmaya başladığı bir gerçektir. Kapalı çevrim raspa sistemleri otomasyon sistemleri sayesinde etkin bir atık yönetimi sağlamaktadır.

İşçilerin dumana maruz kalmalarının azaltılması için kurallara uygun olarak kişisel koruyucu donanımlar eksiksiz olarak kullanılmalıdır. Avantajları yüksek hız, güvenilirlik, düşük ısı etki olan lazer kaynak teknolojisindeki gelişmeler takip edilerek tersanelere uygulama alanları yaratılmalıdır.

Gemi üretiminde en çok kullanılan yüzey hazırlama yöntemi aşındırıcı raspadır. Raspa işlemi sonrasında katı, sıvı ve gaz formunda çevre ve insan sağlığına etkileri olan kirleticiler açığa çıkmaktadır. Boya ve raspa yapılacak yüzeyin gemideki konumuna, kirleticilerin ve malzemelerin tipine göre değişik tipte yüzey hazırlama teknikleri uygulanmaktadır [16]. Tersanelerde üretilen tehlikeli atıkların en büyük bölümünü boya atıklarının oluşturduğu tahmin edilmektedir. Herhangi bir tersanede oluşan atıkların yarısından fazlasını boya atıkları oluşturabilir. Deniz boyalarında boyayı inceltmek ve temizlemek için kullanılan organik çözücüler de toluen, etil benzen, ksilen, metil etil keton, etilen glikol, n-

hekzan ve aseton içerebilir [17]. Organik çözücüler, yağlama yağı, petrol, cila, boya ve kauçuk gibi maddelerin çözülmesi ve yayılmasında yaygın olarak kullanılır. Paslanmaz çelik kaynak sürecinde oluşan kaynak dumanı, % 20 oranında krom ve % 10 oranında nikel bileşenleri içerir. Karbon monoksit, ozon ve azot oksit gibi tahriş edici gazlar da kaynak işlemi sonucu oluşan diğer gazlardır [18].

Yıkayıcı (scrubber) kullanımı özellikle SO₂ ve PM emisyonlarında önemli azalmalar sağlamaktadır. Egzoz gazı yıkayıcıları gaz içeriğinde bulunan SO_x emisyonlarının büyük kısmını temizlerken PM emisyonlarında azımsanmayacak azalimler sağlar. Gemilerde SO_x emisyonlarını nötralize etmek için deniz suyu, tatlı su ya da kimyasalların kullanıldığı çeşitli yöntemler uygulanmaktadır [19]. Yıkayıcılar deniz suyunun yardımıyla ya da kimyasal katkılarıyla oluşturulan kapalı çevrim sistemi içinde çalışabilir. Yıkayıcılar sayesinde SO₂ emisyonlarının % 85 oranında azaldığı gözlenmiştir [20].

Gemi onarımında gemi havuza geldiği zaman balast, sintine ve yakıt tankları tamamen boşaltılarak tersane portatif tanklarına alınmalıdır. Tersanede atık yönetim prosedürlerine uygun olarak bertaraf işlemleri uygulanmalıdır.

3. Sonuç

LCA atık yönetimi modeli ile mevcut süreçlerin alternatif malzemeler ve alternatif üretim yöntemleri ile değiştirilerek çevreye ve insana karşı etkilerin azaltılması sağlanmaktadır. Bununla birlikte atık kaynağında azaltılarak, üretim, bakım, onarım, işletme maliyetleri de düşürecektir süreç performanslarının oluşturulması sağlanacaktır.

Yaşam Döngüsü Analizi (LCA) herhangi bir ürün için sarf edilen malzeme miktarlarını ve dolayısıyla olası zararlı etkileri kesin olarak belirlemek için geliştirilen ve kullanılan bir yaklaşımdır. LCA yöntemi, bir ürünün hammadde aşamasından elden çıkarma aşamasına kadar olan tüm aşamalarını içerir ve şirketler tarafından daha çevreci ürünler üretmek ve üretim esnasında tasarruf sağlamak amacıyla kullanılır.

Yaşam Döngüsü Analizi, gemi inşa ve onarım şirketleri tarafından enerji tüketimini ve üretim sürecinde oluşabilecek zararlı çevresel etkileri azaltmak için kullanılabilir. Bu sayede kaynaklardan daha çok verim elde edilebilir. Çevresel etkilerin azalmasının yanında rasyonel kaynak kullanımı sayesinde ekonomik yarar da sağlanır. LCA sayesinde gemi güvenliği, ekonomi, enerji verimliliği, çevresel performans ve gemi sökümü bir bütün olarak ele alınıp işlenebilir ve böylece birbirinden zaman olarak çok uzakta olan bu aşamalar, henüz dizayn aşamasında tek bir zaman dilimindeymiş gibi irdelenebilir. Bu sayede olası tehlikeli durumlar önceden fark edilip önlem alınabilir.

Referanslar

[1] United Nations Conference on Trade and Development (UNCTAD), 2011. Review of Maritime Transport.

[2] Zuin S., Belac E., Marzi B., 2009. Life cycle assessment of ship-generated waste management of Luka Koper, Waste Management, Vol. 29, pp. 3039-3046

[3] Shama M.A., 2005. Life cycle assessment of ships, Maritime Transportation and Exploitation of Ocean and Coastal Resources, Taylor & Francis Group, London, ISBN 0 415 39036 2

[4] Celebi U.B., Akanlar F.T., Vardar N., 2010. Multimedia Pollutant Sources and Their Effects on the Environment and Waste Management Practice in Turkish Shipyards GLOBAL WARMING Green Energy and Technology, 2010, 579-590, DOI: 10.1007/978-1-4419-1017-2_39

[5] Akanlar F.T., Celebi U.B., Vardar N., 2009a. The Importance of Wastewater Treatment in Shipbuilding Industry Global Conference on Global Warming-2009 (GCGW-09) 6-9 July, Istanbul, Turkey

[6] Tzannatos E., 2010. Ship emissions and their externalities for Greece, Atmospheric Environment, Vol. 44, pp. 2194-2202

[7] Psaraftis H.N., Kontovas, C.A., 2009. CO₂ emission Statistics for the world Commercial fleet. WMU Journal of Maritime Affairs 8, 1-25

[8] Corbett J.J., Kohler H.W., 2003. Updated emission from ocean shipping. Journal of Geophysical Research 108 (D20), 4650

[9] Lawrance M. G., Crutzen P.J., 1999. Influence of NO_x emissions from ships on tropospheric photochemistry and climate. Nature 402, 167-170

[10] Eyring V., Köhler H.W., van Aardenne J., Lauer A., Lemper B. Emissions from international shipping over the last 50 years and future scenarios until 2050

[11] Endresen Ø., Sørsgard E., Sundet J.K., Dalsøren S.B., Isaksen I.S.A., Berglen T.F., et al., 2003. Emission from international sea transportation and environmental impact. Journal of Geophysics Research, 108: D17

[12] Celebi U.B., Safa A., Kultur M., 2011. Environmental effects of ship breaking and recycling, 1st International Conference on Maritime Technology and Engineering, MARTECH 2011

[13] <http://www.imo.org/OurWork/Environment/ShipRecycling/Pages/Default.aspx#4>

[14] IMO, 2011.
<http://www.imo.org/ourwork/environment/shiprecycling/pages/Default.aspx>

[15] Chang Y.C., Wang N., Durak O.S., 2010. Ship recycling and marine pollution. Marine Pollution Bulletin Vol. 60 pp. 1390-1396.

- [16] Akanlar F.T., Celebi U.B., Vardar N. 2009b. Cost and Benefit Analysis of Dry Ice Blasting for Environmental Friendly Shipyards Global Conference on Global Warming- (2009b) (GCGW-09) 6-9 July 2009, Istanbul, Turkey
- [17] Celebi U.B., Vardar N. 2008. Investigation of VOC Emissions from Indoor and Outdoor Painting Processes in Shipyards', *Atmospheric Environment*, 42(22):5685-5695
- [18] Celebi U.B., Akanlar F.T., Vardar N., 2009. Chemicals and Hazardous Wastes Generated by Shipyard Production and Their Effects on Human Health at Workplace, *Fresenius Environmental Bulletin*, PSP Volume 18 – No 10. 2009, pp:1901-1908
- [19] Goldsworthy L., 2010. Exhaust Emissions from Ship Engines-Significance, Regulations, Control Technologies. *Australian and New Zealand Maritime Law Journal* Vol 24, No 1.
- [20] Green Ship Technology Book, 2010. EMEC

ENERJİ DENGESİ YAKLAŞIMINA DAYALI BİR STABİLİTE DEĞERLENDİRMESİ

Ahmet Dursun ALKAN¹

ÖZET

Bu çalışmada IMO hasarsız stabilite kriterleri karşısında dalga ve rüzgar etkilerinin dikkate alındığı iş/enerji dengesi ilkesine dayanan bir stabilite değerlendirmesi üzerinde durulmaktadır. 1850 yılında Moseley tarafından öne sürülmüş olan enerji dengesi yaklaşımı, gemi stabilite probleminde dış kuvvetlerin enerjisi ile geminin verdiği toplam karşılık olan doğrultma enerjisinin dengesini temel almaktadır. Dalga ve rüzgar etkileri içerisinde geminin $GZ-\phi$ eğirisinin zamana bağlı değişiminin modellendiği enerji dengesi yaklaşımı stabilite hesaplamalarına güvenilirlik sağlamaktadır. Bu ilkeden yola çıkılarak küçük tekneler için enerji dengesi ilkesine göre geliştirilmiş bir stabilite modeli ele alınarak modelin uygulamasından elde edilen sonuçlar üzerinde durulmaktadır.

Anahtar Kelimeler: gemi, hasarsız stabilite, enerji dengesi, kritik yalpa

1. Giriş

Bu çalışmada IMO hasarsız stabilite kriterleri karşısında dalga ve rüzgar etkilerinin dikkate alındığı iş/enerji dengesi ilkesine dayanan bir stabilite değerlendirmesi üzerinde durulmaktadır. İlk defa 1850 yılında Moseley [1] tarafından öne sürülen gemi stabilitesinde enerji dengesi yaklaşımı gemilerin stabilite probleminde dış kuvvetlerin enerjisi ile geminin verdiği karşılık

¹ Yıldız Teknik Üniversitesi Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Müh. Böl., 34349 Beşiktaş, İstanbul
e-posta: alkanad@yildiz.edu.tr

olan doğrultma enerjisinin dengesini temel almaktadır. Dalga ve rüzgar etkileri içerisinde geminin $GZ-\phi$ eğrisinin zamana bağlı değişiminin modellendiği enerji dengesi yaklaşımı stabilite hesaplamalarına güvenilirlik sağlamaktadır. Enerji dengesi ilkesine göre Kuo ve arkadaşları [2] tarafından geliştirilmiş stabilite yaklaşımı ele alınarak bu yaklaşımın küçük tekneler uygulamasından elde edilen sonuçlar üzerinde durulacaktır. Halen IMO tarafından enerji dengesi ilkesinin temel alındığı güvenli stabilitenin belirlenmesi konusunda yoğun çalışmalar yapıldığı bilinmektedir. Bununla birlikte değişik gemi tipleri, işletme ve çevre şartlarının oluşturduğu geniş çerçevede kriter/standart geliştirebilme açısından zorluklar bulunmaktadır.

2. Enerji Dengesi Yaklaşımı

Kuo ve diğ. [2] tarafından geliştirilen enerji dengesi yaklaşımı zamana bağlı yalpa hareketini karşılayıcı momentin; gemi su üstü formunun izdüşümüne etkiyen rüzgar, baş, kıç ve omuzluklardan alınan dalga durumları ve yükleme şartlarına bağlı olarak incelenmesi temeline dayanmaktadır. Dalga boyunun hesaplamalarda gemi boyuna eşit olduğu ve geminin karşılaşma frekansının geminin kritik yalpa frekansına eşit alınması ile maksimum yarım yalpa periyodunun, yalpanın geminin rüzgar yönüne yaptığı bir açı ile rüzgar arkasına maksimum yaptığı bir yalpa açısı arasında olduğu kabul edilmiştir. Maksimum yarım yalpa sürecinde minimum doğrultucu moment eğrisi, trimsiz durumda, gemiye göre her bir dalga konumu dikkate alınarak ilgili meyil açıları için hesaplanmaktadır. Stabilite karakteristiğini gösteren $GZ(\phi, t)$ eğrisi, sinüs fonksiyonuna uyan dalgalarda zamana bağlı yalpa doğrultucu moment kolunu temsil etmektedir. Bunu izleyen aşamada enerji dengesi hesabı, sönüm ve rüzgar etkilerinin de hesaba katılmasıyla Moseley'in İş/Enerji Dengesi yöntemi yardımıyla yapılır ve doğrultucu moment ile zorlayıcı momentler arasındaki fark olarak tanımlanan 'net alan' elde edilmektedir. Zamanın fonksiyonu olarak pozitif yüzde net alan eğrisi çizildiğinde, bu eğri geminin devrilmeye karşı emniyetliliğinin bir ölçüsü olmaktadır.

2.1. Yalpa hareket denklemi

Stabilite açısından oluşabilecek tüm kritik halleri verebilmesi için yalpa hareketinin genel denklemi dikkate alınmaktadır. Buna göre teorik yönden öneme sahip ve hesaplanabilen terimleri içeren bir yalpa hareket denklemi [2] genel halde

$$I\ddot{\phi} + D(\phi, \dot{\phi}) + M_r(t) = M_e(V, t) + W(\phi) + M_L(t) + M_{RB}(t) \quad (1)$$

dir. Burada ϕ yalpa açısını, I gemi ve ek-su kütlesi dahil olmak üzere yalpa eksenine göre toplam kütle atalet momentini, $D(\phi, \dot{\phi})$ doğrusal olmayan sönüm terimini, $M_r(t)$ yalpa doğrultma

momentini, $M_e(V, t)$ V gemi ilerleme hızında 6 serbestlik dereceli birleşik gemi hareketinin fonksiyonu olan zorlayıcı dalga momentini, $W(\phi)$ rüzgar meyil momentini, $M_L(t)$ pervane ve dümen kuvvetleri ve güverteye giren su ve benzeri kuvvetlerin oluşturduğu bir momenti ve $M_{RB}(t)$, rijit gemi gövdesindeki birleşik hareketlerin dinamik etkilerini gösteren zorlayıcı bir momenttir.

Denklem (1), stabiliteyi etkileyen kış ve baş omuzluk dalgalarının en tehlikeli halleri oluşturduğu kabulü ile küçük karşılaşma frekanslarında dinamik kuvvetlerin hidrostatik kuvvetlere nazaran ihmal edilmesi ve ayrıca tek serbestlik dereceli olarak düzenlenerek basit bir yalpa denklemi haline getirildiğinde

$$I\ddot{\phi} + C_e\dot{\phi} + g \Delta GZ(\phi, t) = W(\phi) \quad (2)$$

elde edilir[2]. Burada C_e eşdeğer doğrusal sönüm katsayısını, g yerçekimi ivmesini ve Δ geminin deplasman kuvvetini göstermektedir. Denklem (2) dalıp-çıkma ve baş-kış vurma hareketleri ile dalga zorlamasının konuma bağlı bileşke halini içermektedir. Güverteyi basan su, dümen ve pervane kuvvetleri gibi diğer dış momentler açık halde özel kriterlere göre hesaplanabildiği gibi zorlayıcı bu kuvvetlerin ölçeklendirilebileceği önerilmiştir[2].

2.1. Dalga ve Rüzgar etkisinde İş/Enerji dengesi

Burada incelenen yaklaşımda, stabilite düzeyinin ölçülebilir bir halde türetilmesi için Moseley [1] tarafından önerilen dinamik stabilite kuramı kullanılmaktadır. Stabilite denklemindeki momentler zaman (t), yalpa açısı (ϕ) ve yalpa hızına ($\dot{\phi}$) bağlıdır. Denklem (2)'nin Şekil 1'de gösterilen kritik yalpa yarımlarını (iskele veya sancak taraftaki salınım) boyunca integrali alınması ile dalga zorlamasından dolayı geminin rüzgar tarafına yaptığı yalpa açısı ϕ_1 hesaplanmaktadır[2]:

$$\frac{1}{2}\dot{\phi}^2 + \int_{\phi_1}^{\phi_2} [C_e\dot{\phi} + g \Delta GZ(\phi, t) - W(\phi)] d\phi = 0. \quad (3)$$

Kritik yarımlar yalpa salınımı zamana bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

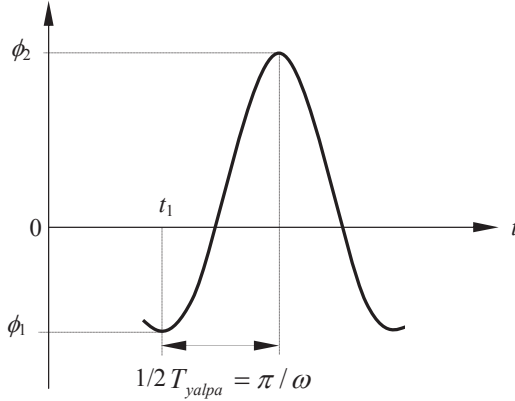
$$\phi(t) = \frac{1}{2}(\phi_1 + \phi_2) + \frac{1}{2}(\phi_1 - \phi_2)\cos[\omega(t - t_1)]. \quad (4)$$

Denklem (2) kritik yalpa salınımı boyunca ($t_1 \leq t \leq t_1 + \pi / \omega$) yazılırsa

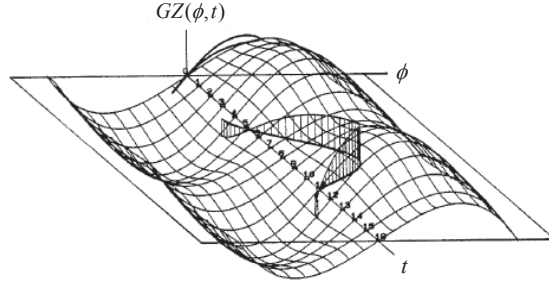
$$F(\phi_1, \phi_2) = \int_{t_1}^{t_1 + \pi/\omega} [C_e \dot{\phi} + g \Delta GZ(\phi, t) - W(\phi)] \dot{\phi} d\phi = 0 \quad (5)$$

elde edilir. Burada $F(\phi_1, \phi_2)$ fonksiyonu Net Alan (NA) olarak ifade edilmektedir.

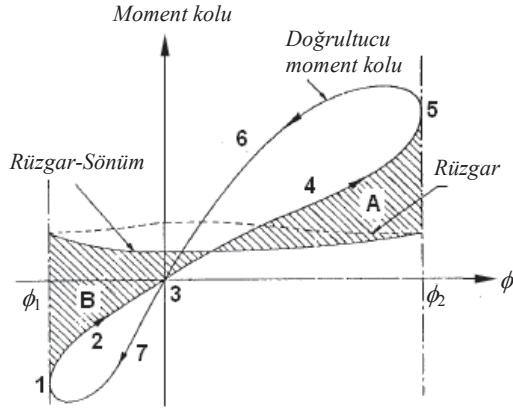
Şekil 2’de yarım yalpa periyodunu kapsayan zaman adımlarında hesaplanan doğrultucu moment kolu $GZ(\phi, t)$ değerlerinin oluşturduğu yüzey görülmektedir. Şekil 3’de ise iki boyutlu $GZ-\phi$ yüzeyine izdüşüm ile elde edilen zorlayıcı ve doğrultucu moment kolları gösterilmiştir. Kritik yarım yalpa hareketinde ϕ_2 güvertenin suya giriş açısı veya 50° değerinden küçük olanına eşit alınmaktadır. Net Alan, pratik olarak (Doğrultucu momentin yaptığı iş/enerji) - (Zorlayıcı momentlerin yaptığı iş/enerji) değeridir. $NA > 0$ değeri pozitif geminin stabilitesinin güvenli olduğunu, $NA = 0$ sıfır değeri kritik stabiliteyi ve $NA < 0$ ise zorlayıcı enerjinin doğrultucu enerjiden daha fazla olduğunu yani stabilitenin sağlanmadığını göstermektedir.



Şekil 1. Yarım yalpa periyodu ve parametreleri.



Şekil 2. Yarım yalpa periyodu boyunca $GZ(\phi, t)$ yüzeyinin elde edilmesi.[2]



Şekil 3. Yarım yalpa periyodu boyunca $GZ-\phi$ düzleminde zorlayıcı ve doğrultucu momentler.[2]

3. Uygulama

Yukarıda ele alınan enerji dengesi yaklaşımının küçük balıkçı teknelerine [3] yapılan uygulamalarında doğrultucu ve zorlayıcı kuvvetlerin oluşturduğu enerji değerlerinin farkı olan Net Alan değerinin, kritik ve en yüksek değerini kapsayan bir aralık dikkate alınmıştır (yüzde olarak 0, 25, 50, 75 ve 100). Net Alan değerlerine karşılık gelen maksimum müsaade edilebilir

stabiliteyi yansıtmak üzere gemi ağırlık merkezinin düşey konumunun en büyük (KG_{maks}) değerleri hesaplanmıştır. Karşılaştırmaya fırsat vermek için KG_{maks}/D oranlarına dönüştürülmüştür (D geminin derinliğidir). Tablo 1’de aynı teknelerin IMO İstatistiksel ve Hava [4] kriterlerine göre elde edilmiş KG_{maks}/D değerleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Tablo 1. Enerji dengesi NA yüzdesi ve klasik IMO kriterlerine göre KG_{maks}/D değerleri.

Gemi Kod	Yükleme Durumu	IMO		Net Alan (%)				
		İK	HV	0	25	50	75	100
148/1-B	1	0.816	0.628	0.765	0.757	0.744	0.736	0.723
	2	0.771	0.631	0.761	0.737	0.721	0.713	0.706
	3	0.666	0.457	0.747	0.718	0.687	0.668	0.661
148/3-B	1	0.786	0.578	0.753	0.746	0.736	0.729	0.720
	2	0.758	0.571	0.746	0.725	0.709	0.701	0.696
	3	0.658	0.465	0.732	0.705	0.678	0.661	0.654
148/6-B	1	0.786	0.516	0.699	0.692	0.682	0.675	0.666
	2	0.758	0.609	0.705	0.680	0.665	0.657	0.652
	3	0.658	0.414	0.695	0.669	0.644	0.628	0.621
148/8-B	1	0.786	0.368	0.607	0.599	0.588	0.582	0.575
	2	0.758	0.475	0.646	0.620	0.605	0.598	0.594
	3	0.658	0.508	0.648	0.626	0.601	0.585	0.579

İK: IMO İstatistiksel kriteri. HV: IMO Hava Kriteri

Uygulamada İstanbul Teknik Üniversitesi Balıkçı Gemileri tekne ailesinden, ana gemi 148/1-B ($L_{pp}=20.0$ m., $B=5.714$ m., $T=2.286$ m, $C_B=0.378$), 148/3-B ($L_{pp}=20.0$, $B=5.517$, $T=2.286$, $C_B=0.406$), 148/6-B ($L_{pp}=22.9$, $B=5.714$, $T=2.286$, $C_B=0.400$) ve 148/8-B ($L_{pp}=28.6$, $B=5.714$, $T=2.286$, $C_B=0.400$) seçilmişlerdir. Bu teknelerden 148/6-B ve 148/8-B, 148/3-B kodlu teknenin en kesit geometrileri değiştirilmeksizin sadece bu teknenin boyu uzatılarak elde edilmişlerdir. Tablo 1’de ikinci sütunda 1,2,3 indisleri yüklenme durumunu yansıtan su-çekimi değerlerini göstermektedir (1,2,3 sırası ile $T=1.715$, 2.286 ve 2.858 m.).

148/3-B, 148/6-B ve 148/8-B teknelerinin IMO İstatistiksel kriterlerine göre elde edilen KG_{maks}/D değerlerinin boy yani deplasman artışından etkilenmediği görülmektedir. Buna karşılık IMO hava kriterine göre yapılmış olan stabilite hesaplarında boy uzatıldığında (148/3-B, 148/6-B, 148/8-B) KG_{maks}/D değerlerinde düşme olduğu gözlenmektedir. Benzer azalma durumu NA değerlerine karşı helen KG_{maks}/D değerlerinde de görülmektedir. Buradan

çıkarılacak sonuç, gemi form özellikleri ve çevre etkilerini dikkate alan bir yaklaşımın dizayn parametreleri ve yükleme durumundaki değişikliklere karşı duyarlılık gösterebilmesidir.

Bu çalışmada ele alınan rüzgar ve dalga etkileri ile birlikte, zamana bağlı yalpa hareketi altında geminin stabilite davranışının modellendiği enerji dengesi yaklaşımının, küçük teknelere yapılmış olan uygulamasından elde edilen sonuçları itibari ile yaklaşımın IMO Hava kriterine göre daha toleranslı olduğu görülmektedir. İlgili kaynaklar ve uygulamadaki tecrübeler dikkate alındığında NA değerinin hangi yüzde değerinde alınması gerektiği hakkında bir genelleme yer almamaktadır.

4. Sonuç

Güvenli stabiliteyi garanti altına alabilmek, gemi form özellikleri ile dalga ve rüzgar etkileri yanında geminin yükleme/işletim şartlarını gerçekçi olarak modelleyen bir yaklaşım ile mümkün olmaktadır. Hasarsız stabilite konusunda IMO tarafından uzun dönemde yapılmış çalışmalar çerçevesinde geliştirilen kriterlere bakıldığında, gemi dizayn aşamasında pratik ve kullanım kolaylığı olan ampirik yaklaşımlara yer verildiği görülmektedir. Buna karşılık çevre etkileri, gemi özellikleri ve işletim şartlarını modelleyebilen yaklaşımların gerçekçi ve güvenli sonuçlara ulaşmada bir çözüm olduğu mutlaklıdır.

Bu çalışmada ele alınan rüzgar ve dalga etkileri ile birlikte zamana bağlı yalpa hareketi altında, geminin stabilite davranışının modellendiği enerji dengesi yaklaşımı, gemi form özellikleri veya dizayn parametreleri ile yükleme durumlarındaki değişikliklere karşılık verebilmektedir. Denizde can emniyetinin hassas bir ölçüsü olan stabilite problemi hakkında IMO ile ilişkili olarak araştırmacıların yoğun çabalar gösterdiği bilinmektedir. Bu çalışmalarda enerji dengesi ve benzeri modellerin dinamik içeriğinin genişletilmesi yanında kaçınılmaz olarak deniz ortamının istatistiksel yorumunu da daha kapsamlı olarak incelenmektedirler.

Kaynaklar

- [1] Moseley, H., 1850, "On the Dynamical Stability and on the Oscillations of Floating Bodies", Phil. of the Transactions of the Royal Society, Sayfa 609.
- [2] Kuo, C., Vassalos, D., Martin, J., Alexander, J. G. ve Barrie, D. A., 1983, "SAFESHIP Project-Mathematical Modelling, Part B: Stability Criteria Based on Time Varying Roll Restoring/Excitation Moments", Safeship (5) Final Report, Department of Ship and Marine Technology, University of Strathclyde.
- [3] Kafalı, K., 1980, Balıkçı Gemisi Formlarının İncelenmesi, Gemi İnşaatı Fakültesi-Gemi Enstitüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, No. 25.
- [4] IMO MSC.75(69), Amendments to the Code on Intact Stability for All Types of Ships Covered by IMO Instruments, Resolution A.749(18).

ANAHTAR KELİMELER DİZİNİ

- AB projesi 237
açık su deneyi 143
askeri stabilite kuralları 109
atık ısı geri kazanımı 487
atık yönetimi 319, 525
AUVSI 343
AUVTECH 343
balıkçı gemisi 515
başlangıç yerleşimi 51
Biçimsel Güvenlik Değerlendirmesi 193
blok yapısı 51
Boussinesq denklemleri 419
bölmeleme 329
burkulma 261
- gerilmesi 469
- zorlanması 479, 505
ceket suyu soğutması 285
CFD (HAD) 131, 159, 183, 271, 285, 389
çalıklık 75
çeken akıntı 299
çoklu regresyon 215
dalga
- enerjisi 61
- formu 419
- yükleri 309
dalgakıranlar 205
darboğaz 409
değişkenlerine ayırma 205
demografik özellikler 25
deniz 175
- taşımacılığı 381
denizcilik 515
Difraksiyon teorisi 225
dikdörtgen kesitli dalgakıranlar 205
dinamik analiz 495
direnc bileşenleri 271
Doğu Karadeniz 237
dönüştürücüler 61
dümen 131
Egzos gaz dağılımı 389
enerji dengesi 535
enerji ekonomisi 487
Eşleme yöntemi 205
FEM 355, 515
Fırat nehri 381
fiberglas 121
fin 255
Galerkin yöntemi 453
gemi 285
- bacası 389
- balıkçı 515
- dizel motorları 13
- elemanları 309, 479, 505
- emisyonları 431
- emisyonu 525
- geri dönüşümü 525
- hareketleri 225
- inşa sanayi 237, 249
- inşaatı 41, 365
- inşaatı ve denizcilik 365
- kık formu 131
- konteyner 329, 479, 505
- mukavemeti 309, 355, 479, 505
- operasyonu 525
- pervanesi 75
- stabilitesi 109, 535
- tahrik sistemi 99
- yardımcı sistemleri 99
- yük 193
Gemi Yaşam Döngüsü 319
giriş açısı 419
global ekonomi 365
Green fonksiyonu 225
Grim etkin dalga yaklaşımı 87
gulet tekne 25
HAD (CFD) 131, 159, 183, 271, 285, 389
hareket eden basınç alanı 419
harmonik titreşim 13
hasarsız stabilite 535
Hata Ağacı analizi 99
hatve oranı 75
Hava kriteri 109
hesaplamalı akışkanlar dinamiği 285
hidrodinamik katsayılar 205
hidrofoil 159
ısı transferi 285
İç sular 381
ilişki diyagramları 51
insansız denizaltı 343
İstanbul 299

iş aktiviteleri 41
İş
- Sağlığı ve Güvenliği 443
- istasyonları 51
- kazaları 41
işletme maliyetleri 319
iz 131
kaldırıcı yüzey teorisi 75
kapanma modelleri 159
karaya oturma 193
karayolu 175
kavitasyon 75
kaza istatistikleri 41
Kısıtlar teoremi 409
kompozit
- malzeme 121, 261, 495
- plaka 261, 453
- simetrik katmanlı plaklar 453
konteyner 365
- gemileri 329, 479, 505
kritik yalpa 535
kritik zincir 409
kriz 365
kullanılabilirlik 99
kümelenme 249
lineer olmayan 87
LNG 431
lojistik 175
maliyet analizi 215
MARPOL 431
minimum potansiyel enerji teoremi 469
motor test yatakları 13
motor yat 215
niş pazar 25
Olasılıklı yaralı stabilite 329
operasyon maliyetleri 319
organik Rankine çevirimi 487
otonom su-altı aracı 343
panel metodu 225
parametrik çalışma 453
parametrik yalpa hareketi 87
pervane 131, 143
- şaft sistemleri 1
- dizaynı 143
- izi 131
- kaldırıcı yüzey teorisi 75
- kavitasyonu 75
- tabaka kavitasyonu 159

PID kontrolcileri 1
polietilen köpük 121
potansiyel akış 183
proje yönetimi 409
radyasyon 225
RANSE 131
rüzgar
- basıncı 109
- tüneli 389
salınımlı su sütunu 61
savaş gemisi 389
serbest
- su yüzeyi 183
- titreşim 453
Sınır elemanları 159
sistem karakteristikleri 1
soğutucu akışkanlar 487
Sonlu Elemanlar Yöntemi 355, 515
stabilite 109, 535
- askeri stabilite kuralları 109
statik 495
statik ve dinamik kuvvetler 13
stifnerli panel
suda boğulma olayları 299
tabaka kavitasyonu 159
tanker 365
taşımacılık 175
tekne 121
- ön tasarımı 453
tersane 41, 443, 51
- iş akışı 409
Trabzon 249
Üniversite-Sanayi İşbirliği 237, 249
VOF metodu 183
Wageningen 143
yakıt ikmal altyapısı 431
yan öteleme 205
yapısal analiz 515
Yaşam Döngüsü Analizi 525
yük gemileri 193
yüzey pürüzlülüğü 271

YAZAR ADI DİZİNİ

- Akkaya, O. 99
Aksu, E. 225, 515
Akyıldız, H. 193
Alarçin, F. 1
Alkan, A.D. 535
Altunsaray, E. 453
Arıkan Özden, Y. 143, 159
Arlı, E. 25
Aslantaş, E. 309
Avcı, A.G. 343
Bal, Ş. 131,159
Barlas, B. 215, 299
Başaran, H.Ü. 13
Bayer, İ. 453
Beji, S. 299, 419
Bilgili, L. 525
Çakıcı, F. 183
Çelebi, U.B. 319, 409, 443, 525
Çelik, F. 143, 159, 175
Dilek, M. 175
Dobrucalı, E. 389
Ekinci, S. 75, 143
Ergin, A. 469, 495
Ergin, S. 389
Ersan, D.B 419
Erselcan, i. Ö. 61
Gümüş, S.A. 215
Güneş, Ü. 487
Helvacıoğlu, Ş. 193
Işık, M. 299
Kafalı, M. 51
Kavlakcı, M. 431
Kınacı, Ö.K. 131, 183
Kolukısa, D.C. 225
Korkmaz, S.A. 365
Korkmaz, F. C. 1
Korkut, E. 271
Köroğlu, T. 261
Köse, E. 121, 225, 237, 249, 515
Kükner, A. 61,131
Mutlu, U. 261,495
Nohut, S. 381
Ölçer, A.İ 431
Ölmez, H. 121, 237, 249, 355, 515
Özdamar, A. 309, 479, 505
Özdemir, M. 261,469
Özkök, M. 41,51
Öztürk, H.C. 319
Pehlivan, H. 205
Pehlivanoğlu, E. 75
Peşman, E. 87, 237, 249, 355
Sağlam, S.H. 409
Sarioğlu, B. S. 343
Sekban, D. M. 121,355
Soydar, E. 329
Söğüt, O. S. 99
Su, M. E. 1
Taşçı, Ö. E. 299
Taşdemir, A. 365,381
Taylan, M. 87,109
Turan, E. 175
Turan, H. 193
Usta, O. 271
Üst, Y. 285
Yıldız, B. 329
Yılmaz, F. 443
Yılmaz, H. 329
Yurtseven, A. 285
Yüncüoğlu, E. U. 479,505

