

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SİMÜLATÖR UYGULAMASI AMAÇLI GEMİ SEVK SİSTEMİ PARAMETRİK
TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Naz GÖRENER

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SİMÜLATÖR UYGULAMASI AMAÇLI GEMİ SEVK SİSTEMİ PARAMETRİK
TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Naz GÖRENER
(512121022)**

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Anabilim Dalı

Deniz Ulaştırma Mühendisliği Yüksek Lisans Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. İsmail ÇİÇEK

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 512121022 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Naz GÖRENER** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**SİMÜLATÖR UYGULAMASI AMAÇLI GEMİ SEVK SİSTEMİ PARAMETRİK TASARIMI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. İsmail ÇİÇEK**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. İsmail ÇİÇEK**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Cengiz DENİZ

İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Veysel ALANKAYA

Deniz Harp Okulu

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2015**

Savunma Tarihi : **25 Mayıs 2015**

Annem ve kardeşime,

ÖNSÖZ

Tez çalışmam başta olmak üzere, yüksek lisans eğitimim boyunca beni her zaman en iyi şekilde yönlendiren ve bana destek olan değerli danışman hocam Yrd. Doç. Dr. İsmail Çiçek' e, akışkanlar mekaniği konusunda bana tüm bilgi birikimini aktaran ve beni bu alanda yetiştiren değerli iş arkadaşım Sinan Topçu' ya, tüm akademik ve profesyonel çalışmalarım sırasında her türlü tecrübe ve bilgisini hiç tereddüt etmeden benimle paylaşan ve desteğini hiçbir zaman benden esirgemeyen çok değerli iş arkadaşım Hamdi Bal' a, hayatta her zaman yanımda ve arkamda olan, beni her konuda destekleyen ve cesaretlendiren, bana tüm kalbiyle güvenen, en değerli varlığım biricik anneme teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2015

Naz Görener
(Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ	xiii
ŞEKİL LİSTESİ	xv
ÖZET	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.3 Metodoloji.....	4
2. GEMİ İTME (PERVANE VE ŞAFT) SİSTEMİ	7
3. PERVANE TASARIMI VE TASARIM YÖNTEMLERİ	9
3.1 Seri Pervane Tasarım Yöntemi	9
3.2 Özel Pervane Tasarım Yöntemi	10
3.2.1 Kaldırıcı hat (Lifting Line) yöntemi	11
3.2.1.1 Lerbs kaldırıcı hat yöntemi ile tasarım ve analiz metodu	12
3.2.2 Kaldırıcı yüzey (Lifting Surface) yöntemi	17
3.2.3 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi.....	22
3.2.3.1 Matematiksel altyapı	23
4. GEMİ BİLGİLERİ VE GEMİ DİRENÇ BİLEŞENLERİNİN BELİRLENMESİ	27
4.1 Gemi Bilgileri	27
4.2 Gemi Direnç Bileşenlerinin Belirlenmesi	28
4.2.1 Gemi direncinin belirlenmesi için Matlab kodu geliştirilmesi	32
4.3 Ana Makine Seçimi ve Teknik Özellikler	36
5. PERVANE ÖN TASARIMI	39
5.1 Pervane Çapı ve Kanat Sayısının Belirlenmesi.....	39
5.2 Kanat Açınım Alan Oranı	41
5.2.1 Kayma miktarından yaklaşık hatve oranı hesabı	42
5.2.2 Keller formülü ile kanat açınım alan oranı hesabı.....	43
5.3 Kanat Geometrisi	45
5.4 TL Kurallarına Göre Kanat Kalınlıklarının Hesabı	47
6. PERVANE HİDRODİNAMİK ANALİZLERİ	55
6.1 Pervane Performansının Belirlenmesinde Kullanılan CFD Analizleri Yöntemi	55
6.2 Pervane CFD Analizleri Validasyon Çalışmaları	55
6.2.1 DTMB 4119 standart test pervanesi validasyonu	55
6.2.1.1 Akış hacminin oluşturulması	56
6.2.1.2 Çözüm ağı yapısının oluşturulması	57
6.2.1.3 Ağ yapısı kalite kriterleri.....	59

6.2.1.4 Sınır koşulları	64
6.2.1.5 Analiz sonuçları	66
6.2.2 VP 1304 standart test pervanesinin validasyonu	69
6.2.2.1 Akış hacminin oluşturulması	70
6.2.2.2 Çözüm ağı yapısının oluşturulması	71
6.2.2.3 Ağ yapısı kalite kriterleri	73
6.2.2.4 Sınır koşulları	73
6.2.2.5 Analiz sonuçları	74
7. HEDEF KONTEYNER GEMİSİ İÇİN TASARLANAN PERVANENİN HİDRODİNAMİK PERFORMANSININ BELİRLENMESİ.....	77
7.1 Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Analiz Girdileri.....	77
7.2 Hedef Konteyner Gemisi için Tasarlanan Pervanenin CFD Analiz Çalışmaları	78
7.2.1 Akış hacminin oluşturulması	78
7.2.2 Çözüm ağı yapısının oluşturulması.....	79
7.2.3 Ağ yapısı kalite kriterleri	81
7.2.4 Sınır koşulları.....	81
7.2.4.1 Geminin ileri yöndeki hareketi esnasında sınır koşulları	82
7.2.4.2 Geminin geri yöndeki hareketi esnasında sınır koşulları.....	83
7.2.5 Analiz Sonuçları ve Yorumlar	84
7.2.5.1 Ahead 100 modu.....	84
7.2.5.2 Ahead 75 modu.....	84
7.2.5.3 Ahead 50 modu.....	85
7.2.5.4 Ahead 25 modu.....	85
7.2.5.5 Astern 25 modu	85
7.2.5.6 Astern 50 modu	85
7.2.5.7 Astern 75 modu	86
7.2.5.8 Astern 100 modu	86
7.3 Pervanenin Tüm Koşullar için Performansının Değerlendirilmesi	87
8. ŞAFT TASARIMI	93
8.1 Şaft Uzunluğunun Belirlenmesi	94
8.2 Şaft Çapının Belirlenmesi	94
8.3 Şaft Kaplinleri Tasarımı	96
8.3.1 Şaft kaplin kalınlığının belirlenmesi	96
8.4 Şaft Yatakları Tasarımı	96
8.4.1 Yataklar arası mesafenin belirlenmesi	96
8.4.2 Yatak uzunluklarının belirlenmesi	96
8.5 Sterntüp Tasarımı	97
8.6 Şaft Sistemi Kayıpları ve Şaft Verimi Hesabı.....	98
8.7 Sevk sistemi toplam verim hesabı	98
9. SONUÇLAR	103
KAYNAKLAR.....	107
EKLER.....	109
ÖZGEÇMİŞ.....	113

KISALTMALAR

CFD	: Computational Fluid Dynamics (Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği)
CPP	: Controllable Pitch Propeller (Hatvesi Kontrol Edilebilir Pervane)
DTMB	: David Taylor Model Basin (David Taylor Model Deney Havuzu)
EAR	: Expanded Area Ratio (Açınım Alan Oranı)
ERS	: Engine Room Simulator
FEA	: Finite Element Analysis
HAD	: Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği
IMO	: International Maritime Organization
MCR	: Maksimum Continuous Rate (Maksimum Güç)
MET	: Maritime Education and Training
Per	: Periodic (Periyodik)
RANS	: Reynolds Average Navier-Stokes
San-Tez	: Sanayi Tezleri Programı
TL	: Türk Loydu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4. 1 : Hedef gemi teknik özellikleri.....	27
Çizelge 4. 2 : Toplam direncin belirlenmesi için kullanılan girdiler.....	29
Çizelge 4. 3 : MaxSurf HullSpeed (Holtrop Mennen yöntemi) ile gemi direnci ve güç gereksiniminin belirlenmesi.....	30
Çizelge 4. 4 : Geliştirilen Matlab kodu ile gemi direncinin belirlenmesi.....	33
Çizelge 4. 5 : Ana makine teknik özellikleri.....	37
Çizelge 5. 1 : Pervane özellikleri.....	44
Çizelge 5. 2 : Pervane tasarım parametreleri.....	46
Çizelge 5. 3 : Kanat geometrisi boyutsuz ofset çizelgesi.....	47
Çizelge 5. 4 : Pervane kanadının basınç tarafı piçi.....	50
Çizelge 5. 5 : Çeşitli profil biçimleri için k değerleri.....	51
Çizelge 5. 6 : Kanat açınım genişlikleri.....	52
Çizelge 5. 7 : Malzemelerin çekme dayanımı karakteristiği (C_w).....	53
Çizelge 5. 8 : Yarıçaplara karşılık gelen kanat kalınlık değerleri.....	54
Çizelge 6. 1 : DTMB 4119 pervane teknik özellikleri.....	56
Çizelge 6. 2 : Ağ yapısı kalite kriterleri.....	64
Çizelge 6. 3 : Analiz kurulumu ve sınır koşullarının tanımlanması.....	65
Çizelge 6. 4 : Farklı analiz metotları ile pervane performans parametreleri.....	67
Çizelge 6. 5 : Farklı analiz metotları ile açık su testine göre belirlenen hata oranları.....	67
Çizelge 6. 6 : VP 1304 pervane tasarım parametreleri.....	70
Çizelge 6. 7 : VP 1304 çözüm ağı yapısı kalite kriterleri.....	73
Çizelge 6. 8 : VP 1304 analiz kurulumu ve sınır koşullarının belirlenmesi.....	73
Çizelge 6. 9 : VP 1304 pervane hidrodinamik performans sonuçları.....	74
Çizelge 6. 10 : VP 1304 CFD analiz hata oranları.....	74
Çizelge 7. 1 : Deneysel verilerden elde edilen girdi ve çıktı değerleri.....	77
Çizelge 7. 2 : Konteyner gemisi pervane çözüm ağı yapısı kalite kriterleri.....	81
Çizelge 7. 3 : Pervane analiz kurulumu ve sınır koşullarının belirlenmesi.....	82
Çizelge 7. 4 : Hedef gemi pervane CFD analiz sonuçları.....	88
Çizelge 8. 1 : Şaft malzemesi özellikleri.....	94

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 : Pervane tasarım süreci.....	5
Şekil 2. 1 : Gemi itme sistemi.....	8
Şekil 3. 1 : Wageningen B serisine ait pervane performans karakteristikleri eğrileri.	10
Şekil 3. 2 : Kaldırıcı hat yönteminin temsili resmi.....	17
Şekil 3. 3 : Kaldırıcı yüzey yöntemi temsili resmi.	19
Şekil 3. 4 : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi (Temsili).	23
Şekil 4. 1 : 3 Boyutlu hedef konteyner geometrisi.	27
Şekil 4. 2 : Gemi hızına karşılık güç gereksinimi.....	31
Şekil 4. 3 : Matlab programı için oluşturulan akış diagramı.	32
Şekil 4. 4 : Gemi hızına karşılık gemi toplam direncinin Hullspeed ve Matlab kullanılarak karşılaştırılması.	34
Şekil 4. 5 : Konteyner gemisine ait hız-güç grafiği.	35
Şekil 5. 1 : 3 Boyutlu gemi geometrisi üzerinden shaft hattının tayini ve pervane çapının belirlenmesi.	39
Şekil 5. 2 : 3 Boyutlu gemi geometrisi üzerinden shaft hattının tayini ve pervane çapının belirlenmesi.	40
Şekil 5. 3 : Pervanenin akışkan içerisindeki hareketi.	42
Şekil 5. 4 : Keller kavitasyon kontrolü.	44
Şekil 5. 5 : Pervane 3 boyutlu görseli.	45
Şekil 5. 6 : 2 Boyutlu pervane kanadı izdüşüm görünümü.....	46
Şekil 5. 7 : Kanat kesitleri ve maksimum skew açısı.	49
Şekil 5. 8 : Eğiklik ve eğiklik açısı.	50
Şekil 6. 1 : DTMB 4119 pervane modeli.....	56
Şekil 6. 2 : Akış hacmi.....	57
Şekil 6. 3 : Çözüm ağı yapısı.	58
Şekil 6. 4 : Kanat üzerindeki çözüm ağı yapısı kesit görünümü.	58
Şekil 6. 5 : Pervane kanadı üzerinde çözüm ağı yapısı.....	59
Şekil 6. 6 : Duvar paralelindeki hız-y+ grafiği.	60
Şekil 6. 7 : Sınır tabaka görseli (Temsili).	61
Şekil 6. 8 : İdeal geometri ve skew geometri şekillerinin gösterimi..	62
Şekil 6. 9 : Skewness değerinin incelenmesi.	63
Şekil 6. 10 : Orthogonal quality tanımı.	63
Şekil 6. 11 : Orthogonal quality değerinin incelenmesi.	64
Şekil 6. 12 : Sınır koşulları.	66
Şekil 6. 13 : Pervane üzerinde basınç dağılımı.....	68
Şekil 6. 14 : Pervane arkasındaki hız dağılımı..	68
Şekil 6. 15 : VP 1304 pervane modeli.	69
Şekil 6. 16 : VP 1304 pervane modeli (1/5 tek kanat).....	70
Şekil 6. 17 : 1/5 model pervane akış hacmi.	71

Şekil 6. 18 : Çözüm ağı yapısı	71
Şekil 6. 19 : Pervane çözüm ağı yapısı kesit görünümü.	72
Şekil 6. 20 : Kanat yüzeyi üzerinde çözüm ağı yapısı.	72
Şekil 6. 21 : VP 1304 sınır koşulları.....	74
Şekil 6. 22 : VP 1304 pervane performans eğrileri.....	75
Şekil 6. 23 : VP 1304 pervane üzerindeki basınç dağılımı.....	75
Şekil 6. 24 : VP 1304 pervane arkasında hız dağılımı.....	76
Şekil 7. 1 : Pervane modeli.	78
Şekil 7. 2 : Pervane akış hacmi.....	79
Şekil 7. 3 : Konteyner gemisi pervane çözüm ağı yapısı.....	80
Şekil 7. 4 : Kanat yüzeyi üzerinde çözüm ağı yapısı.....	80
Şekil 7. 5 : Geminin ileri yöndeki hareketi esnasındaki sınır koşulları.	83
Şekil 7. 6 : Geminin geri yöndeki hareketi esnasındaki sınır koşulları.	84
Şekil 7. 7 : Gaz kolunun konumuna göre oluşturulmuş olan işletim modları..	87
Şekil 7. 8 : Hedef gemi için tasarlanan pervanenin hidrodinamik performansı.	89
Şekil 7. 9 : Gemi hızı-itme grafiği	90
Şekil 7. 10 : Pervane devri-tork grafiği.....	90
Şekil 7. 11 : Pervane arkasındaki hız dağılımı.....	91
Şekil 7. 12 : Pervane üzerindeki basınç dağılımı.....	92
Şekil 8. 1 : Hedef konteyner gemisi sevk sistemi tasarımı.	93
Şekil 8. 2 : Yataklar arası mesafe ve hesaplanan yatak uzunlukları.	97
Şekil 8. 3 : Şaftlayn aranjmanı.....	101
Şekil 8. 4 : Hedef konteyner gemisi sevk sistemi 3 boyutlu tasarımı..	102
Şekil 9. 1 : Hedef konteyner gemisi hız ve pervane itme grafiği.....	104
Şekil 9. 2 : Hedef konteyner gemisi pervanesi için devir ve güç grafiği.....	104

SİMÜLATÖR UYGULAMASI AMAÇLI GEMİ SEVK SİSTEMİ PARAMETRİK TASARIMI

ÖZET

Gemiler, suyun üzerinde dinamik olarak seyreden ve içerisinde birçok operasyon işlemi barındıran yüzer sistemlerdir. Gemilerde özellikle makine dairelerinde çalışacak personelin eğitimi çoğunlukla büyük önem arz etmektedir. Okullarda verilen teorik eğitimler ve laboratuvar çalışmalarının yetersiz kalması, ana makine dairesi simülatörlerine ihtiyaç duyulmasına neden olmaktadır. Birçok öğrenci mezun olup, gemilerde çalışmaya başlamadan önce gerçek bir ana makine operasyonuna katılma fırsatı bulamamaktadır. Bu da öğrenci eğitiminde simülatörlerinin ne kadar önemli olduğunu gösterir niteliktedir.

Bu tez çalışması, Türkiye’ de daha önce yerli olarak üretimi gerçekleştirilmemiş olan, gemi ana makine simülatörü geliştirilmesine yönelik Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 0531,STZ.2013-2 nolu San-Tez projesinin bir parçasıdır. Çalışmanın amacı, ana makine simülatörü geliştirilmesi için gerekli olan sevk sistemi tasarımına yönelik pervane tasarımı, moellenmesi ve hidrodinamik performans analizlerinin gerçekleştirilmesidir.

Çalışma kapsamında öncelikle bir sevk sistemi tasarımı için gerekli olan bilgilerin edinilebilmesi için deneysel veriler incelenmiş ve sevk sisteminin özellikleri, hedef gemi, tasarlanacak pervane özellikleri belirlenmiştir. Ana makine simülatörleri ve sevk sistemlerine yönelik geniş çaplı bir literatür araştırması yapılmıştır. Bu araştırmalar sırasında daha önce yapılmış simülatör çalışmalarında sevk sistemleri ve pervaneler üzerinde akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak pervane performansının belirlendiği ve simülatör sistemlerinde kullanıldığına dair bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu tez çalışmasını literatürde yer alan diğer çalışmalardan ayıracak en büyük özellik ve nitelik bu olacaktır.

Pervane tasarımı gerçekleştirilecek hedef gemi belirlendikten sonra, gemi toplam direncinin belirlenmesi için Maxsurf Hullspeed modülü kullanılmıştır. Bu çalışmanın yanı sıra simülatörde kullanılmak üzere Matlab kullanılarak gemi direncinin belirlenmesine yönelik bir kod oluşturulmuştur. Geliştirilen bu kod, farklı boyutlarda hedef gemiler için simülatör sevk sisteminin güncellenebilmesi ve değiştirilebilmesine olanak sağlayacaktır.

Gemi toplam direnci ve ana makine seçimi gerçekleştirildikten sonra pervane tasarım yöntemleri incelenmiş olup, en verimli pervanenin tasarlanabilmesi için gemi gövdesine uygun özel tasarım yöntemleri kullanılarak yüksek verimli bir pervane tasarımı üzerinde çalışılmıştır.

Çalışma kapsamında tasarlanan pervanenin hidrodinamik performansının belirlenmesi ve verimliliğinin ölçülebilmesi için Computational Fluid Dynamics (CFD), türkçe ifadesiyle Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılmıştır.

Kullanılacak yöntemin doğruluğunun belirlenebilmesi için öncelikle literatürde açık su test sonuçları bulunan standart test pervaneleri (DTMB 4119 ve VP 1304) üzerinde analizler gerçekleştirilmiş olup, tüm analiz ayrıntıları ve sonuçlarına bu tez çalışmasında yer verilmiştir. Pervanelerin validasyon çalışmasının gerçekleştirilmesinin ve hata paylarının belirlenmesinin ardından simülatöre yönelik tasarlanan pervanenin CFD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Tasarlanan pervanenin analizleri gerçekleştirilirken daha önceden elde edilmiş gemi seyri için deneysel veriler kullanılmıştır. Analizlerde kullanılmak üzere, gaz kolunun farklı pozisyonları için, gemi hızı, pervane devri gibi girdi değerleri elde edilmiştir. Kullanılan analiz girdileriyle gerçekleştirilen analizler sonucunda tasarlanan pervaneye ait itme ve tork değerleri kaydedilmiştir. Bu değerler kullanılarak İtme ve tork katsayıları değerleri hesaplanmış olup, pervane verimi değerine ulaşılmıştır. Analizler sonucunda elde edilen tüm bu değerler ile tasarlanan sevk sisteminin gemiye uygunluğu ve pervane hidrodinamik performansı belirlenmiştir.

Tasarım ve analizler sonucunda ortaya çıkan pervanenin hedef gemiye uygun ve yüksek verimle çalışabilecek bir sistem olduğuna karar verilmiştir.

Yapılan tasarım ve analiz çalışmalarının ardından deneysel verileri mevcut pervanenin performansı ile karşılaştırılan yeni pervanenin geminin ileri yöndeki seyri esnasında daha yüksek itme ürettiği ve ana makineden daha az tork çektiği gözlemlenmiştir. Böylelikle yeni tasarlanan pervane ile daha az makine gücüne gereksinim duyulacaktır. Yapılan bu çalışma, ileri yöndeki gemi seyri sırasında tasarlanan yeni pervanenin mevcut pervaneden daha verimli çalıştığını kanıtlar niteliktedir.

PARAMETRIC DESIGN OF A MARINE PROPULSION SYSTEM FOR SIMULATOR APPLICATION

SUMMARY

Ships are not only floating dynamic systems on water free surface, but also are including very kind of operational process. Especially, staff which is working in main engine room, must be educated well. Teoretical education systems and labrotaries are not sufficient for these university students which will be a member of main engine room staff when they graduate from the university. Therefore, main engine room simulators can be useful for the candidates before attending real ship operations. These reasons demonstrates that main engine room simulators are truely important for the ship staff education.

Marine engineers' education should be decreased the time to orient the operation of engine room systems and machines. Maritime Education and Training (MET) of marine engineering candidates contain the different type of operational and management training levels. Traditional education methods are not adequate for creating specific scenarios in real conditions. These methods includes using lab and classroom teachings as well as using a commercial ship. In a simulator environment, the training can be focused directly in different scenerios and real situations. Because of the reasons, the usage of an engine room simulator in MET is becoming popular in education. The usage of some simulator system like this, can prevent the maritime accidents due to human errors and lack of konowledge. Because of the maritime accidents, the use of simulators would add a high value to the education and training of maritime staff therefore to the worldwide maritime safety.

This study is a part of a project which is funded Turkish Ministry of Science and Technology, is the development of neither the Marine Engine Room Simulator (ERS). The development of the Marine Engine Room Simulator (ERS) does not exist in Turkey yet for use in marine engineering education. Simulators which is using for MET in, is developed by manufacturers from different countries; Japan, Norway, Poland, USA, UK, and Russia. As there are about 15 university level maritime schools in Turkey (exluding naval academies), development of both ship handling and engine room simulators by the development of main engine simulator, which can be considered as the first step of ERS, in Turkey would be beneficial for both economy and to be able to update the software code for modern requirements for the continuous use of the simulators in use.

In this Project, main engine room simulation software will be developed for MET of students. Addition to this, because of that the modular software development approach will provide current bachelor and postgraduate students with the infrastructure to implement their related design projects and thesis. Furthermore, this simulator system will offer a flexible infrastructure that aims to have continuous development

architecture for applying different engine types, ships and parameters while it is providing a flexible use.

In this study which is a part of the Project, propulsion system design, parametric propeller design and modelling, determining hydrodynamic performance of the propulsion system are aimed for the development of Marine Engine Room Simulator.

Within the scope of this study, some information which is necessary for development a propulsion system, were investigated with using experimental test results. Then properties of propulsion system, target ship and design parameters were determined. A wide range of literature review was realized for main engine room simulators. During the literature review, a study which was not found in the previous studies, was realized with using computational fluid dynamics methods (CFD) for evaluation of propeller's performance. In this thesis, the most important feature and attribute of this study will be separate from other studies in the literature.

After the determining of target ship, Maxsurf HullSpeed was used to calculate the total resistance of ship. The most important thing is to determine the total resistance of ship for propulsion system in propeller desing process to define target thrust value. Addition to Maxsurf resistance calculation module, a code which is on attachment 1 at the end of this doucment, was developed for the calculation on Matlab. This Matlab code will help to someone for using different type and dimensions of ships to update simulation system according to new conditions.

The calculation of total ship resistance was carried out and then main engine was selected according to the value. Propeller desing methods and approaches was investigated before design process. The best option for propeller design was determined as special propeller design for the ship geometry. The aim of this study is to design optimum propeller for ship efficiency, fuel consumption and international rules such as IMO.

A traditional method for designing a propeller for a target ship is following a selection process from previously established database of propellers called propeller series. Propeller series propeller design method which is a selection from propellers series, provides a fast and cheap method of solution. Design from propeller series includes calculation of the performance characteristics which are obtained from towing tank test of various ship models, were demonstrated with some graphs. The propeller who is selected from the propeller series, have a special geometry with its parameters like blade number, pitch ratio and expanded area ratio etc. And this geometry cannot be changed by the designer.

On the other hand, recent focuses for energy efficiency due to both cost and environmental concerns, made the design and development of maritime propellers customized for the ships that they will be used. The focus of this study is this second method of custom and special propeller design and development. In this custom design, propeller is analysed with the iterative approach with using CFD methods, and the propeller is designed specially, must be produced expected thrust force which was calculated from ship total resistance. Design of the propeller can be realized with the analysis. In this process, analysis methods such as lifting line method, lifting surface method, finite element (FEA) methods and computational fluid dynamics (CFD) methods are used by designers for designing of custom propellers.

Within the scope of this master thesis, a propulsion system with an optimum propeller was designed for a target ship and hydrodynamic performance calculations were

realised with using CFD methods. First of all hydrodynamics calculations, validation studies for standard propellers were performed with Ansys software to identify error margin for analysis methodology. DTMB 4119 and VP 1304 standard test propellers was used this validation studies. The details of the analysis and results are on this documents. The methodology and error margin was used for the new design propeller of target ship.

Experimental results that were obtained before curing data, were used for hydrodynamic analysis for propeller performance calculations. According to the different position of governor control, analysis were realized with using different revolution and advance speed of ship. Using these values, analysis were repeated every condition and torque and thrust values were calculated with CFD method. Torque and thrust coefficients were calculated using thrust and torque values that were taken from the analysis results to evaluate hydrodynamic performance of designed propeller.

At the end of this analysis process, it can be seen that new propeller geometry which was designed for this project, is suitable for target ship and have high efficiency.

After all design and analysis process, new design propeller's hydrodynamic performances and current propeller's experimental test results were compared. The comparing shows that the new design propeller produces higher thrust and needs less torque from the main engine. So, the propeller has more efficiency value than the current propeller. Thus, less engine power will be needed with the new designed propeller. These studies demonstrates that, the new designed propeller is designed to work efficiently than existing vessels in the forward direction.

1. GİRİŞ

Gemiler, bir çok sistemi barındıran, operasyon yükü ağır, seyir, manevra, yükleme boşaltma gibi bir çok operasyonun bir arada yapılmasına olanak sağlayan yüzer sistemlerdir.

Gemilerde çalışan personel tarafından tüm sistemlerin nasıl çalıştığına ve birbirleriyle olan etkileşimlerine hakim olmak oldukça önemlidir. Türkiye’ de denizcilik eğitimi veren çok sayıda kurum olmasına rağmen, bu kurumların büyük çoğunluğundaki eğitim seviyesi öğrencilere ancak teorik eğitim verebilecek düzeydedir. (Çiçek, 2003) Oysa ki bir çok karmaşık sistem ve mekanizmayı içinde barındıran ve ağır operasyon yüküne sahip gemilerde çalışacak personelin teorik bilgilerin yanı sıra gerçekte var olan durum ve koşulları iyi şekilde kavrayabilmeleri için simülâtör destekli eğitim programları oluşturulması oldukça önemlidir.

Geminin seyrini sağlayan ve tüm operasyonların gerçekleştirilmesi sırasında geminin hareket ve manevra kabiliyetini sağlayan sevk sistemlerinin tasarımı ve bu sistemlerin yüksek performanslı ve verimli çalışmaları oldukça önemlidir. Bu tez çalışmasında, Türkiye’ de yerli olarak tasarımı ve üretimi daha önceden gerçekleştirilmemiş olan, gemiler için ana makine dairesi simülâtörünün tasarlanması ve üretimine yönelik yürütülen projenin bir parçası olarak sevk sisteminin parametrik tasarımı ve simülâtöre uygulanmasında kullanılacak verilerin tayini çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışma sonucunda elde edilen verilerin simülâtöre uygulanması ile simülâtörü oluşturan sistemlerin en önemli parçalarından biri olan pervane ve sevk sistemi tamamlanmış olacaktır.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışmasının amacı, geliştirilecek olan ilk yerli ana makine dairesi simülatörüne ait pervane ve sevk sisteminin parametrik tasarımının gerçekleştirilmesi, sistemin modellenmesi ve hidrodinamik performansının belirlenmesidir. Bu tez çalışması, aynı zamanda Türkiye’ de ilk kez yerli olarak bir gemi ana makine simülatörünün geliştirilmesi ve üretilmesi için Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı tarafından desteklenen 0531,STZ.2013-2 nolu San-Tez projesinin bir parçasıdır.

1.2 Literatür Araştırması

Bu tez çalışmasının öncelikli amacı hedef bir gemiye uygun pervane sisteminin tasarlanması olup, elde edilecek verilerin ana makine dairesi simülatörü geliştirilmesi projesinde kullanılabilir olmasıdır. Bu nedenle tez çalışmasından önce gerçekleştirilen literatür çalışması bir çok konuyu ele alacak şekilde geniş kapsamlı yapılmıştır.

Öncelikle ana makine dairesi sistemleri, çalışma prensipleri, ve bu sistemler için oluşturulmuş ana makine dairesi simülatörlerine yönelik bir literatür çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu araştırma kapsamında literatürde ana makine dairesi simülatörü geliştirilmesine yönelik bir çok çalışmaya rastlanmış olup, bu konunun üzerinde çok sayıda çalışma yapıldığının tespiti ile ele alınan konunun ne kadar önemli olduğu kanıtlanmıştır.

Jianyuan Zhu (2008), 6 Silindirli MAN marka dizel bir ana makinenin dinamik simülasyonunu oluşturmuştur. Bu çalışma kapsamında aynı makineden alınan deneysel veriler kullanılarak geliştirilen simülasyon verileri ile kıyaslanmış ve doğrulanmıştır.

Geliştirilen başka bir simülatörde ise, iki farklı yöntem kullanılarak bir kıyaslama yapılmaya çalışılmıştır. Bu çalışmada kullanılan makine 9 silindirli MAN marka bir makine olup, sürekli ve kesikli model olmak üzere iki farklı model kullanılarak ana makine modellenmesi gerçekleştirilmiştir. (Theotokatos, 2010)

Bu tez çalışmasının asıl amacı bir pervane sistemi tasarlanması olduğundan, bir ana makine modellenmesinden çok, pervane tasarımı, hidrodinamik analiz yöntemleri ve

pervane simülasyonu konularında yapılmış olan literatür çalışmalarının araştırılmasına daha çok ağırlık verilmiştir.

Pervane sistemi simülasyonu konusunda, basit bir matematiksel yaklaşım ile yalnızca ana makinenin güç ve tork değerleri dikkate alınarak gerçekleştirilen bir simülasyon tasarımı incelenmiştir. (Altosole ve Figari, 2011)

Karlsen A. T., (2012) yılında tamamlamış olduğu yüksek lisans tezinde ana makine, turboşarjer, pervane ve gemi bileşenlerini içeren bir gemi itme sistemi modellenmesi gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada makine ve turboşarjer, geliştirilen simülasyon içerisinde test edilerek elde edilen veriler gerçek test sonuçları ile kıyaslanmıştır.

Carlton J., (2007) eserinde pervane geometrisinin parametrik tasarımı, pervane performansı, pervane teorileri başta olmak üzere gemi pervaneleri ile ilgili geniş kapsamlı çalışmalara yer vermiştir.

Bu tez çalışması kapsamında tasarlanan pervanenin hidrodinamik analizleri için CFD yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemin doğru bir şekilde uygulanarak analizlerin gerçekleştirilebilmesi için pervanelerin CFD analizleri ile ilgili bir literatür araştırması yapılmıştır.

KULCZYK J., (2007) tarafından DTMB 4119 standart test pervanesinin performansının belirlenmesine yönelik, RANS metodu kullanarak bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bunun yanı sıra analizler sırasında $k-\epsilon$ ve $k-\omega$ olmak üzere iki farklı türbülans modeli kullanılmıştır.

Pervane performansının belirlenmesi ve kullanılan yöntemin doğrulanmasına yönelik RANS ve Panel Metodu olmak üzere iki farklı yöntem kullanılarak analiz çalışmaları gerçekleştirilen bir makale incelenmiştir. (Brizzolara S.)

Gerçekleştirilen literatür araştırmaları sonucunda bu tez çalışması ile ilgili literatürde bir çok çalışma olduğu belirlenmiştir. Ancak literatürde pervane tasarımı, ana makine dairesi simülatörü tasarımı, pervane ve sevk sistemi tasarımı konularını ele alan birçok akademik çalışma bulunmasına rağmen, ana makine dairesi simülatöründe kullanılmak üzere geliştirilen pervane sisteminin tasarımı ve performansının belirlenmesinde CFD analizleri yönteminin kullanılmış olduğu bir akademik çalışmaya rastlanmamıştır. Bu nedenle, CFD analizleri yönteminin kullanılmış olması

ve analizler sonucunda elde edilen çıktıların simülâtördeki sevk sistemi için girdileri oluşturacak olması, bu çalışmayı literatürde bu konuda yapılan diğêr çalışmalardan ayıracak en önemli özelliğdir.

1.3 Metodoloji

Geliştirilecek olan Simülâtörde kullanılması amaçlanan pervane tasarımın gerçekleştirilmesi için pervane tasarım sürecine ait metodoloji Şekil 1.1' de gösterilmiştir. Pervane tasarımı için tasarım gereksinimlerinin belirlenmesinin ardından pervanenin tasarlanacağı hedef gemi seçilmiştir. Pervane tasarımı için gerekli olan hedef geminin toplam direnç değeri için bazı çalışmalar gerçekleştirilmiş olup, bu doküman kapsamında ayrıntılarına yer verilmiştir. Hedef geminin toplam direncinin belirlenmesinin ardından ana makine güç gereksinimlerinin belirlenmesi, ana makine seçimi ve pervanenin parametrik tasarımı işlemleri gerçekleştirilmiştir. Pervanenin malzeme seçimi ve kanat kalınlıklarının belirlenmesinin ardından pervane performansının tayini için kullanılacak yöntemin CFD analizleri yöntemi olacağına karar verilmiştir. Bu kapsamda kullanılacak olan analiz yöntem ve programlarının (Ansys) validasyonun gerçekleştirilmesi için standart test pervaneleri kullanılarak validasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Validasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar doğrultusunda kullanılmasına karar verilen yöntem ile hedef gemi için tasarlanan pervanenin CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonuçlarının eldesi ve ile tasarlanan pervanenin hidrodinamik performansı değerlendirilmiştir. Bu çalışmanın kapsamı olarak elde edilen veriler, geliştirilecek olan simülâtörde kullanılmak üzere belirlenmiş olup, kullanılan ve izlenen yöntem doküman kapsamında ayrıntılarıyla anlatılmıştır. Tasarım sürecinde izlenen işlem basamakları Şekil 1.1' de özetlenmiştir.



Şekil 1. 1 : Pervane tasarım süreci

2. GEMİ İTME (PERVANE VE ŞAFT) SİSTEMİ

Gemi itme sistemleri, gemilerin sevk edilmesini sağlayan, gemi ana makine çıkışından tekne gövdesinin suya açıldığı noktaya kadar şaft, devir düşürücü, braket ve pervaneyi kapsayan sistemin bütünüdür. Bu nedenle gemi itme sistemi tasarımı, yalnızca pervane tasarımını içermekle kalmayıp tüm sistem bileşenlerinin tasarımını hedeflemektedir.

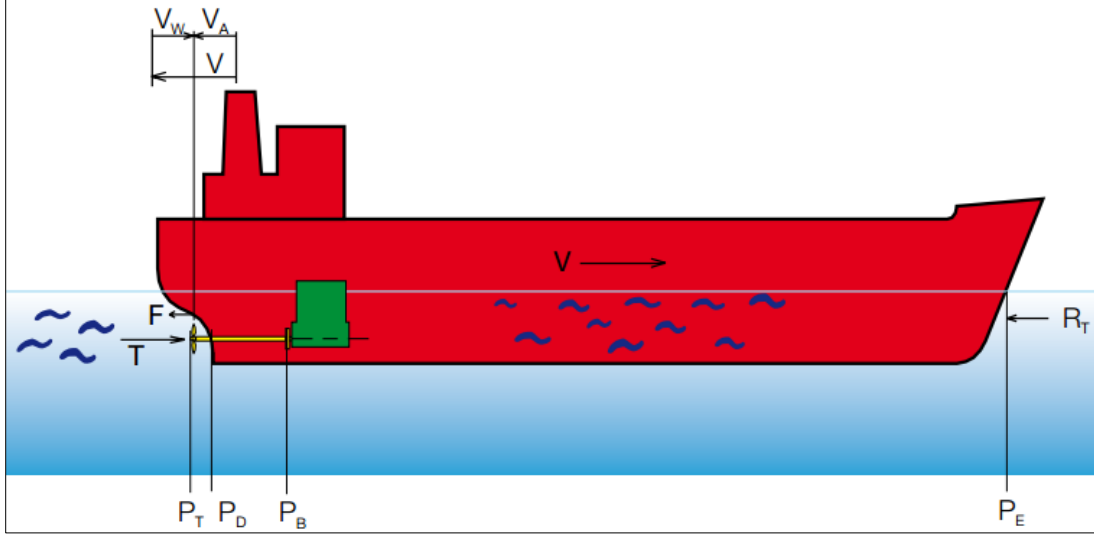
Bugüne kadar birçok gemi itme sistemi geliştirilmiş olmasına rağmen, sağladığı verim ve uygulamadaki kolaylık dikkate alındığında, halen en yaygın itme sistemi pervanelerdir.

Pervaneyi de içeren gemi itme sistemleri, gemi gövdesi ile entegre çalışan bir sistem olduğundan öncelikle pervane tasarımının gerçekleştirileceği hedef geminin, pervane tasarım çalışmalarından önce belirlenmesi gerekir. Tüm ana boyutları belirlenen gemi gövdesinin toplam direncinin (R_T) belirlenmesi ile tasarlanacak itme sisteminin hedef itki değeri (T) belirlenmiş olur. Hedef geminin toplam direnç değerinin dolayısıyla pervanenin hedef itme değerinin belirlenmesi için birden fazla yöntem bulunmaktadır. Bu yöntem ve uygulamalar ‘Gemi Bilgileri ve Gemi Direnç Bileşenlerinin Belirlenmesi’ bölümünde ayrıntıları ile açıklanacaktır. Tasarlanan pervanenin itme değerinin hedef geminin toplam direncinden büyük olması gerekmektedir.

Pervane tasarımı gerçekleştirilirken dikkat edilmesi gereken bir diğer husus da ana makine tork sınırıdır. Belirli bir devirde dönerek geminin belirli bir hızda (V) ilerlemesini sağlayan pervane sisteminin ürettiği tork değerinin ana makineden çekilebilecek maksimum tork sınırının altında olması gerekmektedir.

Tüm bu tasarım kısıtları ile birlikte bir çok tasarım parametresini bünyesinde barındıran pervane ve itki sisteminin tasarımı çalışması oldukça kompleks bir çalışma konusudur.

Bir geminin seyri sırasında geminin hızı ve hareketinden dolayı oluşan gemi üzerindeki kuvvet bileşenleri, ana makineden pervaneye kadar kayıpları içeren güç kavramları Şekil 2.1’ de gösterilmektedir.



Şekil 2. 1 : Gemi itme sistemi (MAN)

R_T : Gemi Toplam Direnci

V : Geminin Seyir hızı

V_A : Pervanenin İlerleme Hızı

T : Pervanenin İtmesi

P_E : Efektik Güç

P_B : Fren Gücü

P_D : İletilen Güç

P_T : İtme Gücü

3. PERVANE TASARIMI VE TASARIM YÖNTEMLERİ

Pervane tasarımı için tasarımcılar birçok farklı tasarım yöntemi kullanmaktadır. Pervane tasarım yöntemleri, seri pervane tasarımı ve özel pervane tasarımı olarak ikiye ayrılmakta olup, en yaygın olarak kullanılan yöntem seri pervane tasarımı yöntemidir.

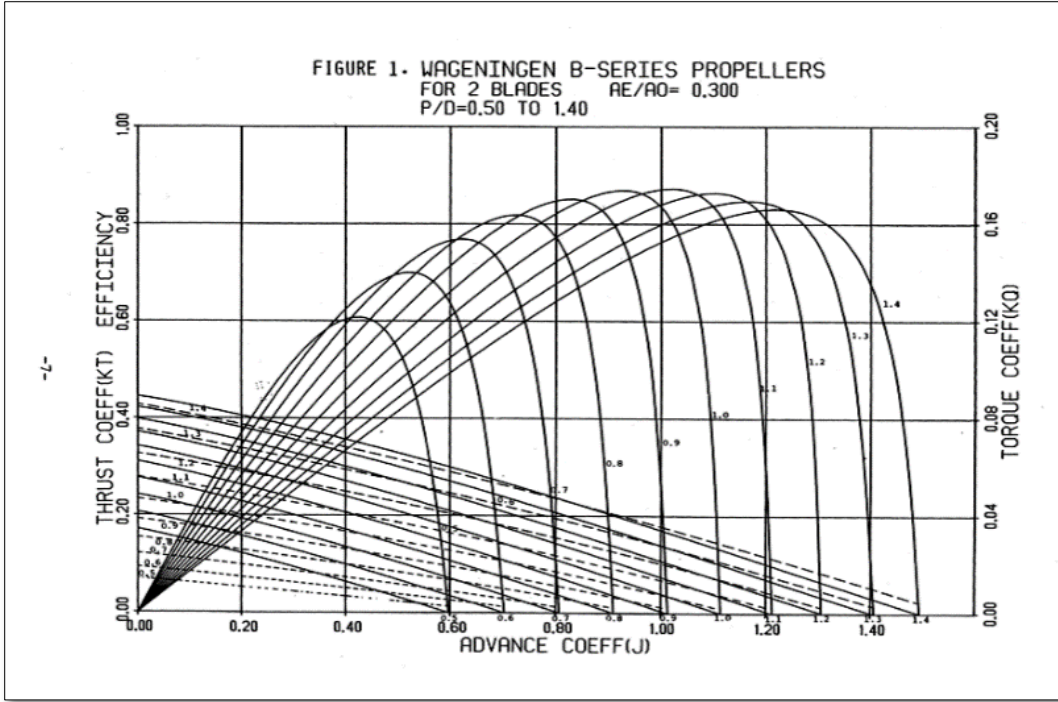
3.1 Seri Pervane Tasarım Yöntemi

Seri pervane tasarım yönteminde daha önceden model deney havuzlarında gemi boyutları ve ana makine seçimleri göz önünde bulundurularak tasarlanan ve bu havuzlarda testleri gerçekleştirilen pervaneler kullanılmaktadır.

Seri pervane tasarım yöntemi, daha önceden deneyler ile tespit edilmiş sonuçlara dayanmaktadır. Bu deneylerden elde edilmiş sonuçlar, boyutsuzlaştırılarak boyutsuz katsayılar oluşturulmuştur. Bu tasarım yöntemi nihai pervane tasarımının gerçekleştirilmesi için yeterli bir yöntem olmamakla birlikte bir ön tasarım yöntemi olarak kullanılabilir.

Seri pervane tasarımı yöntemi için tasarım girdileri, kanat sayısı, kanat açılım alan oranı, istenen itme kuvveti ve hedef geminin hızıdır. Bu tasarım girdileri kullanılarak yapılan ön tasarım sonucunda elde edilen tasarım çıktıları ise, çap, devir ve hatve oranı olarak sıralanabilir.

Wageningen B serisine ait bir pervanenin performans karakteristikleri eğrileri örnek olarak Şekil 3.1' de verilmiştir. (Kuiper, 1992)



Şekil 3. 1 : Wageningen B serisine ait pervane performans karakteristikleri eğrileri. (Kuiper, 1992)

3.2 Özel Pervane Tasarım Yöntemi

Pervaneler gemi kıçında çalışan sistemlerdir. Bu nedenle akışkan pervaneye gelene kadar tüm gemi gövdesini geçerek bir yol izler. Bu esnada gemi gövdesi üzerinde bulunan tüm takımlar akışkanın akımını bozar ve pervane üzerine gelen akışkanı etkiler. Bu nedenle gemi gövdesinin formu pervane üzerine gelen akışkanı doğrudan etkilediğinden pervane tasarımı gemiye özel yapılmalıdır.

Seri pervane tasarımı yöntemi kullanılırken geminin formu dikkate alınmadan bir tasarım yapıldığından pervane tasarımı sırasında bazı verim kayıpları yaşanır. Oysa özel tasarımda geminin formuna uygun, pervane diskine gelen akışkan hızlarına göre bir tasarım gerçekleştirildiğinden pervane verimi maksimize edilmiş olur.

Özel pervane tasarımı yapılabilmesi için pervane diskine gelen akışkanın ne ölçüde değişime uğradığı ve ulaştığı hız değerinin tasarımdan önce bilinmesi gerekmektedir. Bu bilginin edinilebilmesinin iki yolu vardır. Bunlardan biri pervane tasarımının yapılacağı gemi gövdesinin model deney havuzlarında testlerinin

gerçekleştirilmesidir. Bu testler sonucunda hem gemi gövdesinin farklı hızlarda toplam direnci belirlenmiş olur hem de pervane diskine gelen akışkanın hız dağılımı belirlenir. Ancak pervane tasarımı yapılacak her bir geminin model deney havuzlarında testinin gerçekleştirilmesi oldukça maliyetli olmaktadır. Bir diğer yöntem ise, gelişen teknoloji ve geliştirilen paket programlar sayesinde gerçek fiziksel koşulların hemen hemen birebir olarak simüle edilebildiği akışkanlar dinamiği analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Bu analizler yardımıyla gemilerin toplam direnç değerleri belirlenebilir, akışkanın gemi gövdesi etrafındaki davranışı incelenebilir, hız ve basınç dağılımları incelenebilir ve pervane diski üzerine gelen akışkan hızı dağılımı elde edilebilir.

Ayrıca akışkanlar dinamiği analizleri, tasarımı gerçekleştirilen pervanenin performansının değerlendirilebilmesi için, pervaneye ait itme ve tork değerlerinin eldesinde de kullanılır.

Özel tasarım kanat üzerindeki kuvvetlerin analizine dayanır. Bu analizler de;

- Kaldırıcı Hat (Lifting Line) Yöntemi,
- Kaldırıcı Yüzey Yöntemi (Lifting Surface)
- Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (CFD)

gibi yöntemlerin kullanılmasıyla yapılır.

3.2.1 Kaldırıcı hat (Lifting Line) yöntemi

Sirkülasyon teorisine dayalı teorik pervane tasarım yöntemlerinden biri olan kaldırıcı hat yönteminde, pervane kanadının sıfır kalınlık ve genişlikte olduğu kabul edilerek, kanat kesiti tek bir girdap ile temsil edilmektedir.

Kaldırıcı hat yöntemi, pervane kanadının çizgisel sıralanmış girdaplar halinde modellenmesini ve girdapların analitik olarak çözülmesi ile pervane performansının hesaplanmasını sağlamaktadır.

3.2.1.1 Lerbs kaldırıcı hat yöntemi ile tasarım ve analiz metodu

Eksenel indüklenmiş hızlar:

İç kısımdaki noktalarda ($r < r_0$):

$$\vec{u}_{ai} = \frac{Z\Gamma_F}{4\pi k_0} \left\{ 1 - 2Z \frac{r_0}{k_0} \sum_{n=1}^{\infty} n I_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} \cdot r \right) \cdot K'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \right\} \quad (3.1)$$

Dış kısımdaki noktalarda ($r > r_0$):

$$\vec{u}_{ae} = \frac{Z^2 \cdot \Gamma_F \cdot r_0}{2\pi k_0^2} \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} n K_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} \cdot r \right) \cdot I'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \right\} \quad (3.2)$$

Teğetsel indüklenmiş hızlar:

İç kısımdaki noktalarda ($r < r_0$):

$$\vec{u}_{ti} = \frac{Z^2 \cdot \Gamma_F \cdot r_0}{2\pi k_0 \cdot r} \left\{ \sum_{n=1}^{\infty} n I_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} \cdot r \right) \cdot K'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \right\} \quad (3.3)$$

Dış kısımdaki noktalarda ($r > r_0$):

$$\vec{u}_{te} = \frac{Z\Gamma_F}{4\pi r} \left\{ 1 - 2Z \frac{r_0}{k_0} \sum_{n=1}^{\infty} n K_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} \cdot r \right) \cdot I'_{nz} \left(\frac{nZ}{k_0} r_0 \right) \right\} \quad (3.4)$$

$k_0 = r_0 \tan \beta_0$ olup, I_{nz} ve K_{nz} Bessel fonksiyonunun değişkenleridir. (Carlton, 1994)

Bu durumda,

İç kısımdaki noktalar için ($r < r_0$):

$$\vec{u}_{ai} = \frac{Z\Gamma_F}{2\pi k_0} (1 + B_2) \quad \vec{u}_{ti} = -\frac{Z\Gamma_F}{4\pi r} (B_2) \quad (3.5)$$

Dış kısımdaki noktalar için ($r > r_0$):

$$\vec{u}_{ae} = -\frac{Z\Gamma_F}{4\pi k_0} (B_1) \quad \vec{u}_{te} = \frac{Z\Gamma_F}{4\pi r} (1 + B_1) \quad (3.6)$$

B1 ve B2 değerleri için,

$$B_{1,2} = \left(\frac{1 + y_0^2}{1 + y^2}\right)^{0.25} \cdot \left[\frac{1}{e^{Z.A_{1,2}}} \pm \frac{1}{2Z} \cdot \left(\frac{y_0^2}{(1 + y_0^2)^{1.5}}\right) \cdot \log_e \left(1 + \frac{1}{e^{Z.A_{1,2}} - 1}\right) \right] \quad (3.7)$$

A1,2 için,

$$A_{1,2} = \pm \sqrt{(1 + y^2)} - \sqrt{(1 + y_0^2)} \\ \pm \frac{1}{2} \log_e \frac{(\sqrt{(1 + y_0^2)} - 1) \cdot (\sqrt{(1 + y^2)} + 1)}{(\sqrt{(1 + y_0^2)} + 1) \cdot (\sqrt{(1 + y^2)} - 1)} \quad (3.8)$$

$$y_0 = \frac{1}{\tan \beta_{i0}} \quad y = \frac{x}{x_0 \tan \beta_{i0}} \quad (3.9)$$

$r=r_0$ olduğu durumda ise, indüklenmiş hız değerinin sonsuza gitmesini önlemek için Lerbs (1952) indüksiyon faktörü denilen bir kavram tanımlamıştır. Bu değer, r_0 yarıçapında helisel bir girdap hattı tarafından indüklenen hızın, aynı konumda şaft eksenine paralel olacak şekilde düz bir girdap hattı tarafından indüklenen hıza oranı olarak tanımlanmıştır.

Pervane diski içerisinde yer alan bölgede r_0 yarıçapında bir girdap hattı tarafından r yarıçapında oluşan aksel ve indüklenmiş hızlar tanımlanmıştır. (Carlton, 1994)

$$u_{a,t} = \frac{\Gamma_F}{4\pi(r - r_0)} \quad (3.10)$$

Tanımlanmış olan indüksiyon faktörleri:

$$I_a = 4\pi(r - r_0) \cdot \frac{\vec{u}_a}{\Gamma_F}; I_t = 4\pi(r - r_0) \cdot \frac{\vec{u}_t}{\Gamma_F} \quad (3.11)$$

Yazılmış olan teğetsel ve indüklenmiş hızlar için indüksiyon faktörleri yazıldığında, Aksel indüksiyon faktörleri:

$$I_{ai} = \frac{Zx}{x_0 \tan \beta_{i0}} \cdot \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot (1 + B_2) \quad (3.12)$$

$$I_{ae} = -\frac{Zx}{x_0 \tan \beta_{i0}} \cdot \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot (B_1)$$

Teğetsel indüksiyon faktörleri:

$$I_{ti} = Z \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot (B_2) \quad (3.13)$$

$$I_{te} = -Z \left(\frac{x_0}{x} - 1\right) \cdot (1 + B_1)$$

Bu denklemlerden anlaşılacağı gibi, indüksiyon faktörleri, sirkülasyona bağlı olmamakla birlikte, akım geometrisinin sabit birer fonksiyonudur. Bu denklemler her bir kanadın tekil girdap hatlarını temsil ettiğinden tüm pervane için indüklenmiş hızların toplanması gerekmektedir. Bu durumda,

$$u_t(r) = \int_{r_h}^R (\vec{r}_0) \cdot dr_0 \quad (3.14)$$

$$\frac{u_t}{V_s} = \frac{1}{2} \int_{x_H}^{1.0} \left(\frac{dG}{dx_0} \right) \cdot \frac{i_t}{(x - x_0)} \cdot dx_0 \quad (3.15)$$

Boyutsuz sirkülasyon katsayısı G olup, şu şekilde ifade edilmiştir: $G = \frac{\Gamma}{\pi D V_s}$

Kaldırıcı hat üzerinde, bir açısız koordinatın tanımlanması (Φ) pervane çözümüne imkan sağlamaktadır. Kaldırıcı hat üzerinde radyal koordinatların açısız olarak temsili için aşağıdaki denklem kullanılabilir.

$$x = 0.5[(1 + x_h) - (1 - x_h) \cdot \cos \Phi] \quad (3.16)$$

x : boyutsuz radyal koordinat,

x_h : boyutsuz pervane göbek çapı,

Φ : açısız koordinat (0o-180o)

G(x) sirkülasyon dağılımı pervaneler için sürekli olup, Fourier serisi ile temsil edilebilmektedir.

$$G(x) = \sum_{m=1}^{\infty} G_m(m \Phi) \quad (3.17)$$

$$I(\Phi, \Phi_0) = \sum_{n=0}^{\infty} I_n(\Phi) \cdot \cos(n\Phi_0) \quad (3.18)$$

Bu ifadeler birleştirilerek, açısız koordinatlar cinsinden indüklenmiş teğetsel ve aksenal hızlar aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{u_a}{V_s} = \frac{1}{1 - x_h} \sum_{m=1}^{\infty} m \cdot G_m \cdot h_m^a(\Phi) \quad (3.19)$$

$$\frac{u_t}{V_s} = \frac{1}{1 - x_h} \sum_{m=1}^{\infty} m \cdot G_m \cdot h_m^t(\Phi)$$

Bu durumda,

$$h_m^a(\Phi) = \frac{\pi}{\sin \Phi} \left[\sin(m \cdot \Phi) \cdot \sum_{n=0}^m I_n^a(\Phi) \cdot \cos(n\Phi) \right. \\ \left. + \cos(m\Phi) \cdot \sum_{n=m+1}^{\infty} I_n^a(\Phi) \cdot \sin(n\Phi) \right] \quad (3.20)$$

Ve,

$$h_m^t(\Phi) = \frac{\pi}{\sin \Phi} \left[\sin(m \cdot \Phi) \cdot \sum_{n=0}^m I_n^t(\Phi) \cdot \cos(n\Phi) \right. \\ \left. + \cos(m\Phi) \cdot \sum_{n=m+1}^{\infty} I_n^t(\Phi) \cdot \sin(n\Phi) \right] \quad (3.21)$$

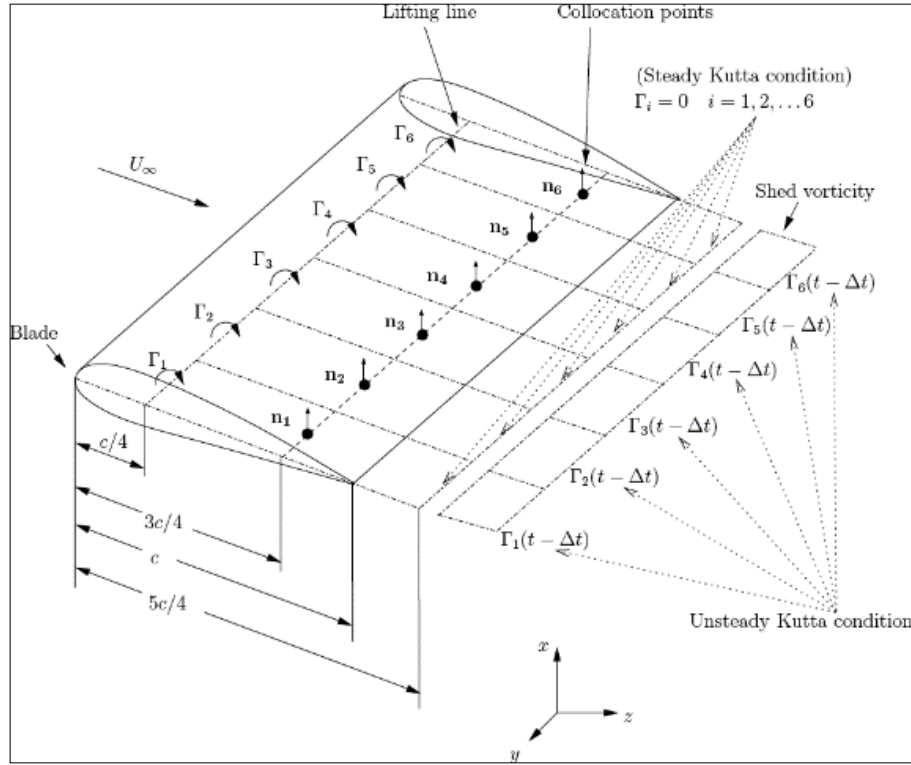
$\Phi=0^\circ$ ve 180° iken fonksiyonlar sonsuz değer alacaktır.

L' Hopital kuralı ile fonksiyonun sınırları:

$$h_m^{a,t}(0) = \pi \left[m \sum_{n=0}^m I_n^{a,t}(0) + \sum_{n=m+1}^{\infty} n I_n^{a,t}(0) \right] \quad (3.22)$$

$$h_m^{a,t}(180) = \pi \cos(m\pi) \left[m \sum_{n=0}^m I_n^{a,t}(180) \cdot \cos(n\pi) \right. \\ \left. + \sum_{n=m+1}^{\infty} n I_n^{a,t}(180) \cdot \cos(n\pi) \right] \quad (3.23)$$

Elde edilmiş olan bu denklemler, indüklenmiş hız bileşenleri, sirkülasyon dağılımı ve induksiyon faktörleri arasındaki ilişkiyi ortaya koymaktadır.



Şekil 3. 2 : Kaldırıcı hat yönteminin temsili resmi. (Whelan, 2007)

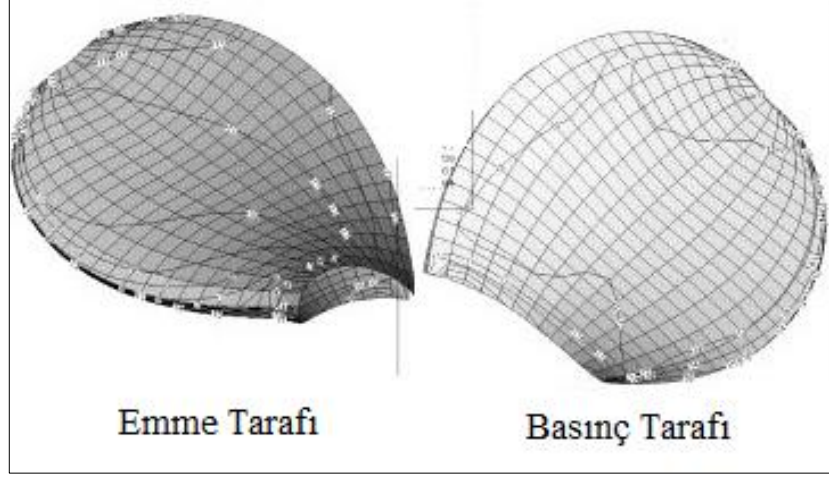
3.2.2 Kaldırıcı yüzey (Lifting Surface) yöntemi

Kaldırıcı yüzey metotlarında genel olarak pervanelerin kanat kesitleri, her bir kanat kesitinin sehim hattı üzerinde sonsuza doğru uzanan ince bağlı girdap tabakası olarak temsil edilmektedir. Kanat üzerinde radyal ve kort yönünde girdap dağılımları yerleştirilmektedir. Kaldırıcı yüzey metodunun ilk uygulamalarında girdap dağılımları sadece sehim hattı boyunca yerleştirilerek kaldırıcı hat (lifting line) probleminden elde edilen ve radyal olarak değişken olan bağlı sirkülasyon bu şekilde dağıtılarak pervane kanadı temsil edilirken, daha sonra geliştirilen yöntemlerde bu girdapların yerine kavitasyon öngörüsünde yüzey basınçlarını daha doğru bir şekilde hesaplamak amacıyla kanat kortları üzerinde kaynak-kuyu dağılımları yerleştirilmiştir. Böylece hem kanat etrafında meydana gelen bağlı sirkülasyon hem de kanat kalınlıkları temsil edilmiştir.

Kaldırıcı yüzey metotları, pervane hidrodinamiğinde hem dizayn hem de analiz yöntemi olarak kullanılmaktadır. Dizayn problemlerinde kanat geometrisi, radyal olarak kort, eğiklik, çalıklık ve kesit kalınlık dağılımları kısmen bilinmektedir. Pervane kanatlarına ait hatvenin radyal, sehim hattının ise radyal ve kort yönündeki dağılımlarının tayin edilmesi gerekmektedir. Dizayn problemlerinin çözümünde herhangi bir noktadaki indüklenmiş hızların hesabının mümkün olabilmesi için kanatları ve onların izlerini temsil eden girdap dağılımlarının uygun referans yüzeylerinde yerleştirilmeleri gerekmektedir.

Analiz hesaplarında ise durum dizayn hesaplarındakinden daha farklıdır. Çünkü pervane geometrisi tamamen bilinmektedir. Analiz hesabı daimi ve daimi olmayan akım durumundaki çözümler olmak üzere iki kısımda uygulama alanı bulmaktadır. Daimi akım durumundaki denklemler dizayn problemindeki denklemler ile aynı şekilde kullanılırlar. Dizayn hesaplamalarından bilinen bir sirkülasyon dağılımı tarafından indüklenen hızı veren tek katlı integral bu analiz hesaplamalarında bir integral denklem halini almaktadır. Bu denklem ise sayısal olarak çözülmektedir (Carlton, 1994). Daimi olmayan pervane akışlarında ise çözüm, kanat izinde takip eden girdapların bulunmasından dolayı biraz daha karmaşık bir durum arz etmektedir.

Gemi pervaneleri, kanatları üzerinde meydana gelen hidrodinamik yükü dağıtmak, yerel negatif basınçların oluşumundan ve mümkün olduğu kadar kavitasyondan kaçınmak için genelde geniş kanatlara sahip olarak tasarlanmaktadır. Beklenildiği gibi, gemi etkisiyle üretilen, yere ve zamana göre değişen akım şartlarında çalışan pervane kanatları, çeşitli kanat pozisyonlarında değişken kuvvetlere neden olmaktadır. Bu nedenle pervane kanatlarının değişken basınç dağılımlarına sahip kaldırıcı yüzeyler olarak incelenmesi gereklidir. Kaldırıcı yüzey metotlarında pervane kanatları üzerindeki yük ve kalınlık dağılımlarını bulabilmek için, basınç ve hız arasında bir ilişki kurulmalı ve kanatlar üzerindeki kinematik sınır koşulu gerçekleştirilmelidir.



Şekil 3. 3 : Kaldırıcı yüzey yöntemi temsili resmi.

Kinematik sınır koşulu,

$$\begin{aligned}
 & \frac{1}{4\pi} \left[\iint_{SP} \vec{n} \vec{\gamma}_P \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS \right. \\
 & \quad + \iint_{SPv} \vec{n} \vec{\gamma}_{Pv} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS \\
 & \quad + \iint_{SPs} \vec{n} \vec{\gamma}_{Ps} \cdot \nabla \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS + \iint_{SP} (q_p + q_{pc} \left(-\frac{1}{r_p} \right) dS \left. \right] \\
 & \quad + (\vec{V} + \vec{\omega} \cdot R) \cdot \vec{n} = 0
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

\vec{n} : kaldırıcı yüzeye normal yöndeki birim vektörü,

$\vec{\gamma}_P$: 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 alan arasındaki uzaklık,

SP : pervane kanatlarının alanı,

SPv : pervane serbest girdap sisteminin değişken bölgesinin alanı,

SPs : pervane serbest girdap sisteminin sürekli bölgesinin alanı,

\vec{V} : pervaneye gelen akımın hızı,

$\vec{\omega}$: pervane açısal hızı,

R : hesap edilen noktadaki pervane yarıçapı

İndüklenmiş hızların hesabı,

İndüklenmiş hızların hesabında Biot-Savart formülü kullanılır.

$$\vec{V}_r = \frac{\Gamma}{4\pi} \frac{\vec{L} * \vec{R}}{|\vec{R}|^3} \quad (3.25)$$

\vec{V}_r : Girdap elemanı tarafından indüklenen hız,

Γ : Girdap elemanının sirkülasyon şiddeti,

\vec{L} : Girdap elemanının uzunluğu,

$|\vec{R}|$: Girdap veya kaynak elemanı ile kontrol noktası arasındaki uzaklık vektörünün büyüklüğü

Basınç dağılımlarının hesabı,

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{0.5\rho V_\infty^2} = 1 - \left(\frac{V_i}{V_\infty}\right)^2 + \frac{2}{V_\infty^2} \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (3.26)$$

C_p : boyutsuz basınç katsayısı,

p : söz konusu olan noktadaki basınç (kontrol noktasındaki),

p_∞ : sonsuzdaki basınç,

ρ : suyun yoğunluğu,

V_∞ : sonsuzdaki akım hızı,

V_i : söz konusu olan noktada bileşke akım hızı (kontrol noktasındaki),

φ : anahtar kanat üzerindeki yük dağılımını temsil eden hız potansiyeli.

Basınç dağılımını verecek olan denklem, viskoz etkiler nedeniyle düzeltilmelidir. Bu düzeltme k_1 ve k_2 düzeltme katsayılarına göre gerçekleştirilir. Düzeltme işlemi aşağıdaki denklem kullanılarak yapılır.

$$C_{Pdüzeltme} = 2\pi[a(k_1 - 1.0) + a_0(k_1k_2 - 1.0)] \quad (3.27)$$

a : hücum açısı ($a = \left(\frac{C_{LI}}{2\pi}\right) - a_0$)

a_0 : sıfır kaldırma kuvveti açısı (viskozitesiz)

C_{LI} : ideal kesit kaldırma katsayısı (viskozitesiz)

k_1 ve k_2 düzeltme katsayılarının hesaplanması, (Burril, 1994)

$$k_1 = 58.33 \left(\frac{t}{c} - 0.13\right) \left(\frac{t}{c} - 0.22\right) - 113.6 \left(\frac{t}{c} - 0.04\right) \left(\frac{t}{c} - 0.22\right) + 51.85 \left(\frac{t}{c} - 0.04\right) \left(\frac{t}{c} - 0.13\right) \quad (3.28)$$

$$k_2 = 56.17 \left(\frac{t}{c} - 0.13\right) \left(\frac{t}{c} - 0.22\right) - 108.6 \left(\frac{t}{c} - 0.04\right) \left(\frac{t}{c} - 0.22\right) + 48.76 \left(\frac{t}{c} - 0.04\right) \left(\frac{t}{c} - 0.13\right) \quad (3.29)$$

$$C_{LI} = 2\pi(a + a_0) \quad (3.30)$$

$$C_{LV} = 2\pi k_1(a + a_0 k_2) \quad (3.31)$$

$$a_{0v} = k_2 a_0 \quad (3.32)$$

C_{LV} : viskoz kesit kaldırma katsayısı

a_{0v} : viskoz kesit kaldırma açısı

3.2.3 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile tasarımı gerçekleştirilen pervanenin performans kontrolü için analizler gerçekleştirilebilir. Analizler sonucunda pervanenin bir akış hacmi içerisindeki davranışı, basınç ve hız dağılımı görselleri, pervanenin üretebileceği itme ve tork değerleri elde edilebilir. Elde edilen itme ve tork değerleri kullanılarak pervane performans karakteristikleri hesaplanabilir ve böylelikle pervane verimi elde edilebilir. Pervane performans karakteristiklerinin hesaplanması için kullanılan formüller aşağıda verilmiştir.

İtme Katsayısı

$$K_T = \frac{T}{\rho * n^2 * D^4} \quad (3.33)$$

Tork Katsayısı

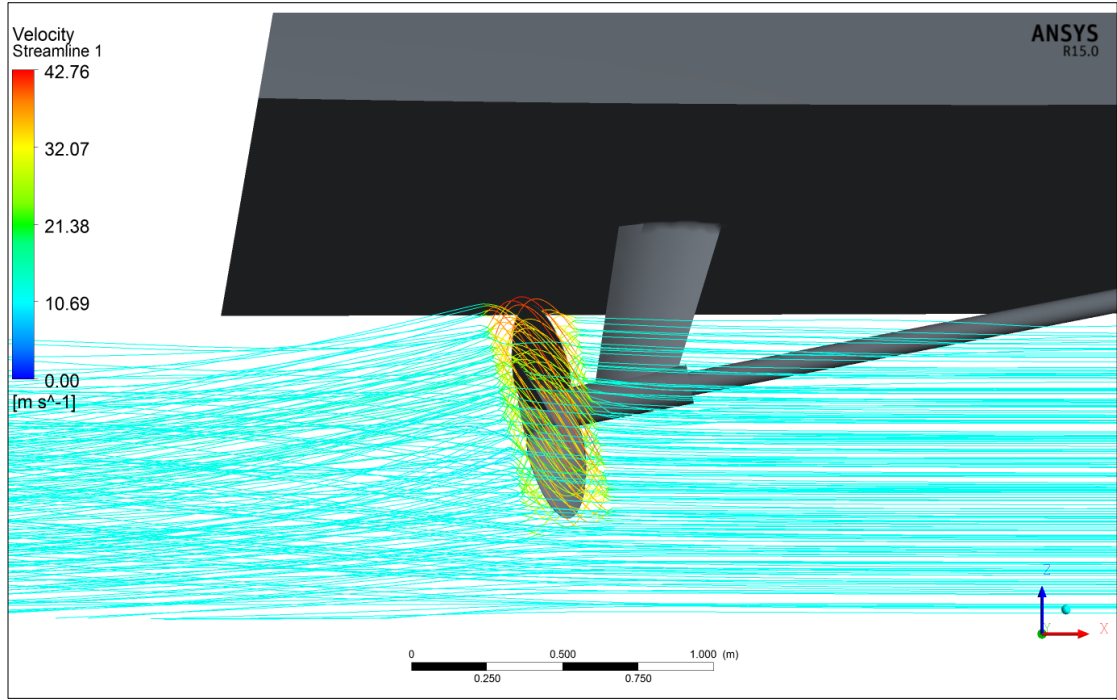
$$K_Q = \frac{Q}{\rho * n^2 * D^5} \quad (3.34)$$

Açık Su Pervane Verimi

$$\eta_0 = \frac{J}{2\pi} * \frac{K_T}{K_Q} \quad (3.35)$$

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi kullanılarak, pervane geometrisi incelenerek akışkan içerisinde ayrılma noktaları belirlenebilir. Böylelikle tasarım için geri bildirimler oluşturulabilir. İtme değerinin istenen pervane itme değerini sağlamaması ve tork değerinin ana makine tork sınırından fazla olması gibi durumlarda tasarım revize edilmek üzere tekrarlanacaktır. Bu özellikleri ile hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi tasarımı gerçekleştirilen pervane geometrisinin kontrolünü sağlamaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, standart test pervanelerinin validasyon çalışmaları ve hedef gemiye uygun olarak tasarlanan pervanenin hidrodinamik performans analizleri bu yöntem kullanılarak gerçekleştirilmiş olup, dokümanın ilerleyen kısımlarında yer almaktadır.



Şekil 3. 4 : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi (Ansys kullanılarak temsili amaçlı geliştirilmiştir.)

3.2.3.1 Matematiksel altyapı

Akışkanlar mekaniğinin temel diferansiyel denklemlerinin çözümü oldukça zordur. Bu nedenle çözümün mümkün hale getirilebilmesi için bazı kabuller yapılması söz konusudur. Akışkanın daimi ve sıkıştırılmaz olduğu kabulü denklemlerin çözülebilmeye olanak sağlayacaktır. Öte yandan akışkanın sürtünmesiz olduğunun kabulü, Bernoulli denklemini geçerli kılar. Kütle, momentum korunumu ve Navier-Stokes denklemleri akışkanlar dinamiğinin temel denklemlerini oluşturmaktadır.

Kütlenin korunumu

Temel diferansiyel denklemler belirli bir eleman hacmi düşünülerek oluşturulabilir. Bu şekilde oluşturulmuş olan kütle korunumu diferansiyel denklemi aşağıdaki gibidir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (3.36)$$

Bir denetim hacminde kütleinin korunumu yazıldığı zaman yalnızca yoğunluk ve hız sürekli fonksiyonlardır ve başka bir kabul yapılmasına gerek duyulmamaktadır. Bu nedenle akışkan daimi yada değil, sürtünmeli veya değil, sıkıştırılabilir veya değil olabilir. Süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w) = 0 \quad (3.37)$$

Momentum korunumu

Momentumun diferansiyel denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= \frac{\partial(-p + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \\ \rho \frac{Dv}{Dt} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial(-p + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \\ \rho \frac{Dw}{Dt} &= \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial(-p + \tau_{zz})}{\partial z} + S_{Mz} \end{aligned} \quad (3.38)$$

$$\frac{Du}{Dt} = \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z}$$

$$\frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \quad (3.39)$$

$$\frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z}$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = S_{Mx} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = S_{My} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \quad (3.40)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = S_{Mz} - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z}$$

Oluşturulmuş olan momentum denklemi herhangi bir akışkanın genel hareket denklemlerini ifade etmektedir.

Navier-Stokes denklemleri

Bir Newton akışkan tipi için geçerli olan viskoz gerilmeler aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \tau_{yy} &= 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \tau_{zz} &= 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \\ \tau_{xy} = \tau_{yx} &= \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \tau_{xz} = \tau_{zx} &= \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & & \\ \tau_{yz} = \tau_{zy} &= \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) & & & & \end{aligned} \quad (3.41)$$

Denklemler içerisinde yer alan μ viskoziteyi temsil etmektedir. Buradaki bağıntıların momentum denklemlerinin içerisine yerleştirilmesi durumunda, sabit yoğunluk ve viskoziteli newton akışkan için diferansiyel momentum denklemlerinin elde edilmesini sağlar. S_{Mx} , S_{My} , S_{Mz} , terimleri kütle kuvvetlerini temsil etmekte olup, akışkanın dışındaki etkiler nedeniyle oluşmaktadır.

Navier-Stokes denklemleri;

$$\begin{aligned} S_{Mx} - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} &= \rho \frac{du}{dt} \\ S_{My} - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} &= \rho \frac{dv}{dt} \end{aligned} \quad (3.42)$$

$$S_{Mz} - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} = \rho \frac{dw}{dt}$$

Akışkanlar mekaniği temel denklemlerinin kapalı formu

Kütlenin Korunumu

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{V}) = 0 \quad (3.43)$$

X yönünde Momentum Korunumu

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot uV) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{div}(\mu \text{grad}u) + S_{Mx} \quad (3.44)$$

Y yönünde Momentum Korunumu

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot vV) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{div}(\mu \text{grad}v) + S_{My} \quad (3.45)$$

Z yönünde Momentum Korunumu

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot wV) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \text{div}(\mu \text{grad}w) + S_{Mz} \quad (3.46)$$

4. GEMİ BİLGİLERİ VE GEMİ DİRENÇ BİLEŞENLERİNİN BELİRLENMESİ

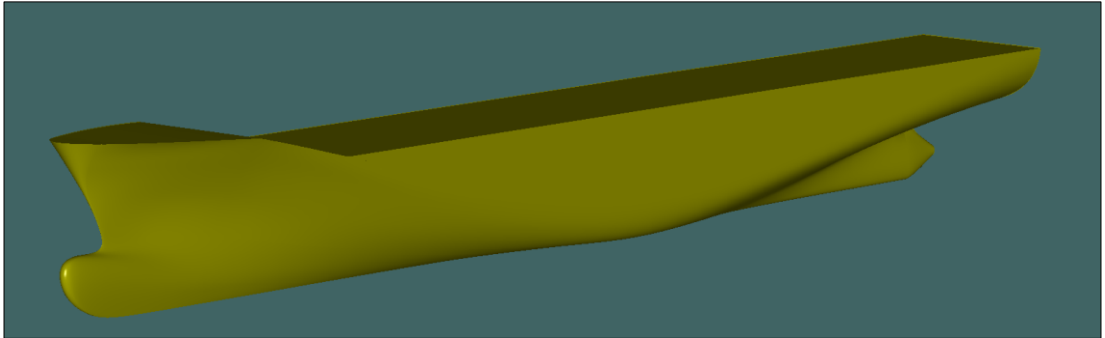
4.1 Gemi Bilgileri

Proje kapsamında ana makine dairesi simülörünün tasarlanacağı hedef gemi 55000 ton'luk bir konteyner gemisidir. Bu gemiye ait bir ön tasarım çalışması yürütülerek hedef gemi belirlenmiştir. Bu gemiye ait ana boyutlar Çizelge 4.1' de verilmiştir.

Çizelge 4. 1 : Hedef gemi teknik özellikleri.

Özellik	Değer	Birim
Gemi Boyu (L)	295,00	[m]
Gemi Eni (B)	32,00	[m]
Draft (T)	12,60	[m]
Deplasman	55000	[ton]
Makine Gücü	48600	[kW]
Makine Devri	102	[rpm]
Hız (Azami)	25	[knot]

Gemi gövdesinin 3 boyutlu modeli de Şekil 4.1' de yer almaktadır.



Şekil 4. 1 : 3 Boyutlu hedef konteyner geometrisi.

4.2 Gemi Direnç Bileşenlerinin Belirlenmesi

Gemi direnci, geminin ileri yöndeki hareketine karşı suyun göstermiş olduğu tepki kuvvetinin toplamı olarak tanımlanabilir. Gemi direncinin belirlenmesi için model deney havuzlarında yapılan testler veya hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri ile yapılan analizler kullanılabilir. Gemi toplam direncinin hesaplanabilmesi için gemi direnç bileşenlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Gemi direnci;

- Dalga direnci
- Sürtünme Direnci
- Viskoz Basınç Direnci

olmak üzere üç bileşenden oluşmaktadır.

$$R_T = R_W + R_F + R_{VP} \quad (4.1)$$

Dalga direnci, geminin ileri yöndeki hareketi esnasında dalga oluşumu için harcanan enerji olarak tanımlanabilir. Dalga direnci bileşeninin içinde akışkan viskozitesi yer almamaktadır. Bununla birlikte geminin kıçında ve gemi gövdesi etrafında viskoz akış potansiyel akış şartlarını bozduğundan dalga direnci içerisinde viskozite etkileri de görülebilmektedir. Teorik olarak geminin dalga direncinin hesaplanması için akışkan potansiyel akım olarak kabul edilebilir ve bu şekilde çözülebilir. Ancak hava ve su arasında meydana gelen serbest su yüzeyi bu kabulle çözüm yapılmasını zorlaştırmaktadır.

Günümüzde dalga direncinin hesaplanması ve dalga direncinin optimizasyonu için potansiyel teoriye dayalı çeşitli kodlar kullanılmaktadır ancak bu yöntem ile yapılan hesaplamalarda viskozite etkisi ihmal edildiğinden dalga direncinin kesin tespiti açısından deney vazgeçilmez olmaktadır.

Sürtünme direnci, suyun viskozitesinden dolayı gemi yüzeyinde oluşan teğetsel kuvvetler (kayma gerilmeleri) olarak tarif edilebilir. Oluşumun sebebi viskozite ve yüzey pürüzlülüğüdür.

Viskoz basınç direnci, serbest su yüzeyi olmayan uygulamalarda yani tamamen batmış ve ideal bir akışkan içerisinde hareket eden bir cisim için sıfırdır. Yani cisim üzerindeki basınç dağılımının ilerleme yönündeki bileşenleri toplamı sıfırdan farklı çıkmaktadır. Bu farka viskoz basınç direnci, bu direncin sürtünme direncine oranına ise form faktörü adı verilir.

Tasarımı gerçekleştirilen konteyner gemisinin toplam direncinin belirlenmesi için bazı hesaplamalar yapılmıştır. Tasarımı gerçekleştirilecek olan pervanenin hedef itme değerinin belirlenebilmesi için geminin toplam direncinin doğru bir şekilde hesaplanması gerekmektedir. Bu aşamada geminin toplam direncinin belirlenmesi için bir paket program olan MaxSurf HullSpeed Modülü vasıtasıyla Holtrop Mennen yöntemi kullanılmıştır.

Toplam gemi direncinin belirlenmesi için kullanılan analiz girdileri aşağıda bir çizelge olarak verilmiştir.

Çizelge 4. 2 : Toplam direncin belirlenmesi için kullanılan girdiler.

Özellik	Değer	Birim
Gemi Boyu (L)	270,598	[m]
Gemi Eni (B)	32,00	[m]
Draft (T)	12,599	[m]
Deplasman Hacmi	54039,637	[m ³]
Islak Yüzey Alanı	10453,002	[m ²]
Prizmatik Katsayı	0,533	[-]
Kıç Yüzey Alanı	3,776	[m ²]
Kıç Draftı	2,766	[m]

Tasarlanan 3 boyutlu gemi geometrisinin tanımlanması ile toplam direncin belirlenmesi için kullanılacak olan girdiler oluşturulmuştur. Bu aşamadan sonra hedef gemi hızı bir hız aralığının içerisinde kalacak şekilde farklı hızlarda geminin direncinin belirlenmesi için analiz edilmiştir.

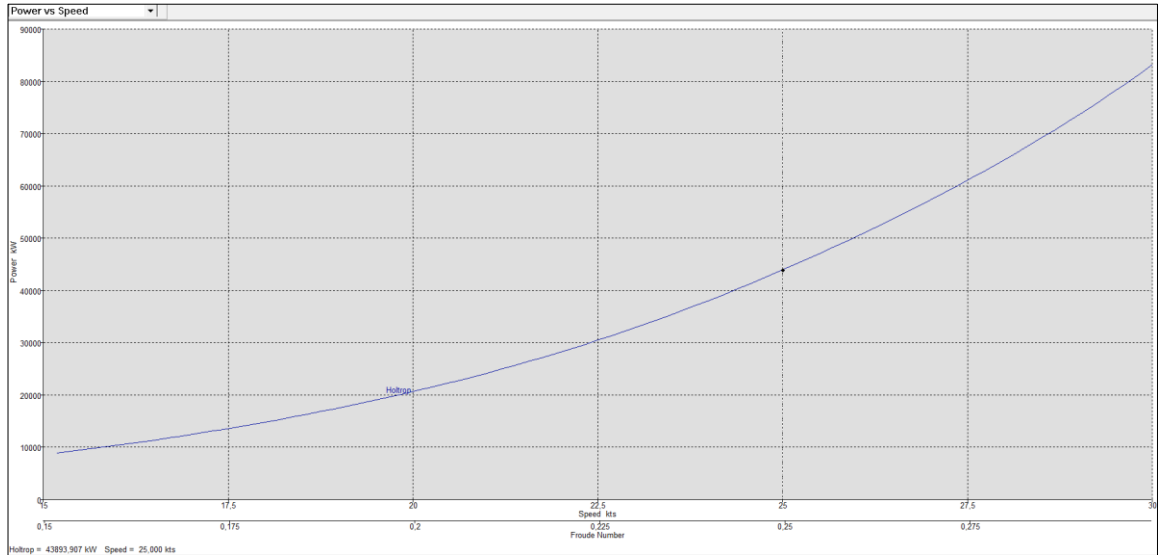
Sonuç olarak elde edilen toplam direnç değeri pervane ön tasarımında kullanılacak olan hedef gemiye ait direnç değerini vermektedir.

Çizelge 4. 3 : MaxSurf HullSpeed (Holtrop Mennen yöntemi) ile gemi direnci ve güç gereksiniminin belirlenmesi.

Gemi Hızı	Gemi Direnci	Güç Değeri
[knot]	[kN]	[kW]
15	--	--
15,38	639,35	9194,58
15,75	670,65	9879,9
16,13	702,92	10601,84
16,5	736,2	11362,05
16,88	770,54	12162,29
17,25	805,98	13004,41
17,63	842,57	13890,34
18	880,36	14822,13
18,38	919,41	15801,93
18,75	959,75	16831,94
19,13	1001,44	17914,42
19,5	1044,54	19051,72
19,88	1089,09	20246,26
20,25	1135,14	21500,62
20,63	1182,77	22817,63
21	1232,05	24200,43
21,38	1283,06	25652,52
21,75	1335,91	27177,68
22,13	1390,69	28779,81
22,5	1447,47	30462,65
22,88	1506,32	32229,52
23,25	1567,25	34082,92
23,63	1630,23	36024,37
24	1695,18	38054,25
24,38	1761,98	40171,83
24,75	1830,48	42375,57
25,13	1900,51	44663,47

Gemi Hızı	Gemi Direnci	Güç Değeri
[knot]	[kN]	[kW]
25,5	1971,94	47033,69
25,88	2044,64	49485,04
26,25	2118,58	52017,55
26,63	2193,76	54632,92
27	2270,28	57334,78
27,38	2348,3	60128,85
27,75	2428,06	63022,91
28,13	2509,87	66026,69
28,5	2594,07	69151,73
28,88	2681,06	72411,09
29,25	2771,26	75819,21
29,63	2865,11	79391,63
30	2963,04	83144,82

Geminin hedef gemi hızı olan 25 [knot] hız değerine karşılık gelen toplam direnç değeri 1900 [kN] olup, güç gereksinimi yaklaşık 44000 [kW] olarak belirlenmiştir. Bu güç gereksinime karşılık seçilen ana makineye ait bilgiler bir sonraki bölümde verilmiş olup, pervane ön tasarımı bu veriler doğrultusunda gerçekleştirilecektir.

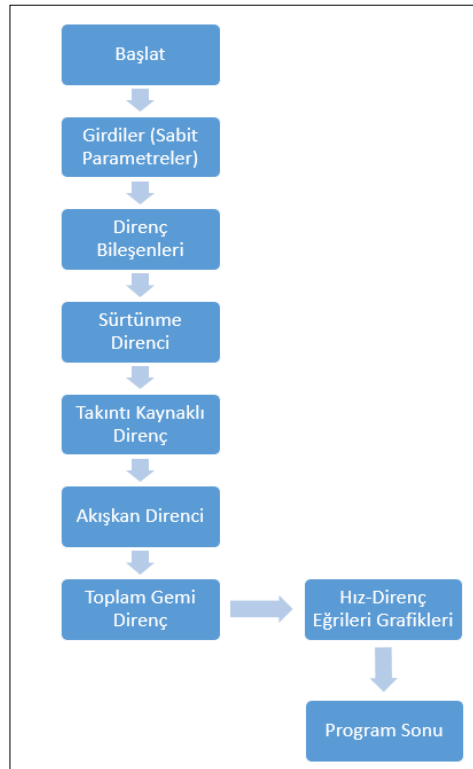


Şekil 4. 2 : Gemi hızına karşılık güç gereksinimi.

4.2.1 Gemi direncinin belirlenmesi için Matlab kodu geliştirilmesi

Hedef gemiye ait toplam direnç değeri bir önceki bölümde belirtildiği gibi Maxsurf Programı HullSpeed Modülü kullanılarak hesaplanmıştır. Ancak simülatör uygulamalarında farklı hedef gemilerin belirlenmesi halinde kullanılmak üzere gemi direncinin hesaplanabilmesi için bir Matlab kodu oluşturulmuştur. Bu kod vasıtasıyla, farklı gemiler için ana boyutlar ve bazı hidrostatik parametrelerin bilinmesi ile pervane tasarımı için gerekli toplam gemi direnç değeri kolaylıkla hesaplanabilecektir.

Holtrop-Mennen yöntemi kullanılarak oluşturulan Matlab kodu önceden HullSpeed ile yapılan gemi direnç analizleri için tekrar çalıştırılmış olup, sistemin hedef konteyner gemisi için toplam direnç değerleri hesaplanmıştır. Matlab kodu ve HullSpeed programı tarafından hesaplanan gemi hızına bağlı toplam direnç değerleri hesaplanarak birbirleriyle kıyaslanmıştır. Bu kıyaslama sonucunda gemi toplam direnç değerlerinin tutarlılık göstermesi ile geliştirilen kodun deplasman tipi teknelerin toplam direncinin kolaylıkla hesaplanabilmesi için kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.



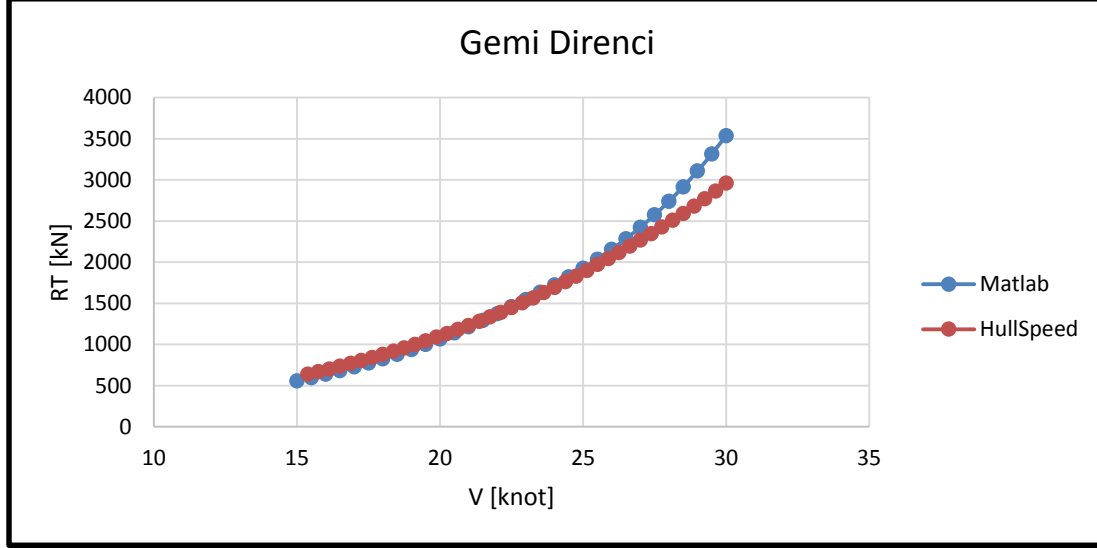
Şekil 4. 3 : Matlab programı için oluşturulan akış diagramı.

Çizelge 4. 4 : Geliştirilen Matlab kodu ile gemi direncinin belirlenmesi.

Gemi Hızı	Gemi Direnci
[knot]	[kN]
15	559,571
15,5	598,596
16	639,758
16,5	683,076
17	728,53
17,5	776,272
18	826,739
18,5	880,583
19	938,483
19,5	1000,946
20	1068,136
20,5	1139,809
21	1215,386
21,5	1294,148
22	1375,486
22,5	1459,103
23	1545,106
23,5	1634,001
24	1726,61
24,5	1823,973
25	1927,261
25,5	2037,703
26	2156,539
26,5	2284,984
27	2424,204
27,5	2575,283
28	2739,199
28,5	2916,796
29	3108,758

Gemi Hızı	Gemi Direnci
[knot]	[kN]
29,5	3315,583
30	3537,564

Şekil 4.4' te gemi toplam direncinin belirlenmesine yönelik kullanılan iki farklı programın karşılaştırılması bir grafik olarak verilmiştir.

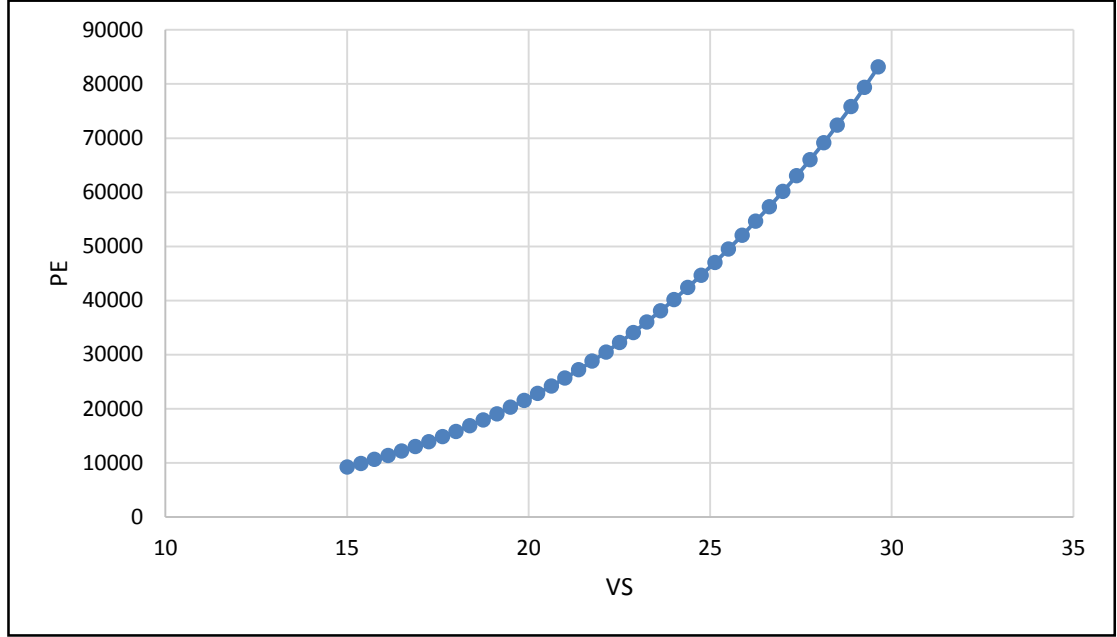


Şekil 4. 4 : Gemi hızına karşılık gemi toplam direncinin Hullspeed ve Matlab kullanılarak karşılaştırılması.

Geminin hedef hızı 25 [knot] olduğu için toplam direnç eğrileri 15 ile 30 [knot] arasında olacak şekilde hesaplanmıştır. Grafikte görüldüğü gibi 15 ile 27 [knot] hız değerleri arasında gemi toplam direnci HullSpeed programı ve Matlab kodu ile yaklaşık olarak hesaplanmaktadır. Ancak hız değerinin artmasıyla elde edilen değerlerin farklı olduğu görülmektedir. İki farklı programda kullanılan matematiksel yöntem (Holtrop-Mennen) aynıdır.

HullSpeed modülünde programın, geminin toplam direncini hesaplamak için kullanmış olduğu, geminin 3 boyutlu modelidir. Matlab kodunda ise gemi, ana boyutları ile programa tanıtılmaktadır. Yüksek hızlarda elde edilen değerlerin farklı olmasının nedeni olarak toplam direnci belirlenecek geminin iki farklı programda farklı şekillerde girdi olarak kullanılması öngörülmüştür.

Gemi toplam direncinin belirlenmesi için Holtrop Mennen yöntemi kullanılarak geliştirilen Matlab kodu Ek-1’de verilmiştir.



Şekil 4. 5 : Konteyner gemisine ait hız-güç grafiği.

Geminin model deney verileri olmadığından, pervane tasarımı için gerekli olan iz katsayısı (w) ve itme azalması (t) değerleri aşağıda verilen formüller kullanılarak hesaplanmıştır.

İz Katsayısı Hesabı

$$w = 0,5 * C_B - 0,05 \text{ (Tek Pervaneli Gemiler İçin)} \quad (4.2)$$

$$w = 0,55 * C_B - 0,2 \text{ (Çift Pervaneli Gemiler İçin)} \quad (4.3)$$

Pervane tasarımı gerçekleştirilecek konteyner geometrisi tek pervaneli bir gemi olduğundan,

$$w = 0,5 * 0,495 - 0,05$$

$$w = 0,198 \text{ hesaplanmıştır.}$$

İtme Azalması Hesabı

$$t = 0,058 + 0,188 * C_B \text{ (Tek Pervaneli Gemiler İçin)} \quad (4.4)$$

$$t = 0,058 + 0,121 * C_B \text{ (Çift Pervaneli Gemiler İçin)} \quad (4.5)$$

Pervane tasarımı gerçekleştirilecek konteyner geometrisi tek pervaneli bir gemi olduğundan,

$$t = 0,058 + 0,188 * 0,495$$

$$t = 0,151 \text{ hesaplanmıştır.}$$

Hesaplanan değerler kullanılarak geminin istenilen azami hızında pervanenin üretmesi gereken itme kuvveti (T_p) formül (4.6) kullanılarak aşağıdaki şekilde bulunmuştur.

$$R_T = 1900,51 \text{ [kN]}$$

$$T_p = \frac{R_T}{n_{per} * (1 - t)} \quad (4.6)$$

$$n_{per}: \text{Pervane Adedi} = 1$$

$$t: \text{İtme Düşüm Katsayısı} = 0,151$$

T_p : Tek Pervanenin Üreteceği İtme Kuvveti

$$T_p = \frac{1900,51}{1 * (1 - 0,151)} = 2238,527 \text{ [kN]}$$

Pervane tasarımı için hedeflenen itme değeri 2238,527 [kN] olacak şekilde hesaplanmıştır.

4.3 Ana Makine Seçimi ve Teknik Özellikler

Tasarımı gerçekleştirilen konteyner gemisine ait toplam direnç değeri hesaplanmış olup, güç gereksinimi belirlenmiştir. Bu güç gereksinime karşılık seçilen ana makine bilgileri çizelge halinde aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4. 5 : Ana makine teknik özellikleri.

Özellik	Değer	Birim
Ana Makine Tipi	Sulzer RTA 84C	[-]
Silindir Çapı	84	[cm]
Piston Stroku	240	[cm]
Silindir Sayısı	12	[-]
MCR	48600	[kW]
Makine Devri	102	[rpm]
Yakıt Sarfiyatı	171	[g/kWh]

Ana Makine Tork Sınırı Hesabı

$$P_B = 2 * \pi * Q * n \quad (4.7)$$

$$Q = \frac{P_B}{2 * \pi * n} \quad (4.8)$$

P_B : Fren Gücü

Q : Tork

n : Pervane Devri

$$Q = \frac{48600}{2 * \pi * \left(\frac{102}{60}\right)}$$

$$Q = 4552,26 \text{ [kN.m]}$$

Şaft verimi %95 alınırsa;

$$Q = 4552,26 * 0,95$$

$$Q = 4324,65 \text{ [kN.m]}$$

Pervaneye iletilen gücün hesabı aşağıdaki gibidir;

P_D : Pervaneye iletilen güç

$$P_D = P_e * \eta_s \quad (4.9)$$

$$P_D = 48600 \text{ [kW]} * 0,95$$

$$P_D = 46170 \text{ [kW]}$$

5. PERVANE ÖN TASARIMI

Hedef gemi ve toplam gemi direnç değeri belirlendikten sonra pervane ön tasarımına geçilecektir. Pervane tasarımı başlangıçta kolay bir tasarım ürünü olarak görünmesine rağmen birbirini doğrudan etkileyen birçok tasarım parametresini barındığından oldukça karmaşık bir yapıdır.

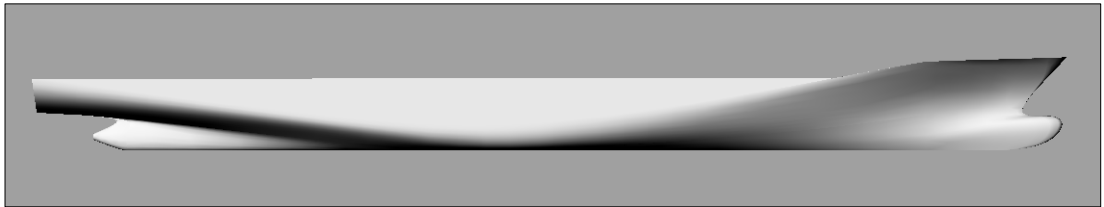
Pervane tasarımındaki ana parametreler şu şekilde sıralanabilir;

Çap, Hatve (P/D), Kanat sayısı, Açınım Alan Oranı (EAR), Eğiklik, Çalıklık, Kalınlık, Sehim, Kanat kesit profil tipi, Malzeme.

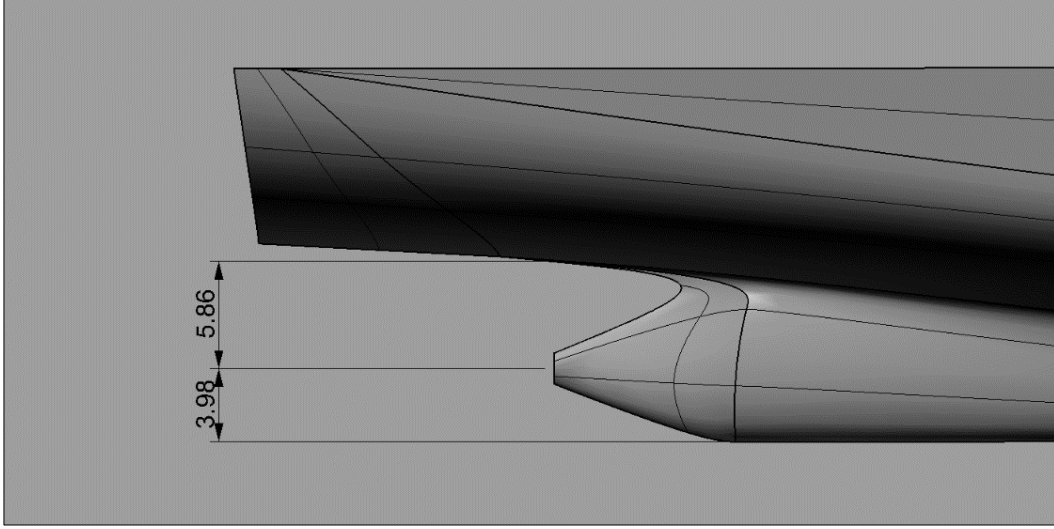
5.1 Pervane Çapı ve Kanat Sayısının Belirlenmesi

Pervanenin, makinenin ürettiği gücü itiş gücüne en verimli şekilde çevirebilmesi için teoride genel sevk veriminin maksimum olması gerekir. Bu maksimum için ise pervane çapının olabilecek en büyük çapta seçilmesi gerekmektedir. Fakat bunların sağlanması için pervane ucu ile gövde arasındaki mesafe, gemi dizayn kış formu gibi fiziksel koşullar göz önünde bulundurularak gemiye uygun pervane tipi seçilmelidir.

Balastlı seyir yapan gemiler için pervanenin tamamı suyun içerisinde olacak şekilde pervane çapı seçilir. Ballastsız seyir yapan gemiler için herhangi bir pervane çapı kısıtlaması bulunmaz.



Şekil 5. 1 : 3 Boyutlu gemi geometrisi üzerinden şaft hattının tayini ve pervane çapının belirlenmesi.



Şekil 5. 2 : 3 Boyutlu gemi geometrisi üzerinden şaft hattının tayini ve pervane çapının belirlenmesi.

Gemi modeli üzerinden ölçülen şaft hattı ile tekne gövdesi arasındaki mesafe kullanılarak maksimum pervane çapı belirlenmektedir. Maksimum çap belirlenirken en önemli faktör pervane ile gövde arasındaki aralığın (klerens) hesaplanmasıdır. Buna göre izin verilen klerens değeri ve maksimum çap aşağıdaki gibi hesaplanır. (ABS, 2006)

$$\text{Şaft ile tekne arasındaki mesafe} = 5,9 \text{ [m]}$$

$$\text{Klerens değeri} = \frac{25 * \text{şaft ile tekne arası mesafe}}{75} \quad (5.1)$$

$$\text{Klerens değeri} = \frac{25 * 5,9}{75}$$

$$\text{Klerens değeri} = 1,966 \text{ [m]}$$

$$\text{Pervane yarı çapı} = 5,9 - 1,966$$

$$\text{Pervane yarı çapı} = 3,934 \text{ [m]}$$

$$\text{Maksimum pervane çapı} = 3,934 * 2$$

$$\text{Maksimum pervane çapı} = 7,868 \text{ [m]}$$

Maksimum pervane şapının tayin edilmesinde gemi ile pervane arasında bırakılması gereken klerens değerinin yanında, shaft merkez hattının gemi baseline'ına olan mesafeye de dikkat edilmelidir. Geminin ihtiyaç halinde havuzlanması gibi kriterlerin göz önünde bulundurulması ve seçilecek çap değerine bağlı pervane boyutlarının gemi baseline hattını geçmeyecek şekilde olması gerekmektedir. Bu nedenle yapılan ölçüm ve hesaplamalar sonucunda pervane çapının 7,8 [m] olmasına karar verilmiştir.

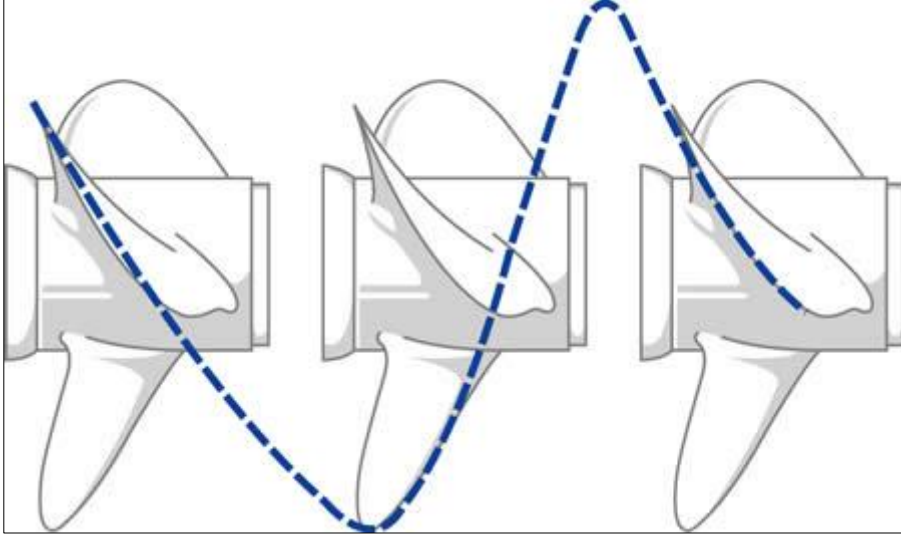
Pervane kanatları 2 – 6 kanat arası imal edilebilir. Kanat sayısı azaldıkça pervane verimi artacağı gibi mukavemeti azalacağından yüksek basınç ve yük altında çalışacak pervaneler 2, 3 kanatlı üretilmezler. Yüksek güçlü ağır devirli makinelerde en az 4 kanatlı pervane seçilir.

Bu çalışmada kullanılacak konteyner gemisi için tasarlanacak pervanenin kanat sayısı 5 adet olarak belirlenmiştir.

5.2 Kanat Açınım Alan Oranı

Kanat açınım alanının, pervane disk alanına oranı (A_E / A_O) olarak ifade edilen disk alan katsayısı genellikle 0,55 dolaylarında ideal kabul edilir.

Hatve, pervanenin adım yolu kabul edilir. Hatve değerinin pervane çapına oranı hatve oranını verir. (P/D); Bu da pervanenin bir dönüşte kat ettiği yoldur. Su bir akışkan olduğu için, pervanenin suyun içerisinde aldığı yol, kayma (slip) hesabı yapılarak bulunur ve pervane yarıçapının 0,7 katı değeri ile hesaplanabilir. Pervanenin akışkan içerisinde aldığı yol, kayma miktarı Şekil 5.3' te verilmiştir.



Şekil 5. 3 : Pervanenin akışkan içerisindeki hareketi.

5.2.1 Kayma miktarından yaklaşık hatve oranı hesabı

$$P = \frac{V}{(1 - s) * n} \quad (5.2)$$

$$P = \frac{25 * 0,5144 * 60}{(1 - 0,15) * 102}$$

$$P = 8,90[m]$$

$$\frac{P}{D} = \frac{8,90}{7,80}$$

$$\frac{P}{D} = 1,14$$

5.2.2 Keller formülü ile kanat açınım alan oranı hesabı

Kanat açınım alanını belirlemek için aşağıda gösterilen formül (5,3) ile Keller kavitasyon kriteri bir ön yaklaşım metodu olarak kullanılmıştır. (Keller, 1966)

$$\frac{A_E}{A_0} = \frac{(1,3 + 0,3 * Z) * T_P}{(P_0 - P_V) * D^2} + k \quad (5.3)$$

A_E : Kanat Açınım Alanı

A_0 : Pervane Disk Alanı

Z: Kanat Sayısı

T_P : Pervane İtme Değeri [N]

P_0 : Şaft Eksenindeki Statik Basınç [N/m²]

D: Pervane Çapı [m]

P_V : Kritik Buhar Basıncı (~1700 [N/m²])

k katsayısı gemi tipi ve pervane adedine göre aşağıdaki değerleri alabilir:

k = 0,2 tek pervaneli gemiler

k = 0,0 hızlı askeri gemiler

k = 0,1 yavaş ticari gemiler

5.3 formülünde yer alan şaft eksenindeki statik basınç değeri (P_0) hesaplanır.

$$P_0 = P_{atm} + \rho * g * h_s \quad (5.4)$$

$$P_0 = 101325 [Pa] + 1025 \left[\frac{kg}{m^3} \right] * 9,81 \left[\frac{m}{s^2} \right] * 7,26 [m]$$

$$P_0 = 174326,115 [Pa]$$

Keller formülü ile kanat açınım alan oranı hesaplanacak pervaneye ait veriler Çizelge 5.1'de verilmiştir.

Çizelge 5. 1 : Pervane özellikleri.

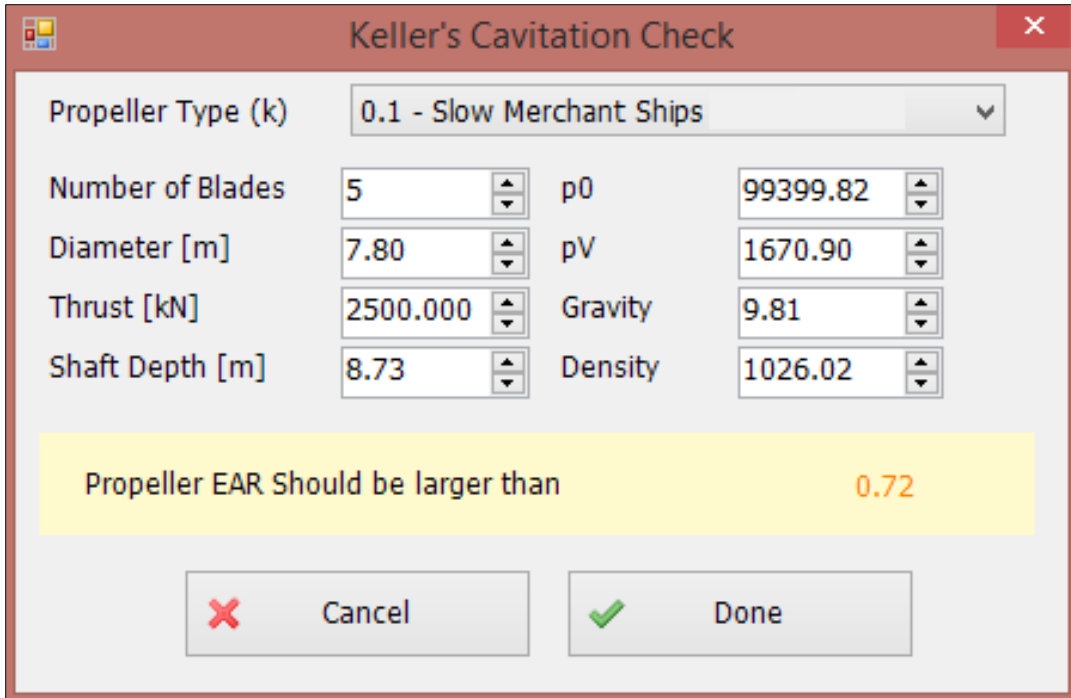
Özellik	Değer	Birim
Z	5	[-]
Tp	2238,527	[kN]
P ₀	174326,115	[Pa]
D	7,8	[m]
k	0,2	[-]

(5.3) ve (5.4) denklemleri ve Çizelge 5.1’de yer alan veriler kullanılarak;

$$\frac{A_E}{A_0} = \frac{(1,3 + 0,3 * 5) * 2238,527 * 1000}{(174326,115 - 1700) * (7,8)^2} + 0,2$$

$$\frac{A_E}{A_0} = 0,796 \text{ hesaplanmıştır.}$$

Keller yaklaşımı ile kavitasyon kritik kanat açınım alan oranı $A_E/A_0 = 0,796$ olarak hesaplanmıştır. Keller formülü ile hesaplanan kanat açınım alan oranının, pervane tasarımı için seçilen kanat açınım alan oranından küçük olması gerekmekte olup, bu durum, kavitasyon kriteri için bir ön yaklaşım metodudur. Pervane tasarımı $A_E/A_0 = 0,702$ kanat açınım alan oranına göre yapılmıştır.

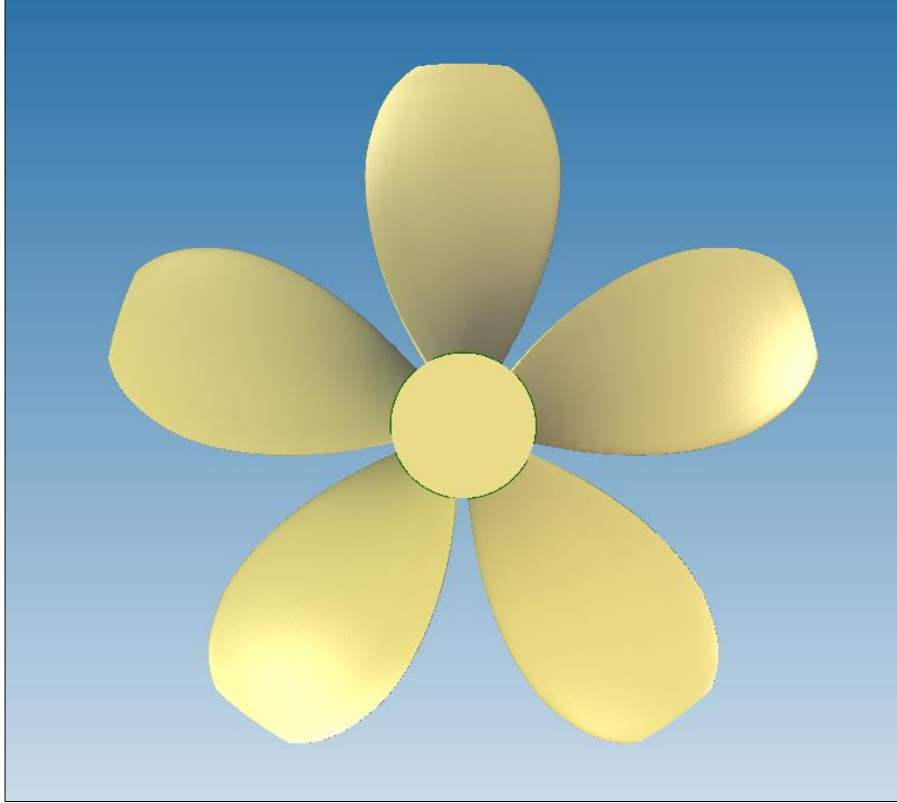


Şekil 5. 4 : Keller kavitasyon kontrolü.

5.3 Kanat Geometrisi

Kanat sayısı ve kanat açınım alan oranı belirlendikten sonra pervane ön tasarımı için seri pervane tasarımı yöntemi kullanılarak bir pervane tasarımı yapılmıştır. Wageningen seri pervanesi kullanılarak pervane ön tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında pervanenin performans kontrolleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak gerçekleştirilecek olup, pervanenin tasarımında değişiklikler yapılacaktır.

Kanat geometrisi, seçilen kanat açınım alan oranı (EAR) değeri olan 0,7'ye uygun olarak parametrik pervane tasarım aracı ile oluşturulmuş olup, hatve değerleri kaldırıcı hat metodu ile analiz edilerek elde edilmiştir. Tasarım parametrelerine göre oluşturulmuş Şekil 5.5'te yer almaktadır.



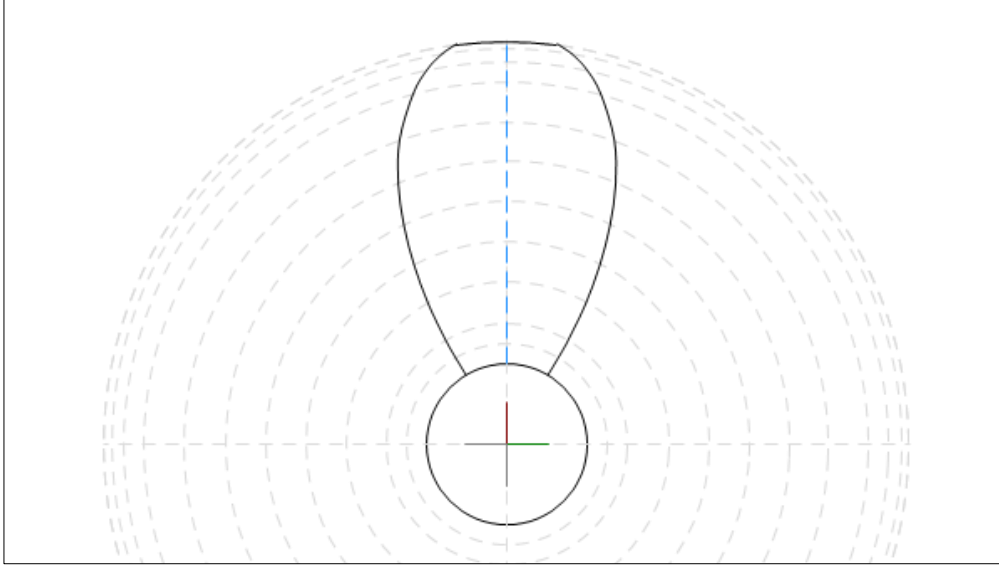
Şekil 5. 5 : Pervane 3 boyutlu görseli.

Çizelge 5.2' de kanada ait özellikler ve hesaplanan değerler yer almaktadır.

Çizelge 5. 2 : Pervane tasarım parametreleri.

Özellik	Değer	Birim
Kanat Sayısı	5	[-]
Pervane Çapı	7,8	[m]
Göbek Çapı	1,560	[m]
EAR	0,702	[-]
Ortalama Hatve	9,013	[m]
Ortalama Hatve Oranı	1,156	[-]

Kanat kesit profilleri en sık kullanılan pervane kesit profillerinden seçilmiştir. Sehim profili olarak $a = 0,8$ Mean Line (mod) ve kalınlık profili olarak NACA66 (mod) kullanılmıştır. Tek bir kanada ait iki boyutlu projeksiyon görünümü Şekil 5.6' da verilmiştir.



Şekil 5. 6 : 2 Boyutlu pervane kanadı izdüşüm görünümü.

Kanat geometrisine ait boyutsuz parametreler Çizelge 5.3' te verilmiştir.

Çizelge 5.3 : Kanat geometrisi boyutsuz ofset çizelgesi.

r/R	c/D	P/D	Fmax/c	Tmax/c	skew ^o	Rake/D	rLe/c
0.20	0.224	1.156	0.0242	0.2296	0.00	0.0000	0.0000
0.25	0.241	1.170	0.0251	0.1971	0.00	0.0000	0.0000
0.30	0.256	1.183	0.0258	0.1683	0.00	0.0000	0.0000
0.40	0.283	1.202	0.0273	0.1301	0.00	0.0000	0.0000
0.50	0.302	1.213	0.0284	0.1048	0.00	0.0000	0.0000
0.60	0.314	1.203	0.0271	0.0848	0.00	0.0000	0.0000
0.70	0.314	1.176	0.0224	0.0683	0.00	0.0000	0.0000
0.80	0.298	1.132	0.0174	0.0547	0.00	0.0000	0.0000
0.90	0.251	1.069	0.0133	0.0444	0.00	0.0000	0.0000
0.95	0.210	1.023	0.0116	0.0409	0.00	0.0000	0.0000
0.98	0.172	0.997	0.0108	0.0412	0.00	0.0000	0.0000
1.00	0.131	0.972	0.0114	0.0459	0.00	0.0000	0.0000

- r/R : Kesit yarıçap oranı
c/D : Kesit kord boyunun çapa oranı
P/D : Kesit hatvesinin çapa oranı
fmax/c : Kesit maksimum sehim değerinin kord boyuna oranı
tmax/c : Kesit maksimum kalınlık değerinin kord boyuna oranı
skew^o : Açısal olarak kesidin çalıklık değeri (kesit orta noktasının dik eksene göre açısı)
rake/D : Kesit eğiklik değerinin çapa oranı
rLe/c : Kesit kanat ucu yuvarlatma yarıçapının kord boyuna oranı

5.4 TL Kurallarına Göre Kanat Kalınlıklarının Hesabı

Kanadın farklı çap değerlerine karşılık gelen minimum kalınlık değerleri TL kurallarına göre hesaplanmıştır. (TL, 2014)

Yekpare pervaneler için 0,25R (t_{0,25}) ve 0,6R deki (t_{0,6}), maksimum kanat kalınlıklarına ait değerler, (5.5) formülüne göre hesaplanılardan daha az alınmamalıdır.

$$t \geq K_0 * k * K_1 * C_G * C_{Dyn} \quad (5.5)$$

Burada boyut faktörü C_G (5.6) formülündeki şartı sağlamalıdır:

$$0,85 \leq \left\{ C_G = \sqrt{\frac{f_1 + \frac{D}{1000}}{12,2}} \right\} \leq 1,1 \quad (5.6)$$

f_1 değeri, katı pervaneler için 7,2, değişik biçli ayırık kanatlı veya birçok parçadan oluşan pervaneler için 6,2 alınır.

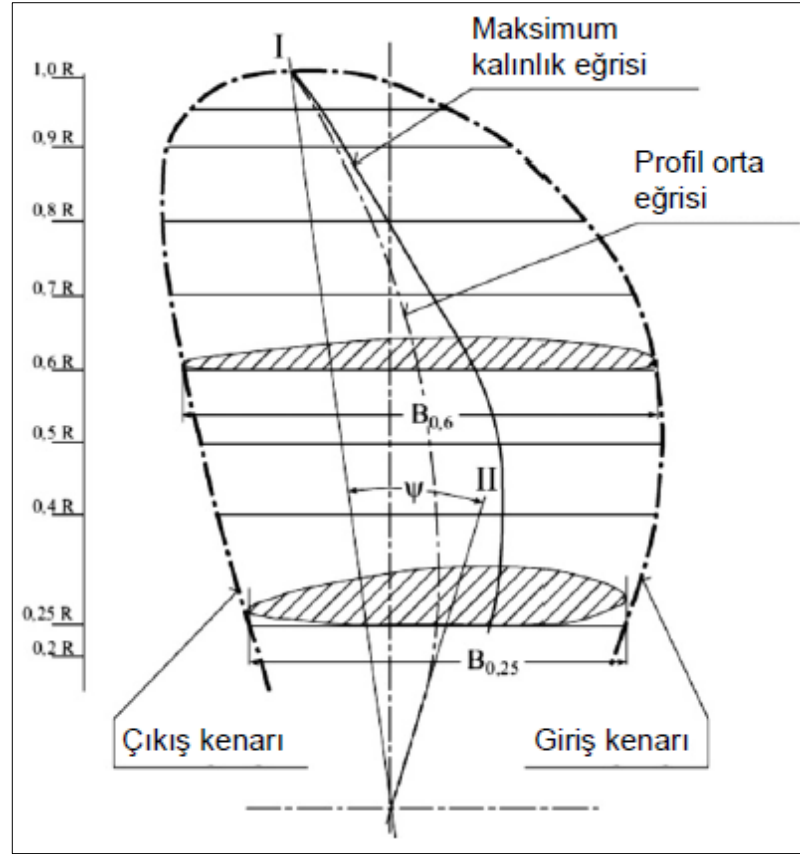
D: Pervane Çapı 7800 [mm]

$$C_G = \left\{ \frac{\left[7,2 + \left(\frac{7800}{1000} \right) \right]}{12,2} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$C_G = 1,07$$

$$K_0 = 1 + \frac{e * \cos(\alpha)}{H} + \frac{n_2}{15000} \quad (5.7)$$

e: Arkaya doğru kanat eğimi, [mm] (Şekil 5.8'e göre)

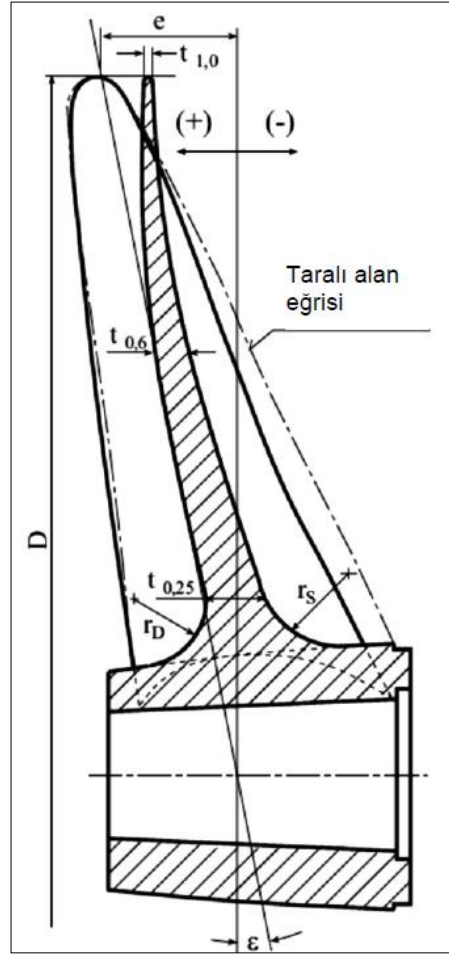


Şekil 5. 7 : Kanat kesitleri ve maksimum skew açısı. (TL Kuralları)

$$e = R * \tan(\varepsilon) \text{ [mm]} \quad (5.8)$$

ε : Pervane Yüzeyi Doğuray Hattı İle Bu Yüzeyin Normali Arasındaki Açrı.

$\varepsilon = 0$ alınmıştır.



Şekil 5. 8 : Eğiklik ve eğiklik açısı. (TL Kuralları)

$$R = 3900 [mm]$$

$$e = 3900 * \tan(0)$$

$$e = 0$$

Bulunur.

H: 0,25R, 0,35R ve 0,6R'deki pervane kanadının basınç tarafı pıçı

Çizelge 5. 4 : Pervane kanadının basınç tarafı pıçı.

	0,25R	0,35R	0,6R
H	9128,82	9304,82	9382,97

H: 0,25R, 0,35R ve 0,6R deki profillere ait piç açısı

$$\alpha_{0,25} = \arctan \left(\frac{1,27 * H}{D} \right) \quad (5.9)$$

$$\alpha_{0,35} = \arctan \left(\frac{0,91 * H}{D} \right) \quad (5.10)$$

$$\alpha_{0,6} = \arctan \left(\frac{0,53 * H}{D} \right) \quad (5.11)$$

$$\alpha_{0,25} = 56,07$$

$$\alpha_{0,35} = 47,35$$

$$\alpha_{0,6} = 32,52$$

Hesaplanmıştır.

Kanat kesit geometrisini oluşturan profil tipleri için k'nın özel değerleri, Çizelge 5.5'ten alınacaktır. (TL, 2014)

Çizelge 5. 5 : Çeşitli profil biçimleri için k değerleri.

Profil Biçimi	k		
	0,25R	0,35R	0,6R
Emme Tarafı Dairesel Segmental Profiller	73	62	44
Emme Tarafı Parabolik Segmental Profiller	77	66	47
Wageningen b Serisi Pervanelere Ait Kanat Profilleri	80	66	44

Kanadın profil biçimi, emme tarafı parabolik segmental profil olduğundan, bu profile karşılık gelen k değerleri Çizelge 5.5'ten seçilmiştir.

$K_0 = 1,01$ hesaplanır. (0,25R, 0,35R, 0,60R yarıçapları için K_0 değeri aynıdır.)

$$K_1 = \sqrt{\frac{10^5 * P_w * [2 * \left(\frac{D}{H_m}\right) * \cos(\alpha) + \sin(\alpha)]}{n_2 * B * z * C_w * \cos^2(\varepsilon)}} \quad (5.12)$$

H_m : Değişken piçli pervanelerde, ortalama etkin basınç tarafı piçi, [mm]

$$H_m = \frac{\Sigma (R * B * H)}{\Sigma (R * B)} \quad (5.13)$$

Burada R, B ve H lar farklı yarıçaplardaki piçlere karşılık gelen değerlerdir.

$H_m = 9013,30$ [mm]'dir.

P_w : Ana Makine Gücü

P_w : 48600 kW

n_2 : Pervane Devir Sayısı

n_2 : 102 dak^{-1}

B: Açılmış görünümde 0,25R, 0,35R ve 0,6R yarıçaplardaki silindirik kesitlerin (kanat kesiti boyu) kanat açınım genişlikleridir.

Çizelge 5. 6 : Kanat açınım genişlikleri.

	0,25R	0,35R	0,6R
B	1876	2107,3	2446,44

C_w : Pervane malzemesine ait karakteristik değer olup, Çizelge 5.7' de verilmiştir. (TL, 2014) Bu değer pervane malzemesine ait minimum çekme mukavemeti R_m 'e karşılık gelir.

$C_w = 630$ alınmıştır. (CU4 Malzeme)

$K_{1,0,25} = 3,81$

$K_{1,0,35} = 3,70$

$K_{1 0,6} = 3,51$ hesaplanmıştır.

Çizelge 5. 7 : Malzemelerin çekme dayanımı karakteristiği (C_w).

Malzeme	Tanımlama (1)	CW [N/mm ²]
Cu 1	Manganezli dökme piriç	440
Cu 2	Manganezli ve nikelli dökme piriç	440
Cu 3	Nikel-alüminyum dökme bronz	590
Cu 4	Manganez-alüminyum dökme bronz	630
Fe 1	Alaşımız dökme çelik	440
Fe 2	Düşük alaşımlı dökme çelik	440
Fe 3	Martensitik krom dökme çelik 13/1-6	600
Fe 4	Martensitik krom çelik 17/4	600
Fe 5	Ferritik-östenitik dökme çelik 24/8	600
Fe 6	Tam östenitik dökme çelik 18/8-11	500
Fe 7	Gri dökme demir	250

(1) Alaşımların kimyasal bileşimi için, Türk Loydu Malzeme Kuralları'na bakınız.

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} = 1 + f_2 * E_T \quad (5.14)$$

$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m}$: Kanadın basınç tarafında maksimum gerilmenin ortalama gerilmeye oranı

f_2 değeri; tek pervaneli gemiler için 0,4 ~ 0,6, çift pervaneli gemiler için 0,2 alınır.

$f_2 = 0,4$ alınmıştır.

$$E_T \approx \frac{4,3 * 10^{-9} * V_S * n_2 * (1 - w) * D^3}{T} \quad (5.15)$$

V_S : Gemi Hızı = 25 [knot]

w: İz katsayısı = 0,198 (Ortalama bir değer alınmıştır.)

T: Pervane İtmesi = 2338,527 [kN]

$E_T = 1,86$

$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} = 1,75$ hesaplanmıştır.

$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} > 1,5$ ise dinamik faktör C_{Dyn} formül (5.16)'daki şartı sağlamalıdır:

$$C_{Dyn} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} - 1\right) + f_3}{0,5 + f_3}} \geq 1,0 \quad (5.16)$$

Aksi halde $C_{Dyn} = 1,0$

$f_3 = 0,2$

$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_m} = 1,75 > 1,5$ olduğundan;

$C_{Dyn} = 1,16$ alınmıştır.

Elde edilen veriler ve hesaplanan değerler ile ortaya çıkan farklı yarıçaplar için kalınlık değerleri Çizelge 5.8'de verilmiştir.

Çizelge 5. 8 : Yarıçaplara karşılık gelen kanat kalınlık değerleri.

	0,25R	0,35R	0,6R
t ≥	367,31	306,20	207,03

TL'na göre 0,25R, 0,35R ve 0,6R yarıçaplara karşılık gelen kalınlık değerleri bulunmuştur. Diğer yarıçaplara ait kalınlık değerleri ise bu değerler referans alınarak belirlenmiştir.

6. PERVANE HİDRODİNAMİK ANALİZLERİ

6.1 Pervane Performansının Belirlenmesinde Kullanılan CFD Analizleri

Yöntemi

Hedef konteyner gemisi için tasarlanan pervanenin istenilen itme ve tork değerini sağlayıp sağlamadığının kontrolü ve tespiti için CFD analiz yöntemi kullanılacaktır. Yapılan analizler sonucunda pervaneye ait itme ve tork değeri elde edilecek olup, pervane performansı ve verimi tespit edilmiş olacaktır.

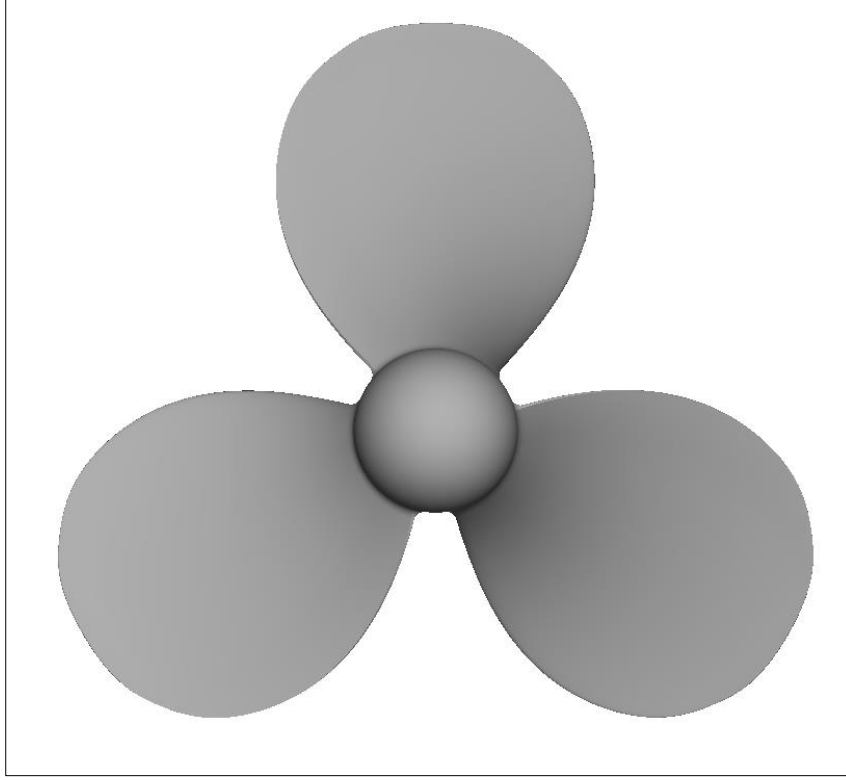
Kullanılacak yöntemin doğruluğunun tespit edilebilmesi için iki adet pervane için validasyon çalışmaları yapılmıştır. Validasyon çalışmaları yürütülen pervaneler, literatürde açık su pervane testleri bulunan, üniversite ve birçok akademik kurumun üzerinde çalışmalar yaparak çeşitli makaleler yayınladığı standart test pervaneleridir. Bu pervaneler için açık su testi koşullarında CFD analizler gerçekleştirilmiş olup, itme ve tork sonuçlarından hesaplanan itme, tork katsayısı ve pervane açık su verimi değerleri kıyaslanmıştır. Böylelikle kullanılan yöntem ile gerçekte elde edilen sonuçlara ne kadar hata payı ile yaklaşılabildiği tespit edilmeye çalışılmıştır.

6.2 Pervane CFD Analizleri Validasyon Çalışmaları

6.2.1 DTMB 4119 standart test pervanesi validasyonu

DTMB 4119 standart test pervanesi, David Taylor model deney havuzunda geliştirilmiş 5 pervanelik bir seriye ait halen araştırma çalışmalarında sıklıkla kullanılan 3 kanatlı bir pervanedir (Brizzolara S., Gaggero S., 2007). Üzerinde birçok akademik çalışma yapılmış bu test pervanesinin çapı 1 [ft], ilerleme katsayısı 0,833, devri 1080 [rpm] ve ilerleme hızı 4,5701 [m/s] olarak dizayn edilmiştir.

CFD analizi gerçekleştirilecek geometrinin bilgisayar ortamında modellenmesi için RhinoCeros 3 boyutlu tasarım programı kullanılmıştır.



Şekil 6. 1 : DTMB 4119 pervane modeli.

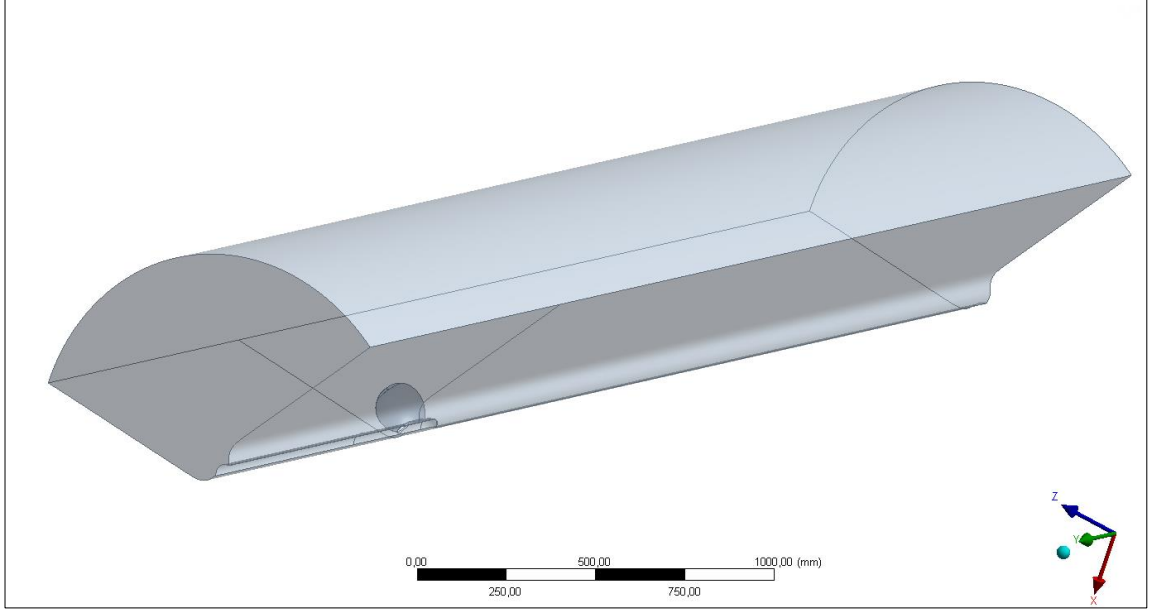
Analizi gerçekleştirilecek modelin teknik özellikler Çizelge 6.1' de verilmiştir.

Çizelge 6. 1 : DTMB 4119 pervane teknik özellikleri.

Özellik	Değer	Birim
İlerleme Katsayısı (J)	0,833	[-]
İlerleme Hızı (Va)	4,5701	[m/s]
Pervane Çapı (D)	0,3048	[m]
Devir (n)	1080	[rpm]

6.2.1.1 Akış hacminin oluşturulması

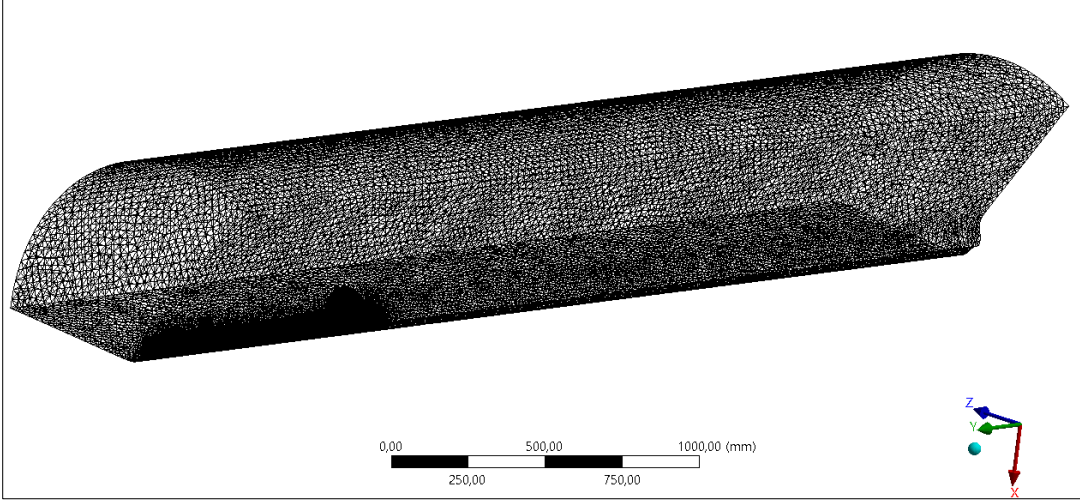
CFD analizi yapılacak geometrinin modellenmesinin ardından akış hacmi oluşturulması gerekmektedir. Pervane modelinin düzenlenmesi ve akış hacmi oluşturulması gibi yapılacak modelleme işlemleri Ansys Design Modeller modülü ile gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan akış hacmi, pervane 3 kanatlı olduğundan 3 eşit parçaya bölünecek şekilde tasarlanmıştır. Bu şekilde analizi yapılacak akış hacmi ve çözüm ağı sayısı 3 kat azalmış olacaktır. Bu da analiz süresinin kısalmasına neden olmuştur. Analizler için oluşturulan akış hacmi Şekil 6.2' de gösterilmiştir.



Şekil 6. 2 : Akış hacmi.

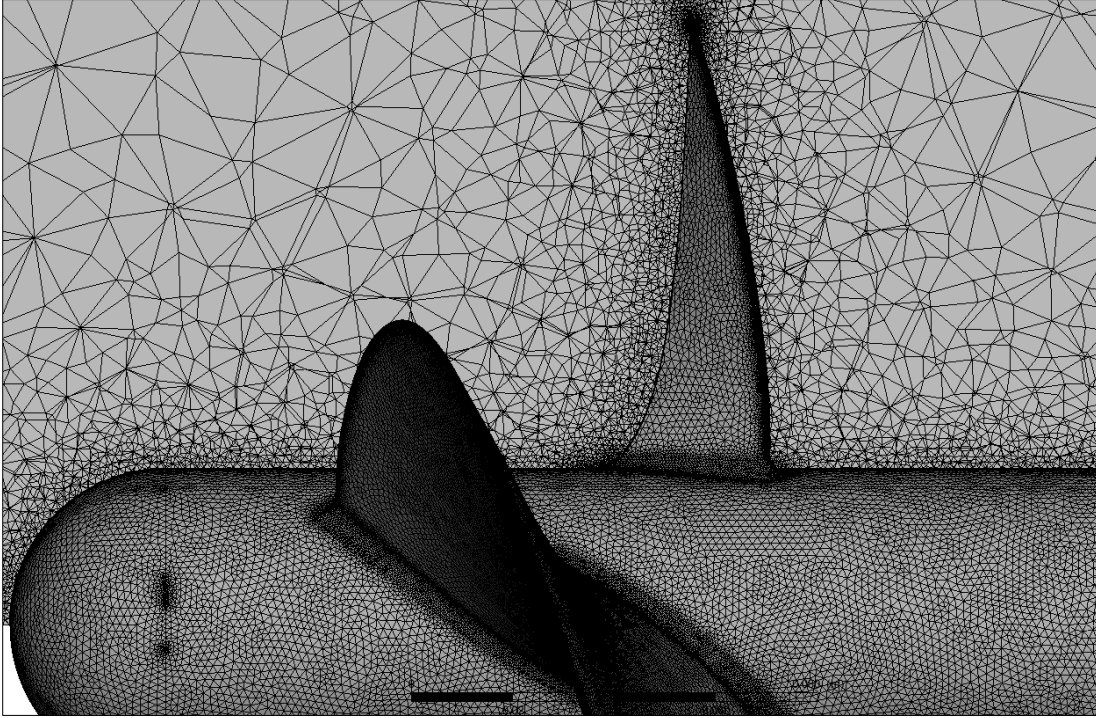
6.2.1.2 Çözüm ağı yapısının oluşturulması

Model üzerinde akışkan davranışının matematiksel olarak çözümü için akış hacminin olabildiğince küçük geometrik parçalara bölünmesi gerekmektedir. Çözüm için gerekli bu işlem ‘çözüm ağı yapısı’ veya ‘mesh’ oluşturulması olarak tanımlanır. Çözüm ağı yapısı Ansys Meshing modülü kullanılarak yapısal olmayan ağ, tetramesh (üçgen prizmalarının oluşturduğu çözüm ağı yapısı) olarak oluşturulmuştur. Çözüm ağı yapısı oluşturulurken akışkan içerisindeki davranışı incelenecek olan kısım (Pervane ve şaft geometrileri) üzerinde çok sık elemanla oluşturulmalıdır. Eleman büyüklüğü, çizimden akış hacminin dış yüzeyine doğru gidildikçe artacak şekilde oluşturulur. Elde edilen çözüm ağı yapısına ait görseller Şekil 6.3, 6.4 ve 6.5’ te gösterilmiştir.

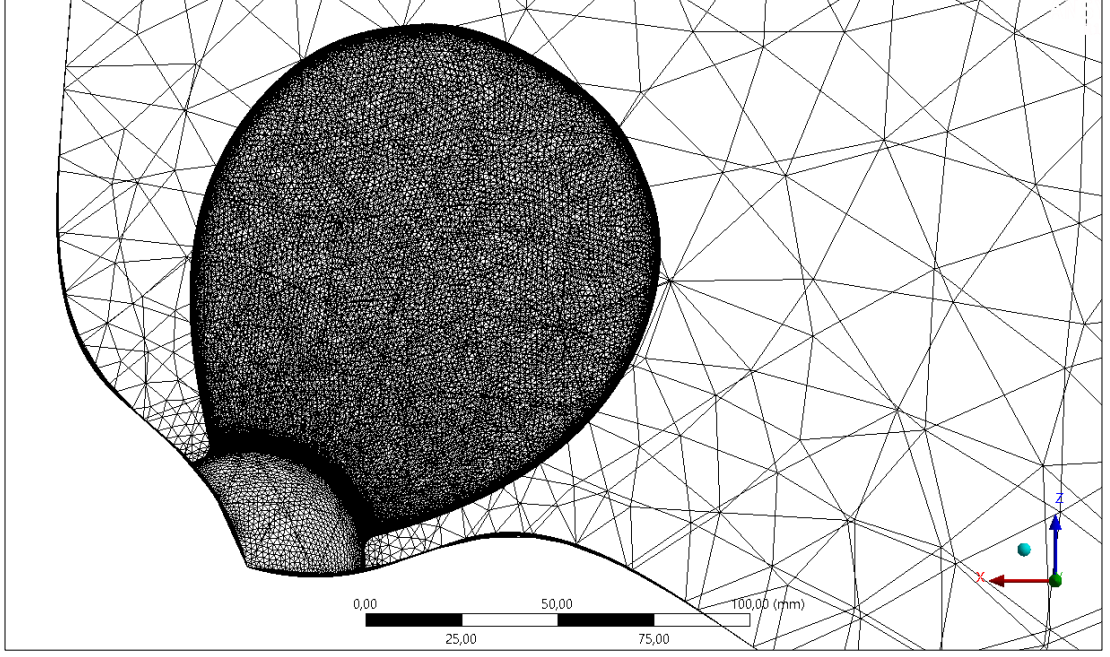


Şekil 6. 3 : Çözüm ağı yapısı.

Kanat üzerinde oluşturulan çözüm ağı yapısının kesit görünümü Şekil 6. 4' te verilmiştir.



Şekil 6. 4 : Kanat üzerindeki çözüm ağı yapısı kesit görünümü.



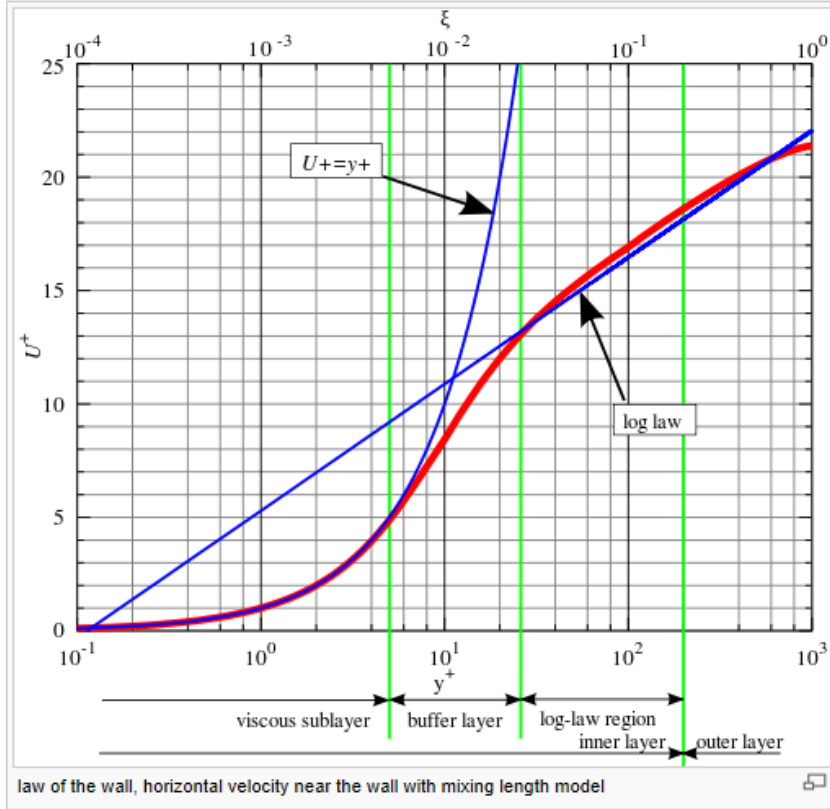
Şekil 6. 5 : Pervane kanadı üzerinde çözüm ağı yapısı.

6.2.1.3 Ağ yapısı kalite kriterleri

Analiz sonuçlarının doğru eldesi ve değerlendirilebilmesi için oluşturulan çözüm ağı yapısının belirli kriterlere sahip olması gerekmektedir.

Ağ yapısı oluşturulduktan sonra kontrol edilmesi gereken kriterler ve değerleri şu şekildedir:

y^+ değeri: Sınır tabaka (inflation) için mesh kalite kriterlerinin kontrol edilmesini sağlayan parametre y^+ değeridir. $k-\omega$ SST türbülans modeli için kesin sonuçları, y^+ değerinin 5'in altında olduğu şartlar verebilir. Bununla birlikte y^+ değeri 30-60 arasında değişebilir. Pervane gibi zor geometrilerde y^+ değerini bu aralık arasında tutmak neredeyse imkansızdır. Sınır tabakanın 5-6 katmandan oluşması genelde yeterli kabul edilir.



Şekil 6. 6 : Duvar paralelindeki hız- y^+ grafiği.

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln y^+ + C^+ \quad (6.1)$$

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (6.2)$$

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (6.3)$$

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad (6.4)$$

$$y^+ < 5$$
$$u^+ = y^+$$

y^+ : y , duvara olan uzaklık, u_τ , sürtünme hızı ve ν , kinematik viskozite kullanılarak hesaplanan boyutsuz değer,

u^+ : y 'nin fonksiyonu olarak duvara paralel u hız değeri sürtünme hızı u_τ 'ye bölünerek hesaplanan boyutsuz hız değeri,

τ_ω : Duvar kesme gerilmesi,

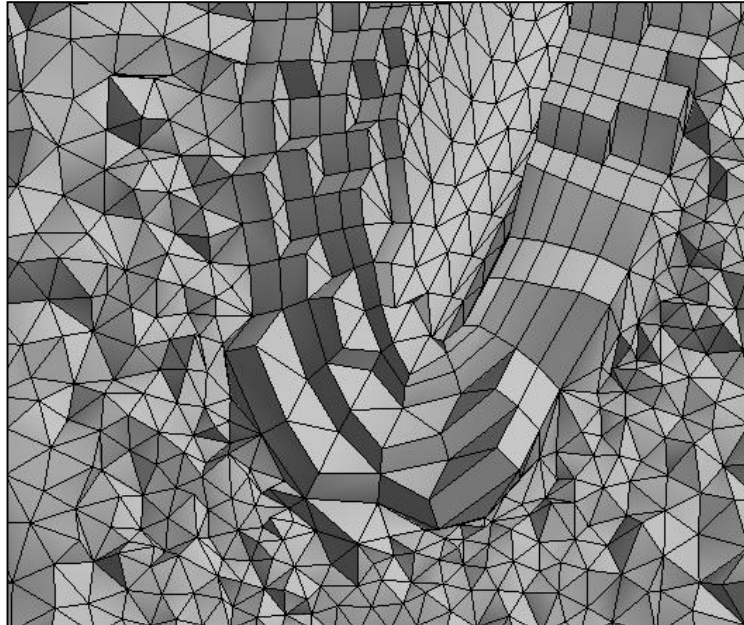
ρ : Akışkan yoğunluğu,

u_τ : Sürtünme hızı veya kesme hızı,

k : Von Karman sabiti,

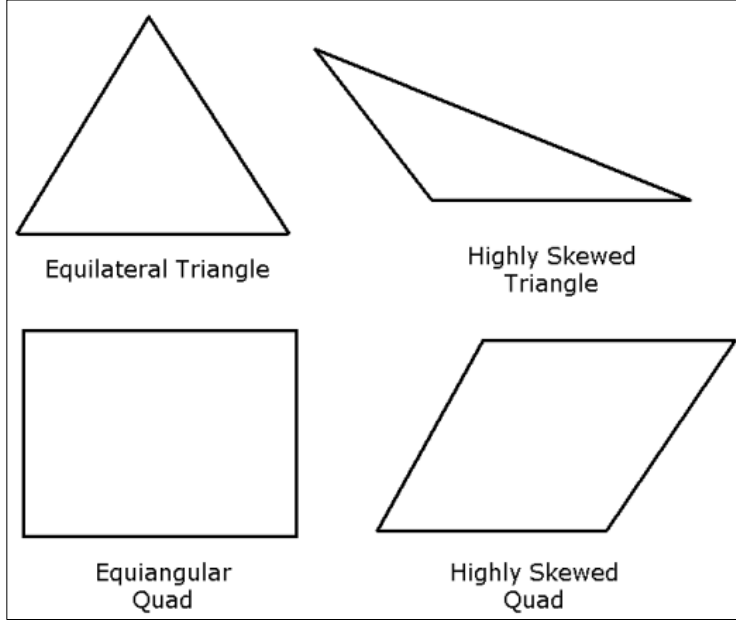
C^+ : Sabit,

\ln : Doğal logaritma.



Şekil 6.7 : Sınır tabaka görseli (Temsili).

Skewness: Çözüm ağı yapısı kalitesini etkileyen en önemli parametredir. Bu değer ideal olan geometriye (eşkenar üçgen veya kare) ne kadar yaklaşıldığını gösterir. Skewness değerinin 0,95 altında olması genellikle kabul edilebilirdir ancak daha düşük olması daha iyi bir durumdur. Pervane üzerine Ansys Meshing kullanılarak çözüm ağı yapısı oluşturulması halinde bu değer 0,9'a yaklaşması oldukça güçtür.



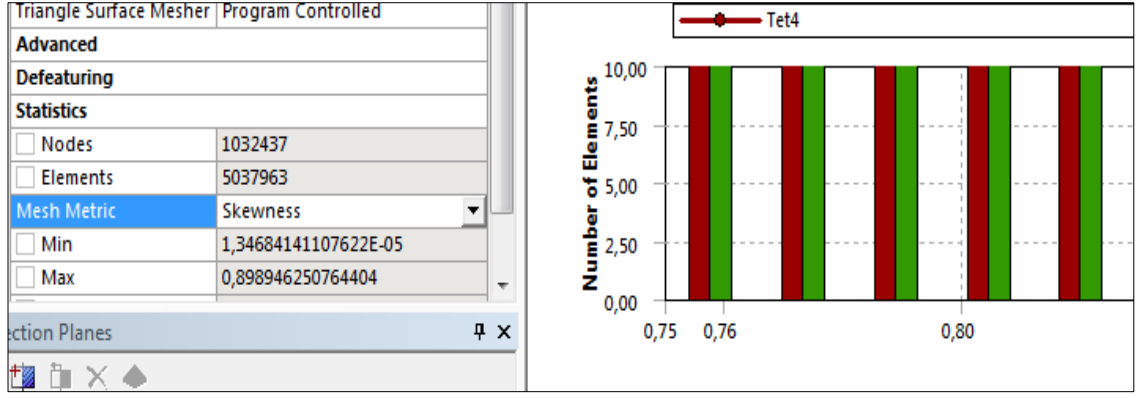
Şekil 6. 8 : İdeal geometri ve skew geometri şekillerinin gösterimi.

$$\max\left[\frac{\theta_{max} - \theta_{\epsilon}}{180 - \theta_{\epsilon}}, \frac{\theta_{\epsilon} - \theta_{min}}{\theta_{\epsilon}}\right] \quad (6.5)$$

θ_{max} : Yüzey veya hücre içindeki en büyük açı

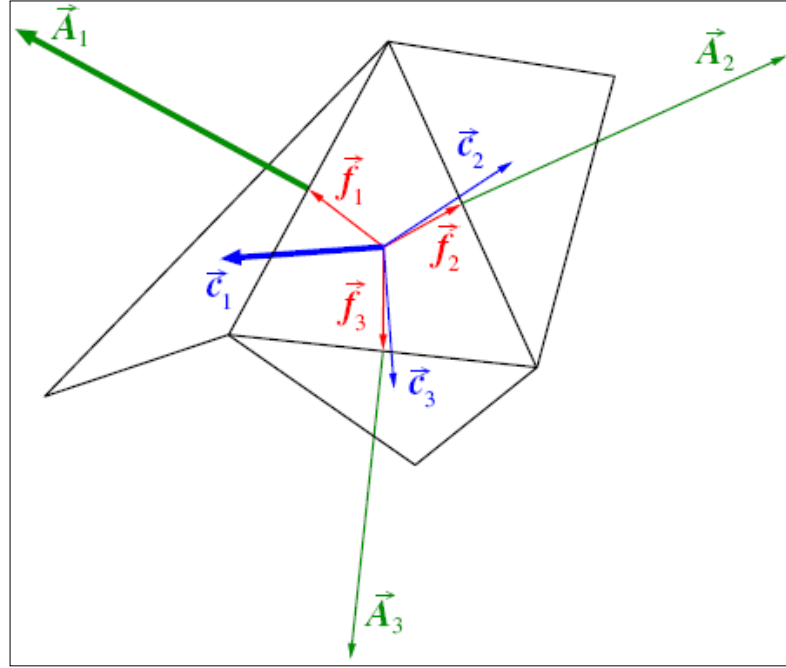
θ_{min} : Yüzey veya hücre içindeki en küçük açı

θ_{ϵ} : Eşkenar üçgen veya kare için açı değeri (60, eşkenar üçgen için, 90, kare için vb.)



Şekil 6. 9 : Skewnes değerinin incelenmesi.

Orthogonal Quality: Nümerik hataları, yakınsama oranını ve nümerik stabiliteyi doğrudan etkileyen bir parametredir. Bu değer 0-1 arasında olup, ne kadar büyük olursa çözüm ağı yapısı kalitesi o kadar yüksek demektir.

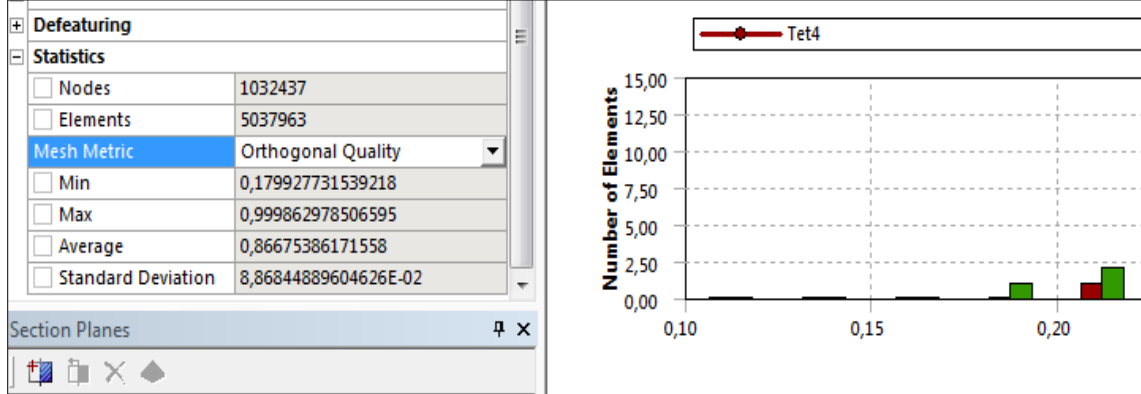


Şekil 6. 10 : Orthogonal quality tanımı.

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{c}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{c}_i|}$$

Minimum olan,

$$\frac{\vec{A}_i \cdot \vec{f}_i}{|\vec{A}_i| |\vec{f}_i|}$$



Şekil 6. 11 : Orthogonal quality değerinin incelenmesi.

Minimum orthogonal quality > 0,15

Maximum aspect ratio < 100

Skewness < 0,95

Çözüm ağı yapısının çözüme olan etkisini gözlemlemek için sağlanması gereken mesh kriterleri aşağıdaki Çizelge 6.2' de gösterilmiştir.

Çizelge 6. 2 : Ağ yapısı kalite kriterleri.

Özellik	Değer
Eleman Sayısı	3255790
Skewness	0,845
Orthogonal Quality	0,10
y^+	5

6.2.1.4 Sınır koşulları

Oluşturulan model etrafında akış hacmi oluşturulduktan ve bu geometri için çözüm ağı yapısı meydana getirildikten sonra yapılması gereken çözüm için gerekli olan çözüm ayarlarının ve sınır koşullarının belirlenmesidir. Sınır koşullarının doğru bir şekilde belirlenmesi, çözümden istenilen doğru sonucun alınmasına ve çözüm süresinin kısılmasına neden olacaktır.

DTMB 4119 standart test pervanesinin açık su pervane karakteristiklerinin eldesi için yapılan bu analizde kullanılan çözücü Ansys Fluent modülüdür.

Çözüm için yapılan ayarlarda öncelikli belirlenmesi gereken akışkan türüdür. Bu analiz için su içerisinde bir pervanenin davranışı gözlemlenmek istendiğinden akışkan türü su olarak tanımlanır. Bu analiz için elde edilmek istenen ve karşılaştırılacak olan değerler açık su koşulları için belirlenecektir. Pervane üzerindeki kavitasyon oluşumu bu analiz çalışmasının konusu değildir. Kavitasyon oluşumunun gözlemlenmesi için yapılan analizlerde suyun yanında hava da ortamda oluşacağından su ve hava akışkanları iki farklı faz şeklinde programda birlikte tanımlanır.

Akışkanın analizi için belirlenmesi gereken bir diğer önemli koşul türbülans modelidir. Bu analizde akışkana ait türbülans modeli k- ω SST türbülans modeli olarak belirlenmiştir.

Çizelge 6. 3 : Analiz kurulumu ve sınır koşullarının tanımlanması.

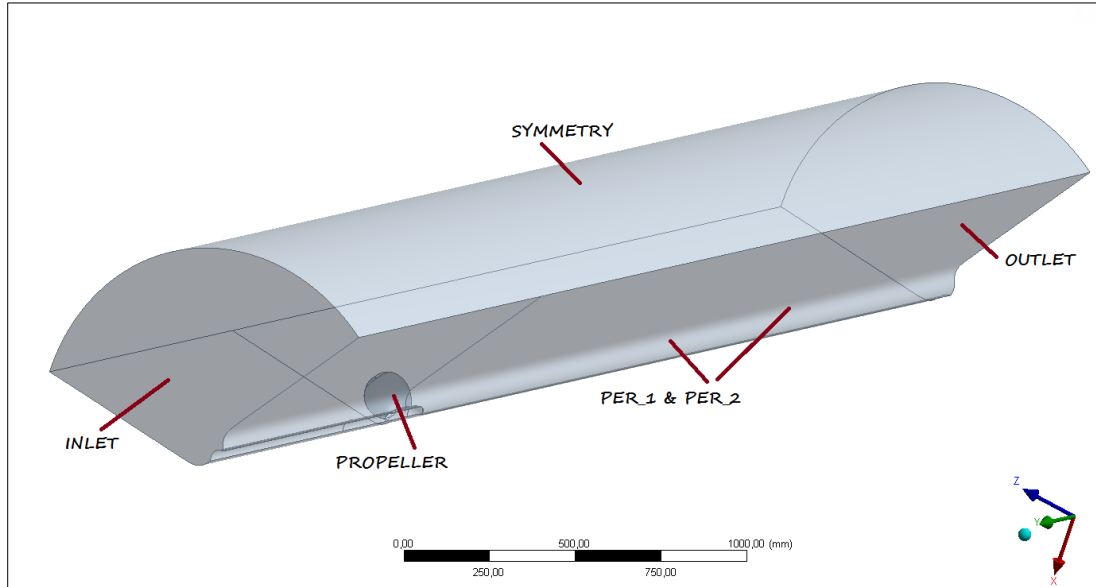
Özellik	Açıklama
Türbülans Modeli	k- ω SST
Akışkan Türü	Su (1025 kg/m ³)
Inlet	Akışkan Hızı 4,5701 [m/s] tanımlanmıştır.
Outlet	Çıkış basıncı, sabit 0 [Pa] olacak şekilde tanımlanmıştır.
Propeller	Pervane ve şaft yüzeylerinin tümü Wall (duvar) sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Symmetry	Akış hacminin dış yüzeyi simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Per_1	1/3 modelin birbirini takip eden yüzeyleri için periyodik sınır koşulu tanımlanmıştır.
Per_2	1/3 modelin birbirini takip eden yüzeyleri için periyodik sınır koşulu tanımlanmıştır.

Giriş koşulları: Akışkanın, akış hacmine girdiği varsayılan yüzey giriş, programdaki adıyla velocity_inlet olarak tanımlanmıştır. Giriş koşullarında akışkana bir giriş hızı verilmiştir. Bu değer bu analiz için 4.5701 [m/s] dir.

Çıkış koşulları: Çıkış koşulu akışkanın akış hacmini terkettiği yüzey için pressure_outlet olarak tanımlanmıştır ve çıkış basıncı 0 [Pa] olarak sabitlenmiştir.

Duvar sınır koşulları: Akış hacmi içerisinde bulunan pervane, göbek ve şaft hareketsiz kayma olmayan duvar (No slip wall) olarak tanımlanmıştır. Kullanılan akış hacmi içerisinde pervane ve şaft sabit bulunmaktadır. Bunların etrafındaki akışkanın dönüyor olduğu kabul edilir. Akış hacminin en dışında kalan yüzey simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

Ara yüz sınır koşulları (interfaces): Ara yüz sınır koşulu birbirini takip eden yüzeyler için tanımlanmıştır. Ansys Fluent modülünde bu yüzeyler birbirleriyle eşlenerek periyodik arayüz olarak tanımlanmıştır.



Şekil 6. 12 : Sınır koşulları.

6.2.1.5 Analiz sonuçları

Pervane performansını belirleyen boyutsuz katsayılar itme katsayısı (K_T), tork katsayısı (K_Q) ve bu değerlere bağlı verim (η_0) değeridir. Pervanenin model deneyi sonuçlarından veya CFD analizleri sonuçlarından elde edilen itme değeri kullanılarak K_T , tork değeri kullanılarak K_Q hesaplanır. Verim değeri; K_T ve K_Q değerleri oranlanarak hesaplanmaktadır.

Hesaplanan katsayılar, açık su pervane testi, Panel metodu, ve RANS metodu kullanılarak elde edilen verilerle ile karşılaştırılmıştır (Villa, D., Gaggero, S. ve

Brizzolara, S., 2008). Programın validasyonunun gerçekleştirilebilmesi için analiz sonuçlarının açık su testi sonuçlarına göre hata payı tespit edilmiştir (Kulczyk, J., Skraburski, L. ve Zawislak, M.)

CFD analiz sonuçlarından elde edilen pervane performansına ait parametrelerin diğer metotlar ile kıyaslanması Çizelge 6.4' te verilmiştir.

Çizelge 6. 4 : Farklı analiz metotları ile pervane performans parametreleri.

Çalışma	K_T	10 K_Q	% η_0
Açık Su Pervane Testi	0,1460	0,28	69
Panel Metodu	0,1463	0,283	68
Rans Metodu	0,1381	0,248	73
CFD Metodu	0,1442	0,273	70

Açık su testi sonuçlarına göre belirlenen hata payları 6.5' te yer almaktadır. Görüldüğü gibi elde edilen verilere göre hesaplanan hata değerleri %1-3 aralığındadır. Validasyon çalışması sonucunda elde edilen hata oranları, kullanılan yöntem, metot ve programların doğru olduğunu göstermektedir. Validasyon sonucunda görülmüştür ki CFD analizleri sonucunda elde edilen değerler %1-3 hata payı çerçevesinde değerlendirilerek doğru sonuçlara ulaşılabilir.

Çizelge 6. 5 : Farklı analiz metodları ile açık su testine göre belirlenen hata oranları.

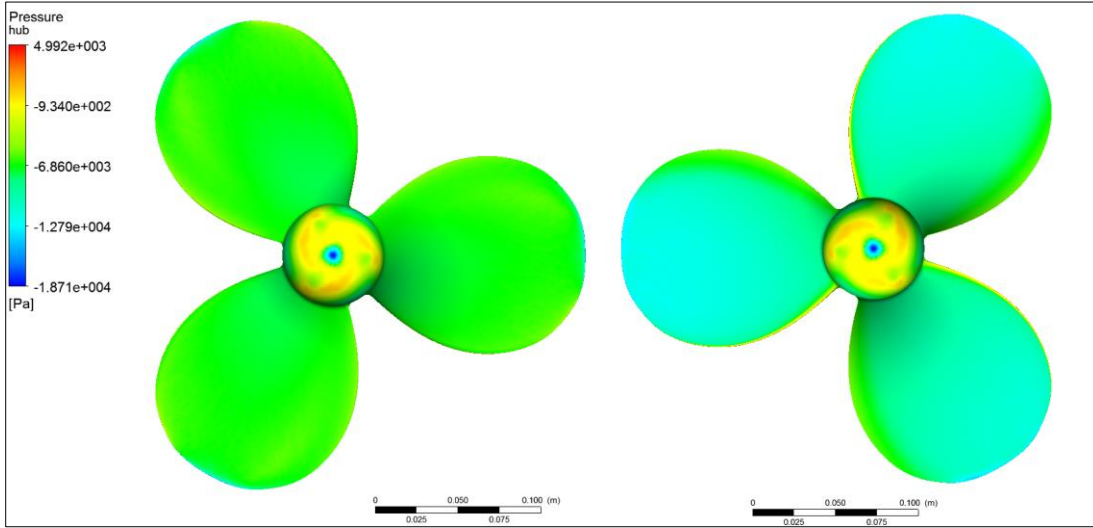
Çalışma	Hata Oranları		
	% K_T	%10 K_Q	% η_0
Panel Metodu	0,2	1,1	-0,9
Rans Metodu	-5,4	-11,4	6,7
CFD Metodu	-1,2	-2,5	1,3

CFD analizleri sonucunda elde edilen sayısal verilerin değerlendirilmesinin yanı sıra pervane üzerinde basınç dağılımları ve pervane arkasındaki akışkanın hız dağılımı da görsel olarak incelenebilmektedir.

Pervane yüzeyi üzerindeki basınç dağılımı incelendiğinde, kanadın suya giriş kenarı (leading edge) üzerinde maksimum basınç değerlerinin bulunduğu gözlemlenmiştir. Suyu karşılayan bu kenar için böyle bir basınç dağılımı beklenmektedir. Basınç

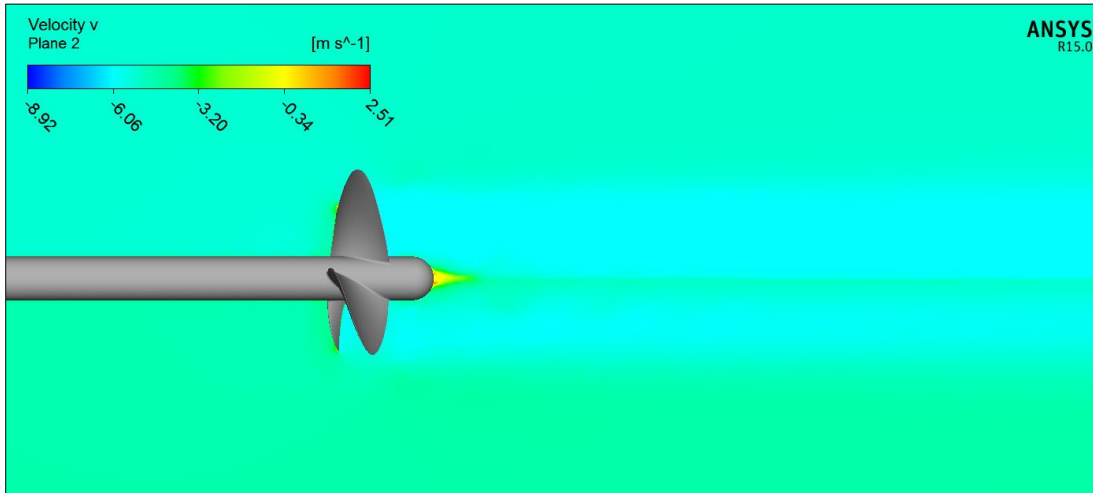
dağılımı ve elde edilen itme değeri incelendiğinde analizin doğru sonuçlar verdiği değerlendirilebilmektedir.

Bunun yanı sıra, pervane arkasındaki hız dağılımı görseli incelendiğinde pervanenin kanat uçlarından itibaren akışkanı hızlandırmış olması beklenir. Elde edilen görseller incelendiğinde pervanenin çalışma ve dönme yönüne göre kesit görünümünden pervanenin arkasına doğru akışkanı hızlandırmış olduğu gözlemlenebilmektedir.



Şekil 6.13 : Pervane üzerinde basınç dağılımı.

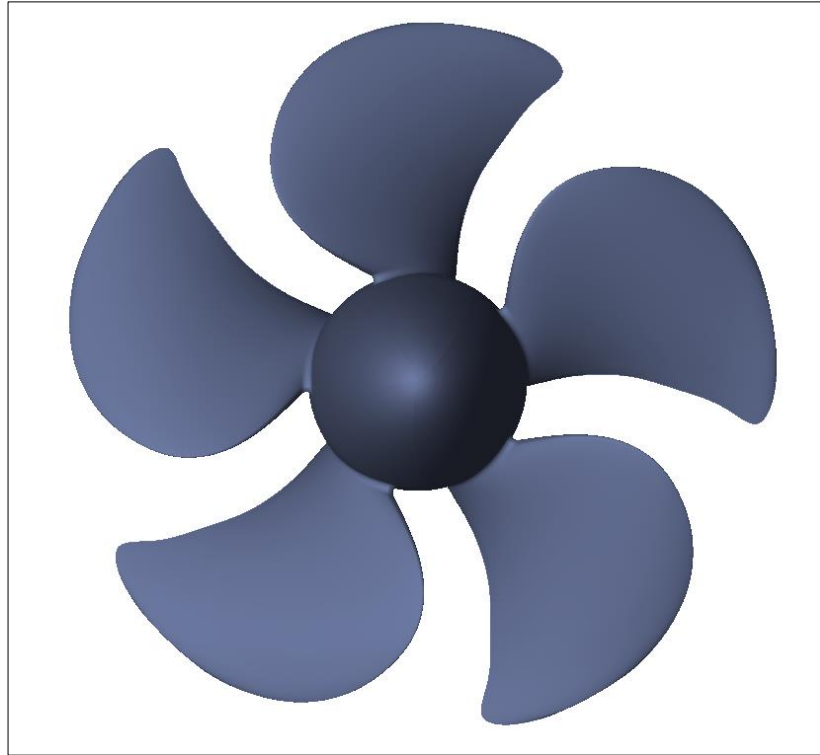
Pervane arkasındaki hız dağılımı Şekil 6.14' te gösterilmiştir.



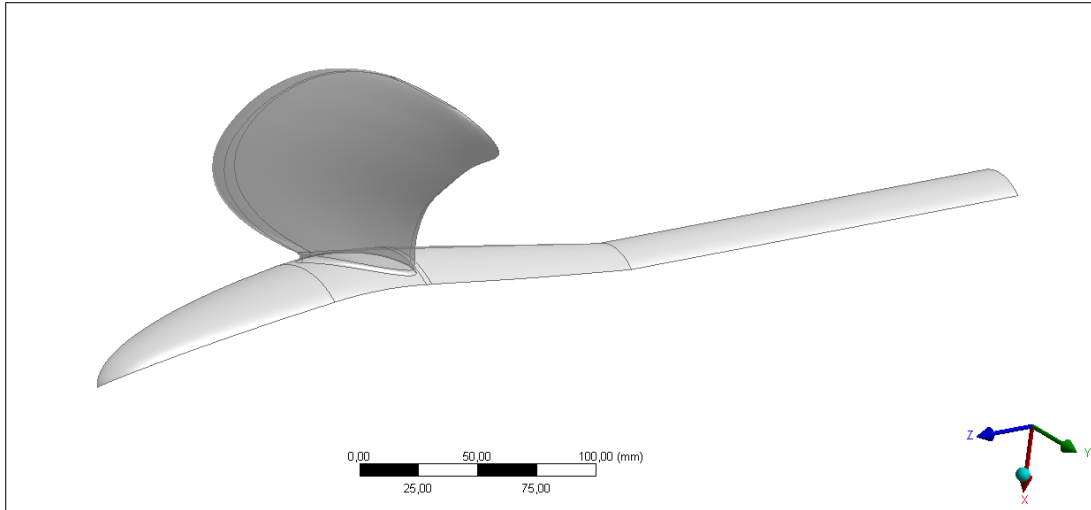
Şekil 6.14 : Pervane arkasındaki hız dağılımı.

6.2.2 VP 1304 standart test pervanesinin validasyonu

VP 1304, üzerinde birçok akademik çalışma yapılmış bu test pervanesi 5 kanatlı bir CPP pervanedir. Pervane çapı 0,25 [m], analizler sırasında kullanılan devri 900 [rpm] olup ilerleme hızları sırasıyla 2,25 [m/s] olarak dizayn edilmiştir. VP 1304 pervanesi açık su testlerinin yapılmasının yanında 13 farklı akademik kurum ve üniversite tarafından analizleri gerçekleştirilmiş ve açık su testleri ile karşılaştırılmış olup, akademik bir çalışma toplantısı (workshop) sonrasında paylaşılmış ve literatürdeki yerini almıştır. (Postdam, 2011)



Şekil 6. 15 : VP 1304 pervane modeli.



Şekil 6. 16 : VP 1304 pervane modeli (1/5 tek kanat).

VP 1304 pervanesine ait tasarım parametreleri Çizelge 6.6' da verilmiştir.

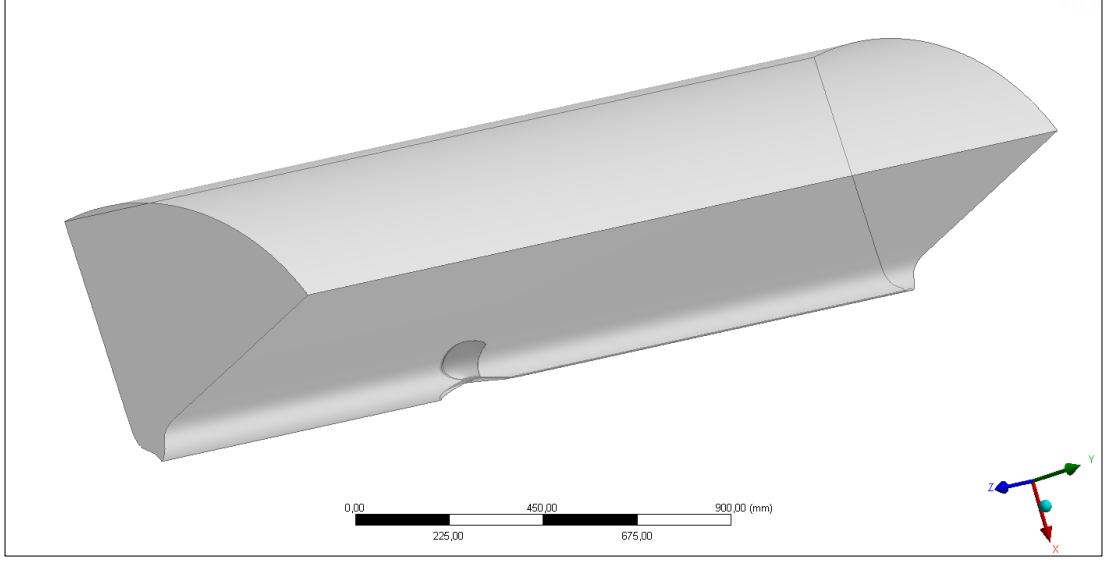
Çizelge 6. 6 : VP 1304 pervane tasarım parametreleri.

Özellik	Değer	Birim
İlerleme Katsayısı (J)	0,60	[-]
İlerleme Hızı (Va)	2,25	[m/s]
Pervane Çapı (D)	0,25	[m]
Devir (n)	900	[rpm]

6.2.2.1 Akış hacminin oluşturulması

Hazırlanan pervane modeli, yüzeylerin düzeltilmesi ve akış hacminin oluşturulması için Ansys Design Modeller modulüne aktarılmıştır.

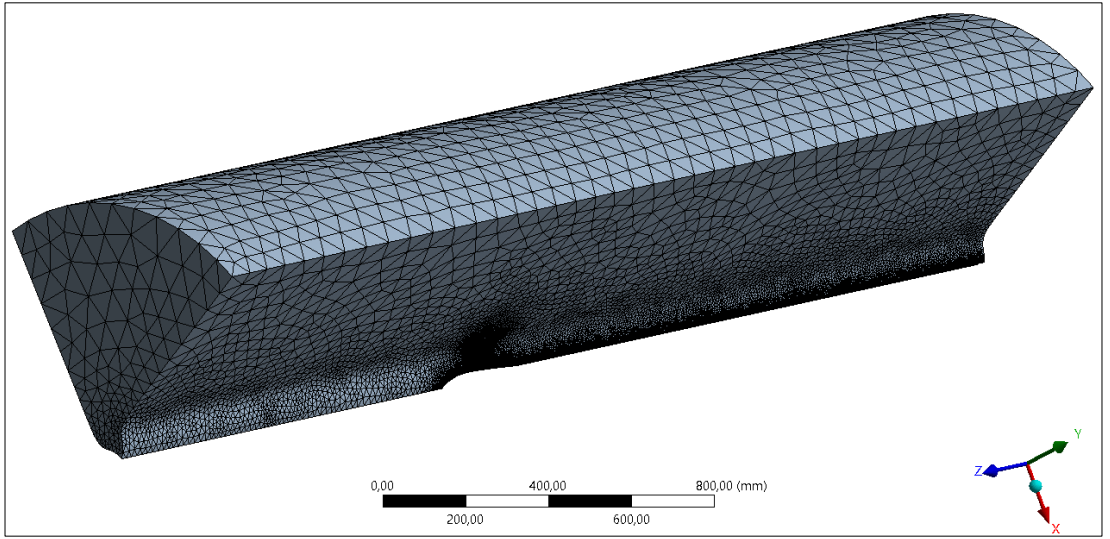
VP 1304 test pervanesi analizi için hazırlanan akış hacmi şekilde görülmektedir. Akış hacmi 5'e bölünerek setup esnasında yüzeylerin birbirini takip edebilmesi için periyodik yüzeyler tanımlanacak şekilde oluşturulmuştur. Akış hacmi kanat geometrisinin etrafında dönel domain olarak tasarlanmıştır. Analizler esnasında kanat, göbek ve şaft kısımları sabit tutulacak şekilde ve etrafındaki akış hacmi hareketli (dönel) olacak şekilde tanımlanmıştır.



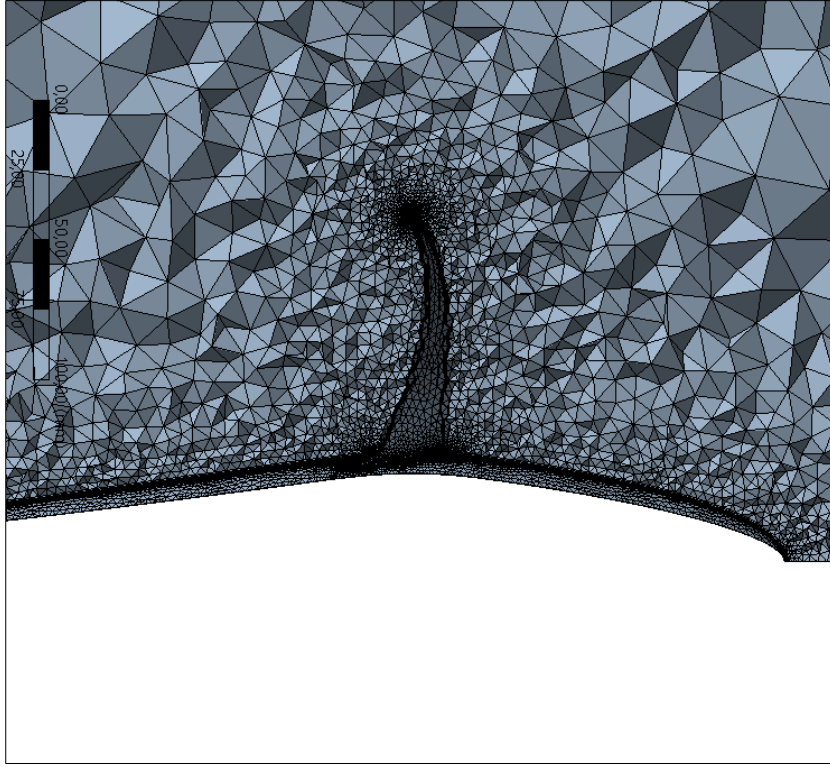
Şekil 6. 17 : 1/5 model pervane akış hacmi.

6.2.2.2 Çözüm ağı yapısının oluşturulması

Oluşturulan akış hacmi için çözüm ağı yapısı tetra (üçgen) elemanlar kullanılarak Ansys Meshing modülünde oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağı yapısına ait görseller Şekil 6.18’ de verilmiştir.

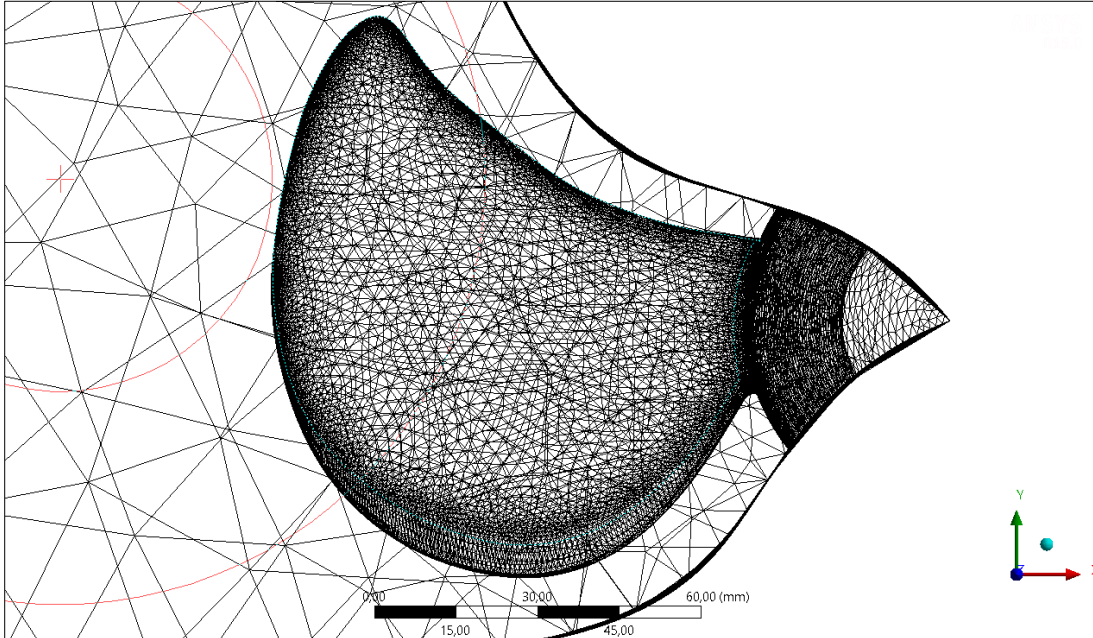


Şekil 6. 18 : Çözüm ağı yapısı.



Şekil 6. 19 : Pervane çözüm ağı yapısı kesit görünümü.

Kanat yüzeyi üzerindeki çözüm ağı yapısının diğer bölgelerden daha sık oluşturulduğu Şekil 6. 20’ de gösterilmektedir.



Şekil 6. 20 : Kanat yüzeyi üzerinde çözüm ağı yapısı.

6.2.2.3 Ağ yapısı kalite kriterleri

Çözüm ağı yapısının kalite kriterleri ve sahip olduğu değerler Çizelge 6.7' de verilmiştir.

Minimum orthogonal quality > 0,15

Maximum aspect ratio < 100

Skewness < 0,95

Çizelge 6. 7 : VP 1304 çözüm ağı yapısı kalite kriterleri.

Özellik	Değer
Eleman Sayısı	1217329
Skewness	0,93
Orthogonal Quality	0,13
Aspect Ratio	32,821
y^+	73,01

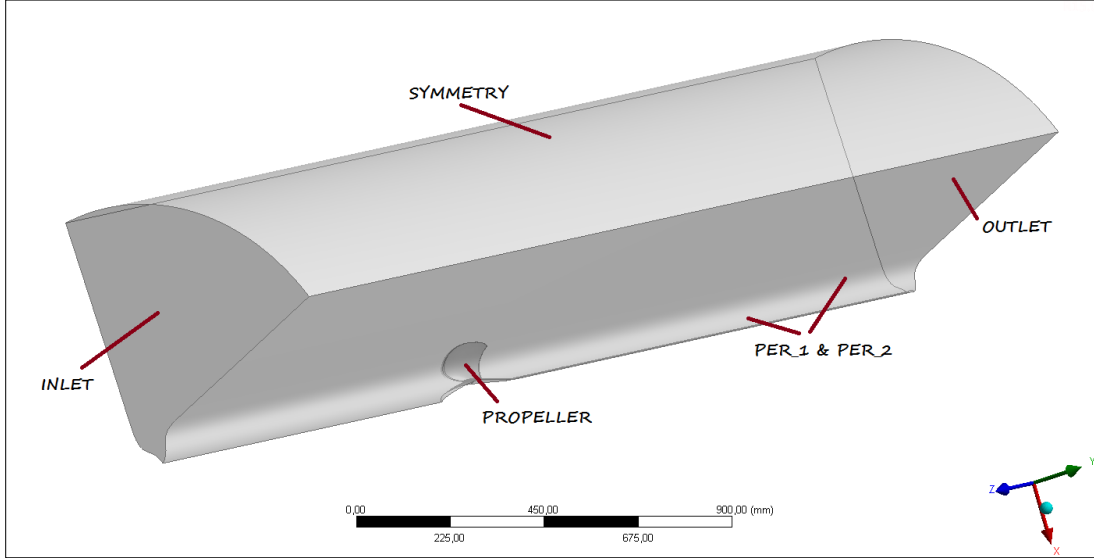
6.2.2.4 Sınır koşulları

Sınır koşulları ile ilgili ayrıntılı bilgi DTMB 4119 Pervane validasyonu çalışmalarında anlatıldığı için bu kısımda Çizelge 6.8' de özet şekilde verilmiştir. Kullanılan sınır koşulları aynı yalnızca bazı değerler farklılık göstermektedir.

Çizelge 6. 8 : VP 1304 analiz kurulumu ve sınır koşullarının belirlenmesi.

Özellik	Açıklama
Türbülans Modeli	k- ω SST
Akışkan Türü	Su (1025 kg/m ³)
Inlet	Akışkan Hızı 2,25 [m/s] tanımlanmıştır.
Outlet	Çıkış basıncı, sabit 0 [Pa] olacak şekilde tanımlanmıştır.
Propeller	Pervane ve şaft yüzeylerinin tümü Wall (duvar) sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Symmetry	Akış hacminin dış yüzeyi simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Per_1	1/5 modelin birbirini takip eden yüzeyleri için periyodik sınır koşulu tanımlanmıştır.

Özellik	Açıklama
Per_2	1/5 modelin birbirini takip eden yüzeyleri için periyodik sınır koşulu tanımlanmıştır.



Şekil 6. 21 : VP 1304 sınır koşulları.

6.2.2.5 Analiz sonuçları

Analiz sonucunda pervane kanatları üzerinden itme ve tork değerleri okunmuştur. Analiz sonucunda bu değerler kaydedilerek pervane karakteristikleri K_T , K_Q ve h_0 değerleri hesaplanmıştır. (Çizelge 6. 9)

Çizelge 6. 9 : VP 1304 pervane hidrodinamik performans sonuçları.

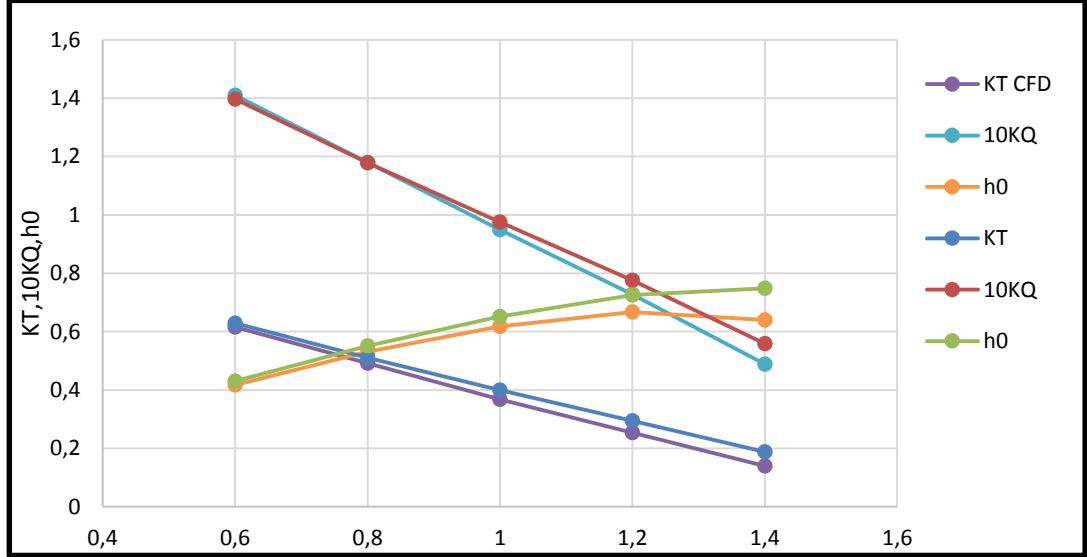
Çalışma	K_T	$10K_Q$	$\% \eta_0$
Açık Su Pervane Testi	0,6288	1,3964	43
CFD Metodu	0,6159	1,4098	41

Elde edilen performans katsayıları ve açık su testi ile yapılan kıyaslama sonucu elde edilen hata oranları Çizelge 6.9 ile 6.10' da yer almaktadır.

Çizelge 6. 10 : VP 1304 CFD analiz hata oranları.

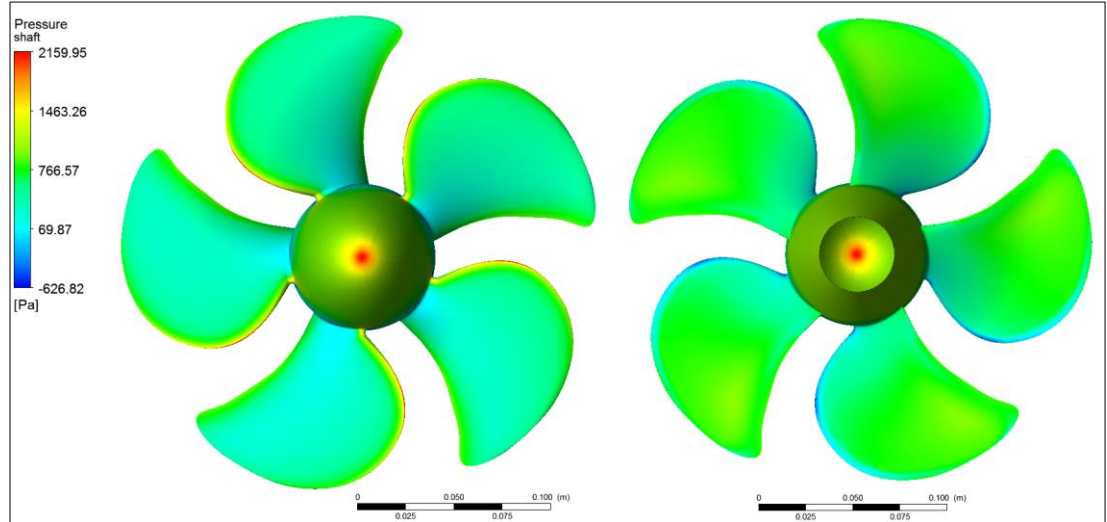
Çalışma	Hata Oranları		
	$\% K_T$	$\% 10K_Q$	$\% \eta_0$
CFD Metodu	-2	1	-3

VP 1304 standart test pervanesinin analizleri 2,25 [m/s] hız ile gerçekleştirilmiş olup, bu değere ait açık su testi sonuçları ile karşılaştırılarak bir validasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Bunun yanı sıra pervane performansına ait K_T , K_Q ve verim eğrilerinin hazırlanmasına yönelik olarak analizler farklı J (ilerleme hızları) için tekrarlanmıştır. Analizler sonucunda elde edilen pervane performans eğrileri grafik halinde verilmiştir. (Şekil 6.22)

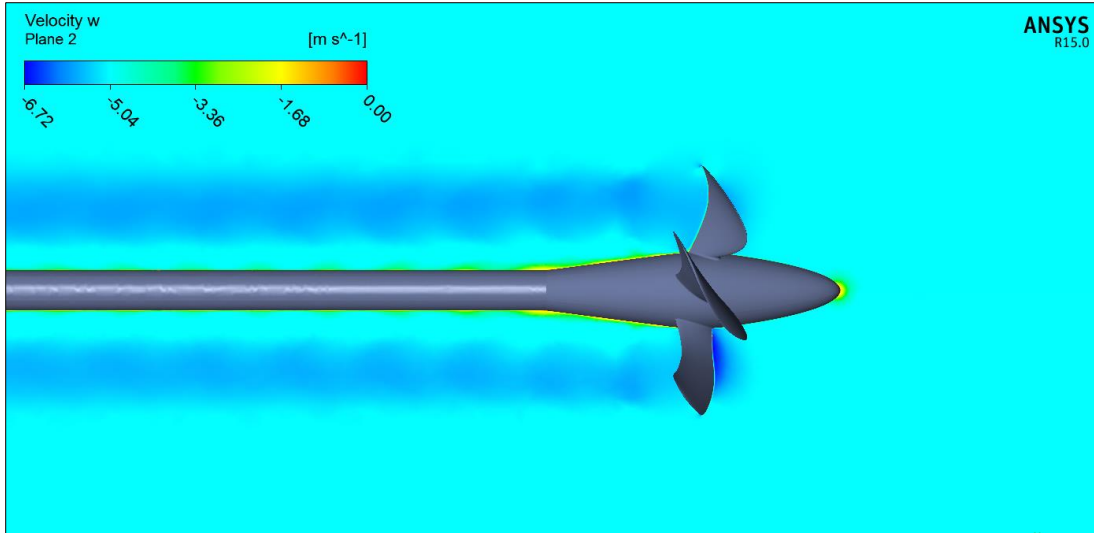


Şekil 6. 22 : VP 1304 pervane performans eğrileri.

VP 1304 pervanesi üzerindeki basınç dağılımı Şekil 6. 23' te gösterilmiştir.



Şekil 6. 23 : VP 1304 pervane üzerindeki basınç dağılımı.



Şekil 6. 24 : VP 1304 pervane arkasında hız dağılımı.

Analiz sonucunda elde edilen görseller incelendiğinde pervanenin suya girdiği kenarda yüksek basınç (Şekil 6.23) ve pervane arkasında hızlanan suyun hız dağılımının (Şekil 6.24) doğru bir şekilde elde edildiği söylenebilir.

VP 1304 standart test pervanesinde DTMB 4119 pervanesinden farklı olarak akışkanın giriş tarafı şaft tarafından değil pervane tarafındaki yüzeydendir. Bu nedenle suyun hızlandığı kısım pervanenin şaft tarafına doğru olduğu gözlemlenmektedir. Bu durum akışkanın akış hacmine giriş yüzeyinin konumundan kaynaklanmaktadır.

7. HEDEF KONTEYNER GEMİSİ İÇİN TASARLANAN PERVANENİN HİDRODİNAMİK PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

7.1 Deneysel Çalışmalardan Elde Edilen Analiz Girdileri

Geliştirilecek olan ana makine dairesi simülatörü için sevk sistemi tasarlanmış olup, pervanenin hidrodinamik performansının belirlenmesi için CFD analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz çalışmalarında kullanılan girdiler; hız, makine devri vb. değişkenler daha önceden yapılmış olan seyir tecrübelerinden elde edilen deneysel veriler ile belirlenmiş olup Çizelge 7.1’ de yer almaktadır.

Gaz kolunun farklı konumlarında geminin hızı ve ana makineden pervaneye iletilen makine devri değerleri tespit edilmiş olup analizlerde girdi olarak kullanılmıştır.

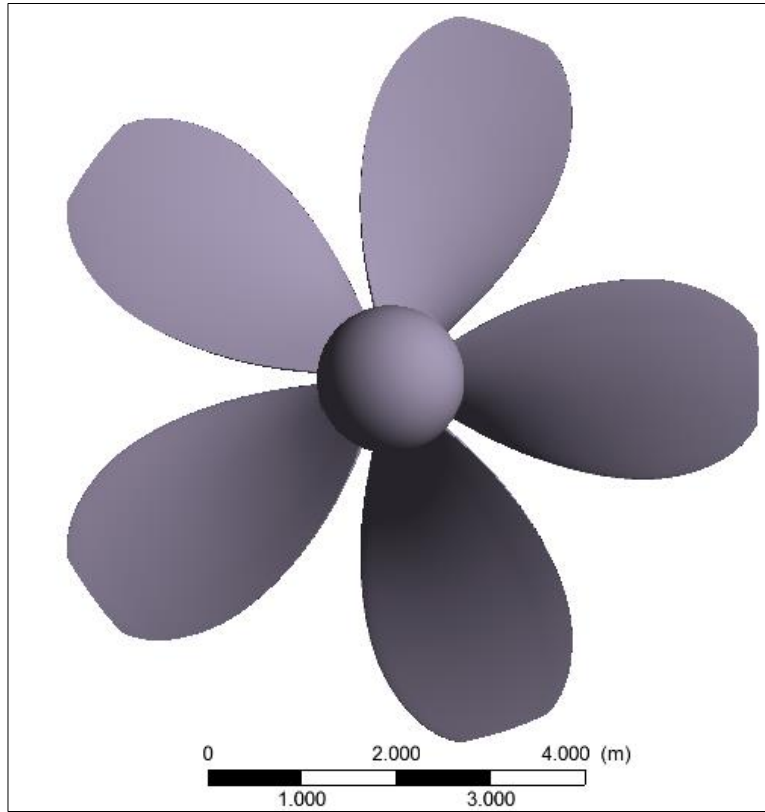
Deneysel sonuçlardan elde edilen çıktı değerleri; pervane itmesi ve pervane gücü değerleri de analizler sonucunda elde edilen itme ve güç değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Çizelge 7. 1 : Deneysel verilerden elde edilen girdi ve çıktı değerleri.

Gaz Kolu Konumu	Ahead 100	Ahead 75	Ahead 50	Ahead 25	Astern 25	Astern 50	Astern 75	Astern 100
Gemi Hızı [knot]	25,05	20,01	14,68	9,16	-6,98	-11,68	-14,28	-19,57
Pervane Hızı [rpm]	102	80,02	58,01	36	-36,03	-55,04	-73,42	-92,11
Pervane Gücü [mW]	42,89	19,72	7,25	1,7	2,27	16,28	19,1	30,58
Pervane İtmesi [kN]	2490,47	1404,65	691,75	257,03	-418,8	-655,85	-1721,11	-1918,16

7.2 Hedef Konteyner Gemisi için Tasarlanan Pervanenin CFD Analiz Çalışmaları

Ana Makine Dairesi Simülatörüne yönelik gerçekleştirilen pervane tasarımı sonucu elde edilen geometrinin hidrodinamik performans analizler gerçekleştirilmiştir. Bu analizler için validasyon sonuçlarında da belirtildiği gibi akış hacminin oluşturulması, çözüm ağı yapısı ve sınır koşullarının belirlenmesi işlemleri gerçekleştirilmiş olup, pervane performansı belirlenmiştir. Analizler için oluşturulan pervane geometrisi Şekil 7.1’ de gösterilmiştir.

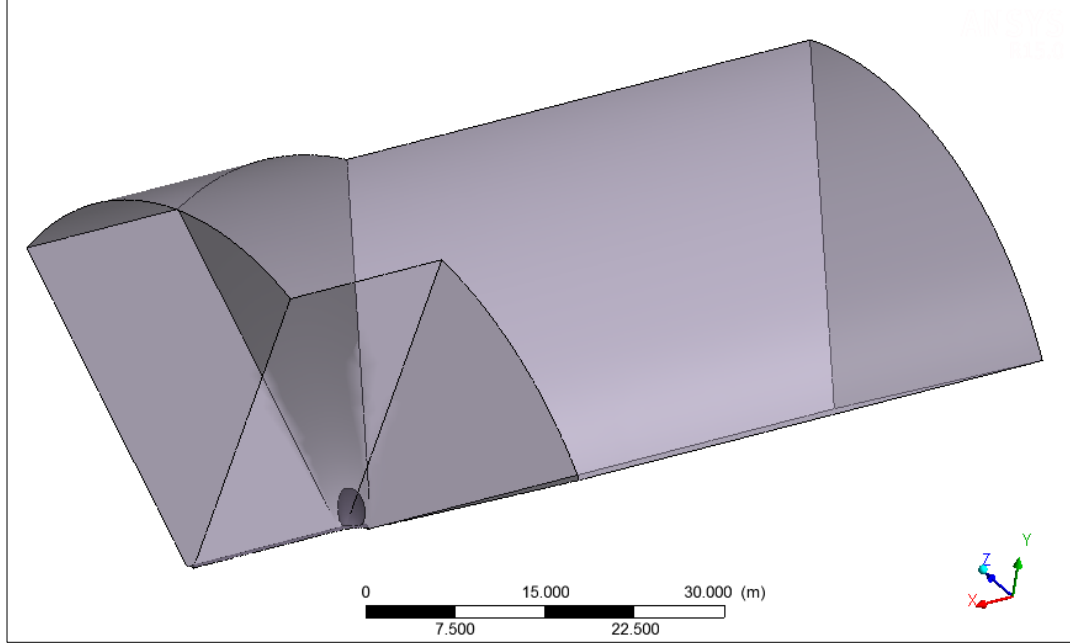


Şekil 7. 1 : Pervane modeli.

7.2.1 Akış hacminin oluşturulması

Pervanelerin CFD analizler gerçekleştirilerek hidrodinamik performanslarının belirlenmesine yönelik yapılmış olan validasyon çalışmaları sonucunda pervanenin analizlerinin tek kanat olarak gerçekleştirilmesinin uygun olduğu ve bu durumun analiz süresinin kısaltılmasında önemli bir payının olduğu tespit edilmiştir. Bu nedenle simülatöre yönelik tasarlanan pervanenin analizleri için de aynı yöntemle

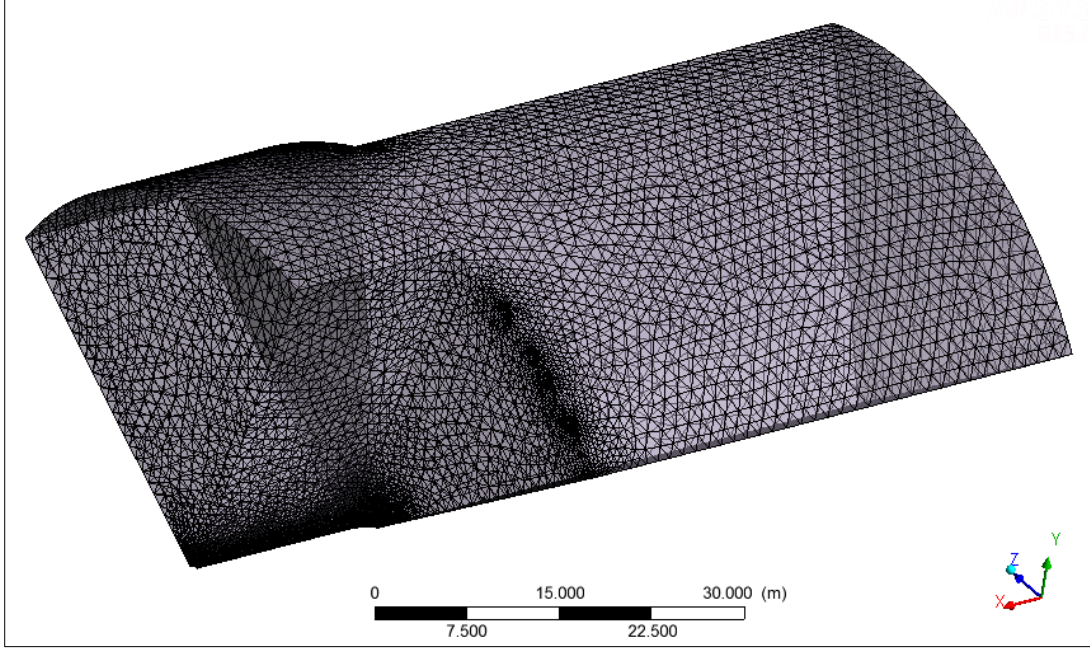
başvurulmuştur. 1/5 olarak tek kanat analizler gerçekleştirilmek üzere hazırlanmış olan akış hacmi Şekil 7.2' deki gibidir.



Şekil 7. 2 : Pervane akış hacmi.

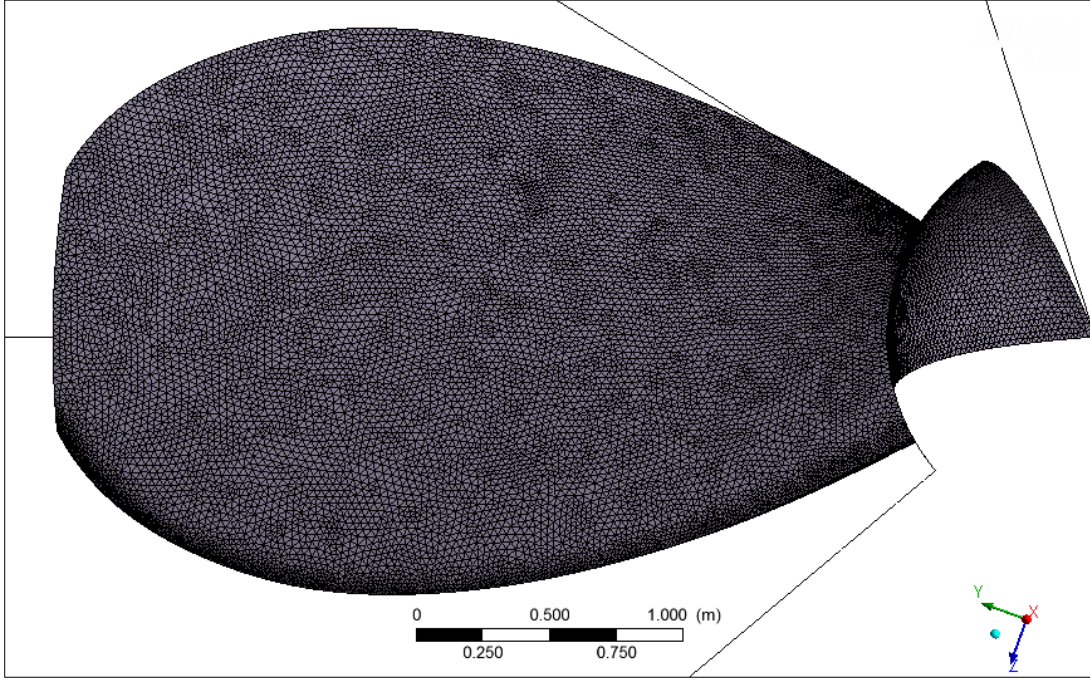
7.2.2 Çözüm ağı yapısının oluşturulması

Oluşturulan akış hacmi için çözüm ağı yapısı tetra (üçgen) elemanlar kullanılarak Ansys Meshing modülünde oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağı yapısına ait görseller aşağıda verilmiştir.



Şekil 7. 3 : Konteyner gemisi pervane çözüm ağı yapısı.

Pervane kanadı üzerinde oluşturulan çözüm ağı yapısı Şekil 7. 4' te gösterilmiştir.



Şekil 7. 4 : Kanat yüzeyi üzerinde çözüm ağı yapısı.

7.2.3 Ağ yapısı kalite kriterleri

Minimum orthogonal quality > 0,15

Maximum aspect ratio < 100

Skewness < 0,95

Çözüm ağı yapısının çözüme olan etkisini gözlemek için sağlanması gereken çözüm ağı yapısı kriterleri aşağıdaki çizelge 7.2' de gösterilmiştir.

Çizelge 7. 2 : Konteyner gemisi pervane çözüm ağı yapısı kalite kriterleri.

Özellik	Değer
Eleman Sayısı	2251466
Skewness	0,89
Orthogonal Quality	0,112
Aspect Ratio	41,644

7.2.4 Sınır koşulları

Hedef konteyner gemisine yönelik tasarlanan pervanenin hidrodinamik performansının belirlenmesine yönelik gerçekleştirilecek CFD analizlerinde, validasyon çalışmaları ile karşılaştırıldığında sınır koşullarının belirlenmesinde bir farklılık olacaktır.

Tasarlanan pervanenin analizleri, gemi ileri yönde ve geri yönde hareket ederken olmak üzere iki farklı kısımda 8 farklı gemi hızı ve makine devri kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Bu nedenle geminin ileri yöndeki hareketi esnasında yapılacak analizde, analiz sınır koşulları belirlenirken giriş sınır koşulu (inlet) ile tanımlanan yüzey, gemi ters yönde (geri) hareket ederken çıkış sınır koşulu (outlet) ile tanımlanmıştır. Yani ileri yöndeki hareket esnasında inlet ve outlet olarak tanımlanan yüzeyler, geri yöndeki hareket esnasında sırasıyla outlet ve inlet olarak değiştirilmiştir.

Bu farklılığın dışında kullanılan akışkan türü ve özellikleri, türbülans modeli gibi analizde kullanılacak değişkenler, validasyon çalışmalarında elde edilen tecrübeye göre değiştirilmeden kullanılacaktır.

7.2.4.1 Geminin ileri yöndeki hareketi esnasında sınır koşulları

Giriş koşulları: Şaft tarafındaki yüzey inlet olarak tanımlanmıştır. 9.16, 14.68, 21.01 ve 25 [knot] hız değerlerine karşılık gelecek şekilde hız değerleri [m/s] olarak tanımlanmıştır.

Çıkış koşulları: Çıkış koşulu pressure_outlet olarak tanımlanmış ve çıkış basıncı 0 [Pa] olarak sabitlenmiştir.

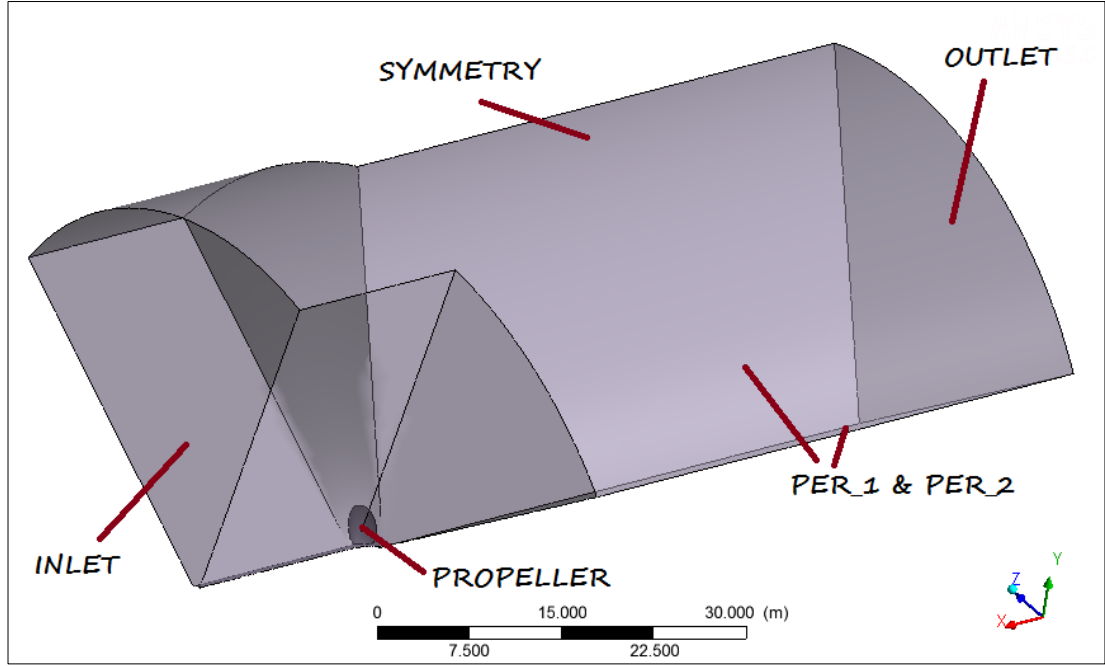
Duvar sınır koşulları: Pervane kanadı, göbek ve şaft hareketsiz sabit duvar (No slip wall) olarak kabul edilir.

Simetri sınır koşulları: Akış hacminin en dışında kalan yüzey duvar simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

Ara yüz sınır koşulları (interfaces): İnterface 1/5 akış hacminde birbirini takip eden simetri yüzeyleri için tanımlanmıştır. Fluent modülünde interface yüzeyleri birbirleriyle eşlenerek periyodik olarak tanımlanmıştır.

Çizelge 7. 3 : Pervane analiz kurulumu ve sınır koşullarının belirlenmesi.

Özellik	Açıklama
Türbülans Modeli	k- ω SST
Akışkan Türü	Su (1025 kg/m ³)
Inlet	Farklı hız değerleri tanımlanmıştır.
Outlet	Çıkış basıncı, sabit 0 [Pa] olacak şekilde tanımlanmıştır.
Propeller	Pervane ve şaft yüzeylerinin tümü Wall (duvar) sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Symmetry	Akış hacminin dış yüzeyi simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
Per_1	1/5 modelin birbirini takip eden yüzeyleri için periyodik sınır koşulu tanımlanmıştır.
Per_2	1/5 modelin birbirini takip eden yüzeyleri için periyodik sınır koşulu tanımlanmıştır.



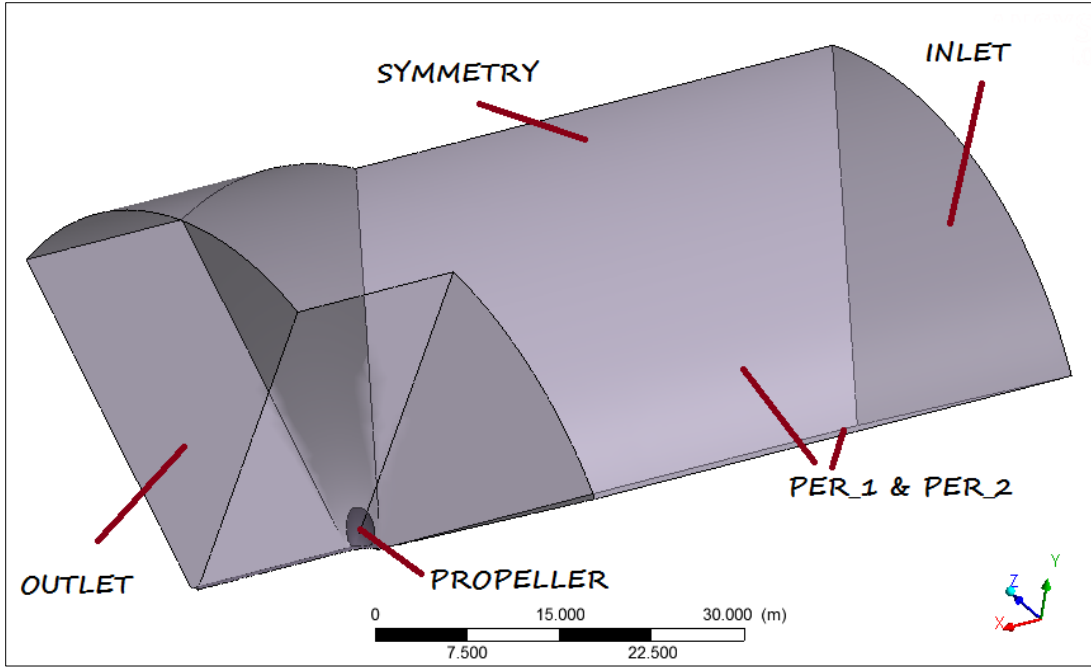
Şekil 7.5 : Geminin ileri yöndeki hareketi esnasındaki sınır koşulları.

7.2.4.2 Geminin geri yöndeki hareketi esnasında sınır koşulları

Giriş koşulları: Şaft tarafı olmayan yüzey inlet olarak tanımlanmıştır. 6.98, 11.68, 14.28 ve 19.57 [knot] hız değerlerine karşılık gelecek şekilde hız değerleri [m/s] olarak tanımlanmıştır.

Çıkış koşulları: İleri yöndeki analizlerde giriş olarak tanımlanan yüzey, çıkış koşulu pressure_outlet olarak tanımlanmış ve çıkış basıncı 0 [Pa] olarak sabitlenmiştir.

Diğer sınır koşullarında değişiklik yapılmamıştır.



Şekil 7. 6 : Geminin geri yöndeki hareketi esnasındaki sınır koşulları.

7.2.5 Analiz Sonuçları ve Yorumlar

7.2.5.1 Ahead 100 modu

Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Ahead 100 konumunda iken, gemi ileri yönde en yüksek hız değerine ulaşmış olup, pervane, ana makineden elde edilen en yüksek devir değeri ile dönmektedir. Bu durumda geminin hızı 25 [knot] değerine pervane devri ise 102 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda pervane itkisi 2554,5 [kN] ve torku 3806,75 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 40,65 [MW] olurken pervane verimi %65 olacaktır.

7.2.5.2 Ahead 75 modu

Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Ahead 75 konumunda iken, geminin ileri yönde hızı 20 [knot] değerine pervane devri ise 80 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda pervane itkisi 1519,5 [kN] ve torku 2287,65 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 19,16 [MW] olurken pervane verimi %65 olacaktır.

7.2.5.3 Ahead 50 modu

Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Ahead 50 konumunda iken, geminin ileri yönde hızı 14,68 [knot] değerine pervane devri ise 58 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda pervane itkisi 780,77 [kN] ve torku 1184,96 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 7,19 [MW] olurken pervane verimi %66 olacaktır.

7.2.5.4 Ahead 25 modu

Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Ahead 25 konumunda iken, geminin ileri yönde hızı 6,98 [knot] değerine pervane devri ise 36 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda pervane itkisi 297,04 [kN] ve torku 453,78 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 1,71 [MW] olurken pervane verimi %66 olacaktır.

7.2.5.5 Astern 25 modu

Astern, geminin geri yöndeki hareketini temsil etmektedir. Bu durumda pervane üzerine akışkan şaft tarafından değil, tam ters yönden yani pervane hub tarafından iletilecektir. Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Astern 25 konumunda iken, geminin geri yönde hızı 6,98 [knot] değerine pervane devri ise 36,03 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda pervane itkisi 294,98 [kN] ve torku 476,74 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 1,79 [MW] olurken pervane verimi %47 olacaktır.

7.2.5.6 Astern 50 modu

Astern, geminin geri yöndeki hareketini temsil etmektedir. Bu durumda pervane üzerine akışkan şaft tarafından değil, tam ters yönden yani pervane hub tarafından iletilecektir. Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Astern 50 konumunda iken, geminin geri yönde hızı 11,68 [knot] değerine pervane devri ise 55,04 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda

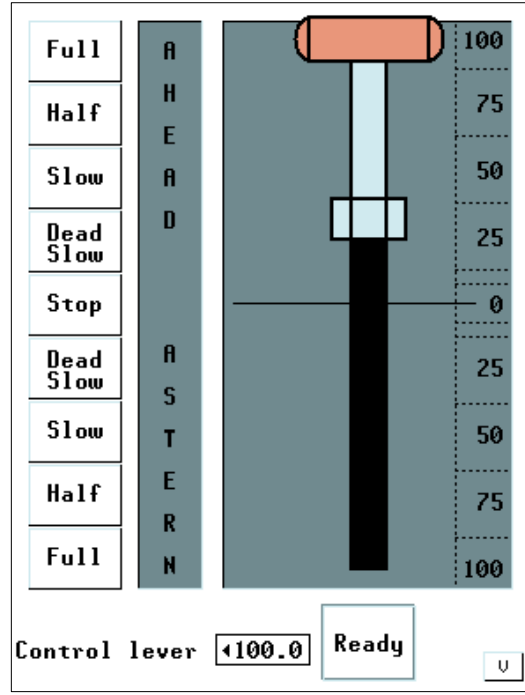
pervane itkisi 579,26 [kN] ve torku 963,41 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 5,55 [MW] olurken pervane verimi %50 olacaktır.

7.2.5.7 Astern 75 modu

Astern, geminin geri yöndeki hareketini temsil etmektedir. Bu durumda pervane üzerine akışkan şaft tarafından değil, tam ters yönden yani pervane hub tarafından iletilecektir. Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Astern 75 konumunda iken, geminin geri yönde hızı 14,28 [knot] değerine pervane devri ise 73,42 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda pervane itkisi 1216,81 [kN] ve torku 1958,08 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 15,05 [MW] olurken pervane verimi %48 olacaktır.

7.2.5.8 Astern 100 modu

Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Astern 100 konumunda iken, gemi geri yönde en yüksek hız değerine ulaşmış olup, pervane, ana makineden elde edilen en yüksek devir değeri (ters yönde) ile dönmektedir. Astern, geminin geri yöndeki hareketini temsil etmektedir. Bu durumda pervane üzerine akışkan şaft tarafından değil, tam ters yönden yani pervane hub tarafından iletilecektir. Ana makinenin tam yüklü durumunda, gaz kolu Astern 100 konumunda iken, geminin geri yönde hızı 19,57 [knot] değerine pervane devri ise 92,11 [rpm] değerine ulaşmıştır. Bu giriş koşulları kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucunda pervane itkisi 1616,36 [kN] ve torku 2678,85 [kNm] olarak elde edilmiştir. Geminin bu seyir modu esnasında pervaneye iletilen ana makine gücü 25,83 [MW] olurken pervane verimi %51 olacaktır.



Şekil 7. 7 : Gaz kolunun konumuna göre oluşturulmuş olan işletim modları.

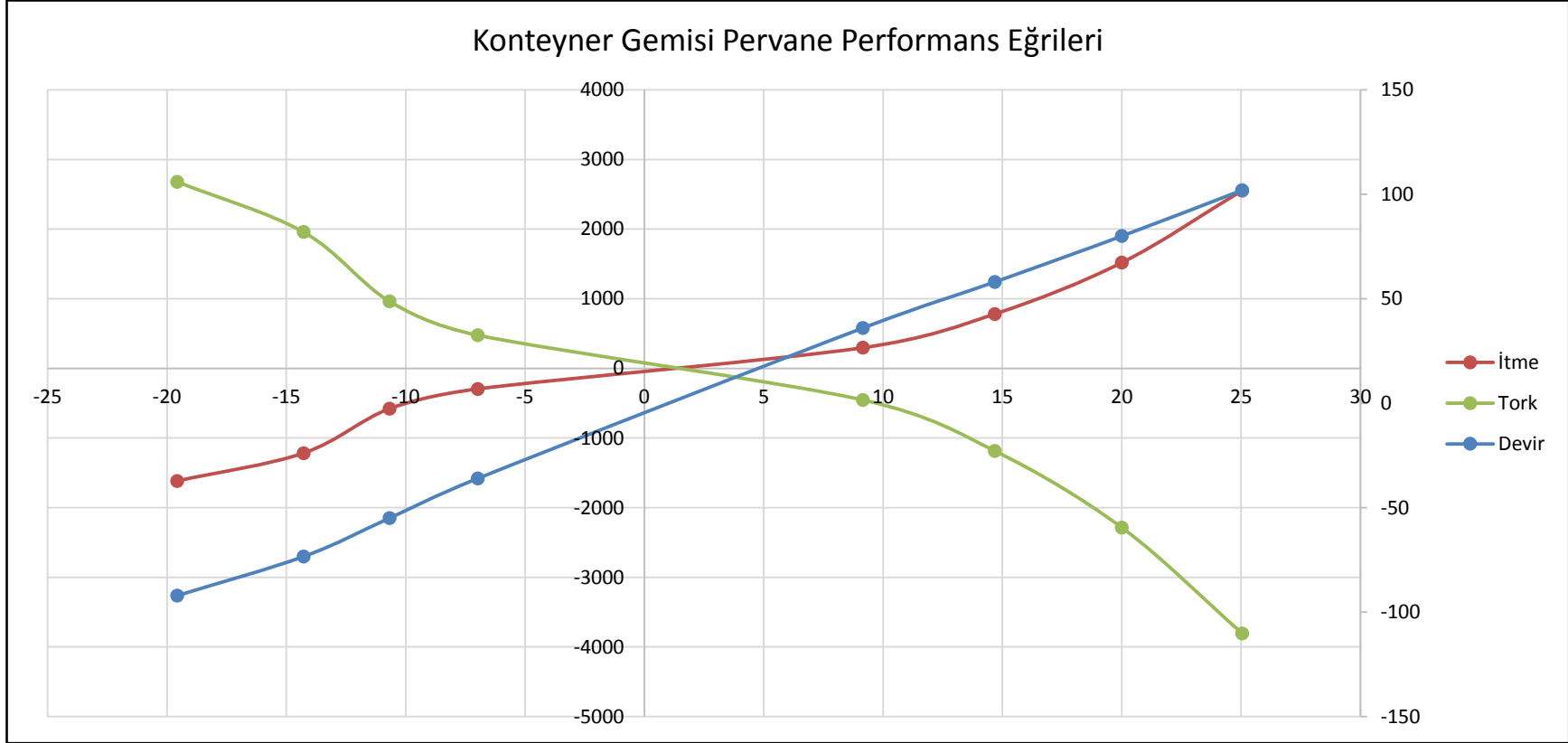
7.3 Pervanenin Tüm Koşullar için Performansının Değerlendirilmesi

Ana makine dairesi simülatörü geliştirilmesine yönelik pervane itme sisteminin tasarlanması sonucu tasarımı gerçekleştirilen pervanenin hidrodinamik performansının değerlendirilebilmesi için yapılan CFD analizleri sonuçları Çizelge 7.4' te verilmiştir. Elde edilen itme ve tork değerleri kullanılarak pervanenin hidrodinamik performans katsayıları hesaplanmış olup, pervaneye aktarılan güç değerleri de elde edilmiştir.

Gemi gaz kolunun farklı pozisyonlarına göre gemi ileri yönde ve geri yönde hareket ederken farklı devir ve gemi hızı değerlerine karşılık gerçekleştirilen CFD analiz sonuçları incelendiğinde, yapılan analizler sonucunda geminin ileri yöndeki hareketi esnasında tasarlanan pervanenin verimi %65 civarındadır. Geri yöndeki hareket esnasında ise bu değer daha azdır. (%48)

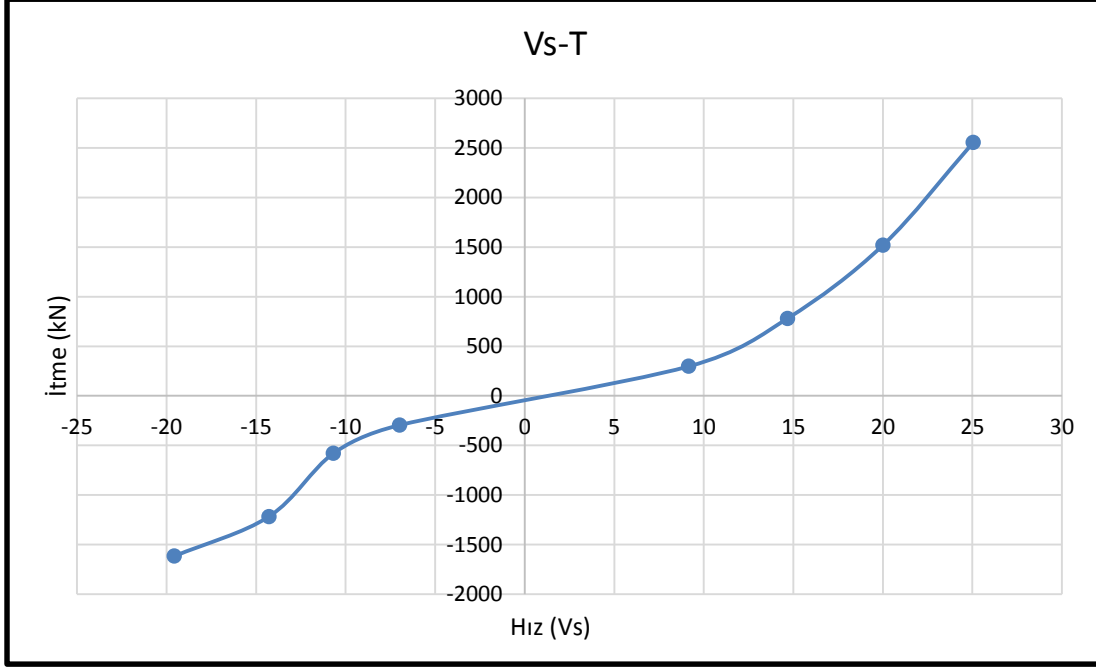
Çizelge 7. 4 : Hedef gemi pervane CFD analiz sonuçları.

		Hız (VS)	Hız (Va)	J	Devir	Devir	İtme	Tork	K _T	K _Q	10K _Q	η ₀	P _D
		[knot]	[m/s]	[-]	[rpm]	[1/s]	[kN]	[kNm]	[-]	[-]	[-]	[-]	[MW]
INLET	AHEAD100	25,05	10,33	0,779439	101,99	1,6998	2554,5	3806,75	0,233019	0,044519	0,445189	65%	40,65749
	AHEAD75	20,01	8,26	0,793561	80,02	1,3337	1519,5	2287,65	0,225167	0,043461	0,434608	65%	19,16976
	AHEAD50	14,68	6,06	0,803073	58,01	0,9668	780,775	1184,965	0,220151	0,042836	0,428357	66%	7,198417
	AHEAD25	9,16	3,78	0,807467	36	0,6000	297,042	453,7855	0,217477	0,042594	0,425943	66%	1,710731
OUTLET	ASTERN25	6,98	2,88	0,614785	36,03	0,6005	294,9875	476,7465	0,215613	0,044675	0,44675	47%	1,79879
	ASTERN50	11,68	4,82	0,673436	55,04	0,9173	579,26	963,415	0,181433	0,038687	0,386867	50%	5,552908
	ASTERN75	14,28	5,89	0,617228	73,42	1,2237	1216,81	1958,08	0,214188	0,044188	0,441883	48%	15,05475
	ASTERN100	19,57	8,07	0,674242	92,11	1,5352	1616,36	2678,855	0,180769	0,03841	0,384097	51%	25,83953



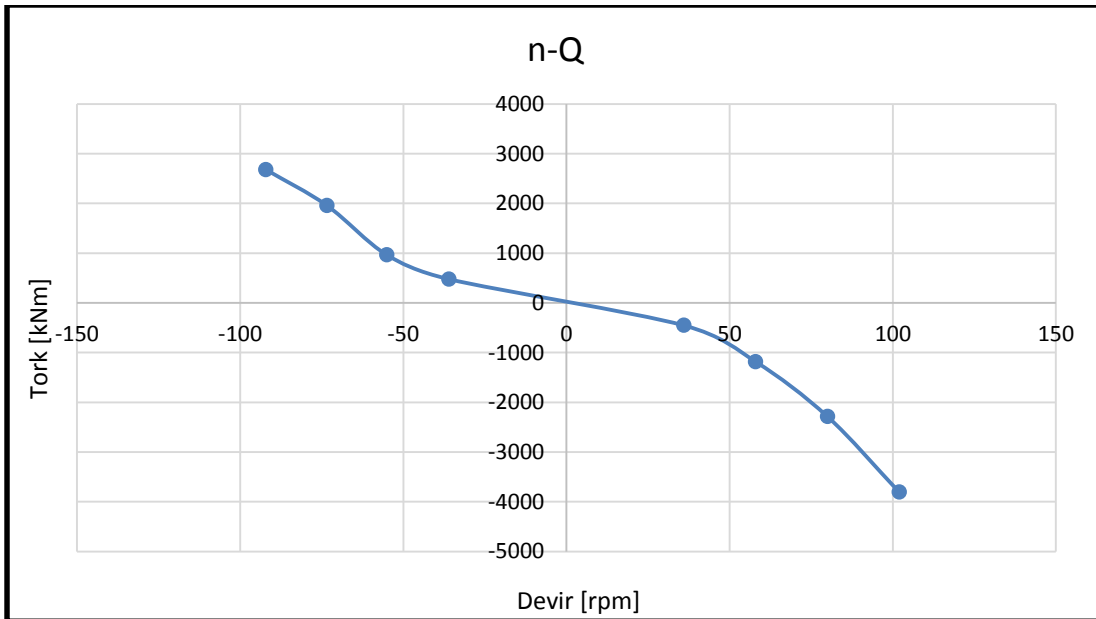
Şekil 7. 8 : Hedef gemi için tasarlanan pervanenin hidrodinamik performansı

Hedef konteyner gemisi için tasarlanan pervanenin gemi hızına karşılık ürettiği itme grafik halinde Şekil 7. 9' da gösterilmiştir.

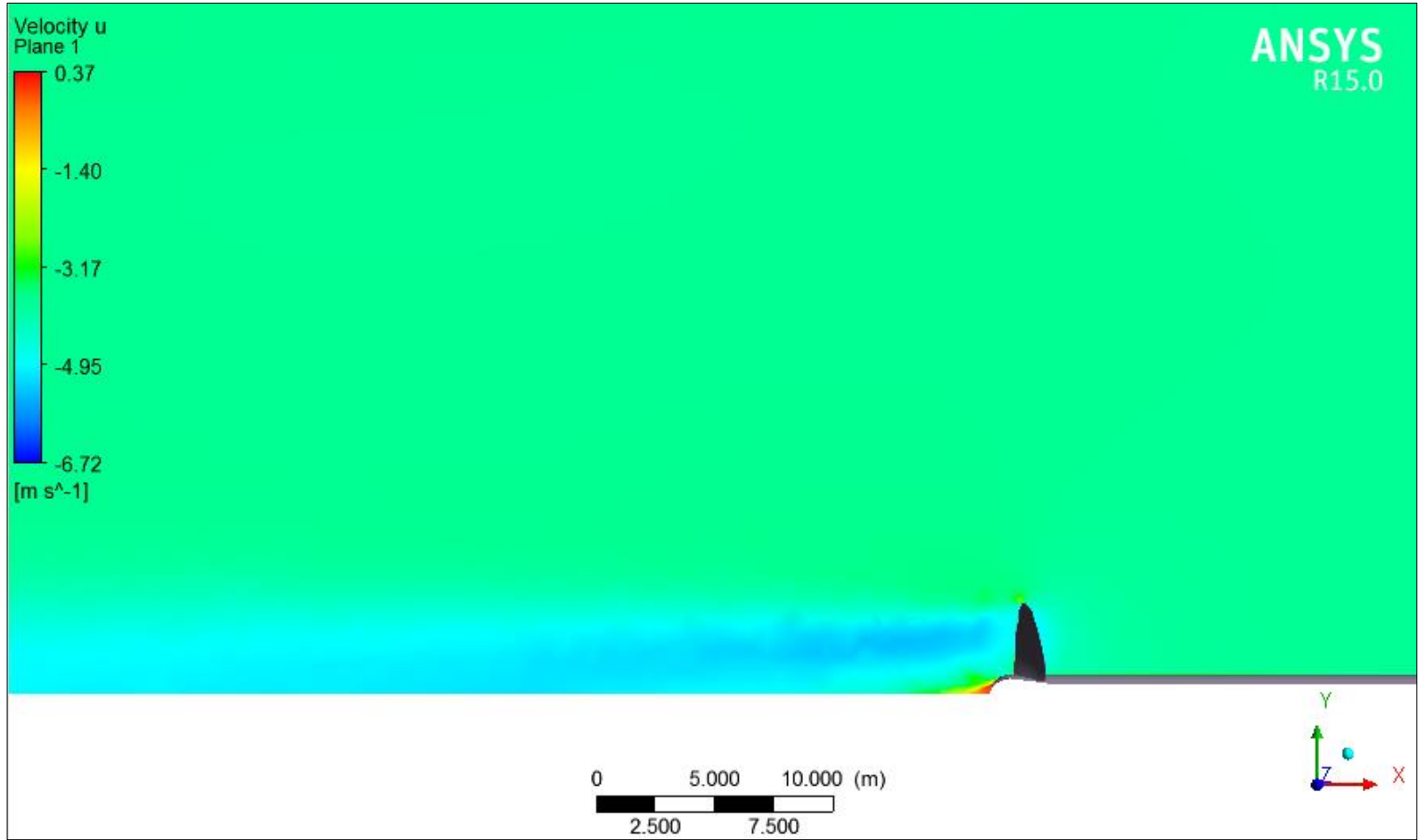


Şekil 7. 9 : Gemi hızı- itme grafiği

Hedef konteyner gemisi için tasarlanan pervanenin devrine karşılık tork, grafik halinde Şekil 7. 10' da gösterilmiştir.

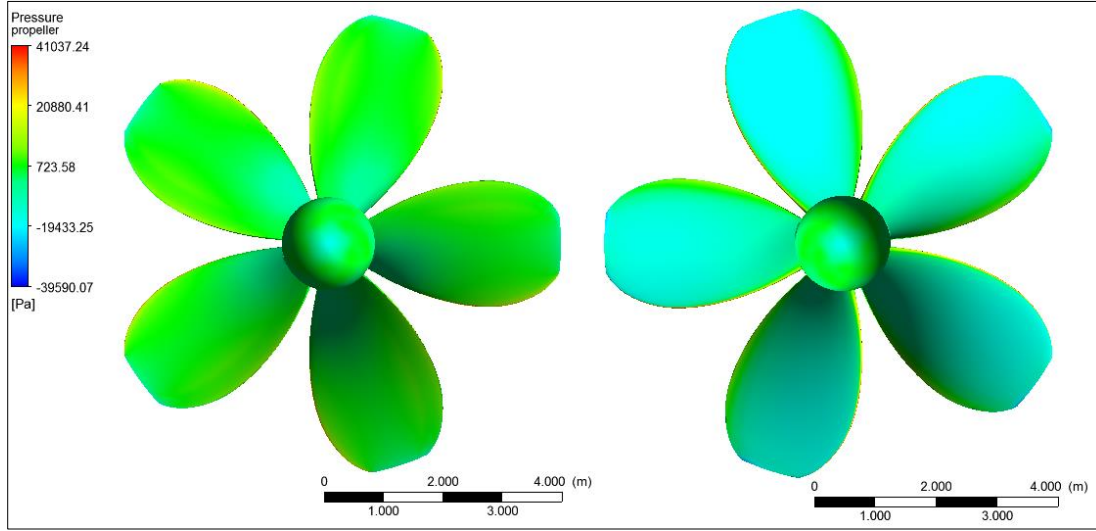


Şekil 7. 10 : Pervane devri-tork grafiği



Şekil 7. 11 : Pervane arkasındaki hız dağılımı.

Şekil 7.8, elde edilen analiz sonuçlarının grafik yardımıyla özetlenmiş halini temsil etmektedir. Analizler sonucunda elde edilen pervane arkasındaki hız dağılımı Şekil 7.9’ da yer almaktadır. Şekil 7.8’de özetlenmiş olan pervane performansına ait, hız, devir, itme ve tork ayrıntılı grafikler halinde Şekil 7.10 ve Şekil 7.11 verilmektedir. Bunların yanı sıra pervane yüzeyleri üzerindeki basınç dağılımı Şekil 7.12’de gösterilmektedir.

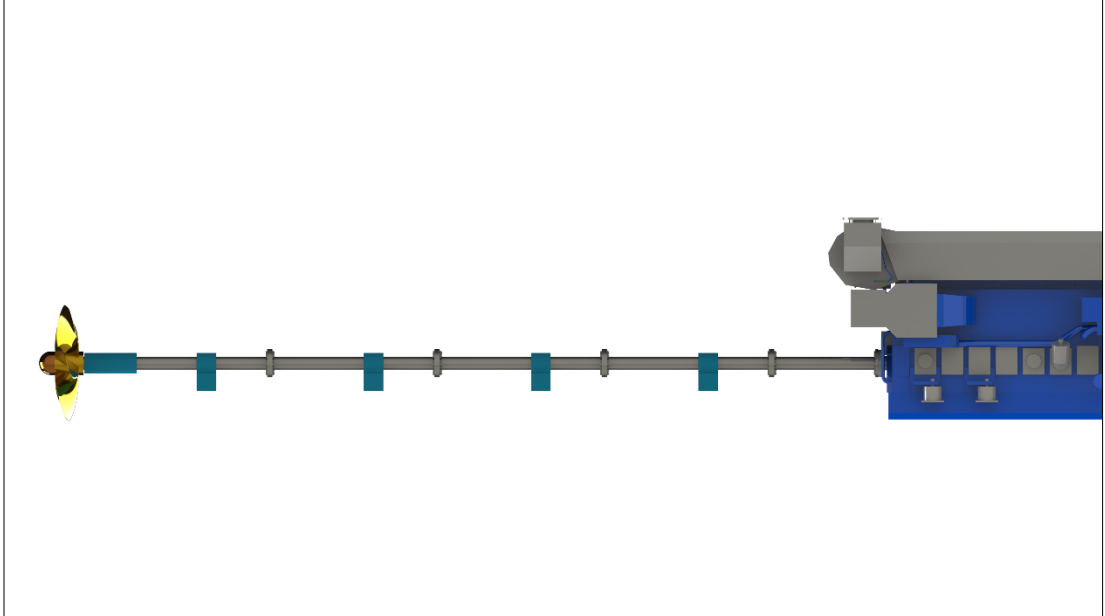


Şekil 7. 12 : Pervane üzerindeki basınç dağılımı.

8. ŞAFT TASARIMI

Şaft sistemi, gemi ana makinesi çıkış devri ve torkunun varsa devir düşürücüler vasıtasıyla şafta ve dolaylı olarak pervaneye aktarılmasını sağlayan bir aktarım sistemidir. Şaft bağlı olduğu pervaneye ana makineden aldığı mekanik hareket ile torku iletir ve pervanenin istenilen yön ve devirde dönmesini sağlar. Bu aktarım sistemiyle hareket ettirilen pervane suyun içerisinde hatvesi kadar yol alarak ilerler ve geminin sevk edilmesini sağlar.

Bu tez çalışması kapsamında gemi itme sisteminin tasarımı, pervanenin şaft sistemini ve sistem bileşenlerini de içermekte olup, Loyd kurallarına göre gerçekleştirilmiştir. Loyd' un pervane ve şaft tasarımı ile ilgili kuralları göz önünde bulundurularak gerçekleştirilen tasarımda şaft, çelik döküm ya da dökme çelik olacaktır. Bu malzeme özellikleri ile şaftın korozyona karşı dayanıklı ve yeterli mukavemeti sağlayacak özelliklerde olması gerekmektedir.



Şekil 8. 1 : Hedef konteyner gemisi sevk sistemi tasarımı. (Ana Makine temsilidir.)

8.1 Şaft Uzunluğunun Belirlenmesi

Şaftın nihai uzunluğunun belirlenmesinde; pervane, maksimum pervane çapının belirleneceği pervane ekseni, şaft bağlantı noktasının konumu, geminin şaft eksenindeki konstrüksiyonu ve bu konstrüksiyona göre belirlenen yataklama noktaları dikkate alınmaktadır.

Pervanenin konumu, stern tüp ve sterntüp yataklarının konumları ve şaft konumu gemi konstrüksiyonu göz önünde bulundurularak gemi modeli üzerine yerleştirildiği takdirde hedef konteyner gemisi için nihai şaft uzunluğu 5500 [mm] olarak belirlenmiştir.

8.2 Şaft Çapının Belirlenmesi

Şaft çapı belirlenirken şaftın devri ve şaftın çektiği güç değerleri belirlenmelidir. Loyd Kurallarında yer alan denklemlere göre şaftın sahip olacağı minimum çap hesabı yapılmaktadır. Hesapların gerçekleştirilmesi için öncelikli olarak şaft malzemesinin belirlenmesi gerekmektedir. Şaft, üzerine etkiyecek kuvvetlere karşı gerekli mukavemeti gösterebilmesi için mukavemeti yüksek malzemeden seçilmelidir. Bu sebeple duplex 1.4462 paslanmaz çelik, şaft malzemesi olarak belirlenmiş olup, hesaplamalar bu malzemenin mekanik özellikleri doğrultusunda gerçekleştirilmiştir. Duplex 1.4462 paslanmaz çelik mekanik özellikleri Çizelge verilmiştir.

Çizelge 8. 1 : Şaft Malzemesi Özellikleri

Özellik	Değer
Şaft Malzemesi	Duplex 1.4462 Paslanmaz Çelik
Akma Gerilmesi	450 [MPa]
Kopma Gerilmesi	620 [MPa]

Kullanılan 1.4462 duplex malzeme alaşımında bulunan %22 Cr, %3 Mo ve %0,18 Ni elementleri, malzemenin korozyon dayanımını arttırmaktadır. Bu nedenle duplex 1.4462 paslanmaz çelik malzeme deniz uygulamaları için en uygun malzemelerden birisidir.

Loyd kurallarına göre şaft çapı aşağıdaki denklem vasıtasıyla hesaplanmıştır.

$$d_a \geq d \geq F * k * \sqrt[3]{\frac{P_w}{n * \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4\right]}} * C_w \quad (8.1)$$

d_a : Gerçek dış çap

d : Şaftın gerçek dış çapı

F : Sevk system tipine göre faktör

k : Bağlantı sayısı

P_w : Makine gücü

n : Şaft devir sayısı

d_i : Şaft iç çapı

C_w : Malzeme faktörü

Pervane şaftları için F değeri 100' dür. Flanşlı veya konik geçme pervane bağlantılarında k değeri 1,22 alınır. Eğer $d_i \leq 0,4 * d$ ise $[1 - (d_i/d_a)^4] = 1$ alınır. C_w ise aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanır.

$$C_w = \frac{560}{R_m + 160} \quad (8.2)$$

R_m : Şaft malzemesinin kopma gerilmesi

TL Kuralları'na göre R_m malzeme kopma gerilmesi değeri en fazla 600 [MPa] kabul edilebilir. Bu durumda $C_w = 0,73$ olarak hesaplanır.

Böylece şaft çapı;

$$d_a \geq d \geq 100 * 1,22 * \sqrt[3]{\frac{48600}{102 * 1}} * 0,73$$

$d = 857,984$ [mm] hesaplanmış olup, 860 [mm] olarak belirlenmiştir.

8.3 Şaft Kaplinleri Tasarımı

8.3.1 Şaft kaplin kalınlığının belirlenmesi

Flaş kalınlıkları TL kurallarına göre aşağıdaki formül ile belirlenir.

$$t = 0,20 * d \quad (8.3)$$

Ara şaftlarda bulunan kaplin flaş kalınlıkları da bu denklem kullanılarak aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$tkaplin = 0,20 * 860$$

$$tkaplin = 172 [mm]$$

172 [mm] olarak hesaplanan kaplin kalınlıkları 175 [mm] olarak seçilmiştir.

8.4 Şaft Yatakları Tasarımı

8.4.1 Yataklar arası mesafenin belirlenmesi

TL kurallarına göre şaft yataklanması sırasında kullanılacak olan yataklar arasında izin verilen maksimum mesafe aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanmıştır.

$$l_{maks} = K_1 * \sqrt{d} \quad (8.4)$$

l_{maks} : Yataklar arası maksimum izin verilen mesafe

K_1 : Yatak malzeme katsayısı (450 Yağlamalı beyaz metal yataklar için)

d : Şaft çapı

$$l_{maks} = 450 * \sqrt{860}$$

$$l_{maks} = 13196 [mm]$$

8.4.2 Yatak uzunluklarının belirlenmesi

Yataklar arasında izin verilen maksimum mesafe hesaplandıktan sonra yatakların uzunlukları, yine ilgili kurallar kullanılarak belirlenmiştir. Bu kurallara göre kovan yatak uzunluğu (sterntüp uzunluğu), şaft çapının yaklaşık 4 katına, önünde bulunan diğer yatakların uzunluğu ise şaft çapının yaklaşık 1,5 katına eşit olacak şekilde tasarlanmalıdır.

$$l_{sterntüp} = 4 * d \quad (8.5)$$

$$l_{sterntüp} = 4 * 860$$

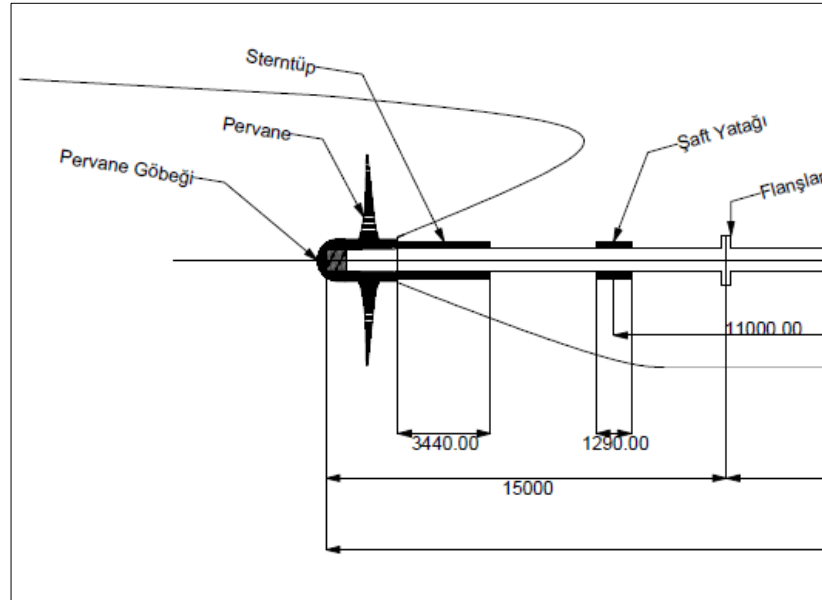
$$l_{sterntüp} = 3440 [mm]$$

Sterntüp haricindeki yataklar için yatak uzunluğu hesabı:

$$l_{yatak} = 1,5 * d \quad (8.6)$$

$$l_{yatak} = 1,5 * 860$$

$$l_{yatak} = 1290 [mm]$$



Şekil 8. 2 : Yataklar arası mesafe ve hesaplanan yatak uzunlukları

8.5 Sterntüp Tasarımı

Sterntüp, pervane şaftının gemi ile temas ettiği nokta olduğundan sızdırmazlık açısından oldukça önemlidir. Bu önem sebebiyle boyutlandırılmasının kurallar çerçevesinde doğru bir şekilde yapılması gereklidir. Bunun yanı sıra sterntüp için seçilen malzemenin de bu açıdan önemi büyüktür. Bu tasarım kapsamında sterntüp malzemesi olarak St-52 çelik seçilmiş olup, malzemenin akma mukavemeti, 355 [MPa]'dır. Sterntüp boyu (8.5) formülü ile hesaplanmıştır.

8.6 Şaft Sistemi Kayıpları ve Şaft Verimi Hesabı

Ana makine tarafından üretilen güç pervaneye iletilene kadar şaft üzerine yerleştirilen tüm sistemler (yataklar, sterntüp, devir düşürücü vb.) nedeniyle kayba uğrar. Bu kayıplar sterntüp için yaklaşık %3, diğer yataklar için yaklaşık olarak %2 kabul edilir. Hedef konteyner gemisi için gerçekleştirilen şaft tasarımında biri sterntüp olmak üzere toplam 5 adet yatak, şaftın yataklanması için kullanılmıştır. Bu durumda toplam kayıp şu şekilde hesaplanabilir.

$$0,3 + (4 * 0,2) = 0,11$$

$$1 - 0,11 = 0,89$$

Bu şekilde şaft verimi $\eta_s = \%89$ olarak hesaplanmıştır.

8.7 Sevk sistemi toplam verim hesabı

Tekne verimi

Efektif gücün, pervanenin itme dolayısıyla verdiği güce oranıdır. Tekne verimi aşağıdaki denklem vasıtasıyla hesaplanabilir.

$$\eta_H = \frac{P_E}{P_T} = \frac{R_T \cdot V}{T \cdot V_A} = \frac{R_T/T}{V_A/V} = \frac{1 - t}{1 - w} \quad (8.7)$$

η_H : Tekne verimi,

P_E : Efektif güç,

P_T : İtme gücü,

R_T : Gemi toplam direnci,

V : Gemisinin hızı,

V_A : Pervane ilerleme hızı,

t : itme azalması,

w : Pervane iz katsayısı.

$$\eta_H = \frac{R_T \cdot V}{T \cdot V_A} = \frac{1900,51 * 25 * 0,5144}{2554,5 * 10,33} = 0,926$$

Konteyner gemisi ileri yönde maksimum hız değerinde seyrederken tekne verimi %92,6 olarak hesaplanmıştır.

Pervane verimi

Pervaneye iletilen gücün pervane tarafından ne kadarının gemi sevki için kullanıldığını gösteren bir orandır. Genelde pervane verimini ölçme deneyleri kavitasyon tüneline açık su test koşullarında gerçekleştirilmektedir. Bu testler sonucunda elde edilen pervane verimi değeri pervanenin açık su pervane verimini yani η_0 değerini verir. Gerçekte ise pervane bir geminin kıçında çalıştığı için pervanenin gerçek verimi açık su pervane veriminden farklıdır. Bu durumda pervane üzerine gelen akış hızı gemi akış hızından (V_S) farklı olarak pervane ilerleme hızı olarak adlandırılır ve V_A ile temsil edilir. Gerçek pervane verimi, η_B , aşağıdaki denklem ile hesaplanır.

$$\eta_B = \frac{P_T}{P_D} \quad (8.8)$$

Gerçek pervane veriminin açık su pervane verimine oranı ise rölatif dönme verimini verir.

$$\eta_R = \frac{\eta_B}{\eta_0} \quad (8.9)$$

Hedef konteyner gemisi pervanesi için yapılan analizler açık su pervane testi prosedürü ile yapılmasına karşın giriş hızı olarak pervane ilerleme hızı değeri kullanılmıştır. Bu nedenle analizler için geminin ileri yönde 25 [knot] ile seyrettiği sırada giriş koşulu olarak pervane hızı 10,33 [m/s] olarak belirlenmiştir. Bu analiz sonucunda pervanenin gerçek pervane verimi değeri %65 olarak hesaplanmıştır.

Sevk verimi

Gemiyi yedekte çekme için kullanılan gücün gemi pervanesinde kullanılan güce oranıdır. Aşağıdaki denklem yardımıyla hesaplanabilir.

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} = \frac{P_E}{P_T} \frac{P_T}{P_D} = \eta_H * \eta_B = \eta_H * \eta_R * \eta_0 \quad (8.10)$$

$$\eta_D = \eta_H * \eta_B = 0,926 * 0,65$$

$$\eta_D = 0,60 = \%60$$

Şaft verimi

Makine tarafından üretilen gücün bir kısmı sürtünme ve benzeri sebeplerle dişli ve yataklarda kaybolmaktadır. Pervaneye iletilen gücün makinenin fren gücüne oranı şaft verimini verir.

$$\eta_S = \frac{P_D}{P_B} \quad (8.11)$$

Şaft tasarımı sonucunda yataklar nedeniyle hesaplanan şaft verimi 0,89 yani %89'dur.

Toplam verim

Efektif gücün fren gücüne (P_B) oranı toplam verim değerini verir. Bu değer tekne verimi, pervane verimi ve şaft veriminin çarpılmasıyla da aşağıdaki denklem vasıtasıyla elde edilebilir.

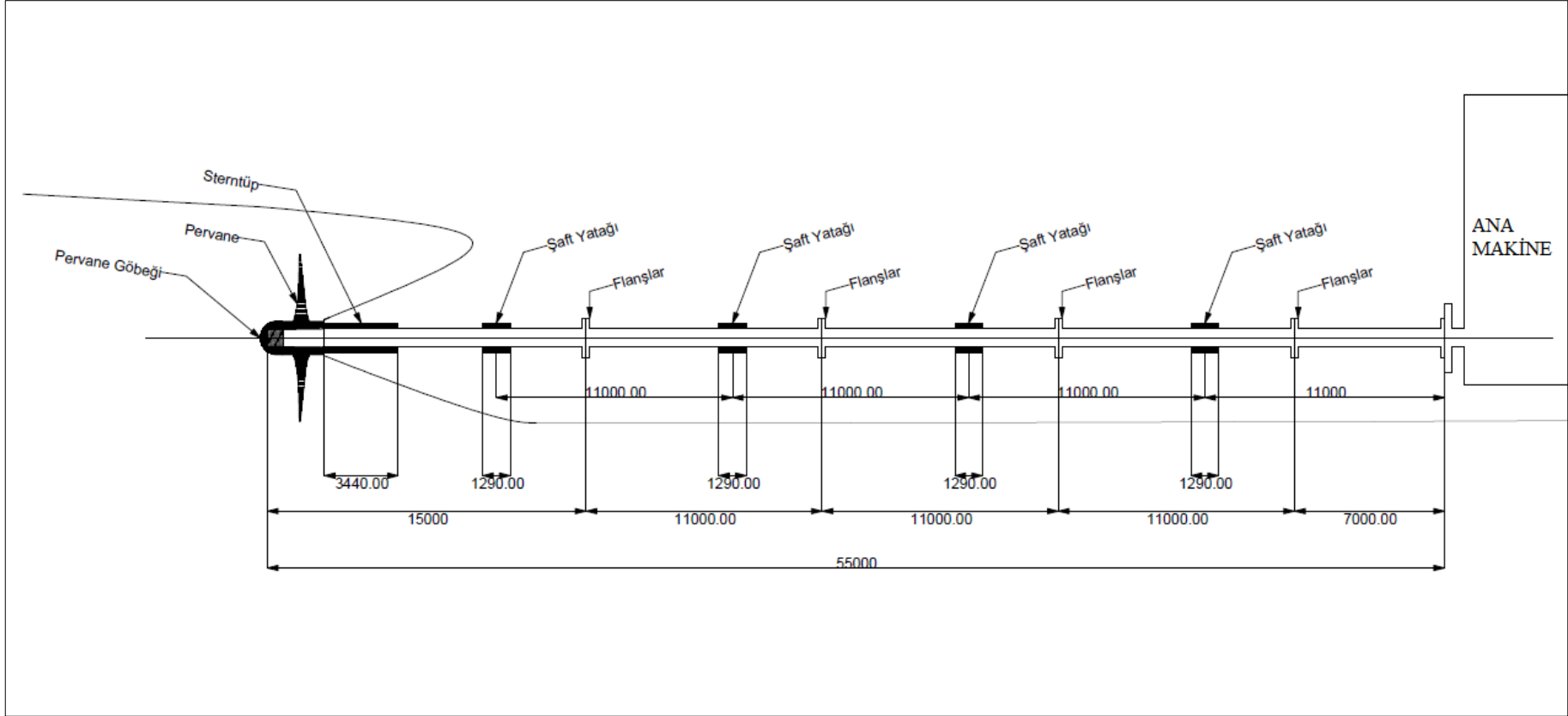
$$\eta_T = \frac{P_E}{P_B} = \frac{P_E}{P_T} \frac{P_T}{P_D} \frac{P_D}{P_B} = \eta_H * \eta_R * \eta_0 * \eta_S \quad (8.12)$$

Hedef konteyner gemisi için tasarlanan sevk sisteminin toplam verimi aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

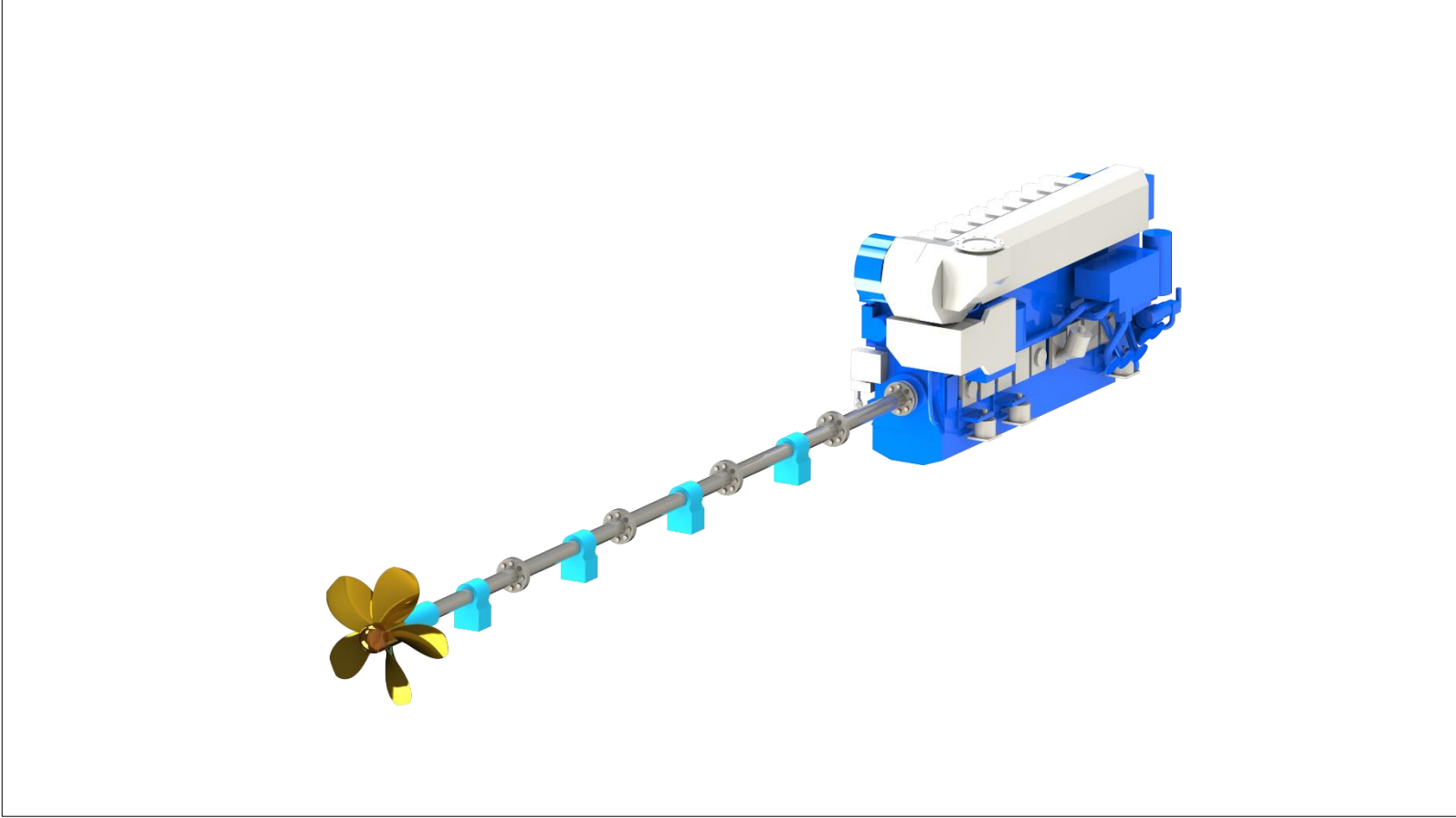
$$\eta_T = \eta_H * \eta_R * \eta_0 * \eta_S$$

$$\eta_T = 0,926 * 0,65 * 0,89$$

$$\eta_T = 0,535$$



Şekil 8. 3 : Şaftlayın aranjmanı.



Şekil 8. 4 : Hedef konteyner gemisi sevk sistemi 3 Boyutlu tasarımı. (Ana Makine temsilidir.)

9. SONUÇLAR

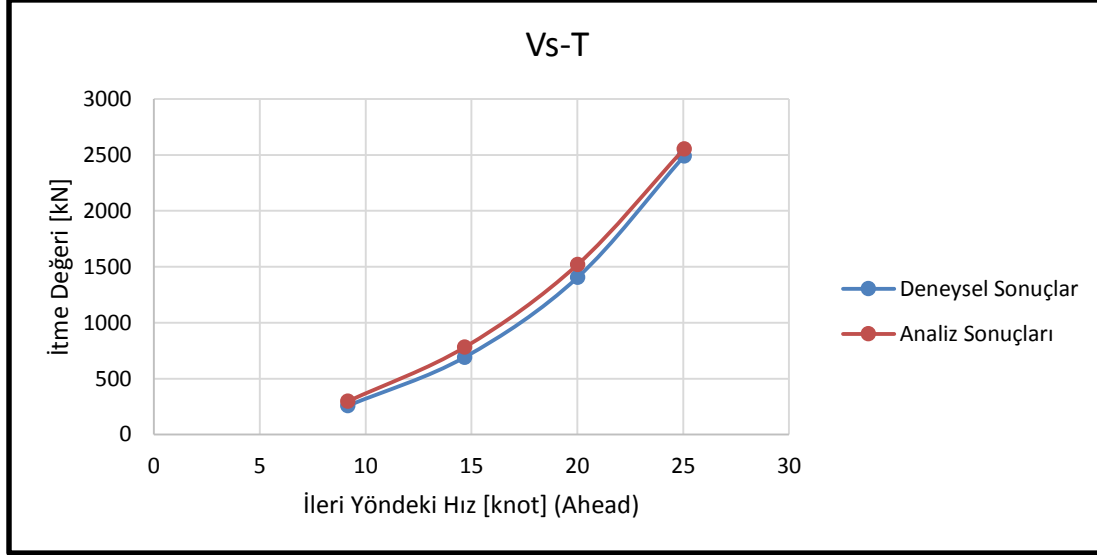
Bu tez çalışması kapsamında, hedef bir konteyner gemisine yönelik olarak, deneysel sonuçları var olan bir sevk sisteminin yeniden tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu tasarım çalışması pervane ve şaft sisteminin parametrik tasarımını içermekte olup, sistemin performansı çeşitli hesaplamalar ve analizler ile değerlendirilmiştir.

Hedef konteyner gemisine yönelik gerçekleştirilen pervane tasarımı süreci tez kapsamında detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Pervane tasarımı, ilgili TL kurallarına göre yapılmış olup, bu şekilde boyutlandırılmıştır. Tasarlanan pervanenin hidrodinamik performansının belirlenmesi ve deneysel sonuçları var olan pervane ile kıyaslanabilmesi için CFD analiz yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntemin kullanılarak uygulandığı bilgisayar yazılımı Ansys Fluent'tir. Kullanılan programın ve analiz yönteminin doğruluğunun tespiti ve değerlendirilmesi için hedef konteyner gemisi pervanesinin analizlerinde önce, literatürde test sonuçları var olan standart test pervaneleri için CFD analizleri validasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu validasyon çalışmaları sonucunda, elde edilen sonuçların gerçek sonuçlara %1-3 hata payı ile yaklaşabildiği tespit edilmiş olup, bu yöntem hedef konteyner gemisi pervanesi için kullanılmıştır.

Hedef konteyner gemisi pervanesinin CFD analizler yardımıyla itme ve tork değerleri hesaplanmış olup, hidrodinamik performansı bu şekilde değerlendirilmiştir. İtme ve tork değerleri kullanılarak pervane performans karakteristikleri belirlenmiş olup, pervane verimi ve pervane gücü hesaplanmıştır. Elde edilen tüm bu verileri, deneysel sonuçları olan mevcut pervane ile karşılaştırılmıştır.

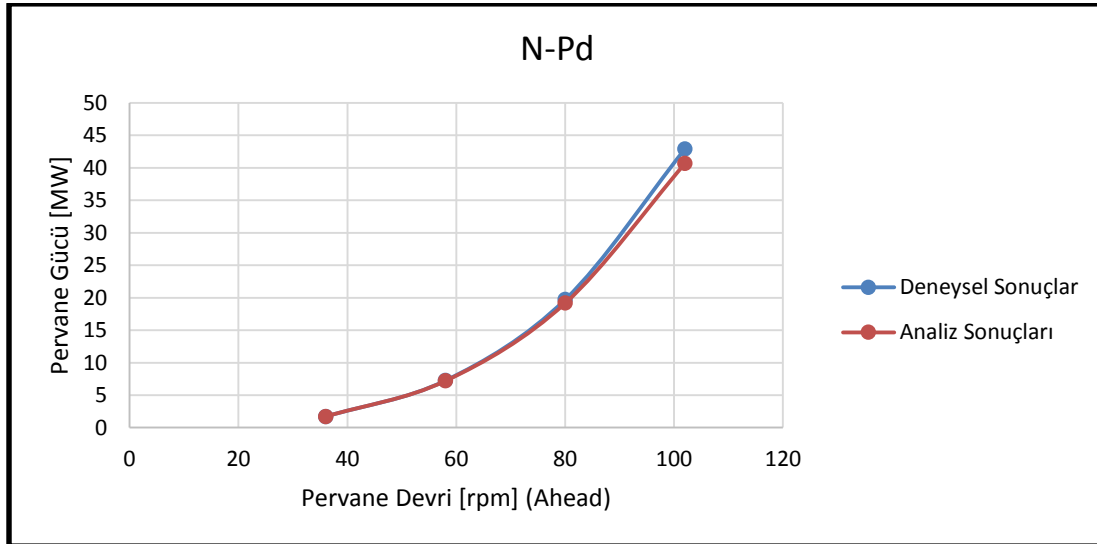
Deneysel verilerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında yeni tasarlanan pervanenin mevcut pervaneye göre geminin ileri yöndeki hareketi esnasında daha fazla itme ürettiği ancak daha az ana makine gücüne ihtiyaç duyduğu tespit edilmiştir (Şekil 9. 1 ve Şekil 9. 2). Analiz sonuçlarından elde edilen verilere göre tasarlanan yeni pervanenin ileri yöndeki gemi hareketi sırasında daha verimli olduğu söylenebilir.

Gaz kolunun farklı pozisyonlarına göre gerçekleştirilen analizler sonucunda pervanenin üreteceği itme ve tork değeri, ana makineden çekilecek makine gücü değeri belirlenmiş olup, geliştirilecek ana makine dairesi simülatörünün pervane ve sevk sistemi bileşeninde kullanılacaktır.



Şekil 9.1 : Hedef konteyner gemisi hız ve pervane itme grafiği

Şekil 9.2 hedef konteyner gemisi için tasarlanan pervane ile sistemdeki mevcut pervanenin devir-pervane gücü grafiğini temsil etmektedir.



Şekil 9.2 : Hedef konteyner gemisi pervanesi için devir ve güç grafiği

Bu tez çalışması kapsamında, pervane tasarımının yanı sıra gemi şaft tasarımı da gerçekleştirilmiştir. Sevk sisteminin bir parçası olan şaft, TL kurallarına göre boyutlandırılmış olup, ilgili hesaplamalara tez kapsamında ayrıntılı bir şekilde yer

verilmiştir. Tasarlanan şaftın boyu ve yatak sayısı göz önünde bulundurulduğu zaman şaft verimi %89 olarak hesaplanmıştır. Tasarımı gerçekleştirilen sevk sisteminin 3 boyutlu modeli Şekil 8.4' te verilmiştir.

KAYNAKLAR

- Altosole, M. ve Figari, M.** (2011) Effective Simple Methods for Numerical Modelling of Marine Engines in Ship Propulsion Control Systems Design, *Journal of Naval Architecture and Marine Engineering*.
- American Bureau of Shipping,** (2006) Guidance Notes on Ship Vibration, Houston, TX, USA
- Becchi P., Pittaluga C.,** (2005) Comparison between RANSE calculation and Panel Method Results for the Hydrodynamic Analysis of Marine Propeller, RINA Marine CFD, *Royal Institution of Naval Architects*.
- Bulten N., Prea I.,** (2006) Evaluation of McCormick's rule for propeller tip vortex cavitation inception based on CFD results", *Proceedings of CAV 2006 Internatioanl Symposium on Propeller Cavitation*, Wageningen (NL).
- Burril, L. C.,** (1994) Calculation of Marine Propeller Performance Characteristics, NECIES, Trans. Vol. 60, Newcastle Upon Tyne.
- Carlton, J.** (1994) Marine Propellers and Propulsion
- Carlton, J.** (2007) Marine Propellers and Propulsion, Butterworth-Heinemann, Second Edition, & Ağustos, USA, ISBN-10: 0750681500.
- Çelik, F.,** (1997) Gemi Pervanelerinin Dizaynı için Rasyonel Bir Yaklaşım, Yıldız Teknik Üniversitesi, Yüksek Lisans Tezi.
- Cicek, I.** (2003) Integration of Marine Engineering Simulators into Maritime Engineering Education, *The Proceedings of the First General Assembly of The Chamber of Marine Engineers of Turkey*, 22 Mayıs, İstanbul, pp. 8-27.
- Ekinci, S.,** (2007) Gemi Pervane Yüzeyinde Tabaka Kavitasyonunun Sayısal Olarak İncelenmesi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Doktora Tezi.
- Gaggero, S. ve Brizzolara, S.** (2007) Exact Modelling of Trailing Vorticity in Panel Method for Marine Propeller, *Proceedings of ICMRT 2007*, Ischia (IT).
http://www.sva-potsdam.de/pptc_data.html#workshop
- Jianyuan, Z.** (2008). Modeling and Simulating of Container Ship's Main Diesel Engine, *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists*, Hong Kong.
- Karlsen, A. T.** (2012) On Modeling of a Ship Propulsion System for Control Purposes, *Master Thesis*.

- Kawamura T., Takekoshi Y., Minowa T., Maeda M., Yamaguchi H., Fujii A., Kimura K., Taketani T.,** (2006) Simulation of Unsteady Cavitating Flow around Marine Propeller using a RANS code, *Proceedings of CAV 2006 International Symposium on Propeller Cavitation*, Wageningen (NL), 2006
- Keller, J.** (1966) auf'm. Enige aspecten bij net ontwerpen van schepsschroeven, *Schip en Werf*, No.24, 1966
- Kuiper G.,** (1992) The Wageningen Propeller Series, Marine Publication 92-001.
- Kulczyk, J., Skraburski, L. Ve Zawislak, M.** Analysis of Screw Propeller 4119 using the Fluent System, Wrocław University of Technology, *WybrzeŜe Wyspiańskiego 27*, 50-370 Wrocław.
- Lee C.S., Kim G.D., Kerwin J.E.,** (2004) A B-Spline Based High Order Panel Method for the Analysis of Steady Flow around Marine Propeller, *25th Symposium on Naval Hydrodynamics*, St. John's Newfoundland.
- Lerbs, H. W.,** (1952), Moderately Loaded Propellers with a Finite Element Numbers of Blades and an Arbitrary Distribution of Circulation, *Trans. SNAME*, Vol 60.
- MAN, Diesel & Turbo,** Basic Principles of Ship Propulsion
- Morgut, M. ve Nobile, E.** (2011) Influence of the Mass Transfer Model on the Numerical Prediction of the Cavitating Flow Around a Marine Propeller, *Second International Symposium on Marine Propulsors, SMP'11*, Hamburg, Germany, Haziran.
- Rhee S.H., Joshi S.,** (2005) Computational Validation for Flow around Marine Propeller using Unstructure Mesh Based Navier-Stokes Solver, *JSME International Journal Series B*, Vol. 48, pp.562-570.
- Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH,** (2011) **Open Water Tests with the Model Propeller VP1304.**
- Seil, G.J., Widjaja, R., Anderson, B, ve Brandner, P.A.** (2008) Computational Analysis of Submarine Propeller Hydrodynamics and Validation Against Experimental Measurement, *Conference Proceeding UDT Pacific*, 4-6 Kasım, Sydney.
- Theotokatos, G.** (2010) On the cycle mean value modelling of a large two-stroke marine diesel engine, *Journal of Engineering for the Maritime Environment*.
- Türk Loydu** (2012) Makine Kuralları
- Türk Loydu** (2014) Cilt B Kısım 4 Bölüm 8 Pervaneler
- Villa, D., Gaggero S., ve Brizzolara, S.,** (2008) A Systematic Comparison between RANS and Panel Methods for Propeller Analysis, Marine CFD Group, *International Conference on Hydrodynamics*, Nantes, France, 2008.
- Whelan J ., Thomson J., Graham J.M.R. and Peiro J.** (2007), Modelling of Free Surface Proximity and Wave Induced Velocities Around a Horizontal Axis Tidal Stream Turbine, *Proc. 7th European wave and tidal energy conference*, Porto, Portekiz.

EKLER

EK A: Gemi Toplam Direncinin Belirlenmesi için Geliştirilen Matlab Kodu

```
%% %% Holtrop-Mennen 82 %% %%
%% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %%
%% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %% %%

clc;

%% Girdiler
L = 270.598;
B = 32;
T = 12.599;
Vs = 15:0.5:30;
nu = 1.187 * 10^(-6);
rho = 1025;
Cp = 0.533; % Prizmatik Katsayı
Cb = 0.495; % Blok Katsayısı
Cm = 0.928; % Orta Kesit Narinlik Katsayısı
Cwp = 0.709; % Su Hattı Alan Katsayısı
Abt = 10.806; % Transverse Bulb Alanı
hb = 9.491; % Bulb Transverse En Kesitlerinin Merkezinin Su Hattından Yüksekliği
At = 0; % 0 Hızda Batmış K1ç Alanı
g = 9.81; % Yerçekimi İvmesi
Vdisp = 54039.637; % Deplasman Hacmi
lcb = 120.831; % Sephiye Merkezinin Boyuna Yeri
S = 10453; % Islak Yüzey Alanı
Sapp = 0; % Gövde Dışında Kalan Takıntıların Alanı

%% Hiz
v = Vs.*0.5144;
```

%% Direnç Bileşenleri

$F_n = v./\text{sqrt}(g*L)$; % Froude sayısı

$c_{12} = (T/L)^{0.2228446}$;

$c_{13} = 1.003$;

$LR = L * (1 - C_p + 0.06 * C_p * lcb / (4 * C_p - 1))$;

$k_1 = c_{13} * (0.93 + c_{12} * (B/LR)^{0.92497} * (0.95 - C_p)^{-0.521448}) * \dots$

$(1 - C_p + 0.0225 * lcb)^{0.6906}$;

% Sürtünme Direnci (ITTC-57)

$R_n = v .* L / \nu$; % Reynolds sayısı

$C.F = 0.075 ./ (\log_{10}(R_n) - 2)^2$;

$R.F = 1/2 .* \rho .* v.^2 .* S .* C.F$;

$R.F = R.F.' .* k_1$; % Sürtünme Direnci

% Takıntı Kaynaklı Direnç

$k_2 = 1.5$;

$R.APP = 0.5 .* \rho .* v.^2 .* S_{app} .* k_2 .* C.F$;

$R.APP = R.APP.'$;

% Su Direnci

$d = -0.9$;

$iE = 35$; % Su Hattı Giriş Açısı

$c_3 = 0.56 * Abt^{1.5} / (B*T * (0.31 * \text{sqrt}(Abt) + T - hb))$;

$c_7 = B/L$;

$c_1 = 2223105 * c_7.^3.78613 * (T/B)^{1.07961} * (90 - iE)^{-1.37565}$;

$c_2 = \exp(-1.89 * \text{sqrt}(c_3))$;

$c_5 = 1 - 0.8 * At ./ (B*T*C_m)$;

$\lambda = 1.446 * C_p - 0.36$;

$c_{16} = 8.07981 * C_p - 13.8673 * C_p^2 + 6.984388 * C_p^3$;

$m_1 = 0.0140407 * L/T - 1.75254 * V_{disp}^{(1/3)}/L - 4.79323 * B/L - c_{16}$;

$c_{15} = -1.69385$;

$m_2 = c_{15} .* C_p.^2 .* \exp(-0.1 .* F_n.^{-2})$;

$R.W = c_1 .* c_2 .* c_5 .* V_{disp} .* \rho .* g .* \dots$

$\exp(m_1 .* F_n.^d + m_2 .* \cos(\lambda .* F_n.^{-2}))$;

```
R.W = R.W.>'; % Su Direnci
```

```
% Bulb Direnci
```

```
Pb = 0.56 .* sqrt(Abt) ./ (T - 1.5 .* hb);
```

```
Fni = v ./ sqrt(g .* (T - hb - 0.25 * sqrt(Abt)) + 0.15 * v.^2);
```

```
R.B = 0.11 .* exp(-3.*Pb.^(-2)) .* Fni.^3 .* Abt.^1.5 .* rho .* g ./ (1 + Fni.^2);
```

```
R.B = R.B.');
```

```
% Model Gemi Korelasyon Direnci
```

```
c4 = 0.04;
```

```
Ca = 0.006 * (L + 100)^(-0.16) - 0.00205 + 0.003 * ...
```

```
sqrt(L/7.5) * Cb^4 * c2 * (0.04 - c4);
```

```
R.A = 1/2 * rho * v.^2 * S * Ca;
```

```
R.A = R.A.');
```

```
%% Toplam Gemi Direnci
```

```
R_total = (R.F + R.APP + R.W + R.B + R.A)/1000;
```

```
plot(Vs, R_total);
```

```
fprintf('\nVs Rt\n');
```

```
for i=1:length(Vs);
```

```
fprintf('% .1f % .3f \n', Vs(i), R_total(i));
```

```
end
```


ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Naz GÖRENER

Doğum Yeri ve Tarihi: Lefkoşa/ K.K.T.C. 07.12.1990

Adres: İdealtepe Mah. Öğretmenler Sok. Can Apt. No:9/13 İdealtepe/İstanbul

E-Posta: nazgorener@gmail.com

Lisans: Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği

Yayın ve Patent Listesi:

Şamşul B., Görener N. (2014) The Usage of Propeller Tunnels For Higher Efficiency and Lower Vibration, A.Yücel ODABAŞI Colloquium Series 1st International Meeting on Propeller Noise & Vibration, İstanbul, Turkey, Kasım.

Bal H., Görener N., (2014) Comparison on Hydrodynamic Behavior of Shape-Adaptive and Rigid Marine Propellers, 2nd International Symposium on Naval Architecture and Maritime, İstanbul, Turkey, Ekim.

Çiçek I., Görener N., Şaylan M., (2013) DTMB 4119 Standart Test Pervanesi ile CFD Altyapısının Validasyonu, 5. Denizcilik Kongresi, İstanbul, Turkey, Kasım.