T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ PERVANELERİNDE OLUŞAN KAVİTASYONUN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Akif Can TÜREL

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Yasemin ARIKAN ÖZDEN

Haziran, 2024

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ PERVANELERİNDE OLUŞAN KAVİTASYONUN SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Akif Can TÜREL tarafından hazırlanan tez çalışması 11.06.2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Yasemin Arıkan ÖZDEN
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Dr. Öğr. Üyesi Yasemin ARIKAN ÖZDEN, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Prof. Dr. Fahri ÇELİK, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Onur USTA, Üye
Milli Savunma Üniversitesi _____

Danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Yasemin ARIKAN ÖZDEN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Gemi Pervanelerinde Oluşan Kavitasyonun Sayısal Olarak İncelenmesi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Akif Can TÜREL

İmza

Beni Her Zaman Destekleyen Aileme

ve

Nişanlıma

TEŞEKKÜR

Tez yazım aşamasında en büyük motivasyon kaynağım olan sevgili nişanlıma ve beni bu günlere getiren canım annem ve babama çok teşekkür ederim.

Yüksek lisans eğitim sürem boyunca bana hem tecrübeleriyle yol gösteren hem de destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Yasemin ARIKAN ÖZDEN'e içten teşekkürlerimi sunarım.

Akif Can TÜREL

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR **iv**
SİMGE LİSTESİ **vii**
KISALTMA LİSTESİ **viii**
ŞEKİL LİSTESİ **ix**
TABLO LİSTESİ **xi**
ÖZET **xii**
ABSTRACT **xiv**
1 GİRİŞ **16**
1.1 Kavitasyon ve Gürültü 16
1.2 Literatür Özeti 17
1.3 Tezin Amacı 22
1.4 Hipotez 22
2 GENEL BİLGİLER **24**
2.1 Pervane Tasarımı 24
2.2 Kavitasyon ve Tipleri 26
2.2.1 Hab ve uç girdap kavitasyonu 28
2.2.2 Kabarcık Kavitasyonu 29
2.2.3 Tabaka Kavitasyonu 30
2.2.4 Bulut Kavitasyonu 30
2.2.5 Kök Kavitasyonu 30
2.2.6 Pervane-Tekne Kavitasyonu 31
2.3 Kavitasyonun Etkileri 31
2.3.1 Performans Kaybı 31
2.3.2 Gürültü 32
2.3.3 Titreşim 32
2.3.4 Erozyon 33
2.4 Pervane Kavitasyonunun Sayısal Olarak İncelenmesi 33
2.4.1 RANS Metodu 33
2.4.2 REYNOLDS Sayısı 34
2.4.3 Kavitasyonlu Akışın Modellenmesi 36
3 HAD YÖTEMİNİN DOĞRULANMASI **38**
3.1 Pervane Boyutsuz Performans Katsayıları 38

3.2 Belirsizlik Analizi 38
3.3 Pervane HAD Analizleri 40
3.3.1 SVA VP1304 Pervanesi Açıksu HAD Analizi……40
3.3.2 KP505 Pervanesi Açıksu HAD Analizi……...43
3.3.3 SVA VP1304 Pervanesi Kavitasyon HAD Analizi……45
3.4 KCS Gemisi HAD Analizi 49
3.4.1 KCS Model Gemisi Geometrik Özellikleri……..49
3.4.2 KCS Direnç Analizleri……50
3.4.3 KCS Sevk Analizleri……54
4 PARAMETRİK PERVANE TASARIMI 63
4.1 Pervane Açıksu ve Kavitasyon HAD Analizleri 64
4.2 Sevk ve Karinadaki Basınç Dağılımı HAD Analizleri 66
5 SONUÇ 68
KAYNAKÇA 69
TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR 72

SİMGE LİSTESİ

$\acute{\eta}_0$	Açıksu Verimi
V_a	Akışkan Sürati
ΔP	Basınç
λ	Benzerlik Oranı
P_V	Buhar Basıncı
L	Cismin Karakteristik Boyu
ω	Efektik İz Katsayısı
1+k	Form Faktörü
F_n	Froude Sayısı
V_s	Gemi Sürati
D	Gemi Derinliği
L_{BP}	Geminin Dikmeler Arası Boyu
B	Gemi Genişliği
T	Geminin Su Çekimi
L_{WL}	Geminin Su Hattı Boyu
P	Hatve
P/D	Hatve Oranı
S	Islak Alan
J	İlerleme Katsayısı
K_T	İtme Katsayısı
A_E/A_O	Kanat Açınım Oranı
t/c	Kanat Kesit Oranı
Z	Kanat Sayısı
σ_n	Kavitasyon İndisi
ν	Kinematik Viskozite
D	Pervane Çapı
n	Pervane Devri
ΔCF	Pürüzlülük Katsayısı
R_e	Reynolds Sayısı
C_F	Sürtünme Direnci Katsayısı
V	Sürat
K_Q	Tork Katsayısı

KISALTMA LİSTESİ

KHEP	Kontrol Edilebilir Hatve Pervane
HSVA	Hamburg Ship Model Basin
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
ITTC	International Towing Tank Conference
KCS	Kriso Container Ship
MOERI	Maritime and Ocean Engineering Research Institute
OPU	Osaka Prefecture University
RANS	Reynolds-averaged Navier–Stokes Equations
SVA	Schiffbau-Versuchsanstalt Potsdam GmbH
SFC	Skin Friction Correction

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 Pervane dönüş hareketi 24
Şekil 2.2 Açıksu KT -KQ diyagramı 26
Şekil 2.3 Pervane akışının sayısal olarak modellenmesi 26
Şekil 2.4 Daralan bir boru içindeki kavitasyon 27
Şekil 2.5 Gemi pervanesinde oluşan kavitasyon türleri 28
Şekil 2.6 Sırt kavitasyonu 28
Şekil 2.7 Yüzey kavitasyonu 28
Şekil 2.8 Uç ve göbek girdap kavitasyonu 29
Şekil 2.9 Pervane göbek finleri 29
Şekil 2.10 Kabarcık kavitasyonu 29
Şekil 2.11 Tabaka kavitasyonu 30
Şekil 2.12 Bulut kavitasyonu 30
Şekil 2.13 Kök kavitasyonu 30
Şekil 2.14 Pervane-tekne kavitasyonu 31
Şekil 2.15 Kanat üzerinde meydana gelen erozyon 31
Şekil 2.16 Pervane kaynaklı sualtı gürültüsü 32
Şekil 2.17 Laminer ve türbülanslı akış 35
Şekil 3.1 Pervane açıksu deneyi (sol) ile Pervane kavitasyon deneyi (sağ) 40
Şekil 3.2 VP1304 pervanesi 40
Şekil 3.3 VP1304 pervanesi açıksu analizleri sınır koşulları 41
Şekil 3.4 VP1304 pervanesi deney ve HAD analize ait açıksu diyagramı 42
Şekil 3.5 KP505 pervanesi 43
Şekil 3.6 KP505 pervanesi açıksu analizleri sınır koşulları 43
Şekil 3.7 KP505 pervanesi deney ve HAD analize ait açıksu diyagramı 44
Şekil 3.8 VP 1304 pervanesi 45
Şekil 3.9 VP 1304 pervanesi kavitasyon analizlerine ait çözüm ağı geometrisi 45
Şekil 3.10 VP 1304 pervanesi kavitasyon analizleri sınır koşulları 46
Şekil 3.11 VP 1304 pervanesi deney ve HAD analize ait açıksu diyagramı 47
Şekil 3.12 Test 2.3.1 Kavitasyon Deneyi ile HAD Analizi Görselleri 47
Şekil 3.13 Test 2.3.2 Kavitasyon Deneyi ile HAD Analizi Görselleri 48
Şekil 3.14 Test 2.3.3 Kavitasyon Deneyi ile HAD Analizi Görselleri 48
Şekil 3.15 Model ölçeğindeki KCS gemisi 50

Şekil 3.16 Çözüm hacmi içerisindeki model KCS gemisinin konumu 51
Şekil 3.17 KCS model gemisi tekne formu uzerindeki çözüm ağı..... 51
Şekil 3.18 KCS model gemisi direnç analizi sınır koşullar..... 51
Şekil 3.19 Ansys-CFX ile hesaplanan viskoz direnç 52
Şekil 3.20 KCS gemisinin Maxsurf-Resistance modülüne entegre edilmesi 53
Şekil 3.21 Holtrop ile hesaplanan toplam direnç..... 53
Şekil 3.22 Sevk analizinde kullanılan pervaneli KCS tekne formu 54
Şekil 3.23 KCS model gemisi ile KP505 pervanesi üzerindeki çözüm ağı..... 54
Şekil 3.24 KCS model gemisi sevk analizi sınır koşulları 55
Şekil 3.25 Dalga ve viskoz basınç direncinin toplam sevk direncine eklenmesi .. 55
Şekil 3.26 Sevk analizde hesaplanan direnc kuvveti 56
Şekil 3.27 T_{SP} kuvvetinin hesaplanması 57
Şekil 3.28 Geminin sevk devrinin bulunması..... 57
Şekil 3.29 İtme katsayılarının kıyaslaması 58
Şekil 3.30 Tork katsayılarının kıyaslaması..... 58
Şekil 3.31 Pervane devirlerinin kıyaslaması..... 59
Şekil 3.32 Pervane arkasındaki hız dağılımları 60
Şekil 3.33 KCS model gemi gövdesi üzerindeki basınç dağılımları (C_P) 60
Şekil 3.34 KP505 pervanesinin sevk ilerleme adımının bulunması 61
Şekil 3.35 Karinadaki ortalama basınç kontuarı (üst) ve ortalaması (alt) 62
Şekil 4.1 Parametrik olarak tasarlanan pervane ailesi 63
Şekil 4.2 HAD analizi neticesindeki kavite alan görselleri 65
Şekil 4.3 KCS gemisi kıçındaki başlangıç (sağ) ve nihai (sol) pervane..... 66

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 Wageningen B serisi kanat açınım oranları 25
Tablo 3.1 Belirsizlik Analizi K_T 39
Tablo 3.2 Belirsizlik Analizi K_Q 39
Tablo 3.3 SVA pervanesinin geometrik özellikleri..... 41
Tablo 3.4 SVA pervanesi açıksu deneyi ve analize ait sonuçların kıyaslaması.... 42
Tablo 3.5 KP505 pervanesi açıksu deneyi ve analize ait sonuçların kıyaslaması 44
Tablo 3.6 VP1304 pervanesi kavitasyon tuneli test koşulları 46
Tablo 3.7 SVA kavitasyon deneyi ve analize ait sonuçların kıyaslaması..... 47
Tablo 3.8 KCS model gemisinin temel geomertik özellikleri..... 49
Tablo 3.9 Deney ile HAD sonuçları arasındaki bağıl farkı..... 59
Tablo 3.10 Deney ile HAD sonuçları arasındaki bağıl farkı..... 60
Tablo 4.1 Parametrik olarak tasarlanan pervaneler..... 63
Tablo 4.2 Acıksu HAD analiz sonuçları 64
Tablo 4.3 Acıksu HAD analiz sonuçları 64
Tablo 4.4 Başlangıç pervanesi ile nihai pervanenin karakteristik özellikleri 65
Tablo 4.5 Başlangıç pervanesi ile nihai pervaneye performans kıyaslaması..... 66
Tablo 4.6 Başlangıç pervanesi ve nihai pervaneye ait sevk performansı 67

ÖZET

Gemi Pervanelerinde Oluşan Kavitasyonun Sayısal Olarak İncelenmesi

Akif Can TÜREL

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Yasemin ARIKAN ÖZDEN

Kavitasyon, değişen basınca bağlı olarak bir sıvı içinde buhar kabarcıklarının oluşup ardından çökmesiyle meydana gelir. Varlığı geminin bekası, tahrik sistemlerinin verimliliği ve dayanıklılığı açısından gemide önemli zorluklar yaratmaktadır. Ayrıca akış kaynaklı gürültünün ana sebeplerinden biri olup, deniz canlılarının göç yolları ve üreme alanlarını olumsuz etkiler. Ayrıca pervane ve tekne arasındaki etkileşimden doğan hidrodinamik yükler, gemi karinasında vuruntu kaynaklı titreşime neden olur. Bu durum hem yolcu ve mürettebat konforunu olumsuz etkilemekte hem de yapısal bileşenlerde yorgunluğa bağlı deformasyonlara neden olmaktadır. Bu sebeplerden dolayı pervanenin kavitasyon performansı ile tekne karinasındaki vuruntusu geminin inşasından önce hem deneysel hem de hesaplamalı yöntemlerle incelenmelidir.

Kavitasyon ve gürültünün gemi bünyesinde, gemi personelinde ve deniz canlıları üzerinde meydana getirdiği olumsuz etkileri nedeniyle hem askeri hem de sivil otoriterlerce bahse konu problemleri minimuma indirecek tasarımsal ve operasyonel düzenlemelerin araştırılması teşvik edilmiş, dolayısıyla bahse konu alanda geçmişten günümüze çok sayıda çalışma yapılmıştır. Ayrıca günümüzün gelişmiş teknolojik imkân ve yeteneklerine bağlı olarak gelişen deneysel ve

nümerik yaklaşımlar, pervanede meydana gelen kavitasyonu ve akış kaynaklı gürültüye yönelik ciddi ön görü sağlamaktadır.

Bu tez kapsamında ise, pervanede hatve (P), kanat alan oranı (BAR), çalıklık ve eğiklik açısı parametrelerin kavitasyon ve gürültü üzerindeki etkisi, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizi kullanılarak belirlenmeye çalışılmıştır. Yapılan HAD hesaplamalarının doğruluğunu belirleyebilmek için SVA PPTC 2011 sempozyumunda kullanılan VP 1304 pervane geometrisinin açık su ve kavitasyon tüneli test sonuçları ile literatürde yer alan KP505 pervanesinin açık su ve KCS gemisinin sevk deneyi sonuçları referans alınmıştır. Bu doğrulama çalışmalarının ardından, ilk olarak VP 1304 pervane geometrisine benzer bir başlangıç pervane geometrisi modellenmiştir. Daha sonra, bu başlangıç pervanesinin BAR, P, çalıklık ve eğiklik parametrelerinden her defasında biri değiştirilerek dört farklı pervane tasarlanmıştır. Bahse konu her bir parametrenin kavitasyon üzerindeki etkisi ayrı ayrı değerlendirilmiş ve başlangıç pervanesinin kavitasyon performansını olumlu yönde etkileyen parametreler, "nihai" olarak adlandırılan yeni tasarım pervaneye uygulanmıştır. Kavitasyon performansının ön planda tutulduğu bu tasarım süreci sonundaysa başlangıç ve nihai pervane geometrileri KCS gemisine entegre edilerek vuruntu performansları kıyaslanmıştır. Yapılan tüm bu kıyaslamalar neticesinde; pervanede BAR, eğiklik ve çalıklık parametrelinde artışın sağlanması açık su verimini azaltırken, kavitasyon ve karinadaki vuruntuda azalmaya neden olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Pervane, hatve, çalıklık, bar, eğiklik, kavitasyon, gürültü, hesaplamalı akışkanlar dinamiği.

ABSTRACT

Numerical Investigation of Cavitation on Marine Propellers

Akif Can TÜREL

Department of Naval Architecture and Marine Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Yasemin ARIKAN ÖZDEN

Cavitation occurs in a liquid due to changing pressure, resulting in the formation and subsequent collapse of vapor bubbles. Its presence creates significant challenges for a ship in terms of its survivability, propulsion system efficiency, and durability. Additionally, it is one of the main causes of flow-induced noise, adversely affecting the migration routes and breeding areas of marine organisms. Moreover, hydrodynamic loads resulting from the interaction between the propeller and the hull cause impact-induced vibrations in the ship's hull. This condition negatively affects both passenger and crew comfort and leads to fatigue-related deformations in structural components. For these reasons, both experimental and computational methods should be employed to investigate both the propeller cavitation performance and induced pressure pulses before the ship's construction.

Due to the adverse effects of cavitation and noise on ships, ship personnel, and marine life, both military and civilian authorities have encouraged research into design and operational regulations aimed at minimizing these problems. Consequently, numerous studies have been conducted in this field from the past to the present. Additionally, experimental and numerical approaches, which have evolved with today's advanced technological capabilities, provide significant insights into cavitation occurring in propellers and flow-induced noise.

In this thesis, the impact of parameters such as pitch (P), blade area ratio (BAR), skew, and rake angle on cavitation and noise was investigated using Computational

Fluid Dynamics (CFD) analysis. To verify the accuracy of the CFD calculations, the results of open water and cavitation tunnel tests on the VP 1304 propeller geometry from the SVA PPTC 2011 symposium were utilized. Additionally, data from open water tests on the KP505 propeller and self-propulsion results of the KCS ship found in the literature served as references. Following these validation studies, a base propeller geometry like the VP 1304 propeller was initially modeled. Subsequently, four different propellers were designed by adjusting the parameters of BAR, P, skew, and rake angles from this base propeller. The impact of each parameter on cavitation was assessed individually, and those parameters that positively influenced the cavitation performance were used into a new design, termed as "developed." At the conclusion of this design process, where cavitation performance was prioritized, initial and final propeller geometries were integrated into the KCS ship to compare their hull-induced pressure performances. As a result of all these comparisons, it was determined that an increase in blade area ratio (BAR), skew, and rake parameters leads to a reduction in open-water efficiency while causing a decrease in cavitation and hull-induced pressure.

Keywords: Propeller, pitch, skew, blade are ratio (bar), rake, cavitation, rake, computational fluid dynamics.

1
GİRİŞ

1.1 Kavitasyon ve Gürültü

Enerji verimliliği günümüz dünyasının her alanında giderek daha önemli hale gelmektedir. Daha verimli çalışan sevk sistemleri tasarlamak; yakıt tüketimini azaltırken platform ömrünü de uzatmaktadır. Bu durum hem ticari hem de askeri gemi ana tahrik sisteminin ayrılmaz bir parçası olan pervane tasarımı için değerlendirilmesi gereken bir faktördür. Pervane tasarımında kavitasyon ve gürültü spektrumunun düşük olması, istenen itki ve tork değerlerini sağlamanın yanı sıra, özellikle kavitasyon varlığında, verimli bir sistem tasarımında karşılaşılan en büyük zorluklardan biridir [1].

Literatürde, su üstü savaş gemilerinin diğer savaş gemileri ve denizaltılar tarafından seyirleri sırasında tespit edilemediğini ve ayrıca yüksek manevra kabiliyetine sahip olduğunu gösteren birçok çalışma bulunmaktadır. Ancak, ticari gemilerin sessiz seyir kaygısının ön planda olmaması nedeniyle, ticari gemilerin rotalarındaki deniz canlılarının göç yolları ve üreme alanları, pervanenin neden olduğu akıştan kaynaklanan gürültüden olumsuz etkilenmektedir. Bu nedenle Uluslararası Denizcilik Örgütü (IMO), ticari gemilerin pervane ve makine dairesinden kaynaklanan gürültü seviyelerini azaltmaya yönelik düzenlemeler yapmaktadır [2].

Kavitasyon, pervane kanat yüzeyleri arasındaki basınç farklılıklarından kaynaklan bir durum olup, pervane tasarım parametrelerinde yapılan değişikliklerle azaltılabilir [3]. Bu tasarım parametreleri ise; bıçak sayısı, bıçak alanı, çalıklık, eğiklik ve hatvedir [4]. Örneğin, pervanede çalıklığın artırılması, basınç dalgalanmalarını azaltarak kavitasyon dinamiklerini etkilerken [5-7], kanat sayısının artırılması, her bir pervane kanadına gelen kuvveti azaltacağından pervane kavitasyonunu ve gürültüsünü azaltabilir [8].

Deniz taşıtlarındaki su altı gürültüsü temel olarak üç alt kategoriye ayrılmıştır; motor gürültüsü, akış¸ gürültüsü ve pervanenin oluşturduğu gürültüdür [9]. Motordan gelen gürültüyü azaltmak için ses izolasyon ekipmanları kullanılırken, akışın oluşturduğu hidrodinamik gürültüyü azaltmak içinse geminin nominal

izinden direkt olarak etkileyen kıç şekli ve takıntılar optimize edilmektedir [10-11]. Ancak pervaneden kaynaklanan gürültü şüphesiz deniz taşıtlarında en belirgin olanıdır ve askeri gemilerin hayatta kalmasını doğrudan ilişkilidir. Çünkü bu gürültünün en büyüklerinde biri olan kavitasyon, hem ana tahrik sistemi bileşenlerinde kalıcı hasar görmesine hem de titreşim ve erozyon sorunlarına neden olmaktadır. Bu nedenle geminin karşılaştığı dirence uygun itme kuvveti üreten bir pervane tasarımı yapılırken, geminin direncinden daha fazla itme kuvveti üreten pervane tasarımında kaçınılmaya çalışılmıştır [12].

1.2 Literatür Özeti

Gemi pervaneleri üzerinde meydana gelen kavitasyon, performansın düşmesi, gürültü ve pervane kanatlarının erozyonu gibi bazı olumsuz etkilere neden olmaktadır. Bu konu hakkında RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) kullanılarak yapılan ilk kavitasyonlu çalışmalar 1990'ların başlarında gerçekleştirilmiştir. RANS, türbülanslı akışları simüle etmek için Navier-Stokes denklemlerini zaman bağlı çözen bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) tekniği olup, bu nümerik çözüm tekniğinde araştırmacılar, gemi pervaneleri etrafındaki kavitasyonu modeller, etkilerini anlar ve bu etkileri azaltmak için yöntemler geliştirirler. Bu sayede pervane şekli ve işletme koşulları optimize edilerek, kavitasyonu en aza indirgeyen, performansı ve dayanıklılığı artıran tasarlamalarımlar yapılır. Yıllar içinde, bilgisayar gücündeki ve sayısal yöntemlerdeki ilerlemeler, nümerik çözüm yöntemlerine büyük kolaylık sağlamış ve her seviyeden bilimsel araştırmacının dikkatini çekmektedir. Aşağıda bahse konu bu çözüm yöntemlerinin uygulandığı bazı çalışmalar özetlenmiştir.

Sezen ve Bal'ın makalesinde, deniz pervanelerinde kanat sayısının hidrodinamik performans ve gürültü spektrumu üzerindeki etkileri kavitasyonsuz ve kavitasyonlu koşullar altında araştırılmıştır. Çalışmadan elde edilen sayısal sonuçlara göre, kanat sayısı arttıkça, kanat başına kanat yükün azalması nedeniyle farklı yükleme koşullarında pervane gürültü seviyesinin azaldığı gösterilmiştir [1].

Kültür'ün doktora tezinde, kavitasyonlu koşullar altında pervane ve bükümlü dümen analizleri icra edilmiş, elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Hesaplamalar neticesinde pervane efektif izi arkasındaki çift

bükümlü dümenin manevra kabiliyeti ve kavite alan açısından bükümsüz ve tek bükümlü dümene göre daha iyi performans gösterdiği görülmüştür [2].

Chekab'ın makalesinde, deniz araçlarında pervane kavitasyonu kaynaklı gürültüyü azaltmanın en yaygın yöntemleri araştırılmıştır. Daha sonra bu yöntemler analiz edilerek beş¸ farklı kategoride sınıflandırılmıştır. Çalışmada, tasarımcının en uygun yöntemi maliyet ve uygulama kısıtları çerçevesinde seçmesi hedeflenmiştir [3].

Aktaş'ın doktora tezinde, pervane ana tasarım parametreleri ile çalışma koşullarının pervaneden yayılan gürültü seviyeleri üzerindeki etkileri deneysel yaklaşımla incelenmiş ve elde edilen sonuçlar pervane kavitasyon gürültüsü yazılımı geliştirme sürecine dahil edilmiştir [4].

Mosaad ve Mauther makalesinde, pervanenin çalıklığı ile kavitasyon ve titreşim arasındaki ilişkiyi konu alınmıştır. Çalıklıktaki aşırı artışın, belirli bir noktadan sonra kavitasyon direnci ile titreşime olan olumlu etkilerin tersine dönmesine neden olduğu anlatılmaktadır [5,6].

Ji'nin makalesinde, geleneksel çalıklığa sahip bir pervane ile yüksek çalıklığa sahip bir pervane, kavitasyonlu şartlarda k-omega SST türbülans modeli kullanılarak simüle edilmiştir. Sayısal model, deneysel verileri makul bir şekilde tahmin etmiş¸ olup, baskın basınç bileşenlerinin osilasyon genliklerini de öngörmüştür. Sonuçlar, pervane çalıklığın, kavitasyon ve basınç dalgalanmaları üzerinde çok önemli bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymuştur [7].

Andersen'in makalesinde, denizaltılar için pervanelerin tasarımı ve geliştirilmesinin, yüzey gemilerine göre bazı yönlerden farklılık gösterdiğini anlatılmıştır. Örneğin denizaltı pervanesinde verimlilikten önce düşük akustik imza ön planlıdadır. Ayrıca denizaltı pervanesinin işletme koşullarının da yüzey gemilerine göre farklı olduğu belirtilmiştir. Bahse konu çalışma boyunca belirtilen tüm farklılıklar tartışılmakta ve çeşitli pervane parametrelerinin tasarım hedefleri karşısındaki değerlendirmesi yapılmaktadır [8].

Carlton'ın kitabı, denizcilik endüstrisinde tasarımdan işletmeye ve performansa kadar bir dizi konuyu ele almakta, özellikle pervane ve tahrik sistemlerinin geliştirilmesi ve işletilmesi konusunda detaylı bir anlayış sunar [9].

Koronowicz'in 2007 yılındaki makalesinde, gemi gövde yüzeyinde pervane kaynaklı hızları hesaplamak için Biot-Savart formülüne giriş verilerinin

değiştirilmesini tartışmakta olup, geminin kıç bölgesinde 3B hız alanını hesaplama algoritmasını iyileştirmeyi amaçlamaktadır. Bu da akış mekaniğinde bir buluş olarak kabul edilmektedir. Elde edilen ana bulgular, Biot-Savart formülü için giriş¸ verilerinin değiştirilmesi gerekliliği, pervane işletmesinden kaynaklanan gövde direnç değişiklikleri için gereken ayarlamalar ve gemi gövdesi etrafındaki indüklenmiş¸ hızların hesaplanması için yapılan modifikasyonların etkin bir şekilde uygulanmasıdır [10].

Koronowicz'in 2009 yılındaki makalesinde, kort nozullu pervane tasarım sürecini kolaylaştırmaya odaklanarak; pervane kanadı mukavemeti, sevk verimi, kavitasyon direnci, gövde üzerindeki basınç darbeleri ve kararsız yatak kuvvetleri gibi faktörlere yönelik gereksinimlerini açıklamaktadır. Elde edilen bulgulara göre, kort nozullu pervanelerin, düşük hızda yüksek çekişe sahip olması gereken gemiler için verimlilik ve operasyonel anlamla avantajlı olduğunu göstermektedir [11].

Aktaş'ın makalesinde, orta ölçekli bir kavitasyon tüneline sığacak şekilde kesilmiş¸ gövdeli tekne modelinin dümen suyu akışını etkili bir şekilde simüle edebileceğini ve ITTC prosedürlerini kullanılarak tam ölçek sonuçların doğrulana bileneceğini göstermektedir. Tünel testlerinden ekstrapole edilen URN spektrumları, yüksek frekanslara kıyasla düşük ve orta frekanslarda tam ölçekli URN ile daha iyi uyum göstermiştir. Çalışma, zaman kısıtlamaları nedeniyle kavitasyon tüneli tesisinin yankılanmaları ve kavitasyon dışı koşullarla ilgili ekstrapolasyon konularını ele almamış¸ ve konuyla ilgili daha fazla araştırmaya ihtiyaç duyulduğunu göstermiştir [12].

Usta'nın doktora tezinde, Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği kullanılarak kavitasyon erozyonu tahmine yönelik yeni bir yöntem geliştirilirken, çalışma kapsamında kurulan basınçlı test düzeneği vasıtasıyla da farklı malzemelerin kavitasyon erozyonuna karşı dirençleri değerlendirilmiştir. Çalışmada üç farklı gemi pervane malzemesi, değişik parametreler ve çeşitli kavitasyon indislerinde test edilirken malzemelerin kavitasyon erozyonuna karşı dirençleri incelenmiştir [13].

Yılmaz'ın makalesinde, kavitasyonlu ve kavitasyonlu koşullardaki eğik şaftlı PPTC pervanesi ve E779A pervanesi gibi model pervanelerin performanslarını için yapılan ön kararlı doğrulama çalışmaları bulunmaktadır. Bu çalışmanın ana amacı,

özellikle uç girdap kavitasyonunun gelişimini içeren kavitasyonlu koşullardaki pervane performansını tahmin etmektir. Simülasyonlar, açık su ve kavitasyonlu koşullarda, düzgün akışta bir ticari HAD paketi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, doğrulama çalışmaları kavitasyonsuz koşullar için yapılmıştır ve itme ve tork katsayıları ile açık su verimi sonuçları, deney sonuçlarıyla iyi bir uyum göstermiştir. Daha sonra, pervanede gelişen kavitasyon, Rayleigh-Plesset denklemine dayalı bir sayısal model kullanılarak simüle edilmiştir. Burada da boyutsuz katsayılar (KT, KQ) ve pervane kanatlarındaki kavitasyon desenleri deneysel verilerle çok iyi bir uyum göstermiştir. Ancak, kanatlardan uzakta olan uç girdapları, yeni bir ağ ince ayar yaklaşımı kullanılarak sadece E779A pervanesi için izlenebilmiştir [14].

Bal'ın makalesinde, deniz pervanelerinde çalıklığın kavitasyon üzerindeki etkilerini sayısal olarak ele almakta ve sayısal yönteme ait sonuçlar deneylerle doğrulamaktadır. Kullanılan sayısal yöntemde pervanenin kavitasyon direncinin artan çalıkla beraber arttığı tespit edilmiştir [15].

Hu'nun makalesinde, çalıklığın pervane kavitasyon performansı üzerindeki etkisi, farklı çalıklık miktarlarına sahip tek kanatlı pervaneler üzerinde incelenmiştir. Simülasyonlar Large Eddy Simulation (LES) ve Schnerr-Sauer kavitasyon modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Hesaplama alanı sonlu hacimlere bölünmüştür. Pervanelerin dönüşü hareketli referans çerçevesi (Moving Reference Frame, MRF) kullanılarak simüle edilmiştir. Mevcut çalışmada aynı zamanda kavitasyon uç girdabının ve yeniden girintili jetin artan çarpıklıkla yuvarlanmasını da incelemektedir. Sonuçlar, hidrodinamik performansın ve kavitasyonun çalıklık arttıkça değiştiğini göstermektedir [16].

Ghassemi'nin makalesinde, pervane kanat eğim açısının, açık su verimliliği ile tekne karinasındaki basınç seviyesi üzerinde etkiye sahip olduğu belirtilmektedir. Çalışmanın ana bulgularına göre, kanat eğim açısının pozitif veya negatif yönde artması, açık su verimliliğini hafifçe azaltırken, tekne karinasındaki basınç seviyesini düşürmektedir [17].

Lee'nin makalesinde, pervane analizi için yapılan HAD analizleri için kavitasyon modeli üzerinden pervane kavitasyonunun doğru bir şekilde tahmin edilmesinin önemini vurgulamakta ve farklı kavitasyon türlerinin tahminini iyileştirmek için

daha fazla araştırma ihtiyacını belirtmektedir. Yapılan hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonlarında bir PPTC pervanesi etrafındaki kavitasyonlu akış modeli olarak Schnerr ve Sauer seçilmiştir. Çalışmanın sonuçları, pervane ucu etrafındaki levha kavitasyonunu ve köpük kavitasyonunu doğru bir şekilde tahmin etmiştir [18].

Sato'nun makalesinde, deniz pervaneleri etrafındaki kavitasyon için sayısal bir tahmin yönteminin uygulanabilirliğini tartışmakta ve bu yöntemin, basınç dalgalanmalarını tahmin edebildiğini göstermektedir [19].

Dang'ın makalesinde, ticari gemiler için modern pervane tasarımlarındaki temel sorunları tartışmakta, bu sorunları ele almak için yeni kanat kesitlerini araştırmakta ve kavitasyonla ilgili sorunları azaltmayı amaçlayan yeni kanat kesitlerine sahip iki pervane tasarımı sunmaktadır [20].

Purwana'nın makalesinde, farklı basınç, çalıklık ve akış, koşullarındaki pervanenin kavitasyon davranışı ve gürültüsü incelenmiştir. Çalışmadaki amaç, basınç ve çalıklığın kavite alanın şekli ile gürültü üzerinde etkili olup olmadığı ortaya koymak olup, bu doğrultuda bir su altı pervanesi yüzeyinde oluşan kavitasyon sayısal analiz kullanılarak değerlendirilmiştir. Simülasyonda Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) formülasyonu ile türbülans modeli k-ω Kayma Gerilimi Taşınımı ve Hızlı Fourier Dönüşümü kullanılmıştır. Çalışmanın ana bulgularına göre, sayısal bulgular ile deneysel veriler arasındaki uyumun yanı sıra, deniz pervanesi özellikleri ve akustiğinin araştırılmasının önemini vurgulamaktadır [21].

Bagheri'nin makalesinde, deniz pervanelerinin hidrodinamiği ve gürültü davranışları çeşitli çalışma koşulları altında hem sonlu hacimler yöntemiyle hem de deneysel olarak incelenmiştir. Farklı dönme hızlarının pervane gürültüsü üzerindeki etkisini anlamak için yüzey kavitasyonunun başlama ve gelişme koşulları da dikkate alınmıştır. Fowcs Williams ve Hawkings denklemleri, kavitasyonsuz ve tabaka kavitasyonlu koşullar altında toplam ses basıncı seviyelerini elde etmek için kullanılmıştır. Son olarak, kavitasyonun pervane gürültüsünü artırma üzerindeki etkisi kapsamlı bir şekilde incelenmiş ve sonuçlar sunulmuştur [22].

Ahn'nin makalesinde, pervane kavitasyon etkileyen çeşitli parametrelere sayısal sonuçlar ait sonuçlar deneysel verilerle kıyaslanmıştır. Çalışmada yapılan farklı

ilerleme katsayısı ve kavitasyon indisleri ile yapılan sayısal incelemede, P4381 pervanesine ait kavitasyon deseni başarıyla yakalamıştır. Ayrıca elde edilen itme ve tork gibi bütünleşik kanat yükleri, deneysel verilerle iyi bir uyum içinde olduğu belirtilmektedir [23].

1.3 Tezin Amacı

Hidrodinamik sistemlerin optimize edilmesi ve performanslarının artırılması, günümüz mühendislik alanında büyük önem taşımaktadır. Bu bağlamda, kavitasyon ve kavitasyon kaynaklı gürültü, özellikle pervaneler gibi akışkanlarla etkileşim halinde olan sistemlerde, dikkate alınması gereken kritik unsurlardır.

Bu tez çalışması, kavitasyon ile karinadaki pervane kaynaklı oluşturulan basınç dalgalanmalarına (vuruntu) pervane tasarım parametrelerinin etkisini ayrıntılı bir şekilde incelemeyi amaçlamaktadır. Bahse konu amaç doğrultusunda, ilk adım olarak, pervane tasarım parametrelerinin belirlenmesi ve analiz edilmesi süreci ele alınacaktır. Ardından, hesaplamalı akışkanlar dinamiği analiz sonuçları, mevcut deneysel verilerle karşılaştırılarak, hesaplama yöntemlerinin doğruluğu kontrol edilecektir. Tezin bir sonraki adımında, parametrik olarak geliştirilen pervane ailesinin kavitasyon ve vuruntu değerleri karşılaştırmalı olarak incelenecektir. Bu karşılaştırma, farklı tasarım parametrelerinin kavitasyon oluşumu ve vuruntu üzerindeki etkisini anlamak için önemli bir fırsat sunacaktır.

Tezin sonuçları, pervane tasarım parametrelerinin kavitasyon ve vuruntu oluşumu üzerindeki etkilerini açıklayacak ve bu bilgilerin hidrodinamik sistemlerin performansını artırmak için nasıl kullanılabileceğini gösterecektir. Bu çalışma, denizcilik, havacılık, enerji üretimi ve diğer endüstriyel uygulamalarda pervane tasarımı ve performans optimizasyonuyla ilgilenen araştırmacılara ve mühendislere önemli bir rehberlik sağlayacaktır.

1.4 Hipotez

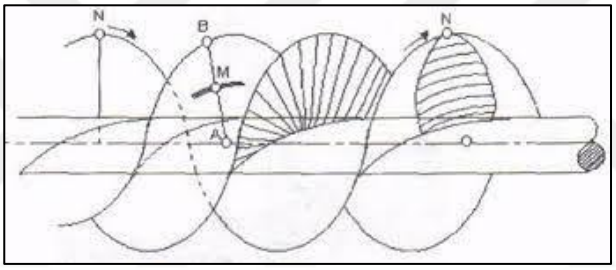
Temel hipotez, farklı pervane tasarım parametrelerinin değiştirilmesinin, kavitasyon oluşumu, vuruntu ve verim üzerinde belirgin bir etkiye sahip olacağıdır. Örneğin, çalıklık, hatve, kanat alan oranı veya kanat eğikliği gibi tasarım parametrelerinin değiştirilmesinin hem kavitasyon oluşumu hem vuruntu hem de

verim üzerinde farklı düzeylerde değişikliklere neden olabilmektedir. Bu açıklamalar neticesinde cevabı aranın tek soru vardır. Bahse konu tasarım parametreleri pervanede kavitasyon, vuruntu ve verim konularında nasıl bir etki göstermektedir?

2
GENEL BİLGİLER

2.1 Pervane Tasarımı

Geminin sevk bileşenlerinden biri olan pervane, katı bir hacimde ilerleyen vidada olduğu gibi, bir silindir etrafında eşit aralıklarla yerleştirilmiş sarmal yüzeylerden oluşur. Günümüz dünyasında en az iki en fazla yedi kanatlı olmak üzere farklı tiplerine rastlamak mümkündür. Ayrıca geminin manevra ihtiyacına göre sayısı değişkenlik gösterebilen pervaneler, sağa veya sola dönüşlü de olabilir. Belli başlı amacı, gemi makinelerinin yarattığı mekanik gücü, gemiyi sevk etmek için itici kuvvete dönüştürmektir ve imalat malzemesi de farklılık gösterebilir. Nikel-alüminyum alaşımları veya manganez bronzları en çok kullanılan malzemelerdir. Temsile pervane dönüş hareketi Şekil 2.1'de mevcuttur.



Şekil 2.1 Pervane dönüş hareketi

Pervane tasarımında en çok kullanılan yöntemler; pervane serilerine ait test sonuçlarının kullanımı veya matematiksel bir yöntem olan sirkülasyon teorisinin kullanılmasıdır. Ancak çoğu zaman pervane tasarımının ilk adım pervane açıksu deneylerine ait sonuçlardan yararlanmak olur. Ayrıca tasarımda en çok kullanılan pervane serileri; hatve oranı, kanat kesiti şekli, pervane kanat sayısı, pervane alan oranı ve kesitleri değiştirilen pervanelerdir. Bu kapsamda en çok bilinen serilerden bir tanesi Gawn diğeri ise Wageningen pervane serisidir. Gawn tipi pervane serileri yüksek süratli gemilerde kullanılan üç kanatlı, yüksek açılım alan oranlı ve segmental kesite sahip pervanelerdir.

Wageningen tipi pervane serisi iki tipe ayrılır: tip A ve tip B. Wageningen Tip A; disk alanı oranı 0,40 olan dört kanatlı pervane serisidir. A Tipi pervanelerde kavitasyon riskinin yüksek olması nedeniyle Wageningen Tip B geliştirilmiştir. Bu seriler, Tablo 2.1'de gösterildiği gibi geniş kanat uçlarına, parçalı kanat ucu bölümlerine ve çok çeşitli kanat sayılarına sahiptir.

Tablo 2.1 Wageningen B serisi kanat açınım oranları

Kanat Sayısı	Wageningen B-Kanat Açınım Oranları A_E/A_0								
2	0,30								
3		0,35		0,50		0,65		0,80	
4			0,40		0,55		0,70		0,85
5				0,45		0,60		0,75	
6					0,50		0,65		0,80
7						0,55		0,70		0,85

Örneğin, B-4.40 pervane tipi için ilk harf B serisi pervaneyi, ikinci sırada noktadan önceki rakam pervane kanatlarının sayısını ve son iki rakam ise pervane kanat açınım oranını gösterir. Pervane tasarımında genel olarak; Gawn tipi kullanımı çift pervaneli gemilerde, yüksek süratli motorbotlarda ve 3 kanatlı pervanelerde olurken, Wageningen tipi ise; 4-5 kanatlı kuru dökme yük gemileri ile 6-7 kanatlı olup çok büyük güç gerektiren gemilerde tercih edilmektedir. Pervanelerin açıksu pervane deneylerinden elde edilen karakteristikler, ön tasarım aşamasında kullanılmak üzere polinomlar şeklinde verilir. Bu polinomlar açıksu deneylerinden ait değerlerin regresyon analizli ile çıkarılabilir. İtme ve Tork katsayıları olan K_T (2.1) ve K_Q (2.2), piç oranı (P/D), ilerleme katsayısı (J), kanat açınım alanı oranı (A_E/A_0), kanat sayısı (Z), kanat kesit kalınlık oranı (t/c) ve Reynolds sayısı cinsinden polinom şeklinde ifade edilebilir. Pervane boyutsuz karakteristiklerinden olan ilerleme katsayısı olan J ise denklem (2.3) verilmiştir.

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \tag{2.1}$$

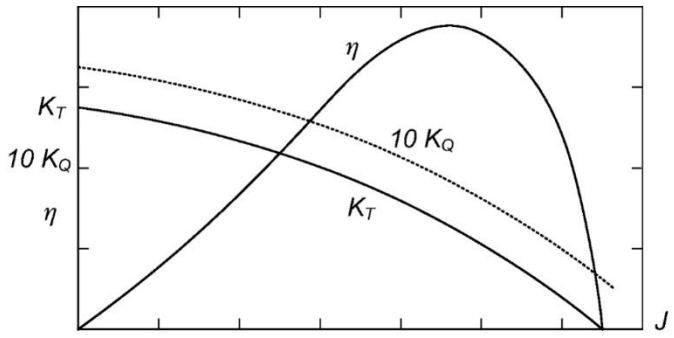
$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \tag{2.2}$$

$$J = \frac{V_a}{nD} \tag{2.3}$$

Bu katsayılara ilave olarak açıksu pervane verimi $\acute{\eta}_0$ (2.4) bunlara bağlı olarak aşağıdaki şekilde ifade edilir.

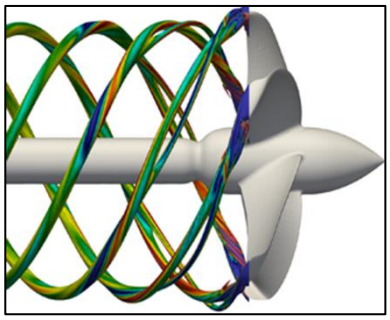
$$\eta_o = \frac{J}{2\pi}\frac{K_T}{K_Q} \tag{2.4}$$

Bu değerler pervane açıksu diyagramı olarak Şekil 2.2'de gibi gösterilir



Şekil 2.2 Açıksu KT -KQ diyagramı

Matematiksel olarak pervane tasarımının temelini sirkülasyon teorisine dayalı kaldırıcı hat metodu (lifting line method) oluşturmaktadır [24]. Günümüzde bu yöntem değişik etkileri içine alacak şekilde geliştirilmelidir. Sayısal tasarım sonrası pervanenin yine sayısal yöntemlere dayalı metotlarla analizi yapılmaktadır. Bu yöntemler arasında panel yöntemi, kaldırıcı yüzey yöntemi ile sonlu hacimler yer almaktadır [25]. Günümüzde bu yöntemlerin kullanılması ile tasarım öncesi veya çalışmakta olan bir pervanenin analizi yapılarak problemin kaynağı tespit edilebilir ve problemin çözümü yapılabilir. Örneğin Şekil 2.3'te gösterilen sayısal çözüm teknikleri ile pervanenin istenilen devre ulaşamaması, kavitasyon, titreşim gibi sorunlar kontrol edilip çözümlenebilir.

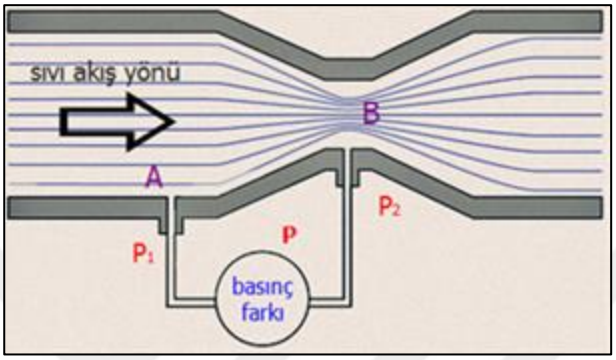


Şekil 2.3 Pervane akışının sayısal olarak modellenmesi

2.2 Kavitasyon ve Tipleri

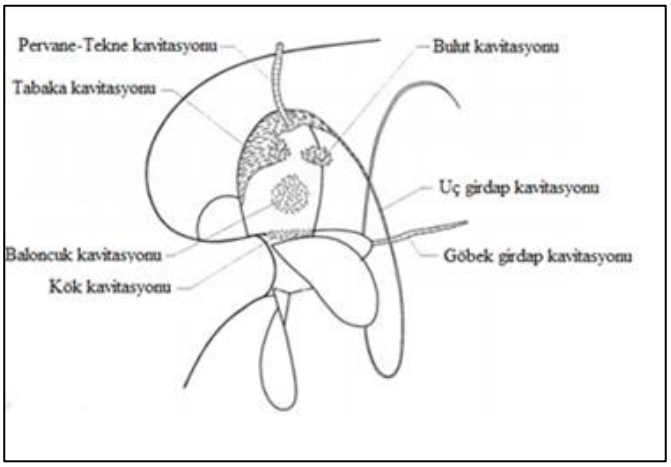
Bernoulli prensibine göre akışkanın hızının artması basıncını azaltır. Buradan hareketle kavitasyonun meydana gelişi tam olarak bu ilke üzerinden anlatılabilir. Şekil 2.4'te bir boru içi akış¸ örneği verilmiştir, Örnekte, akışkan A-A bölümüne geldiğinde hızında bir değişiklik olmazken, B-B bölümünde boru formundaki daralmadan dolayı akışkan hızı değişecektir. Çünkü süreklilik ilkesine göre birim zamanda B-B bölümünden aynı

miktarda su akmalıdır. Bu durum akışkan sürati arttıracaktır. O halde Bernolli ilkesi gereği B-B bölümündeki basınç, A-A bölümündeki basınçtan daha düşük olur ve basınçtaki azalma akışkanın kaynama noktasını da düşürür ve kaynama başlar. Oluşan bu durum soğuk kaynama olarak da bilinir. Meydana buhar kabarcıkları akıntı tarafından taşınırken ilerde boru genişlemesiyle suyun hızı azalır ve basınç ve kaynama noktası tekrardan artar. Basınç arttıkça kabarcık aniden patlayarak boru duvarında büyük bir etki yaratır. Bu etkiler hem malzemeyi aşındırır hem de gürültüye neden olur [26].



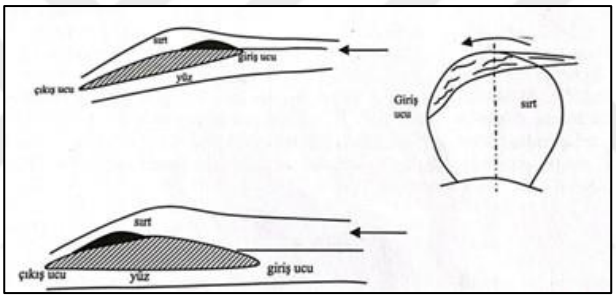
Şekil 2.4 Daralan bir boru içindeki kavitasyon

Pervanede meydana gelen kavitasyon, yukarıda anlatılandan farksız olup; akış pervane kesiti giriş ucundan sabit hızla geçerken kanat kesiti pervane formundan dolayı su akışı yönünde genişleyecektir. Bu durumda suyun hızı, kanat kesit alanının ötesinde artması gerekir ki bu durumda yerel basıncın düşmesine ve suda soğuk kaynamaya neden olur. Daha sonra oluşan kabarcıkları kanat profili yüzeyi boyunca akım tarafından taşınırken tekrar pervane formu gereği kesitin kalınlığı azalır ve basınç arttıkça kabarcıklar patlar ve kavitasyon oluşur. Akış hızındaki artış kanat profilinin emme tarafında meydana geldiğinden, kavitasyon tipik olarak kanat profili kesitinin emme tarafında meydana gelir. Şekil 2.5'te pervane kanatlarında, kanat yüzlerinde ve arka yüzeylerde bulunan tipik kavitasyon türleri model ölçeğinde gösterilmektedir.



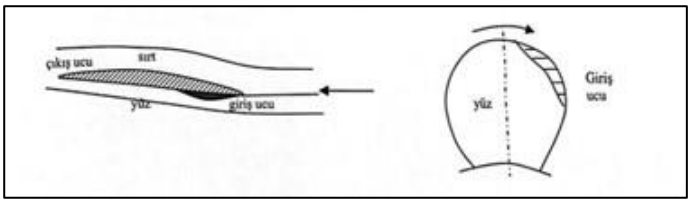
Şekil 2.5 Gemi pervanesinde oluşan kavitasyon türleri

Kavitasyon, pervane kanadında oluştuğu konuma göre sırt ve yüzey olmak üzere iki çeşide ayrılır. Sırt kavitasyonu genellikle pervane kanat kesitinin giriş¸ ucu civarında ve Şekil 2.6'da gösterildiği gibi emme kısmında meydana gelir.



Şekil 2.6 Sırt kavitasyonu

Kanadın negatif karşılama açılarında ise Şekil 2.7'de gösterildiği gibi kanadın basınç kısmının giriş¸ ucu civarında yüzey kavitasyonu meydana gelmektedir.



Şekil 2.7 Yüzey kavitasyonu

2.2.1 Hab ve uç girdap kavitasyonu

Pervanede ilk meydana gelen kavitasyon tipi, uç girdap kavitasyonu olup hız arttıkça yavaş yavaş kanat ucuna doğru hareket eder ve sonunda kanat ucunun spiral şeklinde bir parçası olarak görünür. Hab (göbek) girdap kavitasyonu ise pervane kanadının kökünden göbeğe doğru ortaya çıkan bir kavitasyon türüdür. Her ikisi Şekil 2.8'de gösterilmektedir.



Şekil 2.8 Uç ve göbek girdap kavitasyonu

Hab girdap kavitasyonun bir diğer olumsuz etkisi dümen üzerindedir. Dolayısıyla pervane tasarımında Şekil 2.9'da yuvarlak içerisinde gösterilen pervane göbek finleri kullanılmaktadır. Bu finler hab girdap kavitasyonunun azaltılmasında fayda sağlamaktadır.



Şekil 2.9 Pervane göbek finleri

2.2.2 Kabarcık Kavitasyonu

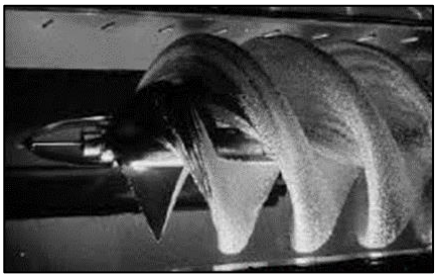
Pervane kanadının üzerinde kesitinin en kalın, basıncın en düşük olduğu yer olan kanat orta noktası civarında meydana gelen kavitasyon tipidir. Şekil 2.10'da gösterilen bu kavitasyon tipiden, oluşan kabarcıklar kanat yüzeyi boyunca patlarken yüzeye de zarar verir.



Şekil 2.10 Kabarcık kavitasyonu

2.2.3 Tabaka Kavitasyonu

Bazen kanat sırtında bazen de kanat yüzeyinde olmak üzere pervane giriş ucundan başlayıp çıkış ucuna doğru yayılan kavitasyon tip olup, Şekil 2.11'de temsili bir gösterimi mevcuttur. Kanat ketinin ucuna doğru bulut kavitasyonlarının oluşmasına öncülük eder. Varlığında gemi bünyesinde titreşimlerin oluşmasına neden olur.



Şekil 2.11 Tabaka kavitasyonu

2.2.4 Bulut Kavitasyonu

Tabaka kavitasyonun gelişmesi neticesinde bulut görünümünde ortaya çıkan kavitasyon tipi olup, geçici tabaka kavitasyonu olarak da adlandırılan bu kavitasyon tipine ait gösterim Şekil 2.12'de mevcuttur.



Şekil 2.12 Bulut kavitasyonu

2.2.5 Kök Kavitasyonu

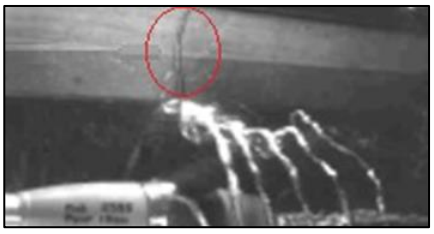
Pervane kök kavitasyonu, pervane kanadının kök bölgesinde oluşan bir tür kavitasyon olup, Şekil 2.13'te gösterilmiştir. Bu kavitasyon tipi, suyun yüksek hızda bir pervane kanadı üzerinden akarken kanadın kök bölgesine geldiğinde basınç düşüklüğü sebebiyle gerçekleşir.



Şekil 2.13 Kök kavitasyonu

2.2.6 Pervane-Tekne Kavitasyonu

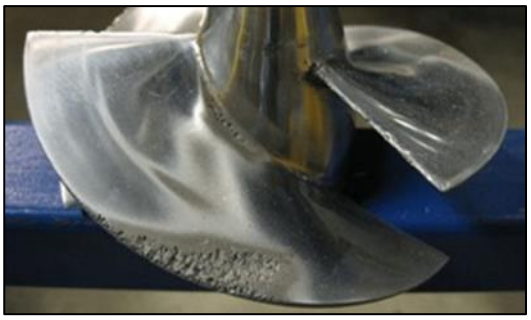
Bu kavitasyon tipi, pervanenin büyük ve etkili bir iz etkisinde kalması neticesinde Şekil 2.14'teki gibi oluşur. Pervane kanadı ucunda oluşan tip kavitasyonun tekne karinası ile etkileşime girmesiyle başlar. Sürekli ve düzenli bir şekilde kendisini göstermez. Pervane ile tekne arasındaki mesafenin az olması bu kavitasyonun ortaya çıkmasını önemli ölçüde tetiklerken, oluşması durumunda hem pervaneye hem de karinaya zarar verir.



Şekil 2.14 Pervane-tekne kavitasyonu

2.3 Kavitasyonun Etkileri

Kavitasyonun başlıca olumsuz etkileri; performans kaybı, gürültü, titreşim ve erozyondur. Bu olumsuz etkiler, meydana gelen kavitasyonun şiddetine göre kendisini hissettirmektedir. Örneğin, performans kaybı çok şiddetli bir kavitasyon varlığında kendini gösterirken, Şekil 2.15'te gösterilen kanat üzerindeki erozyon az miktardaki bir kavitasyonun varlığında bile meydana gelebilir.



Şekil 2.15 Kanat üzerinde meydana gelen erozyon

2.3.1 Performans Kaybı

Pervanede kavitasyonun varlığı pervanenin itme ve tork verimi etkilemektedir. Oluşan toplam kavite alan miktarı, pervane yarıçaplarına ait kesitlerin toplam alanının çeyreğini aştığı durumda pervane itme ve torkunda düşüş yaşanmaktadır. Bu durumdan itme kuvveti daha hızlı etkilenir. Yüksek hızlarda çalışan pervaneler ile aşırı yüklü pervanelerde kavitasyonun itme üzerindeki etkisi bariz bir şekilde hissedilirken, ticari gemilerde

kavitasyon kaynaklı performans kaybı ender rastlanan bir durumdur. Çünkü bu tip gemilerde pervane devri, işletme şartları kavitasyonun varlığını sağlayacak düzeyde değildir. Kavitasyona bağlı performans kaybı; en çok tam güçte çalışan savaş gemilerinde, süratli deniz vasıtaların ve çekme koşulundaki römorkörlerde kendisini gösterir.

2.3.2 Gürültü

Kavitasyon kabarcığı çevresindeki dış basıncın yükselmesinde az bir süre sonraki basınçtaki azalma kabarcığı patlatır. Kabarcıkların patlaması neticesinde meydana gelen bölgesel yüksek basınçlar, ortaya şok dalgalarını çıkarır. Bu şok dalgaları yüksek seviyede gürültüye neden olur. Özetle kavitasyon başlangıç koşulu, gürültü seviyesini etkilemektedir. Kavitasyon gürültüsü; uç, tabaka kabarcık vb. yukarıda anlatılan pek çok kavitasyon tipi kaynaklı oluşabilirken, Bölüm 2.2'de anlatılan kavitasyon tipleri içirişinde pervane-tekne kavitasyonu, diğerlerine istinaden daha fazla gürültü oluşturmaktadır. Şekil 2.16'da gösterilen pervane kaynaklı gürültü, hem yolcu ve savaş gemileri açısından hem de deniz canlıları açısından ciddi etkileri vardır. Çünkü ortaya çıkan gürültü savaş gemilerinin yerinin tespit edilmesini kolaylaştırırken, yolcu gemilerinde gemi konforunu azaltmaktadır. Ayrıca deniz canlıları da benzer şekilde bu gürültüden nasibi almaktadır.



Şekil 2.16 Pervane kaynaklı sualtı gürültüsü

2.3.3 Titreşim

Pervane tarafından indüklenen akış tekne karinası üzerinde ilave basınç oluşturmaktadır. Bu ilave basınç artışı karina üzerinde biriktiğinde tekne üzerinde titreşime neden olmaktadır. Oluşan bu titreşim, gürültü probleminin yanında şaft üzerinde süreksiz itme ve momentler meydana getirerek yorulmaya neden olmaktadır.

2.3.4 Erozyon

Kavitasyon erozyonu, sıvı akışında ani basınç düşüşleri yaşandığında ortaya çıkar. Bu basınç düşüşleri, sıvının hızla buharlaşmasına ve kabarcık oluşturmasına neden olur. Daha sonra bu kabarcıklar patlar ve çevredeki sıvı hızla çöker. Bu çökme sırasında, yüksek hızlı akıştan kaynaklanan şok dalgaları yüzeyde malzeme erozyonuna yol açar. Kavitasyon erozyonu, özellikle pervaneler, pompa kanatları ve valf keseleri gibi parçaların içinde veya etrafında yaygın olarak görülürken, malzemenin yüzeyinde delikler, oyuklar ve aşınma izleri şeklinde belirgin hasarlara neden olabilir. Bu durum, parçaların dayanıklılığını ve performansını önemli ölçüde azaltabilir.

2.4 Pervane Kavitasyonunun Sayısal Olarak İncelenmesi

Kavitasyon, akışkanlar dinamiği alanındaki önemli konulardan bir tanesi olup, deneysel veya sayısal çözüm yaklaşımlarıyla değerlendirilmektedir. Literatürde bu yaklaşımlara yönelik yapılan kıyaslamada; deneysel yaklaşımların Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizlerine göre daha çok kabul gördüğü anlaşılmaktadır. Fakat farklı fiziksel ve geometrik koşullar altında deneyler yapmak hem maliyetli hem de zaman alıcı bir süreçtir. Bu kapsamda HAD analizi yapmaktaki temel amaç, deneylerde karşılaşılan hataları deneyden önce görmek ve model üzerinde iyileştirmeler yaparak deney sürecinde maliyet ve zamandan kazanç sağlamaktır. Ayrıca, deneylerde gözlemlenmesi gereken anlık fiziksel değişiklikleri (örneğin kavitasyon, dalga deformasyonu, bir nesne üzerindeki akım çizgileri gibi) tespit etmek ek ekipman maliyetleri getirirken, HAD analizlerinde istenilen durumu monitör etmek oldukça kolaydır. O halde kavitasyon probleminin çözümünde ilk başlangıç noktası olan HAD analizleri, akışkan hareketini sayısal olarak modelleyerek kavitasyon olasılığını değerlendirmeye yardımcı olurken, kavitasyonun önlenmesi veya azaltılması için gerekli stratejilerin geliştirilmesinde kritik bir rol oynamaktadır.

2.4.1 RANS Metodu

RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) metodu, akışkan dinamiği problemlerini çözmek için kullanılan bir HAD çözüm yöntemdi olup, Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalamalarının ele alındığı bir yaklaşımdır. Bu yaklaşım, akıştaki türbülans etkilerini modellemek için kullanılır. HAD programları, genellikle RANS yöntemini kullanarak türbülansı çözmek için Navier-Stokes denklemlerini çözerler. Bu sayede, akışkanların türbülanslı davranışları daha doğru bir şekilde hesaplanabilir ve gerçek akış

koşullarına daha yakın sonuçlar elde edilebilir. HAD çözüm yönteminde çalışan temel matematiğini anlamak için akışkan hareketinin temel denkleminin incelenmesi gerekir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho.\vec{V}) = 0 \tag{2.5}$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho.u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho.v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho.w) = 0 \tag{2.6}$$

Yukarıdaki denklem (2.5) ve (2.6)'in doğrudan çözülebilmesi, düşük Reynolds sayılarındaki uygulamalara uygulanır. Ancak gemi ve pervane gibi karmaşık fizikler, türbülanslı, kararsız ve çok fazlı akışlarda Navier-Stokes denklemlerinde değişiklikler yapılması gerekmekte olup, RANS yönteminde ortalama akış nicelikleri için taşıma denklemleri çözülür, tam türbülans modeli yapılır. Türbülans nedeniyle kararsız akışın anlık değerleri ortalama ve düzensiz bileşenlerle değiştirilir ve sonuçta elde edilen denklemlerin zaman ortalamasının alınır. Ortaya çıkan denklemler, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri veya RANS denklemleri olarak adlandırılır [13] Navier-Stokes denkleminin kartezyen koordinatlarında açık formu aşağıdaki gibidir:

$$x-momentum: \rho(\frac{\partial u}{\partial t} + u\frac{\partial u}{\partial x} + v\frac{\partial u}{\partial y} + w\frac{\partial u}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}) + \rho g_x \tag{2.7}$$

$$y-momentum: \rho(\frac{\partial v}{\partial t} + u\frac{\partial v}{\partial x} + v\frac{\partial v}{\partial y} + w\frac{\partial v}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}) + \rho g_y \tag{2.8}$$

$$z-momentum: \rho(\frac{\partial w}{\partial t} + u\frac{\partial w}{\partial x} + v\frac{\partial w}{\partial y} + w\frac{\partial w}{\partial z}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}) + \rho g_z \tag{2.9}$$

2.4.2 REYNOLDS Sayısı

Reynolds sayısı, akışın karakteristiğini belirlemek için kullanılan bir boyutsuz parametredir ve türbülansın oluşma eğilimini değerlendirmede önemli bir role sahiptir. Bu parametre, akışın hızı, yoğunluğu ve viskozitesi gibi akışkanın özelliklerini ve akışın boyutlarını içeren bir denklemle ifade edilir. Reynolds sayısı, akışın türbülanslı veya laminar (düzgün) olma eğilimini belirlemek için kullanılır. Laminar akış, akışın düzenli ve tahmin edilebilir olduğu durumu ifade ederken, türbülanslı akış ise akışın düzensiz, karışık ve öngörülemeyen olduğu durumu ifade eder. Gemi İnşaatı Mühendisliği gibi alanlarda, özellikle gemi gövdesi tasarımı ve performansı gibi konularda, akışın türbülanslı veya laminar olması önemlidir. Reynolds sayısının hesaplanması, akışın davranışını anlamak ve uygun tasarım kararları almak için temel bir araçtır. Örneğin, gemi

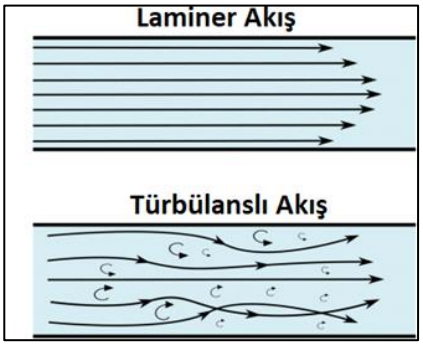
direnci ve manevra kabiliyeti üzerinde türbülanslı akışın etkilerini değerlendirmek için denklem (2.10) ile hesaplanan Reynolds sayısı dikkate alınır.

$$\mathrm{Re} = \frac{VL}{\nu} \tag{2.10}$$

Burada;

- V, akışkanın hızını metre/saniye cinsinden,
- L, cismin karakteristik uzunluğunu metre cinsinden,
- ν ise akışkanın kinematik viskozitesini gösterir.

Reynolds sayısı, akış rejiminin bir göstergesi olarak hizmet eder. Reynolds sayısı 500.000'e kadar olan akışlar genellikle laminerdir. Laminer akışta, akışkan düzgün bir şekilde paralel tabakalarda hareket eder ve aralarında neredeyse hiç karışma olmaz. Diğer yandan, Reynolds sayısı 500.000'i aştığında, akış türbülanslı kabul edilir. Türbülanslı akış, akışkan hareketinin kaotik ve öngörülemez olduğu, akış içinde eddy ve girdapların oluştuğu bir durumu ifade eder. Bu nedenle, 500.000 değeri, Şekil 2.17'de gösterilen laminer ve türbülanslı akış rejimleri arasındaki ayrımı belirleyen bir eşik olarak hizmet eder. Bu eşikten sonra, akış davranışı önemli ölçüde daha karmaşık ve türbülanslı hale gelir, ki bu durum gemi inşaatı mühendisliği gibi çeşitli mühendislik uygulamaları için önemli sonuçlar doğurabilir. RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) denklemleri ve tam Navier-Stokes denklemleri arasındaki ana fark, türbülans etkilerini nasıl ele aldıklarıdır.



Şekil 2.17 Laminer ve türbülanslı akış

Navier-Stokes Denklemleri

Bu denklemler, bir akışın tam ve ayrıntılı matematiksel modellemesini sağlar. Akışın her noktasındaki hız, basınç ve diğer akış değişkenleri için diferansiyel denklemler olarak

ifade edilir. Navier-Stokes denklemleri, akışın tüm türbülans özelliklerini (yani tüm uzunluk ve zaman ölçeklerindeki dalgalanmaları) açıklamak için kullanılır. Ancak, bu denklemler genellikle çözülmesi oldukça zordur ve yüksek hesaplama gücü gerektirir.

RANS Denklemleri: RANS denklemleri, türbülans etkilerini zaman ortalamalı bir yaklaşımla ele alır. Bu denklemler, akışın ortalama davranışını temsil eden büyük ölçekli yapıları modellemek için kullanılır. RANS denklemleri, türbülanslı akışın zaman ortalamalı davranışını çözer ve bu davranışın genel özelliklerini sunar. Bu nedenle, RANS denklemleri, tam Navier-Stokes denklemlerine göre daha az hesaplama gücü gerektirir ve daha pratik mühendislik uygulamalarında daha yaygın olarak kullanılır.

Genel olarak, Navier-Stokes denklemleri tam ve ayrıntılı bir analiz sağlarken, RANS denklemleri daha genel bir bakış¸ sunar ve daha az hesaplama gücü gerektirir. Bu nedenle, mühendislik uygulamalarında, türbülanslı akışın çözümü için RANS denklemleri daha sık tercih edilir.

2.4.3 Kavitasyonlu Akışın Modellenmesi

Kavitasyonlu akışın modellenmesine yönelik Uluslararası Çekme Tankı Komitesi (ITTC) tarafından önerilen yöntemlerin başlıcaları şunlardır;

Arayüz izleme yöntemi, viskoz etkilerin olmadığı ve zamanın değişmediği bir akışta, yüzeye bağlı tabakanın kavitasyonunu tahmin etmeyi içerir. Bu yöntem, karmaşıklığından dolayı uzun hesaplama süresi gerektirir.

Kesikli kabarcık dinamiği yönteminde, kavitasyon kabarcığın çekirdeği ile basınç alanındaki değişim arasındaki etkileşime dayanarak modellenir. Kabarcığın boyutu, Rayleigh-Plesset denklemi kullanılarak belirlenir ve kavitasyon başlangıcı, kabarcığın ilerleyişi ve kabarcık hareketi sırasında basınç değişimleri gibi faktörlere bağlı olarak değişir. Ancak bu yöntem de geniş hesaplama kaynaklarına ve yüksek maliyetlere ihtiyaç duyar.

Homojen denge karışımı yöntemi, akışı çoklu fazlı bir akış karışımı olarak ele alır. Buhar hacminin oranı, bir HAD çözücüsü ve kavitasyon modeli kullanılarak belirlenir. Bu yöntemde, su ve su buharı değişen yoğunlukta tek bir tür akışkan olarak ele alınır ve Navier-Stokes denklemleri ile çözülür. Bu yöntemin CFD çalışmalarında popüler olmasının nedeni, diğer iki modele göre daha kısa hesaplama süresi gerektirmesidir.

Konveksiyon denklemi modeli, buharlaşma ve yoğuşma kaynaklarına dayanarak buhar hacminin oranını belirler ve su ile su buharı arasındaki kütle transferini düzenler. Bu, basitleştirilmiş Rayleigh-Plesset denklemi kullanılarak buhar basıncının altındaki basınç azalması ve yoğunlaşma arasındaki ilişkiyi kurar.

Taşıma denklemi modeli, kavitasyonun simülasyonu için yaygın olarak kullanılan bir başka yöntemdir.

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen HAD analizlerinde kullanılan Rayleigh-Plesset Zwart kavitasyon modelinde, buhar ve sıvı fazların hızları aynı olarak kabul edildi. Sıvıdaki ortam basıncı buhar basıncının altına düştüğünde, sıvıdan buhara kütle transferi gerçekleşir.

3
HAD YÖTEMİNİN DOĞRULANMASI

Bu kısımda HAD çözüm yöntemine ait sonuçlar, literatürde bulunan pervane açıksu ve kavitasyon ile sevk deneylerine ait sonuçlarla kıyaslanmıştır.

3.1 Pervane Boyutsuz Performans Katsayıları

Pervane boyutsuz performans katsayıları, pervanelerin performansını karakterize etmek için kullanılan önemli parametrelerdir. Bu katsayılar, farklı uygulamalarda pervanelerin performansını karşılaştırmak ve optimize etmek için kullanılır. İşte temel boyutsuz performans katsayıları:

İtme Katsayısı (K_T): Bu katsayı, pervanenin ürettiği itme kuvvetini boyutsuz bir şekilde ifade eder ve pervane verimliliğini değerlendirmek için kullanılır. Yüksek bir K_T (3.1) değeri, verimli bir pervane performansını gösterir.

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \tag{3.1}$$

Burada; T pervanenin ürettiği itme kuvveti (N), ρ akışkanın yoğunluğu (kg/m^3), n pervane devri (rps), D pervane çapıdır (m)

Tork Katsayısı (K_Q): Bu katsayı, pervanenin ürettiği torku (3.2) boyutsuz bir şekilde ifade eder. Pervanenin tork gereksinimlerini ve güç aktarımını değerlendirmek için kullanılır. Burada; Q, pervanenin ürettiği tork (Nm).

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \tag{3.2}$$

İlerleme Katsayısı (J): Bu katsayısı, pervane ilerleme katsayısını (3.3) boyutsuz bir şekilde ifade eder. Burada; V_a, akış süratidir (m/s).

$$J = \frac{V_a}{nD} \tag{3.3}$$

3.2 Belirsizlik Analizi

Belirsizlik analizleri için [27] dokümanda yer alan "Uncertanity Analysis" yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem kapsamında ağ boyutunun $\sqrt{2}$ oranındaki değişimiyle en az ağ

oluşumundan en çok ağ oluşumuna doğru en az 3 adet itme katsayısı analizi yapılarak yoğunluklara göre alınan sonuçlar arasındaki oran vasıtasıyla analiz modelinin yakınsama durumu değerlendirilmektedir. Bu analizlerde dikkat edilmesi gereken en önemli husus, duyarlılığı analiz edilen parametre (ağ boyutu, ağ sayısı vb.) değiştirilirken diğer tüm parametrelerin (zaman, akış hızı vb.) sabit tutulmasıdır. SVA 1304 pervanesi belirsizlik analizlerinde 0.6 J ilerleme adımı için 2.25 m/s akışkan hızında 3 adet ağ yoğunluğu model oluşturulmuş olup, sırası şu şekildedir; çok yoğun (küçük ağ boyutu, yüksek ağ sayısı) Sk_1, orta yoğun Sk_2 ve az yoğun (büyük ağ boyutu, düşük ağ sayısı) Sk_3.Devamında Orta-ince εk_{21} (3.4) ve kaba-orta εk_{32} (3.5) çözüm oranları arasındaki değişiklikler, yakınsama oranını tanımlamak için kullanılmıştır.

$$\in_{k21} = S_{i2} - S_{i1} \tag{3.4}$$

$$\in_{k32} = S_{i3} - S_{i2} \tag{3.5}$$

Yakınsama oranıysa R_i denklem (3.6)'daki gibi ifade edilir.

$$R_i = \frac{\in_{k21}}{\in_{k32}} \tag{3.6}$$

Hesaplanan çözüm oranlarına ε_i istinaden bulunan yakınsama oranı R_i deney raporunda yer alan sonuçlarıyla karşılaştırılmalı olarak Tablo 3.1 ve Tablo 3.2'de verilmiştir

Tablo 3.1 Belirsizlik Analizi K_T

	Ağ Boyutu (mm)	Ağ Sayısı (adet)	HAD-10K_Q	Deney-10K_Q	Fark	$\varepsilon_{i,21}$	$\varepsilon_{i,32}$	R_i
$S_{i,1}$	0.65	9227240	1.4409	1.3964	0.0445	0.0028	0.0037	0.75
$S_{i,2}$	0.92	6009792	1.4437		0.0473			
$S_{i,3}$	1.3	4288672	1.4474		0.0510			

Tablo 3.2 Belirsizlik Analizi K_Q

	Ağ Boyutu (mm)	Ağ Sayısı (adet)	HAD-K_T	Deney-K_T	Fark	$\varepsilon_{i,21}$	$\varepsilon_{i,32}$	R_i
$S_{i,1}$	0.65	9227240	0.6244	0.6288	0.0044	0.0026	0.0032	0.81
$S_{i,2}$	0.92	6009792	0.6218		0.0070			
$S_{i,3}$	1.3	4288672	0.6186		0.0102			

[27] dokümanına göre üç farklı yakınsama durumu oluşturulabilir; Monotonik yakınsama: $0<R_i<1$, Salınım: $R_i<0$, Iraksama: $R_i>1$. Hem Tablo 3.1'de hem de Tablo 3.2'de yer alan sonuçlarar göre; yakınsanma oranları sırasıyla $R_i=0.81$ ve $R_i=0.75$ olarak hesaplanmış, bu

durumda monotonik yakınsama sağlandığı tespit edilmiştir. Dolayısıyla pervane kanadı için 0.92 mm ağ boyutunun 0.25 m çapındaki pervane açıksu, kavitasyon ve sevk analizlerde kullanılacak ideal ağ boyutu olabileceği değerlendirilmiştir.

3.3 Pervane HAD Analizleri

Bu bölüm, pervane açıksu ve kavitasyon deney sonuçlarına dayalı bir HAD doğrulama çalışmasını içermektedir. Çalışmasının amacı, HAD simülasyonlarından elde edilen sonuçları Şekil 3.1'de gösterilen açıksu ve kavitasyon deneylerinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırmaktır.

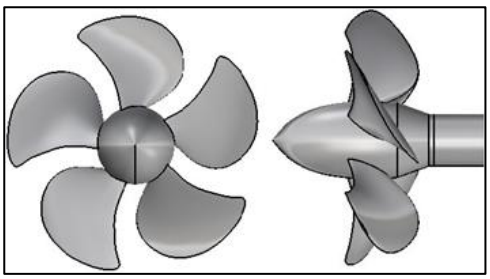


Şekil 3.1 Pervane açıksu deneyi (sol) ile Pervane kavitasyon deneyi (sağ)

3.3.1 SVA VP1304 Pervanesi Açıksu HAD Analizi

3.3.1.1 Pervane Geometrisi

VP 1304 standart test pervanesinin görseli Şekil 3.2'de mevcuttur. Bahse konu pervanenin çapı 0.25 m olup, 5 kanatlı ve 18.837° çalıklık açısına sahiptir.



Şekil 3.2 VP1304 pervanesi

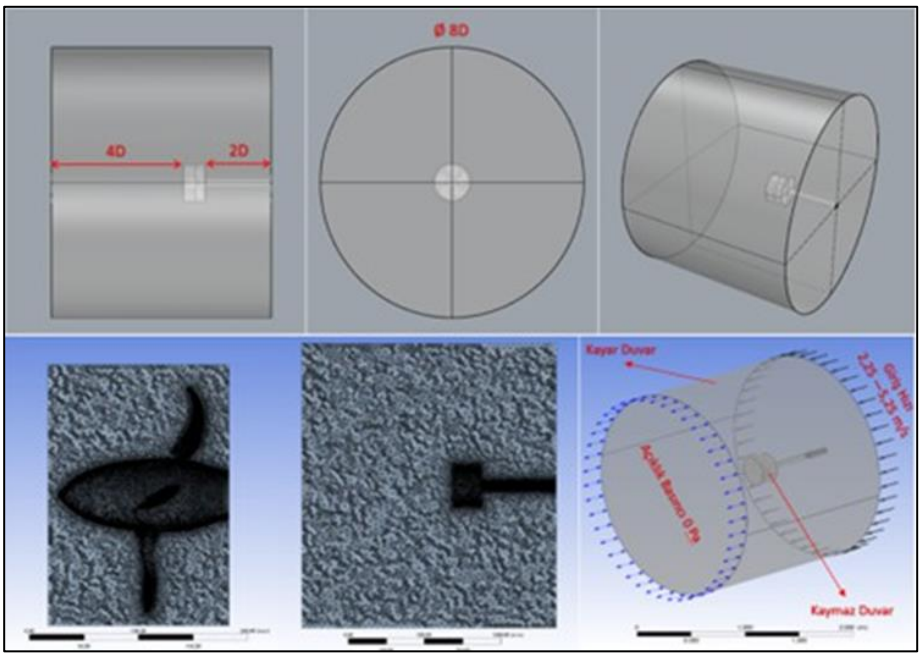
VP1304 test pervanesinin geometrik özelliklileri Tablo 3.3'te gösterilmektedir.

Tablo 3.3 SVA pervanesinin geometrik özellikleri

Özellik	Sembol	Değer
Çap	D (m)	0,25
Hatve @ r/R	$P_{0,7D}$	1,635
Kanat Alan Oranı	A_E/A_0	0,7789
Kenar Uzunluğu @ 0,7R	$C_{0,7}$	0,1041
Çalıklık	$\Theta_{EXT(^\circ)}$	18,837
Göbek/Çap	dh/D	0,3
Kanat Sayısı	Z	5
Dönüş Yönü	-	Sağ
Tip	-	KEHP

3.3.1.2 Sınır Koşulları ve Çözücü Ayarları

Hareketli çözüm hacmi 15 rps devirde ve sabit çözüm hacmi girişinde 2.25 m/s ile 5.25 m/s arası hızda akışkan girişi tanımlanmıştır. Akışının çözüm hacmini terk ettiği yüzey, açıklık olarak tanımlanarak buradaki basınç 0 Pa olarak belirlenmiştir. Böylece pervane çıkışından çözüm hacmi çıkışına kadar akış içerisinde basınç veya kuvvet oluşturacak bir durumun söz konusu olmaması sağlanmıştır. Bu çalışmada monitör girdileri sayesinde pervane geometrisindeki kuvvet ve tork değerleri elde edilmiştir. Yukarıda bahsi geçen sınır koşullu ayarları Şekil 3.3'te özetlenmiştir.



Şekil 3.3 VP1304 pervanesi açıksu analizleri sınır koşulları

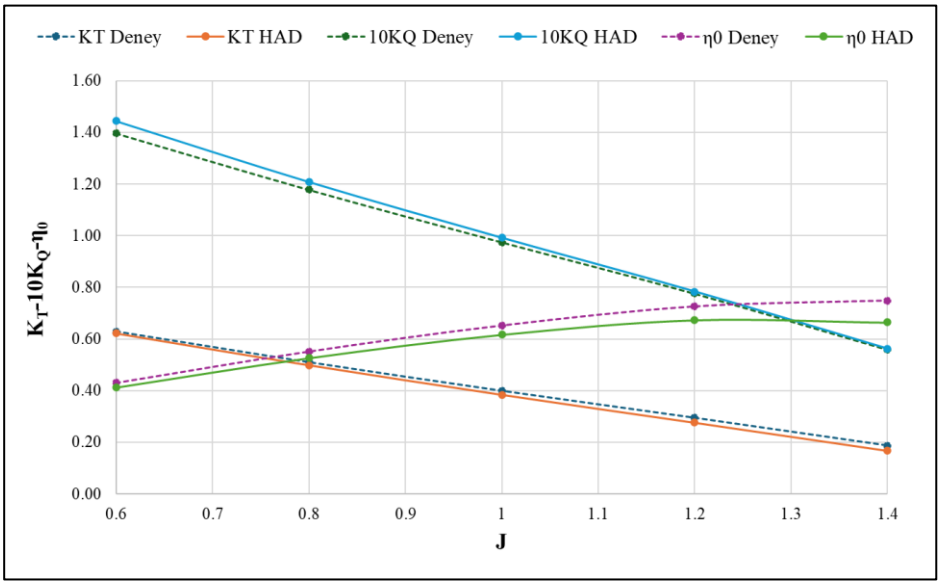
Analizlerde kullanılacak akışkana dair özellikler [28] dokümanında belirtilmiş olup, akışkan sıcaklığı 17.5 °C, dinamik viskozitesi 1.0686e-03 kg/ms-1 ve yoğunluğu 998.67 kg/m3 olarak ayarlanmıştır. Çözüm geometrisi kapsamında hazırlanan analiz modelinde kolaylık sağlanması amacıyla deneydeki pervane göbeği ile şaft arasında yer alan mesafe ihmal edilmiştir. Analizde [29] dokümanına göre belirlenmiş hedef y+ aralığının elde edilebilmesi için 12 katmanlı, azami kalınlığı 4.8 mm, her katmanda 1.2 oranında büyüyen çözüm ağlarından oluşan sınır tabaka oluşturulmuş ve toplamda yaklaşık olarak 6.1 milyon hücre içeren çözüm ağı ile analizlere başlanmıştır.

3.3.1.3 Elde Edilen Sonuçlar ve Karşılaştırmalar

Yapılan analizlerde 0.6 ile 1.4 arası ilerleme adımlarındaki itme ve tork değerleri elde edilerek performans katsayılarının ampirik hesabı yapılmıştır. Alınan sonuçlar ve karşılaştırmaları Tablo 3.4 ve Şekil 3.4'te özetlenmiştir.

Tablo 3.4 SVA pervanesi açıksu deneyi ve analize ait sonuçların kıyaslaması

J	K_T Deney	K_T HAD	$10K_Q$ Deney	$10K_Q$ HAD	η_0 Deney	η_0 HAD
0.6	0.6288	0.6218	1.3964	1.4437	0.4300	0.4113
0.8	0.5100	0.4988	1.1780	1.2077	0.5512	0.5259
1	0.3994	0.3843	0.9749	0.9918	0.6520	0.6167
1.2	0.2949	0.2763	0.7760	0.7836	0.7258	0.6734
1.4	0.1878	0.1674	0.5588	0.5616	0.7487	0.6642

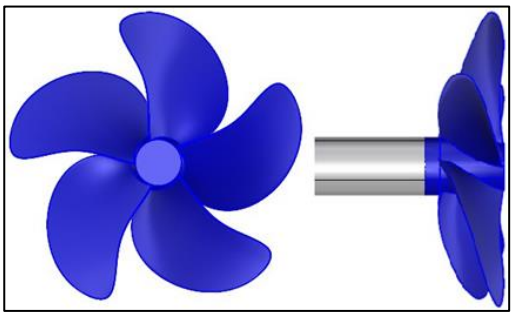


Şekil 3.4 VP1304 pervanesi deney ve HAD analize ait açıksu diyagramı

3.3.2 KP505 Pervanesi Açıksu HAD Analizi

3.3.2.1 Pervane Geometrisi

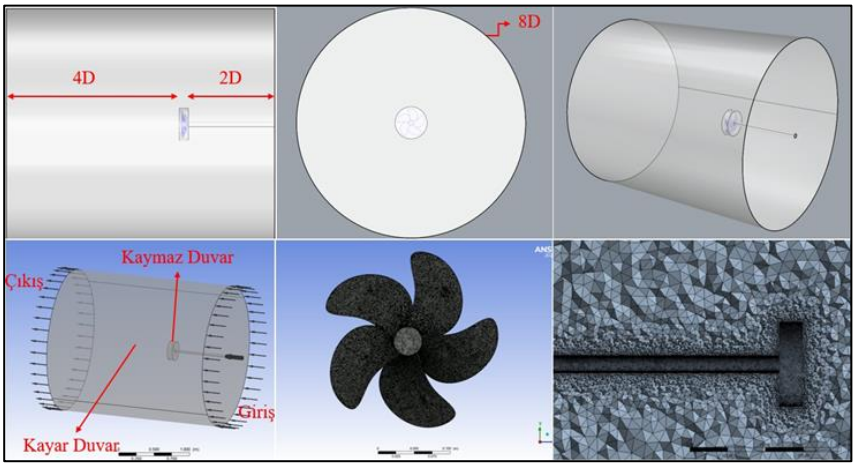
KP505 test pervanesinin görseli Şekil 3.5'te mevcuttur. Bahse konu pervanenin çapı 0.25 m olup, 5 kanatlı ve 32° çalıklık açısına sahiptir.



Şekil 3.5 KP505 pervanesi

3.3.2.2 Sınır Koşulları, Akışkan ve Çözücü Ayarları

Hareketli çözüm hacmi 12 rps devir yapacak şekilde sabit çözüm hacmi girişinde 0.3 m/s ile 2.4 m/s arası hızda akışkan girişi tanımlanmıştır. Sınır koşulları bir önceki açıksu doğrulama çalışmalarındaki gibi belirlenmiş olup, KP505 pervanesi açıksu sınır koşullu ayarları ve çözüm ağı geometrisi yaklaşık olarak 5.6 milyon hücre içeren çözüm ağı içermekte olup, Şekil 3.6'da gösterilmektedir.



Şekil 3.6 KP505 pervanesi açıksu analizleri sınır koşulları

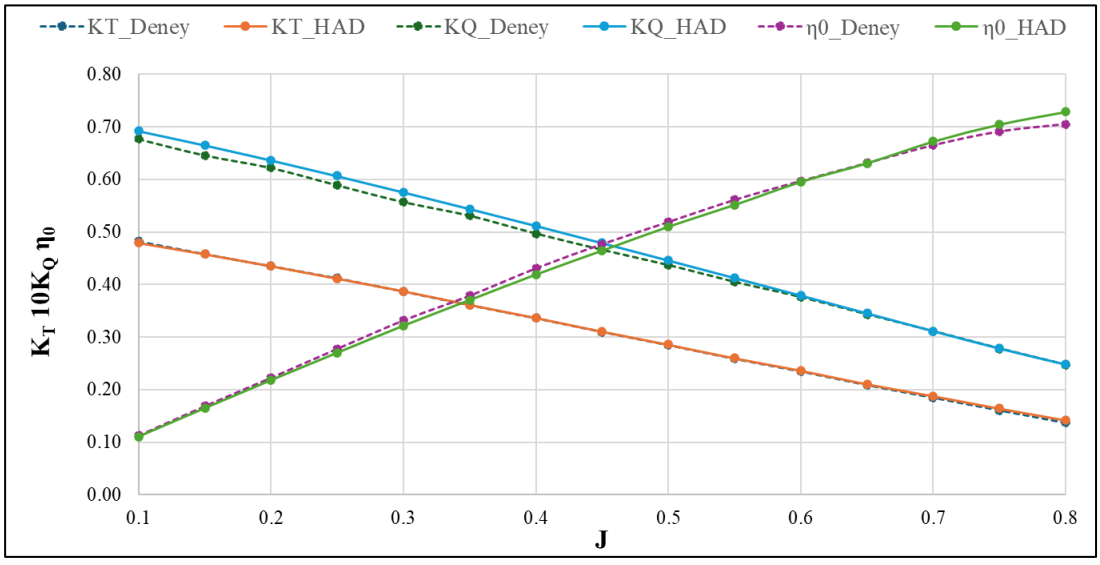
Çözüm geometrisi kapsamında hazırlanan analiz modelinde; Hedef y^+ aralığının elde edilebilmesi için 12 katmanlı, azami kalınlığı 4.8 mm, her katmanda 1.2 oranında büyüyen çözüm ağlarından oluşan sınır tabaka oluşturulmuştur. Çözüm hacmi içerisinde düzenli bir akışın elde edilebilmesi maksadıyla akışkan giriş ve çıkışı pervane giriş ve çıkışından itibaren güvenli mesafeden gerçekleştirilmiştir.

3.3.2.3 Elde Edilen Sonuçlar ve Karşılaştırmalar

Yapılan analizlerde 0.1 ile 0.8 arası ilerleme adımlarındaki itme ve tork değerleri elde edilerek performans katsayılarının ampirik hesabı yapılmıştır. Alınan sonuçlar ve karşılaştırmaları Tablo 3.5 ve Şekil 3.7'de özetlenmiştir.

Tablo 3.5 KP505 pervanesi açıksu deneyi ve analize ait sonuçların kıyaslaması

J	K_T Deney	K_T HAD	K_Q Deney	K_Q HAD	η_0 Deney	η_0 HAD
0.1	0.4820	0.4793	0.6770	0.6923	0.1130	0.1102
0.15	0.4580	0.4581	0.6460	0.6652	0.1690	0.1644
0.2	0.4350	0.4354	0.6220	0.6365	0.2230	0.2177
0.25	0.4120	0.4116	0.5890	0.6066	0.2780	0.2700
0.3	0.3870	0.3876	0.5570	0.5757	0.3320	0.3215
0.35	0.3610	0.3617	0.5310	0.5441	0.3790	0.3703
0.4	0.3360	0.3368	0.4970	0.5119	0.4310	0.4189
0.45	0.3100	0.3108	0.4660	0.4792	0.4770	0.4645
0.5	0.2850	0.2859	0.4370	0.4461	0.5190	0.5100
0.55	0.2590	0.2601	0.4050	0.4128	0.5610	0.5515
0.6	0.2350	0.2365	0.3760	0.3793	0.5970	0.5954
0.65	0.2090	0.2107	0.3430	0.3455	0.6310	0.6309
0.7	0.1850	0.1880	0.3110	0.3116	0.6650	0.6722
0.75	0.1610	0.1645	0.2780	0.2787	0.6910	0.7045
0.8	0.1370	0.1420	0.2470	0.2482	0.7050	0.7284

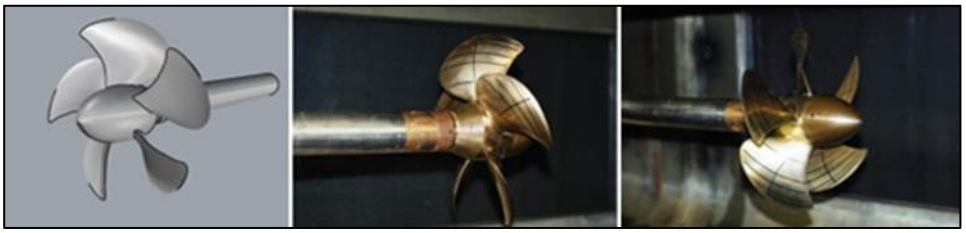


Şekil 3.7 KP505 pervanesi deney ve HAD analize ait açıksu diyagramı

3.3.3 SVA VP1304 Pervanesi Kavitasyon HAD Analizi

3.3.3.1 Pervane Geometrisi

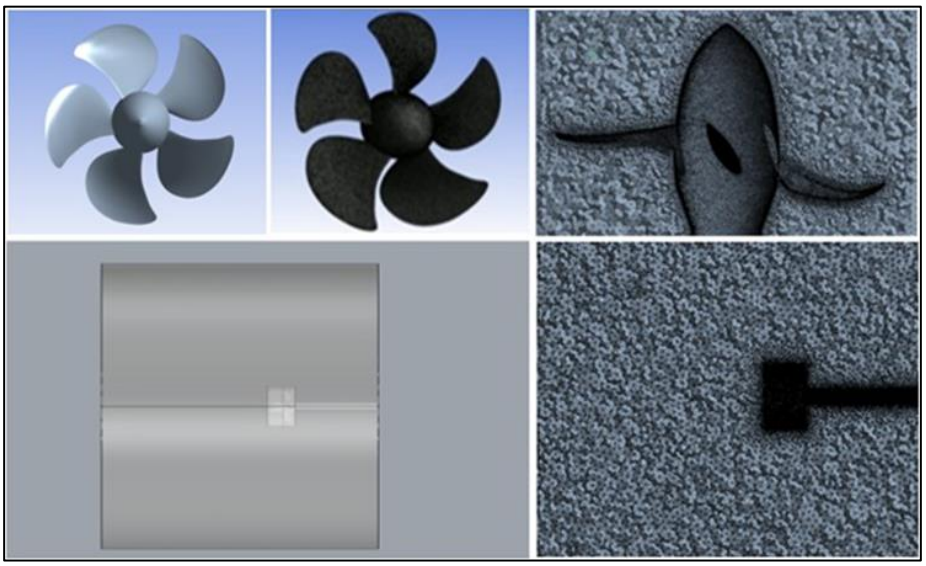
Şekil 3.8'te gösterilen VP1304 standart test pervanesinin açık su performans testlerinde kullanılan kanat geometrisi karakteristiklerinde değişiklik olmayıp 0°lik karşılama açısındaki 3 farklı test koşulu için kavitasyon analizleri icra edilmiştir.



Şekil 3.8 VP 1304 pervanesi

3.3.3.2 Sınır Koşulları, Akışkan ve Çözücü Ayarları

Açık su analizleri ile aynı çözücü ve ağ oluşumu (pervane kanadında 0,92 mm, göbeğinde 1,3 mm ağ boyutu) kullanılmıştır. Tek fark olarak pervane kanadı çevresindeki (rotor domain) kavitasyonu daha iyi gözlemleyebilmek için daha küçük boyutlu hücreler tercih edilmiştir. Hedef y^+ aralığını yakalayabilmek için 12 katmanlı, azami kalınlığı 4.8 mm, her katmanda 1.2 oranında büyüyen çözüm ağlarından oluşan sınır tabaka oluşturulmuştur. Şekil 3.9'da gösterilen çözüm ağı içerisinde düzenli bir akışın elde edilebilmesi maksadıyla akışkan giriş ve çıkışı pervane giriş ve çıkışından itibaren güvenli mesafeden gerçekleştirilmiştir. Toplamda yaklaşık 7.14 milyon çözüm ağı ile analiz hazırlıklarına analiz hazırlıklarına başlanmıştır.



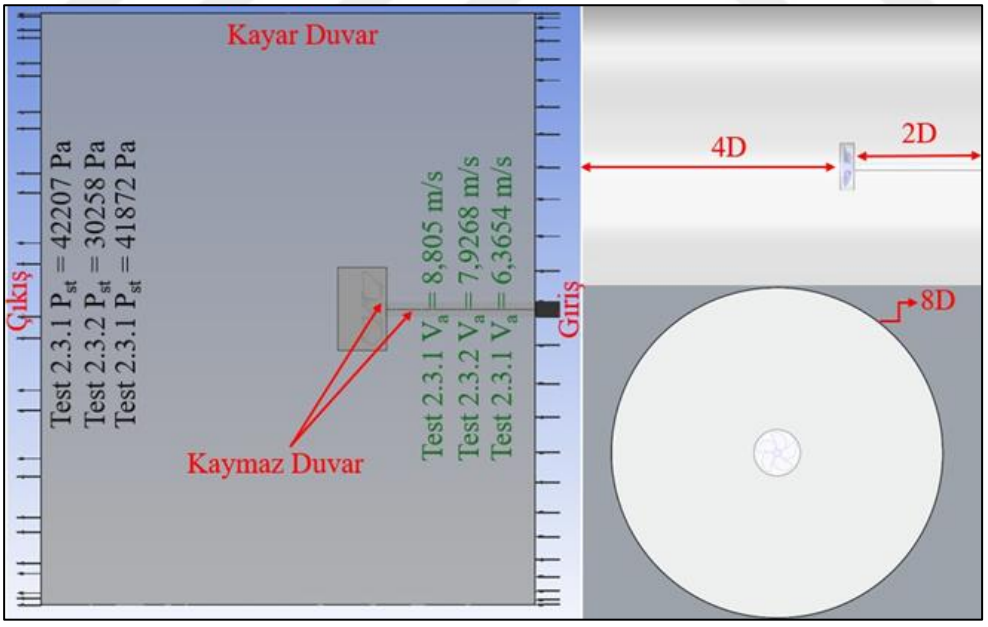
Şekil 3.9 VP 1304 pervanesi kavitasyon analizlerine ait çözüm ağı geometrisi

Hareketli çözüm hacmi yaklaşık 25 rps devir yapacak şekilde sabit çözüm hacmi girişinde 6.3654 m/s ile 8.805 m/s arası hızda akışkan girişi tanımlanmıştır. Akışın çözüm hacmini terk ettiği yüzey, çıkış olarak tanımlanarak buradaki basınç kavitasyon analizi yapılacağı için tünelin kavitasyon sayısına göre denklem (3.7)'deki gibi belirirken, kavitasyon tüneline ait 3 farklı teste ait koşulu Tablo 3.6'da sınır koşulları ayarları Şekil 3.10'da gösterilmiştir.

$$\sigma_n = \frac{P_{st} - P_v}{0,5\rho n D} \tag{3.7}$$

Tablo 3.6 VP1304 pervanesi kavitasyon tüneli test koşulları

	Test 2.3.1	Test 2.3.2	Test 2.3.3
Tünel Suyu Sıcaklığı	23.2 ˚C	23.2 ˚C	23.2 ˚C
Kavitasyon İndisi (σ_n)	2.024	1.424	2.00
Tünelin Hidrostatik Basıncı (Pa)	42207.05341	30528.23844	41872.413
Suyun Buhar Basıncı (Pv)	2818	2818	2869
Devir Sayısı (rps)	24.987	24.986	25.014
Pervane Çapı (D)	0.25	0.25	0.25
Suyun Özkütlesi (kg/m^3)	997.44	997.44	997.37
Pervane İlerleme Katsayısı (J)	1.019	1.269	1.408



Şekil 3.10 VP 1304 pervanesi kavitasyon analizleri sınır koşulları

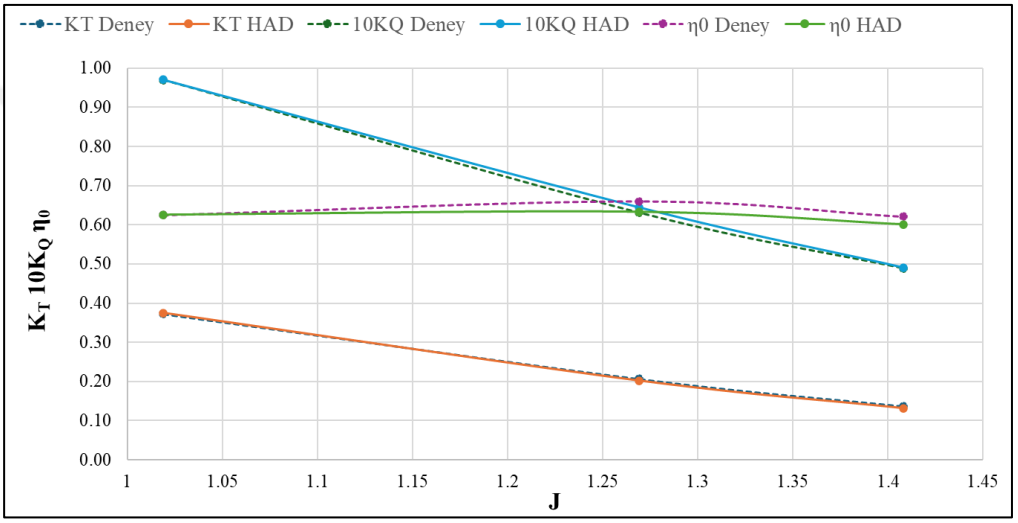
3.3.4 Elde Edilen Sonuçlar ve Karşılaştırmalar

Yapılan kavitasyonlu HAD analizleri neticesinde elde edilen itme katsayısı sonuçları Tablo 3.7 ile Şekil 3.11'de gösterilmiştir. Kavitasyon HAD analizleri neticesinde elde

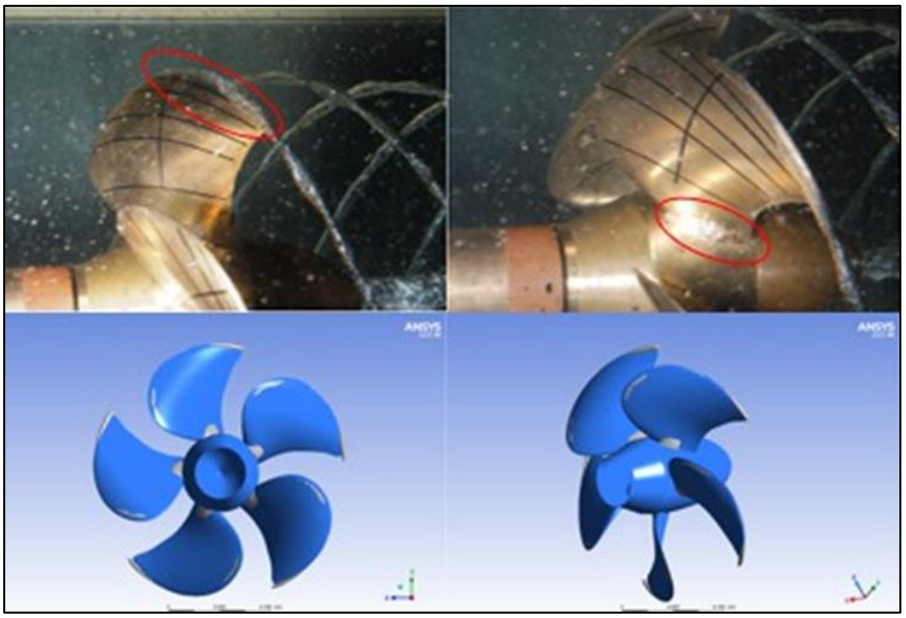
edilen kavite alan görselleri Şekil 3.12 ile Şekil 3.14 arasında deney sonuçlarıyla kıyaslamalı olarak verilmiştir. Hesaplarda su buharı hacim yüzdesi 50'ye göre yapılmış olup, analizler neticesinde elde edilen kavitasyon desenleri ile deneysel sonuçlarla olan uyumu her bir test koşulu için ayrı ayrı değerlendirilmiştir.

Tablo 3.7 SVA kavitasyon deneyi ve analize ait sonuçların kıyaslaması

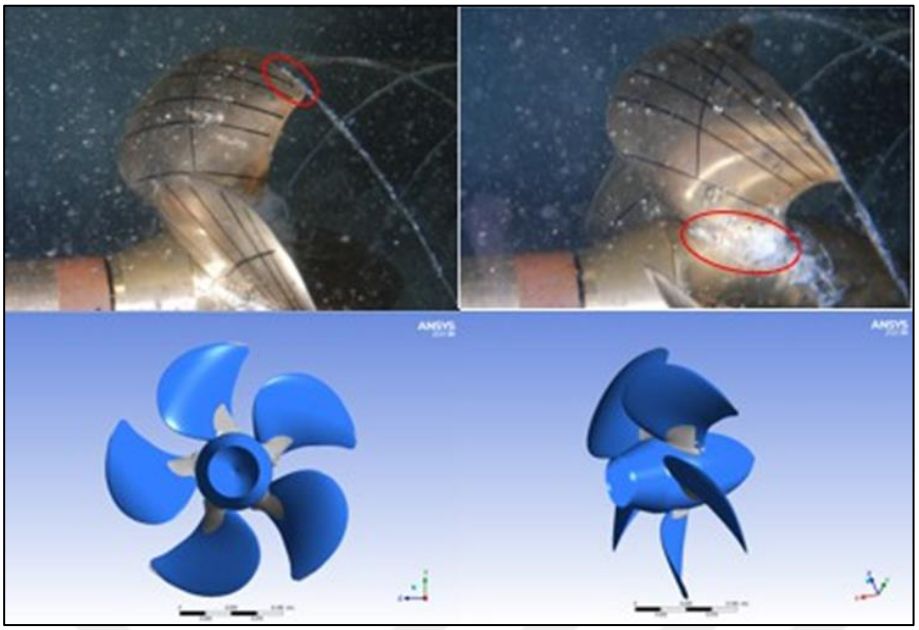
J	K_T Deney	K_T HAD	$10K_Q$ Deney	$10K_Q$ HAD	η_0 Deney	η_0 HAD
1.019	0.3725	0.3746	0.9698	0.9710	0.625	0.626
1.269	0.2064	0.2021	0.6312	0.6447	0.660	0.633
1.408	0.1362	0.1315	0.4890	0.4905	0.621	0.601



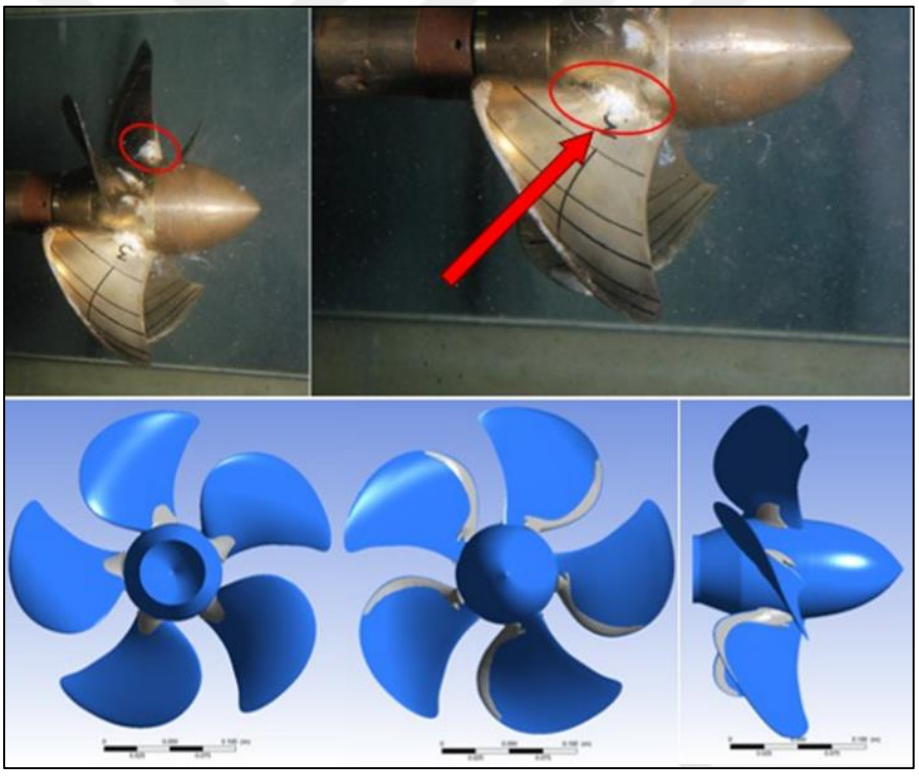
Şekil 3.11 VP 1304 pervanesi deney ve HAD analize ait açıksu diyagramı



Şekil 3.12 Test 2.3.1 Kavitasyon Deneyi ile HAD Analizi Görselleri



Şekil 3.13 Test 2.3.2 Kavitasyon Deneyi ile HAD Analizi Görselleri



Şekil 3.14 Test 2.3.3 Kavitasyon Deneyi ile HAD Analizi Görselleri

Analizler neticesinde elde edilen kavitasyon desenleri ile deneye ait görseller ayrı ayrı kıyaslanmış ve elde edilen sonuçların müteakip analizler için kullanılabilir olduğu değerlendirilmektedir.

3.4 KCS Gemisi HAD Analizi

KP505 pervanesi açıksu performansı için yapılan HAD analizi doğrulama çalışması önceki bölümde tamamlandı. Bu bölümde KCS teknesine ait direnç analizi ile KCS teknesine entegre edilen KP505 pervanesinin sevk performansı doğrulama analizi icra edilmiştir. Bu kapsamda yapılan analizlerin direnç ile ilgili kısmında; Ansys-CFX çözücüsü ile Maxsurf'ün Resistance modülünden yararlanılmış ve toplam direncin bileşenleri (viskoz ve dalga direnci) ayrı ayrı hesaplanmıştır. Devamında sevk analizlerine geçilmiş, KP505 pervanesinin KCS gemisinde pervane ekseninden 0.25D mesafe uzaklığındaki hız dağılım görseli, efektif iz katsayısı (ω_t) ve bahse konu pervanenin tekne yüzeyinde yarattığı basınç dağılımı hesaplanmıştır. En son bahse konu analizler neticesinde elde edilen HAD sonuçları, hem deneye [30] hem de bahse konu çalışmayı yapan diğer katılımcılara ait sonuçlarla kıyaslanmıştır.

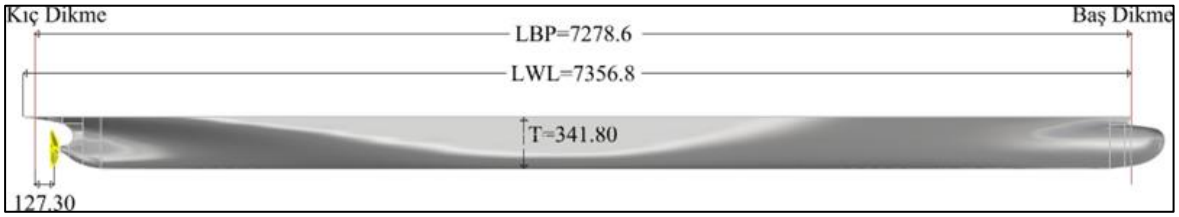
3.4.1 KCS Model Gemisi Geometrik Özellikleri

KRISO (Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering) tarafından tasarlanan KCS model gemisine ait ana parametreler Tablo 3.8'de verilmiştir.

Tablo 3.8 KCS model gemisinin temel geometrik özellikleri

Özellik	Sembol	Değer
Benzerlik Oranı	λ	31.5994
Servis Sürati	V_s	2.196
Dikeyler Arası Mesafe	L_{BP}	7.2786
Yüklü Su Hattı Uzunluğu	L_{WL}	7.3568
Genişlik	B	1.0190
Derinlik	D	0.5696
Su Çekimi	T	0.3418
Islak Alan	S	9.4984

KCS model gemisinin dikmeler arası gemi boyu (LBP) 7.2786 m, yüklü su hattı uzunluğu (LWL) 7.3568 m ve draftı 0.3418 m'dir. Bu tez kapsamında yapılan direnç ve sevk analizlerinde sadece geminin su çekimi dikkate alınacağından (trim ve batma ihmal); gemi modelinin su hattından itibaren üstü kırpılmış olup sabit kontrol hacminde kullanılacak nihai tekne kabuk modeli Şekil 3.15'te gösterilmiştir.

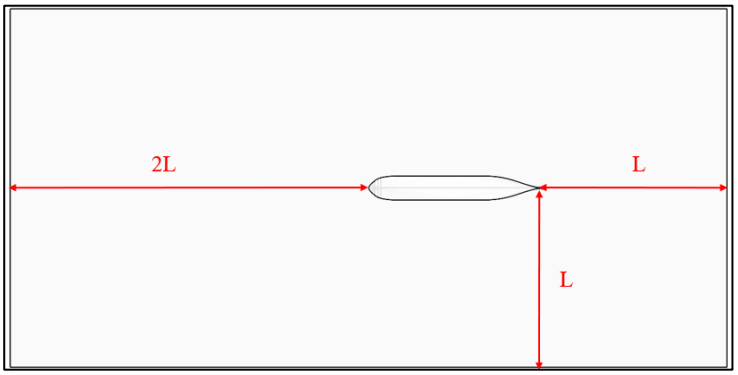


Şekil 3.15 Model ölçeğindeki KCS gemisi

3.4.2 KCS Direnç Analizleri

Gerçek akış (viskoz) ortamında (su ve hava) belirli bir hızda hareket eden bir gemiye hem içerisinde yüzdüğü sudan hem de havadan kaynaklı direnç kuvvetleri etki eder. Su kaynaklı direnç bileşenleri; dalga direnci ve viskoz dirençtir. Dalga direnci, gemi tarafından oluşan dalgalar için sürekli olarak harcanan enerji ile ilgili kuvvettir. Viskoz direnci ise iki bileşenli olup; akışkanın viskozitesinden kaynaklı olarak tekne yüzeyine teğet olan sürtünme kuvveti ile gemi etrafındaki basınç dağılımının değişmesi sebebiyle yüzeye dik olan viskoz basınç kuvvetinden oluşur. Sonuçta geminin belirli bir hızda hareket edebilmesi için bu direnç kuvvetlerini yenmesi gerekir. Bu da gemideki sevk sisteminin üreteceği itme kuvvetiyle sağlanır.

KCS direnç analizlerinde [31] dokümanında anlatılan analiz koşulları referans alınmış ve bu kapsamda KCS model gemisinin 2.196 m/s hızdaki toplam direnci hesaplanırken; dümenin varlığı ile trim ve batma hareketlerinden kaynaklanan ıslak alandaki değişim ihmal edilmiştir. Direnç analizinde literatürde hibrit olarak adlandırılan bir yöntem kullanış, önce Ansys-CFX HAD çözücünde model gemisine etkiyen toplam direncin sadece viskoz direnç bileşeni bulunmuştur. Daha sonra Maxsurf'ün Resistance modülüne geçildiğinde bu sefer toplam direnç (viskoz+dalga) hesaplanmıştır. Bu iki direncin farkı alındığındaysa saf dalga direnci bulunmuştur. Elde edilen bu saf dalga direnci, sevk analizlerinde ilave direnç kuvveti olarak toplam direncin üzerine eklenmiştir. Bir diğer husus, tekne üzerinde kullanılan ağ boyutu için Bölüm 3.2'deki gibi bir belirsizlik analizi yapılmamış olup, literatürdeki benzer çalışmalar incelerek karar verilmiştir. Kullanılan bu ağ boyutunun ne derecede yeterli olduğu ise hesaplar neticesinde elde edilen boyutsuz itme kuvveti ve iz katsayısı değerlerinin deney sonuçlarına olan yakınlığı nedeniyle yeterli olduğu değerlendirilmiştir. Direnç analizi kapsamında oluşturulan çözüm hacmi içerisindeki model gemisinin konumu ve sınır koşulları, [32] dokümanı referans alınarak belirlenmiş olup, Şekil 3.16'da gösterildiği gibi konumlandırılmıştır.



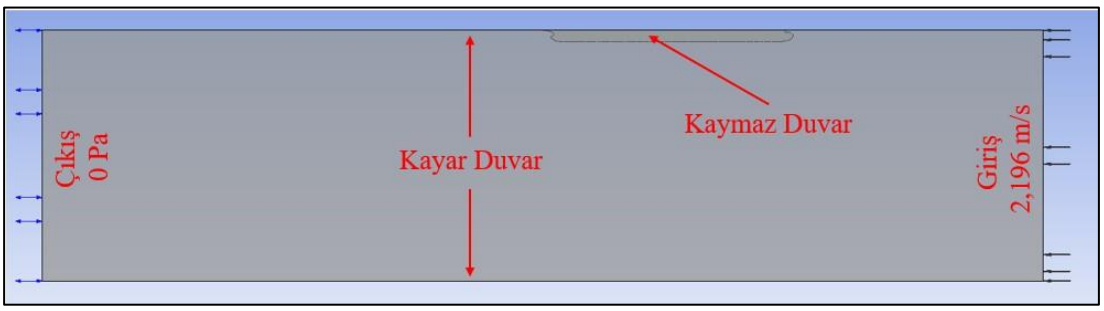
Şekil 3.16 Çözüm hacmi içerisindeki model KCS gemisinin konumu

Direnç analiz için tek bir çözüm hacmi hazırlanmış olup, içerisinde sadece tekne formunun su altında kalan kısmı pervane ve dümenin olmadığı haliyle yer almaktadır. Model ölçeğinde olan bu tekne formuna 9 mm ağ elemanı kullanılırken, [29] dokümanına göre tekne yüzeyindeki hedeflenen ortalama y^+ değeri için 12 katmandan oluşan ve toplamda 20 mm'den oluşan sınır tabaka modellenmiş ve toplamda 7.3 milyon ağ elemanı ile oluşturulan çözüm ağı Şekil 3.17'de gösterilmiştir.



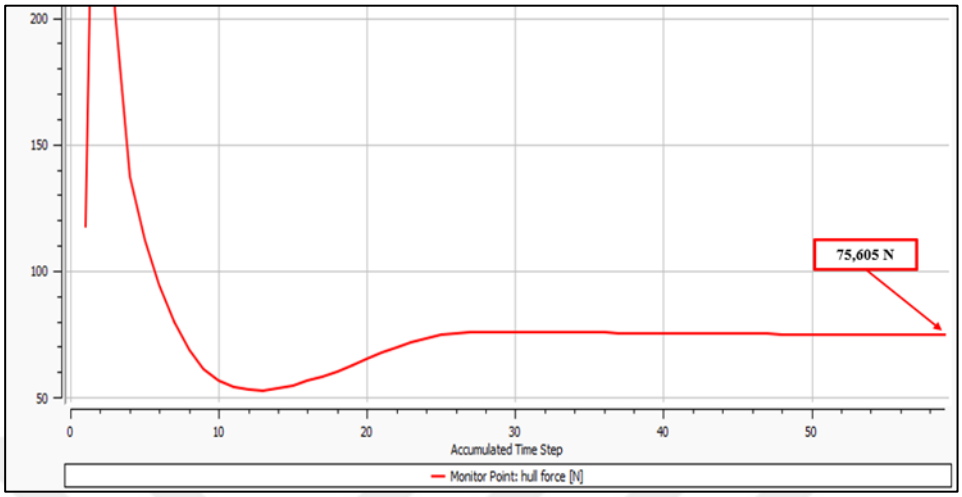
Şekil 3.17 KCS model gemisi tekne formu üzerindeki çözüm ağı

Çözüm hacmine ait sınır koşulları Şekil 3.18'de gösterilmiş olup, analizde akışkanın sabit çözüm hacmi içerisine girdiği yüzeye giriş, terk ettiği yüzeye ise çıkış ismi verilmiştir. Akışkanın giriş hızı 2.196 m/s, çıkıştaki ortam basıncı ise 0 Pa olarak belirlenmiştir. Tekne formu kaymaz duvar olarak tanımlanırken, sabit çözüm hacminin giriş ve çıkış dışındaki tüm duvarları kayar duvar olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.18 KCS model gemisi direnç analizi sınır koşullar

Şekil 3.19'da gösterilen ve HAD analizi neticesinde bulunan toplam direnç değeri yaklaşık 75.605 N olup, elde edilen bu direnç değeri, sürtünme ve viskoz basınç dirençlerinden ibarettir.



Şekil 3.19 Ansys-CFX ile hesaplanan viskoz direnç

Bu durumdaki toplam direncin, sürtünme direncine ait olan kısmını bulabilmek için önce model ölçeğindeki Re sayısı denklem (3.8)'e göre hesaplanmış, daha sonra sırasıyla denklem (3.9)'da sürtünme direnci katsayısı C_{Fm} ve denklem (3.10)'da sürtünme direnç kuvveti (R_F) hesaplanmıştır.

Model ölçeği için Reynolds R_{em};

$$\mathrm{Re}_m = \frac{V_m L_{WLm}}{\nu} \tag{3.8}$$

Model ölçeğindeki sürtünme direnci katsayısı;

$$C_{Fm} = \frac{0.075}{\log(\mathrm{Re}_m - 2)^2} \tag{3.9}$$

Model ölçeğindeki sürtünme kuvveti;

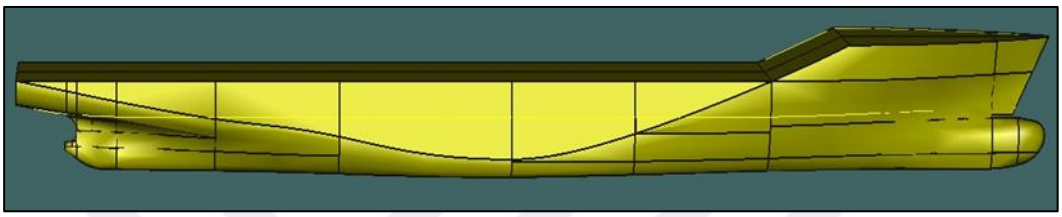
$$R_F = 0.5\rho S V^2 C_{Fm} \tag{3.10}$$

Yukarıda belirtilen eşitlikler neticesinde sürtünme direnci 64.27 N olarak hesaplanmıştır. Viskoz basınç direnci ise 75.605 N'luk viskoz dirençten sürtünme direncinin çıkartılmasıyla 11.335 N olarak hesaplanmıştır. Devamında doküman [33]'e göre form faktörünü hesabı yapılmış, hesaplanan değerler denklem (3.11)'de yerine yazıldığında (1+k) değeri 1.176 olarak hesaplanmıştır.

Form faktörü (1+k);

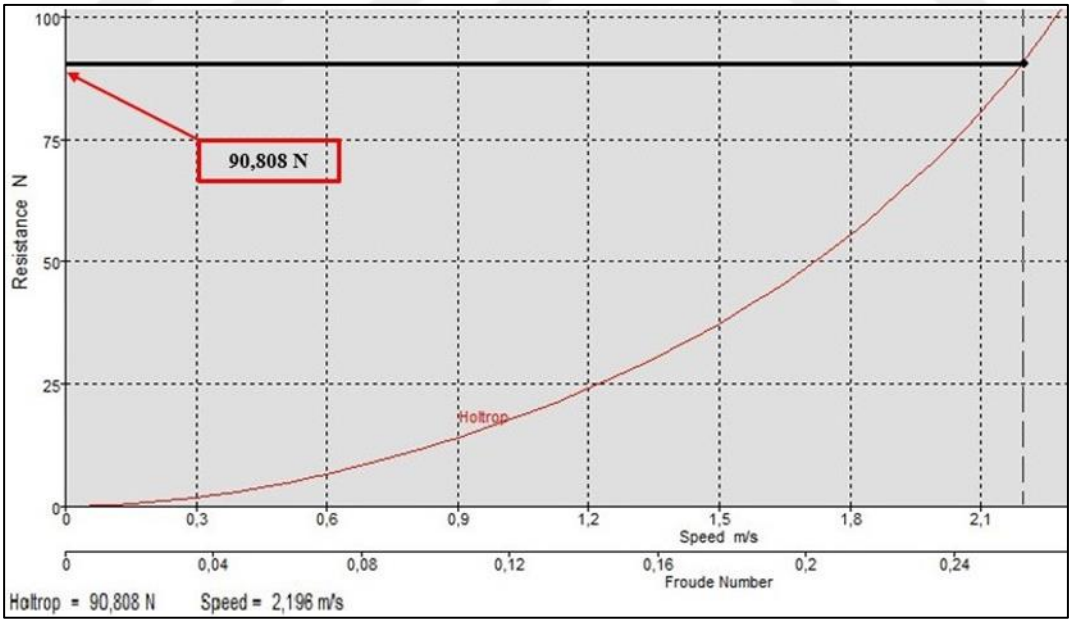
$$(1+k)=\frac{C_V}{C_F} \tag{3.11}$$

Yapılan bu hesaplarda dalga direncinin ise Ansys-CFX'te hesaplanması hem zaman alıcı (özellikle batma ve trim değerinin yakınsaması beklenildiğinde) hem de zor olduğu için bir sonraki aşamada Maxurf-Resistance modülünden yardım alınmıştır. Bu kapsamda toplam direnç (viskoz+dalga) değerini bulabilmek amacıyla KCS model gemisi, Maxsurf'ün Resistance modülüne Şekil 3.20'de gösterildiği gibi entegre edilmiştir.



Şekil 3.20 KCS gemisinin Maxsurf-Resistance modülüne entegre edilmesi

Maxsurf-Resistanca modülünde, KCS model gemisi için Holtrop metodu seçilmiş ve toplam direnç (viskoz+dalga) Şekil 3.21'de gösterildiği gibi 90.808 N olarak hesaplanmıştır.

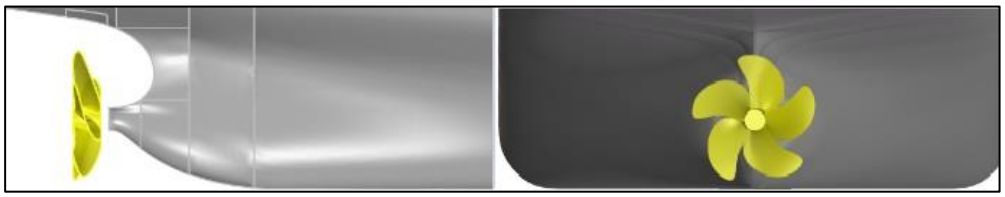


Şekil 3.21 Holtrop ile hesaplanan toplam direnç

Bu iki direnç arasındaki 15.203 N'luk fark, toplam gemi direncinin saf dalga diren bileşeni olup, sevkteki HAD analizlerinde hesaplanan toplam direncin üzerine eklenecektir.

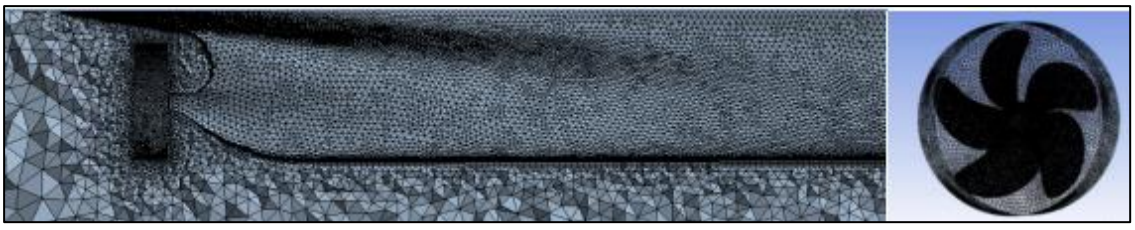
3.4.3 KCS Sevk Analizleri

KP505 pervane modeli, [30] dokümanında anlatılan test düzeneğindeki gibi kıç dikme düzleminden 0.0175 LBP (127.3mm) mesafede KCS model gemisine entegre edilmiş ve Şekil 3.22'de gösterilmiştir.



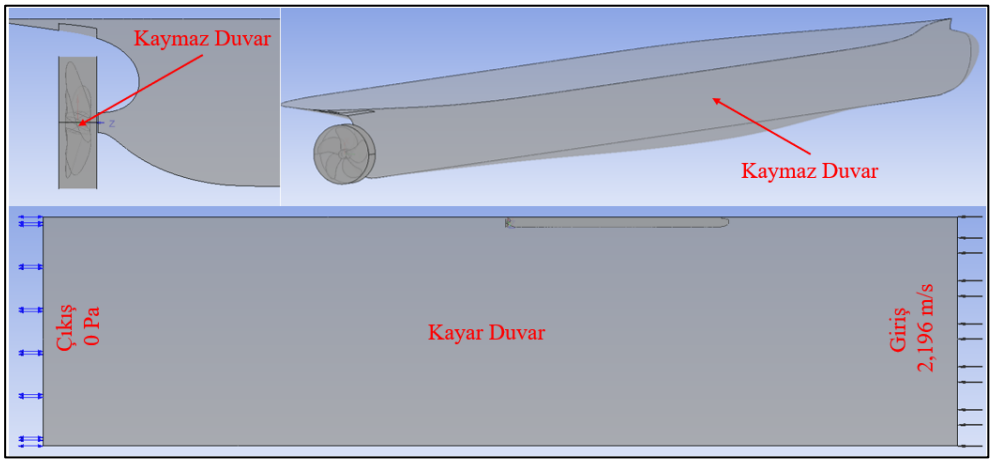
Şekil 3.22 Sevk analizinde kullanılan pervaneli KCS tekne formu

Analiz için iki adet çözüm hacmi hazırlanmış olup, bu çözüm hacimlerinden ilkine "rotor" diğerine ise "stator" ismi verilmiştir. İlk çözüm hacmi hareketli olup içerisinde pervaneyi, diğer çözüm hacmi ise sabit olup içerisinde model gemisi formunu barındırmaktadır. Yapılan HAD analizlerinde model ölçeğindeki tekne formunda 9 mm, pervane kanadında 0.92 mm, pervane göbeğinde 1.2 mm, tekne yüzeyinde pervane üzerine denk gelen pervane kontrol hacmi kadarlık bölgede 4 mm'lik sayısal ağ elemanı kullanılmıştır. Ayrıca hem tekne hem de pervane yüzeyinde sınır tabaka modellemesi gerçekleştirilmiştir. Toplamda 12 katman kullanılarak oluşturulan sınır tabaka bölgelerinde boyutsuz y^+ değerinin 30-100 değerleri arasında kalması hedeflendiğinden tekne yüzeyinde 20 mm, pervane yüzeyinde ise 4.8 mm'lik sınır tabaka kalınlığı belirlenmiş ve toplamda yaklaşık olarak 10.1 milyon ağ elemanı ile oluşturulan çözüm ağı Şekil 3.23'de gösterilmiştir.



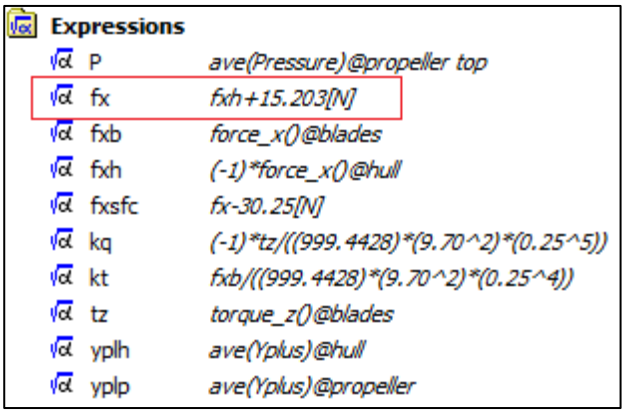
Şekil 3.23 KCS model gemisi ile KP505 pervanesi üzerindeki çözüm ağı

Analizde akışkanın sabit çözüm hacmi içerisine girdiği yüzeye giriş, terk ettiği yüzeye ise çıkış ismi verilmiştir. Akışkanın giriş hızı 2.196 m/s, çıkıştaki ortam basıncı ise 0 Pa olarak belirlenmiştir. Tekne formu kaymaz duvar olarak tanımlanırken, sabit çözüm hacminin giriş ve çıkış dışındaki tüm duvarları kayar duvar olarak tanımlanmıştır. Bu kapsamda sevk doğrulama analizlerine ait sınır koşulları Şekil 3.24'te verilmiştir.



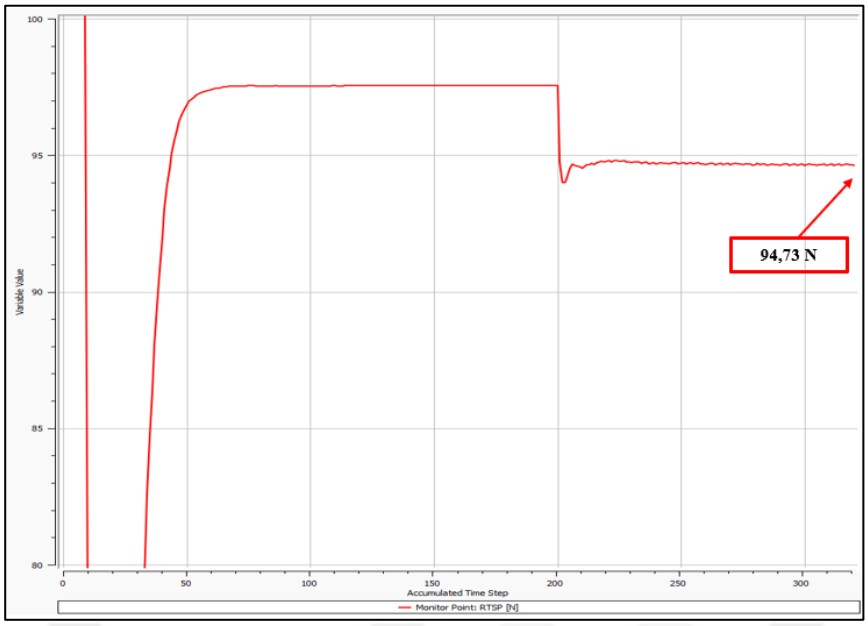
Şekil 3.24 KCS model gemisi sevk analizi sınır koşulları

Bir önceki bölümde anlatılan KCS gemisi direnç HAD hesaplarında; toplamda 90.808 N'luk direnç kuvvetinin 75.605 N'u viskoz, 15.203 N'u ise saf dalga direnci olarak hesaplanmıştı. Elde edilen bu saf dalga direnci, Şekilde 3.25'te gösterildiği gibi sevk analizleri kapsamında hesaplanan toplam dirence ilave edilmektedir. Çünkü sevk analizleri kapsamında oluşturulan çözüm hacmi, serbest su yüzeyine maruz kalmamak ve dolayısıyla sadece viskoz direnç hesabı yapabilmektedir. Eksik kalan dalga direncinin, hesaplanan toplam dirence eklenmesiyle toplam sevk direnci bulunmaktadır. Sonuçta hem direnç hem de sevk analizlerinde gemisinin Froude sayısı değişmediği için dalga direnci aynı kalacaktır.



Şekil 3.25 Dalga ve viskoz basınç direncinin toplam sevk direncine eklenmesi

Devamında KCS model gemisinin sevk hesaplarına geçilmiş ve [31] dokümanında belirtilen $RT_{SP}=T_{SP}+SFC$ eşitliğinden yararlanılmıştır. Bahse konu bu eşitlikteki RT_{SP} değeri, geminin sevkteki direnci olup, Şekil 3.26'da gösterildiği gibi 94.73 N olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.26 Sevk analizde hesaplanan direnç kuvveti

Sevk analizlerinde pervanenin belirli bir devirde çalışıyor olması; pervane tarafından tekne karinası üzerinde ilave basınç oluşturmakta ve dolayısıyla viskoz basınç direnç kuvvetinin arttırmaktadır. Bu sebeple sevk analizinde hesaplanan toplam direnç, direnç analizinde hesaplanan toplam dirençten daha fazladır.

SFC (Skin Friction Correction) değeri ise [34] referans dokümanında verilen denklem (3.12) ile hesaplanmıştır. Burada bulunması gereken gemi ölçeğindeki sürtünme direnci katsayısı C_{FS} ile pürüzlülük payıdır ΔC_F.

$$SFC = ((1+k)(C_{Fm} - C_{Fs}) - \Delta C_F)0.5\rho SV^2 \tag{3.12}$$

Bu kapsamda önce gemi ölçeğindeki Reynolds sayısı denklem (3.13)'e göre hesaplanmış,

$$\mathrm{Re}_s = \frac{V_s L_{WLs}}{\nu} \tag{3.13}$$

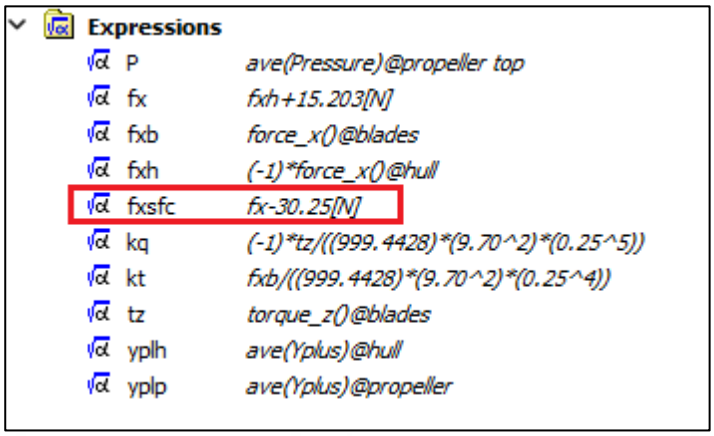
Devamında geminin sürtünme direnci katsayısı denklem (3.14) ile bulunmuştur.

$$C_{Fs} = \frac{0.075}{\log(\mathrm{Re}_s - 2)^2} \tag{3.14}$$

En son olarak pürüzlülük payı ΔC_F denklem (3.15)'e göre hesaplanırken k_s katsayısı [35] dokümanı gereği 0,00015 alınmıştır.

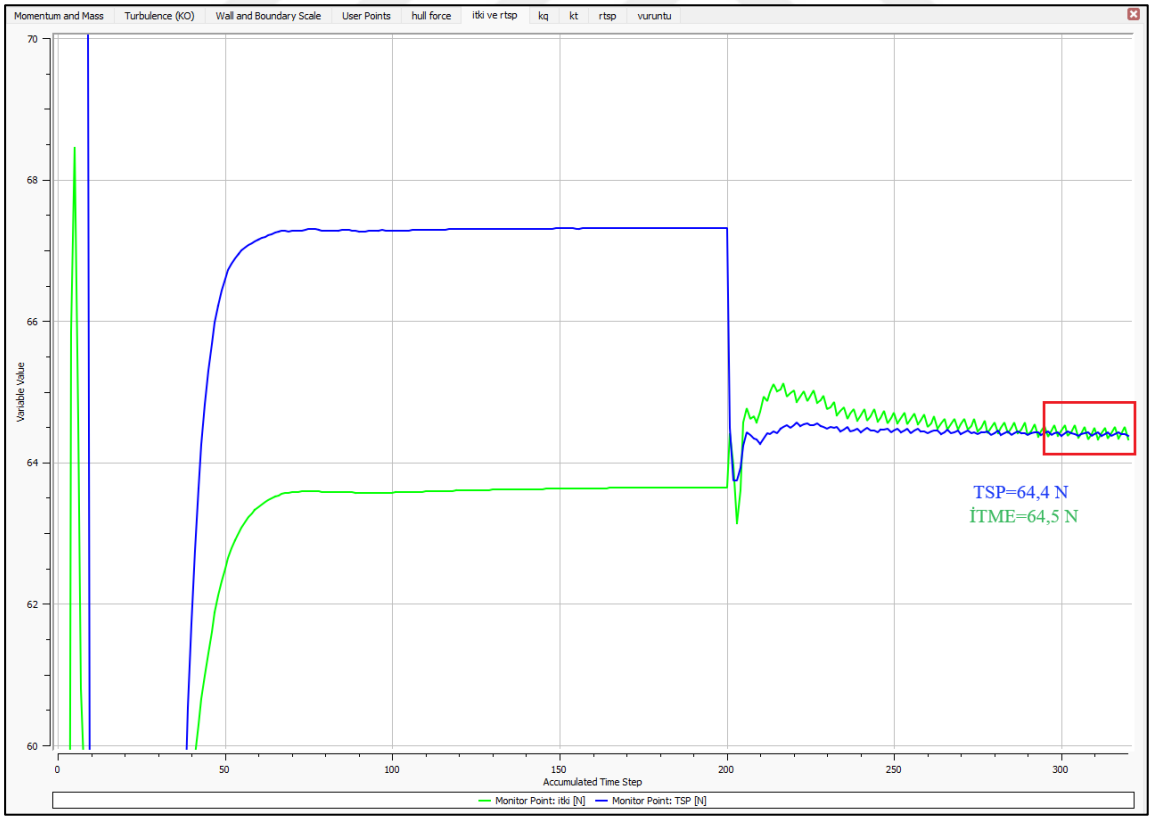
$$\Delta C_F = 0.044\left[\left(\frac{k_s}{L_{WLs}}\right)^{1/3} - 10(\mathrm{Re}_s)^{-1/3} + 0.000125\right] \tag{3.15}$$

Yukarıda belirtilen bu eşitliklerden SFC kuvveti yaklaşık olarak 30.25 N olarak hesaplanmıştır. Şekil 3.27'de gösterildiği gibi RT_{SP} değeri olan (fx)'ten SFC kuvveti çıkartılmasıyla neticesinde T_{SP} kuvveti elde edilmiştir.



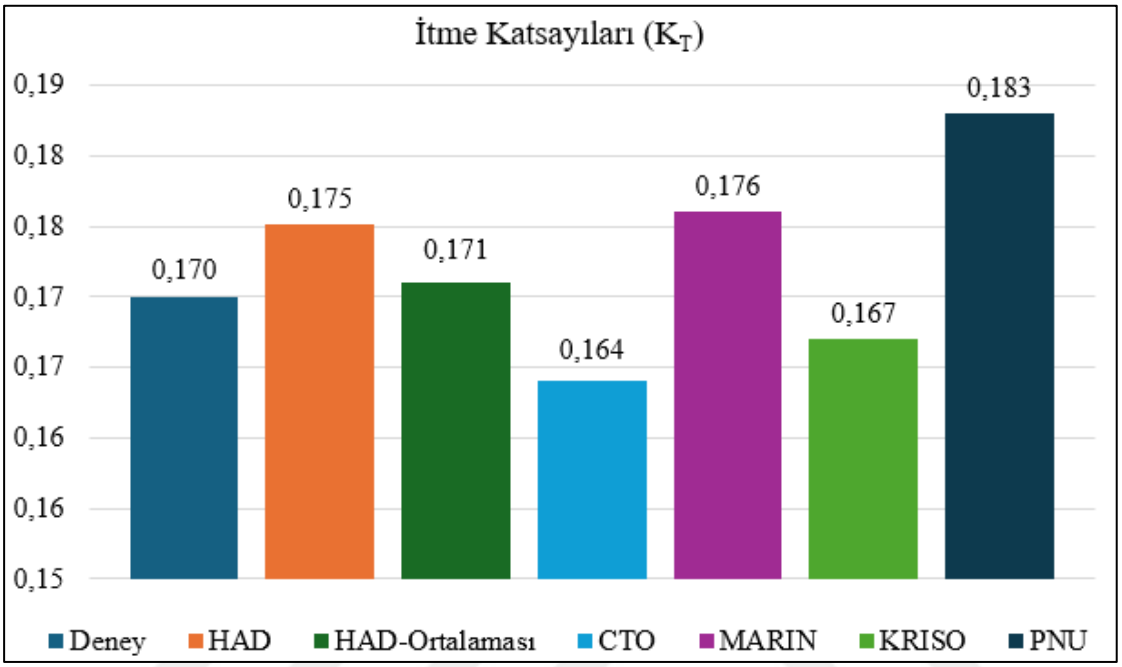
Şekil 3.27 T_{SP} kuvvetinin hesaplanması

Hesaplanan bu T_{SP} kuvvetine eşit büyüklükte itme kuvveti sağlayacak pervaneye ait itme kuvveti ise; yapılan HAD hesabında farklı devirlerin denenmesiyle 9.70 rps olarak bulunmuş ve Şekil 3.28'de gösterilmiştir.

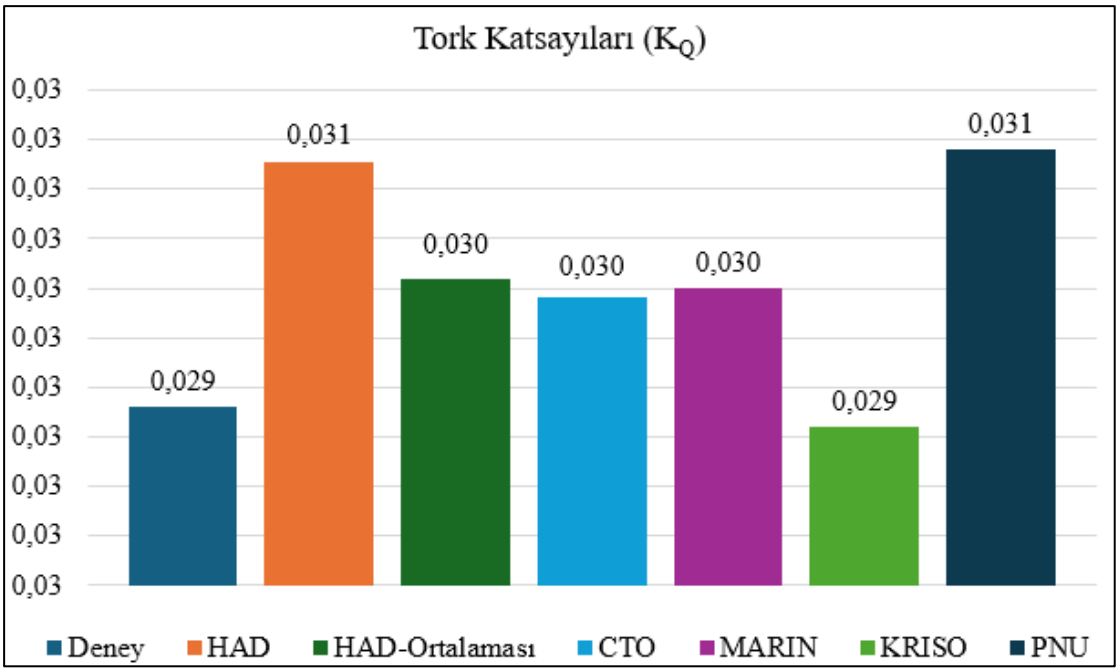


Şekil 3.28 Geminin sevk devrinin bulunması

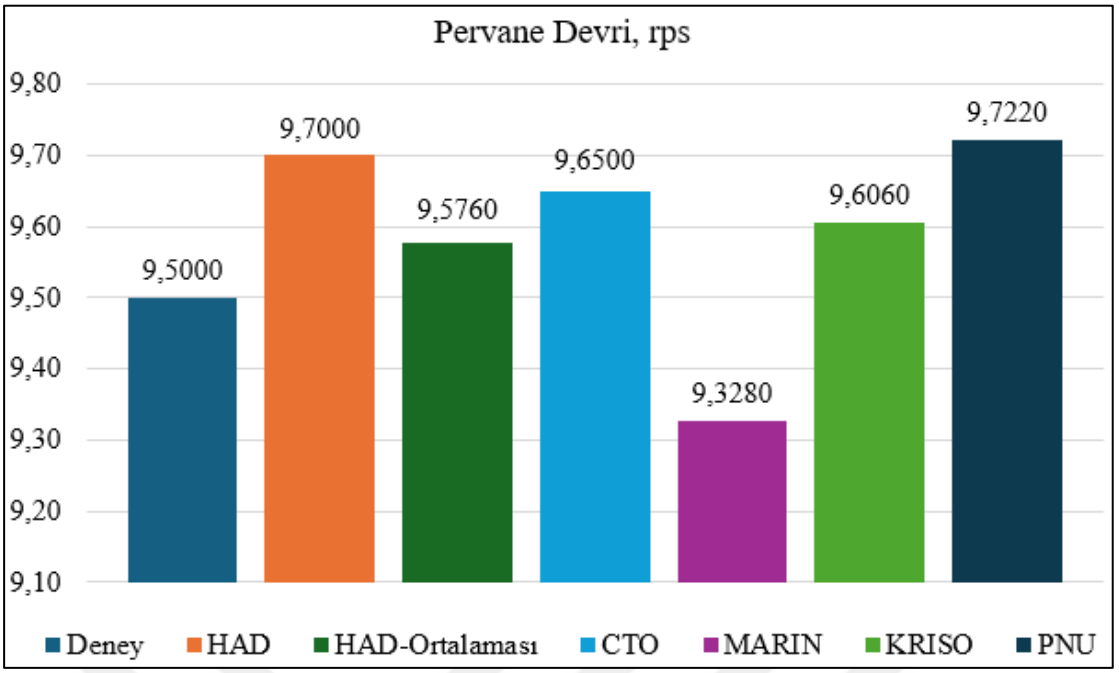
Bu yaklaşımla KCS model gemisinin sevk hesaplarındaki itme ve tork katsayısı değerlerinde önemli bir yakınsama sağlanmış ve bu değerler [36] dokümanında geçen katılımcılarının HAD sonuçlarıyla ve test verileriyle kıyaslanmıştır. Bu kapsamda; itme katsayılarının kıyası Şekil 3.29'da tork katsayılarının kıyası ise Şekil 3.30'da ve devir sayılarının kıyası Şekil 3.31'de verilmiştir.



Şekil 3.29 İtme katsayılarının kıyaslaması



Şekil 3.30 Tork katsayılarının kıyaslaması



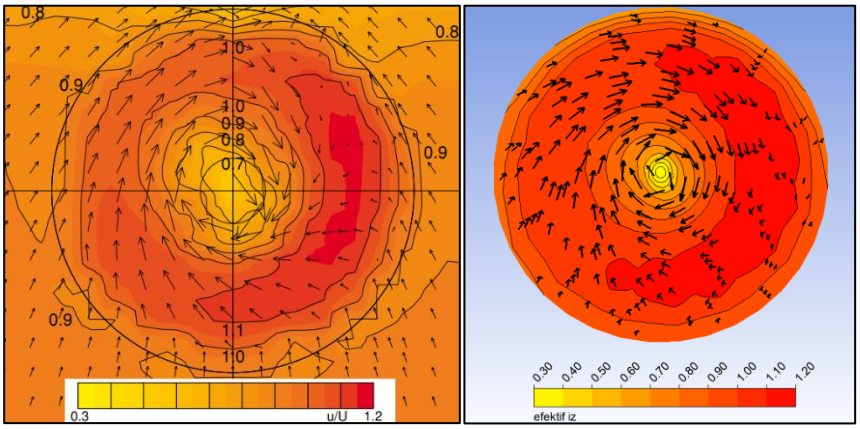
Şekil 3.31 Pervane devirlerinin kıyaslaması

"Bu tez kapsamında yapılan HAD analizi neticesinde elde edilen K_T, K_Q ve pervane devri diğer katılımcılara ait HAD sonuçlarına yakın bulunmuş olup, deney sonuçlarıyla arasındaki bağıl fark Tablo 3.9'da özetlenmiştir.

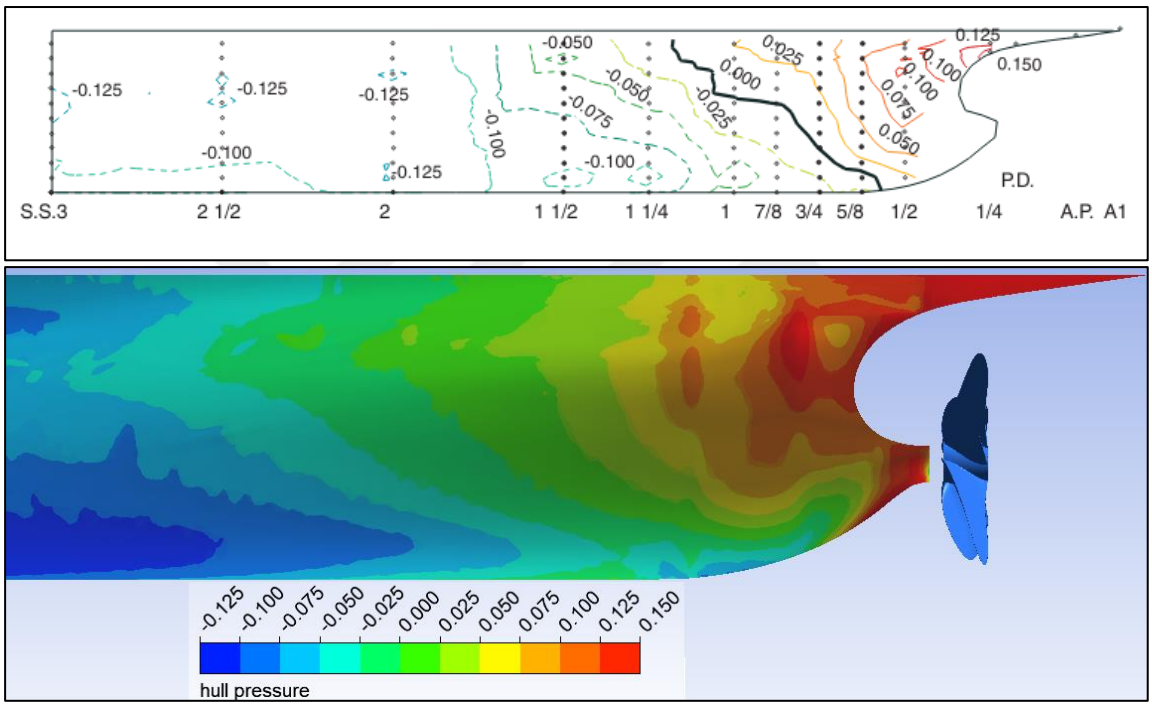
Tablo 3.9 Deney ile HAD sonuçları arasındaki bağıl farkı

	K_T	K_Q	n (rps)
Deney	0.1703	0.0288	9.5
HAD	0.1751	0.0313	9.70
Bağıl Fark (%)	2.82	8.68	2.11

Pervaneden çıkan akışkanın, pervane düzleminden 0.25D mesafede oluşturduğu hız dağılım görseli ile [30] deney raporunda havuz çekme testindeki pitot tüpü vasıtasıyla ölçülen hız dağılımı kıyaslanması Şekil 3.32'de gösterilirken, [37] deney raporunda KCS model gemisinin havuz çekme testinde elde edilen gemi gövdesi basınç dağılımı ile mevcut HAD analizi neticesinde elde edilen gemi gövdesi basınç dağılımların kıyaslaması da Şekil 3.33'te mevcuttur. Sonuçlar incelendiğinde nümerik hesap yönteminin deneyde ölçülen verilerle uyum içerisinde olduğu değerlendirilmektedir.



Şekil 3.32 Pervane arkasındaki hız dağılımları



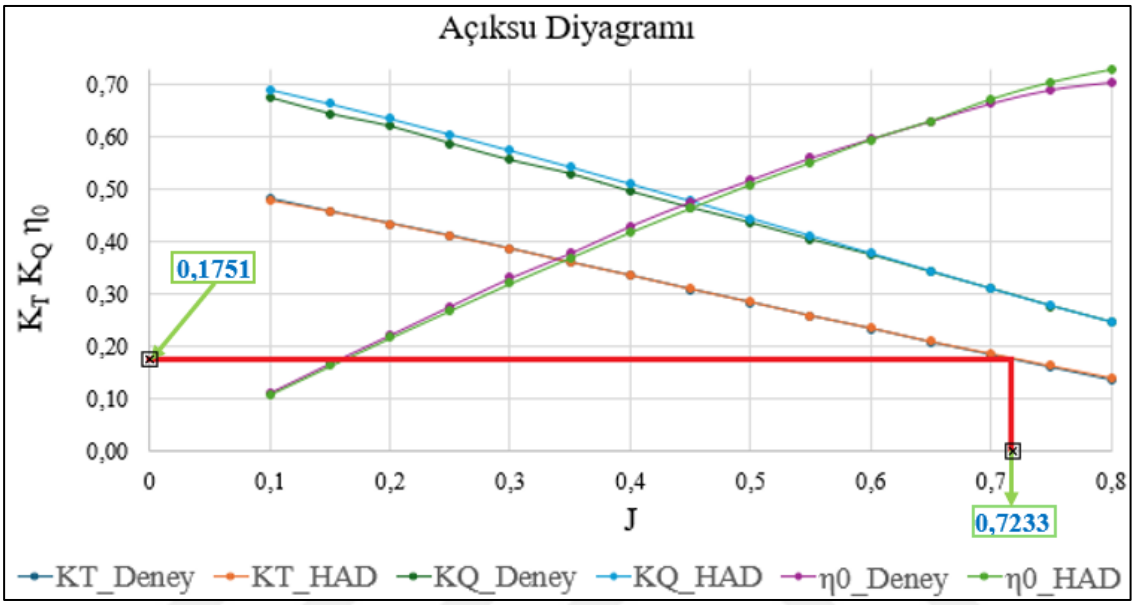
Şekil 3.33 KCS model gemi gövdesi üzerindeki basınç dağılımları (C_P)

Sevk doğrulama analizleri kapsamında efektif iz katsayısı ω_t hesaplanmış ve Tablo 3.10'da [36] dokümanında geçen deneye ve katılımcılara ait HAD sonuçlarıyla kıyaslanmıştır.

Tablo 3.10 Deney ile HAD sonuçları arasındaki bağıl farkı

	n (rps)	$1-\omega_{tm}$		n (rps)	$1-\omega_{tm}$
Deney	9.50	0.7920	SVA	9.50	0.7650
HAD	9.70	0.7980	OPU	9.53	0.7890
HSVA	9.56	0.7890	MOERI	9.38	0.7790

Tablo 3.10'da gölerebileceği gibi HAD ile hesaplanan efektif iz katsayısı, deneyde ölçülen efektif iz katsayısından % 0.75 daha fazla bulunmuş ve hesabında Bölüm 3.3.2 KP505 Pervanesi açıksu HAD Analizi kapsamında hazırlanan ve Şekil 3.7'de verilen açık su diyagramında yararlanılmıştır. Burada pervanenin sevk devrinde üretilen itme katsayısı değeri Şekil 3.34'te gösterildiği gibi açıksu diyagramına yerleştirilmiş ve pervanenin sevk ilerleme adımı bulunmuştur.

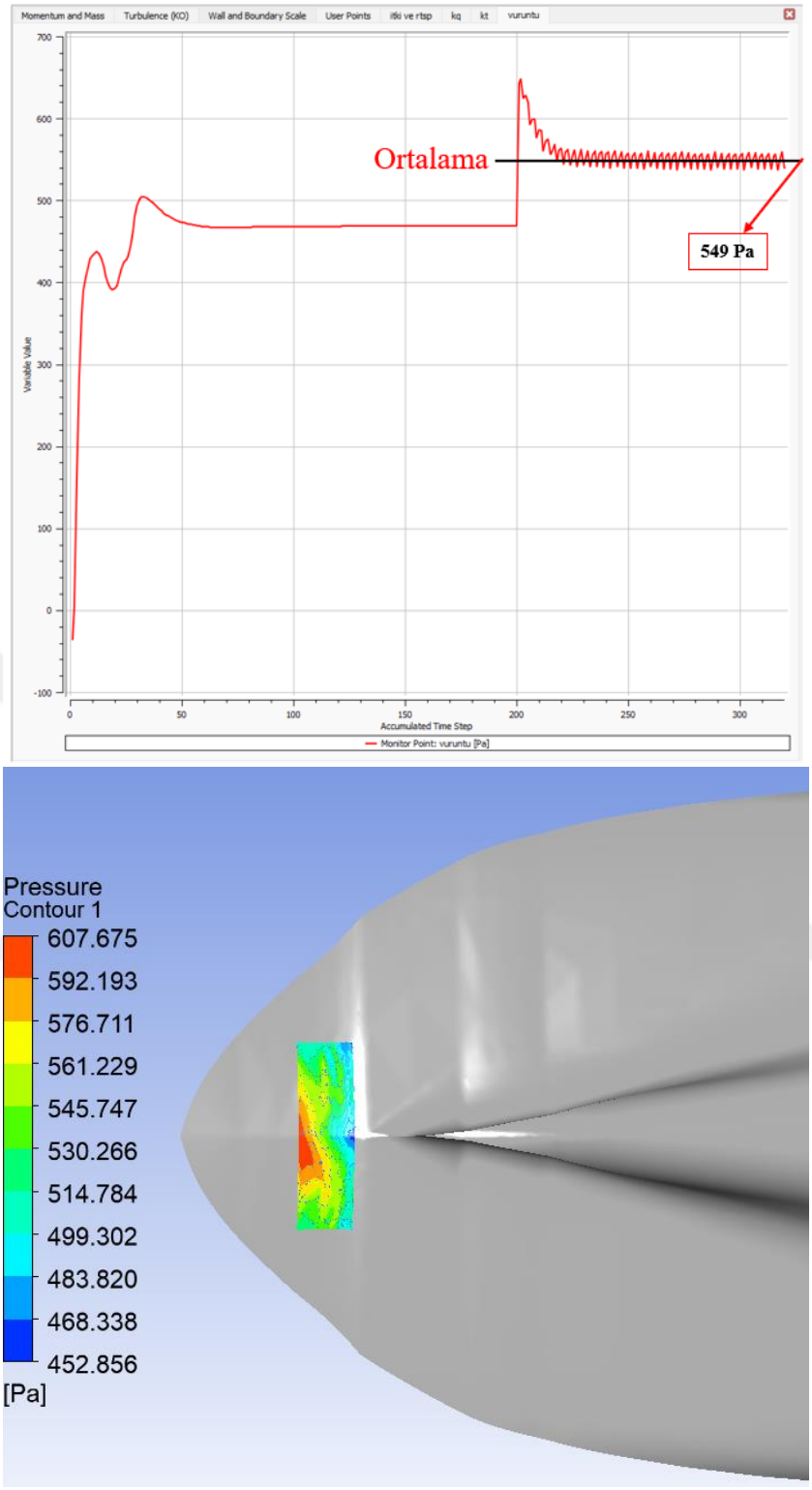


Şekil 3.34 KP505 pervanesinin sevk ilerleme adımının bulunması

Pervanenin sevk ilerleme adımı (j) 0.7233 olarak bulunmuş olup, akışkanın V_a sürati ise denklem (3.16)'ya göre hesaplanır.

$$J = \frac{V_a}{nD} \tag{3.16}$$

Pervane devri 9.70 rps, çapı 0.25 m ise ilerleme adımı (j) Şekil 3.34'ten 0.7233 olarak bulunur. Bu durumda denklem (3.16)'ya göre V_a sürati 1.754 m/s olarak hesaplanmıştır. Sevk analizleri kapsamında; pervane devri, efektif iz katsayısı, boyutsuz itme ve tork katsayısı hesaplandıktan sonra pervane-tekne formu etkileşimi nedeniyle pervane üstü karina bölgesinde basınç dağılımı da incelenmiş, Şekil 3.35'te gösterilen pervane üstü bölgedeki ortalama basınç değeri 549 Pa olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.35 Karinadaki ortalama basınç kontuarı (üst) ve ortalaması (alt)

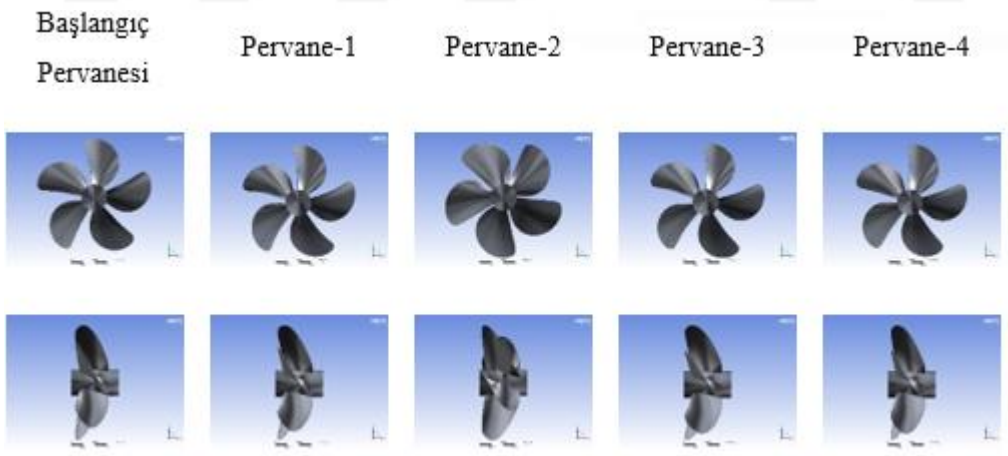
Pervane açık su ve sevk performansı çalışmaları neticesinde pervaneden elde edilen itme, tork ve iz katsayılarının deney sonuçlarına olan yakınlığı sebebiyle kullanılan HAD yönteminin kabul edilebilir olduğu ve müteakip çalışmalarda kullanılmalarda kullanılabilir olduğu değerlendirilmiştir.

4
PARAMETRİK PERVANE TASARIMI

Bu bölümde ilk olarak geometrik özellikleri SVA Postdam VP 1304 test pervanesine benzeyen bir başlangıç pervane geometrisi tasarlanmıştır. Daha sonra bu başlangıç pervanesinin Kanat Alanı Oranı (BAR), Hatve (P), Çalıklık ve Eğiklik parametrelerinden her defasında sadece bir tanesi %20 oranında arttırılarak dört farklı pervane tasarlanmıştır. Bu işlemi daha detaylı olarak açıklarsak; örneğin başlangıç pervanesinde sadece çalıklığın %20 artması neticesinde elde edilen pervaneye Pervane-1 adı verilmiştir. Bu yöntemle benzer şekilde diğer pervaneler de oluşturulmuş olup, özellikleri Tablo 4.1'de, görselleri Şekil 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1 Parametrik olarak tasarlanan pervaneler

	D	P	P/D	BAR	Çalıklık	Eğiklik
Başlangıç Pervanesi	0,25	0,4	1,6	0,75	20	5
Pervane-1	0,25	0,4	1,6	0,75	24	5
Pervane-2	0,25	0,4	1,6	0,9	20	5
Pervane-3	0,25	0,48	1,92	0,75	20	5
Pervane-4	0,25	0,4	1,6	0,75	20	6



Şekil 4.1 Parametrik olarak tasarlanan pervane ailesi

Bu çalışmada kapsamında yapılan analizlerde öncelikle her bir parametrenin açıksu ve kavitasyon performansı üzerindeki etkisi ayrı ayrı değerlendirilmiş ve elde edilen verilere dayanarak, başlangıç pervanesine kıyasla daha iyi performansa sahip nihai pervane geometrisi geliştirilmiştir. Sonrasında geliştirilen nihai pervane ile başlangıç pervanesinin sevk devri ve karinada yaratacağı basınç dağılımı kıyaslanmıştır.

4.1 Pervane Açıksu ve Kavitasyon HAD Analizleri

Bu bölümde bahse konu pervanelerin öncelikle açıksu performansları kıyaslanacaktır. Ortam şartları için SVA Postdam VP 1304 test pervanesinin Bölüm 3.3.3'te anlatılan Test 2.3.1 değerleri referans alınmıştır. Yapılacak HAD analizi kapsamında oluşturulan çözüm hacmi, sınır koşulları ve ağ boyutları Bölüm 3.3.1'deki gibi belirlendikten sonra yaklaşık olarak 7.3 milyon hücre ile hesaplara başlanmıştır. Analiz neticesinde elde edilen boyutsuz itme (K_T) ve tork katsayısı (K_Q) ile açıksu verimi ($\acute{\eta}_0$) Tablo 4.2'de verilmiştir.

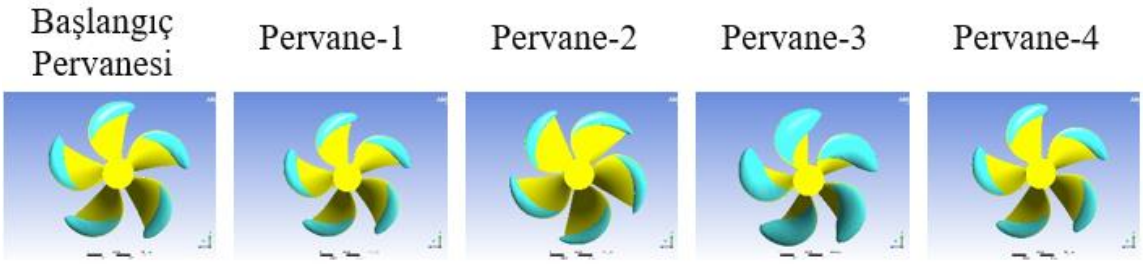
Tablo 4.2 Acıksu HAD analiz sonuçları

	K_T	10 x K_Q	η_0	Bağıl Fark K_T - (%)		Bağıl Fark η_0 - (%)	
Başlangıç Pervanesi	0.3570	0.890	0.6505				
Pervane-1	0.3580	0.903	0.6430	~0.3	↑	~1.2	↓
Pervane-2	0.3620	0.919	0.6388	~1.4	↑	~1.8	↓
Pervane-3	0.5172	1.483	0.5656	~45	↑	~13	↓
Pervane-4	0.3562	0.897	0.6440	~0.2	↓	~1.0	↓

Tablo 4.2'deki veriler incelendiğinde; Pervane-3'ün en düşük $\acute{\eta}_0$ ve en yüksek K_T'ye sahiptir. Ayrıca bahse konu parametlerdeki %20'lik artış, Pervane-4 haricinde diğer tüm pervanelerde hem K_T hem de K_Q değerini arttırmıştır. Ancak pervanelerin tümünde $\acute{\eta}_0$'daki azalmanın temek sebebi, K_Q değerindeki artışın daha fazla olmasıdır. Pervanelerin açık su performansı analizinden sonra kavitasyon performansının karşılaştırılması aşamasına geçilmiştir. Kavitasyon HAD analizdeki çözüm hacmi, sınır koşulları ve ağ büyükleri Bölüm 3.3.3'te anlatıldığı uygulanırken, ortam şartları için Test 2.3.1 şartları kabul edilmiştir. Analiz neticesinde elde edilen kavite alanlar Tablo 4.3 ve Şekil 4.2'de gösterilmiştir.

Tablo 4.3 Acıksu HAD analiz sonuçları

	Kavite Alanlar	Bağıl Fark (%)	
Başlangıç Pervanesi	0.008720		
Pervane-1	0.008340	~4.4	↓
Pervane-2	0.007352	~15.7	↓
Pervane-3	0.019800	~127	↑
Pervane-4	0.008692	~0.3	↓



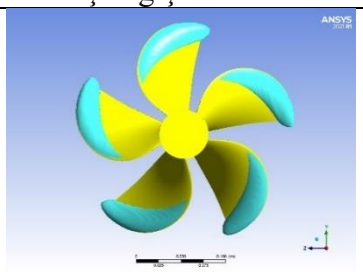
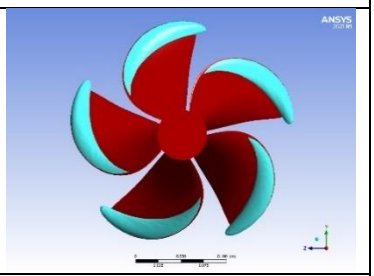
Şekil 4.2 HAD analizi neticesindeki kavite alan görselleri

Çalışma kapsamında parametrik olarak geliştirilen bu pervanelere ait açıksu ve kavitasyon analizi sonuçları birlikte değerlendirildiğinde; Hatvedeki artış, kavitasyonu önemli ölçüde arttırırken, açıksu verimini azaltmaktadır. Buna karşın diğer parametler, hem açıksu veriminde hem de kavite alan miktarında azalmaya neden olmaktadır. O halde başlangıç pervanesine kıyasla daha iyi bir performansa sahip nihai bir pervane tasarlayabilmek için bahse konu bu dört parametreden başlangıç pervanesinin kavitasyon performansını olumlu yönde etkileyen parametreler kullanılarak nihai bir pervane tasarımı aşamasına geçilmiştir. Bu kapsamda başlangıç pervanesinde Hatvenin arttırılması hem açık su verimliliği hem de kavitasyon performansı üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olduğundan nihai pervane formunda Hatve değeri başlangıç pervanesiyle aynı kalırken, diğer parametreler (BAR, Çalıklık ve Eğiklik) %20 oranında arttırılarak nihai pervane tasarımına uygulanmıştır. Çünkü Hatve dışındaki diğer parametreler, açık su verimliliğinde hafif bir azalmaya neden olmalarına rağmen, kavitasyon performansında önemli bir iyileşme sağladığı tespit edilmiştir. Devamında hem başlangıç pervanesinin hem de nihai pervanenin açıksu verimliliğini belirlemek için önce açıksu sonra kavitasyon analizi aşamasına geçilmiş, analizlere ait sınır koşulları, çözüm hacimleri ve ağ boyutları bu bölümün başında anlatıldığı gibi belirtilmiş olup, karşılaştırmalı sonuçları Tablo 4.4 ve 4.5'te özetlenmiştir.

Tablo 4.4 Başlangıç pervanesi ile nihai pervanenin karakteristik özellikleri

	D	P	P/D	BAR	Çalıklık	Eğiklik
Başlangıç Pervanesi	0,25	0,4	1,6	0,75	20	5
Nihai Pervane	0,25	0,4	1,6	0,90	24	6

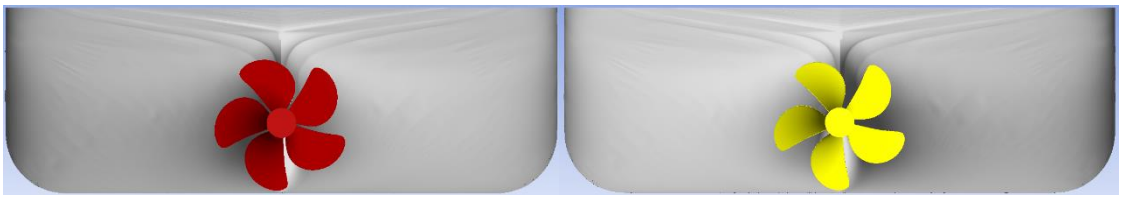
Tablo 4.5 Başlangıç pervanesi ile nihai pervaneye performans kıyaslaması

	Başlangıç Pervanesi	Nihai Pervane
		
Kavite Alan	0,00872 m^2	0,007117 m^2
K_T	0,3570	0,3636
K_Q	0,0890	0,0949
$\acute{\eta}_0$	0,65	0,62

Başlangıç ile nihai pervaneye ait açıksu ve kavitasyon analizi sonuçları birlikte değerlendirildiğinde; Çalıklık, Kanat Açınım Oranı (BAR) ve Eğiklik artması kavitasyonun yaklaşık %19 azalmasına neden olmuştur. Açıksu verimi ise itme katsayısındaki %2'lik artış karşısında tork katsayısındaki yaklaşık %7 artış nedeniyle pervanenin açık su verimliliğinde yaklaşık % 4.6'lık bir azalmıştır.

4.2 Sevk ve Karinadaki Basınç Dağılımı HAD Analizleri

Bir önceki bölümde başlangıç ve nihai pervane formları için yapılan açıksu ve kavitasyon HAD hesapları neticesinde; başlangıç pervanesinden hareketle nihai bir pervane formu geliştirilmiş ve en son bu nihai pervanenin başlangıç pervanesine kıyasla performansı değerlendirmiştir. Bir sonraki aşamada başlangıç pervanesiyle nihai pervanenin KCS gemisine entegrasyonuna geçilmiş ve Şekil 4.3'te gösterilmiştir.



Şekil 4.3 KCS gemisi kıçındaki başlangıç (sağ) ve nihai (sol) pervane

Pervanelerin dönüş hızları ve karinada yarattıkları basınç dağılımlarının belirlenmesinde Bölüm 3.4'te anlatılan HAD yöntemi kullanılacak olup, bahse konu pervanelerin çapları KP505 pervanesi ile aynı olduğu için konumu ve kullanılan ağ boyutunda herhangi bir değişiklik yapılmamış ve yaklaşık olarak 10.2 milyon elementle hesaplara başlanmıştır. Yapılan bu hesaplar neticesinde bulunan K_T, K_Q, sevk devri ve karinada yarattığı basınç Tablo 4.6'da verilmiştir.

Tablo 4.6 Başlangıç pervanesi ve nihai pervaneye ait sevk performansı

	Başlangıç Pervanesi	Nihai Pervane
n (rps)	6.86	6.84
KT	0.3482	0.3521
KQ	0.0898	0.0920
ΔP (Pa)	528	517.5

KCS model gemisini 2.196 m/s hızda seyrini sağlayacak nihai pervane devrinin başlangıç pervanesine göre daha düşük bir devirde sağlıyor olmasının en büyük sebebi BAR parametresinde olan %20'lik artıştır. Çünkü Bölüm 4.1'den anlaşacağı üzere BAR değerinde meydana gelen %20'lik artış, pervanenin üreteceği itme kuvvetini hatveden sonraki en çok arttıran etmen olmuştur. Ayrıca nihai pervanenin başlangıç pervanesine göre %20 fazla eğik olması pervaneden ayrılan akışın direkt karinaya temasını azaltmış ve dolayısıyla vuruntuda yaklaşık %2'lik bir azalmaya sağlamıştır.

5
SONUÇ

Bu bölüme kadar anlatılan kısımlarda HAD metodu kullanılarak pervane açıksu, kavitasyon performansı analizleri ile tekne pervane etkileşiminin incelendiği sevk analizlerine değinilmiş, elde edilen SVA 1304 ile KCS KP505 pervanesinin itme ve tork değerleri ile KCS gemisinin sevkteki boyutsuz katsayıları deneye ait sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Validasyon çalışmalarının ardından ilk olarak VP 1304 pervane geometrisine benzer bir başlangıç pervane geometrisi modellenmiştir. Daha sonra, bu başlangıç pervanesinin BAR, P, çalıklık ve eğiklik parametrelerinden her defasında sadece bir tanesi değiştirilerek dört farklı pervane tasarlanmıştır. Bahse konu her bir parametrenin kavitasyon üzerindeki etkisi ayrı ayrı değerlendirilmiş ve başlangıç pervanesinin kavitasyon performansını olumlu yönde etkileyen parametreler, "nihai" olarak adlandırılan yeni tasarım pervaneye uygulanmıştır. Kavitasyon performansının ön planda tutulduğu bu tasarım süreci sonundaysa başlangıç ve nihai pervane geometrileri KCS gemisine entegre edilerek vuruntu performansları kıyaslanmıştır. Yapılan tüm bu kıyaslamalar neticesinde; başlangıç pervanesinin açıksu verimi % 4.6, kavite alanında ise %19 azalma tespit edilmiştir. Buna ek olarak karinada meydana gelen vuruntular kıyaslandığındaysa nihai pervanenin yaklaşık olarak %2 oranında daha az vuruntu yarattığı ve dolayısıyla akustik anlamda daha sessiz bir tasarıma sahip olduğu değerlendirilmektedir. Bu sonuçlara göre başlangıç pervane geometrisi üzerinde yapılan bu değişiklikler açıksu performansını olumsuz etkilerken kavitasyon ve pervanenin karinada oluşturduğu basınç dalgalanmaları konularında iyileşme sağlamıştır. Bahse konu bu tasarım parametrelerinin pervane açıksu, kavitasyon ve vuruntu performansı üzerindeki etkileri bu tez kapsamında detaylıca incelenmiş ve elde edilen sonuçlar hem askeri hem de ticari bahriyede kullanılan gemilerin pervane tasarım süreçlerine katkı sağlayacağı değerlendirilmektedir.

KAYNAKÇA

[1] S. Sezen, “A computational investigation of noise spectrum due to cavitating and non-cavitating propellers,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, vol. 234, no. 2, pp. 374–387, 2020.

[2] M. Kültür, “Interaction of parametrically designed low cavitated propeller and twisted rudder,” PhD thesis, Piri Reis University, 2022.

[3] M. A. F. Chekab, “Investigation of different methods of noise reduction for submerged marine propellers and their classification,” American journal of mechanical engineering, vol. 1, no. 2, pp. 34–42, 2013.

[4] B. Aktas, “A systematic experimental approach to cavitation noise prediction of marine propellers,” PhD thesis, Newcastle University, 2017.

[5] M. Mosaad, “Propeller design for minimum induced vibrations,” Port Said Eng. Res. J, vol. 10, p. 2, 2011.

[6] T. S. Mautner, “A propeller skew optimization method,” Naval Ocean Sys- tems Center: San Diego, CA, USA, 1987.

[7] B. Ji, “Unsteady cavitation characteristics and alleviation of pressure fluctuations around marine propellers with different skew angles,” Journal of Mechanical Science and Technology, vol. 28, pp. 1339–1348, 2014.

[8] P. Andersen, “Aspects of propeller developments for a submarine,” in First International Symposium on Marine Propulsors, Trondheim, Norway, 2009.

[9] J. Carlton, Marine Propellers and Propulsion. Butterworth-Heinemann, 2018.

[10] T. Koronowicz, “Investigations of influence of screw propeller operation on water flow around stern part of ship hull,” Polish Maritime Research, vol. 14, no. 1, pp. 3–8, 2007.

[11] T. Koronowicz, “A complete design of ship propellers using the new computer system,” Polish Maritime Research, vol. 16, no. 1, pp. 29–34, 2009.

[12] B. Aktas, “Propeller cavitation noise investigations of a research vessel using medium size cavitation tunnel tests and full-scale trials,” Ocean engineering, vol. 120, 2016.

[13] O. Usta, “Gemi pervanelerinde kavitasyon ve kavitasyon erozyonu modellemesi,” Doktora Tezi, ˙Istanbul Teknik Üniversitesi, 2018.

[14] N. Yilmaz, “An investigation into computational modelling of cavitation in a propeller’s slipstream,” in Fifth International Symposium on Marine Propul- sion, 2017.S¸ . Bal, “Numerical investigation of propeller skew effect on cavitation,” Jour- nal of ETA Maritime Science, vol. 7, 2019.

[15] S¸ . Bal, “Numerical investigation of propeller skew effect on cavitation,” Jour- nal of ETA Maritime Science, vol. 7, 2019.

[16] J. Hu, “Impact of skew on propeller tip vortex cavitation,” Ocean Engineer- ing, vol. 220, p. 108 479, 2021.

[17] H. Ghassemi, “Effect of tip rake angle on the hydrodynamic characteristics and sound pressure level around the marine propeller,” Ships and Offshore Structures, vol. 13, no. 7, pp. 759–768, 2018.

[18] I. Lee, “A study on the cavitation model for the cavitating flow analysis around the marine propeller,” Mathematical Problems in Engineering, vol. 2021, pp. 1–8, 2021.

[19] K. Sato, “Numerical prediction of cavitation and pressure fluctuation around marine propeller,” 2009.

[20] J. Dang, “Improving cavitation performance with new blade sections for marine propellers,” International Shipbuilding Progress, vol. 51, no. 4, pp. 353–376, 2004.

[21] A. Purwana, “Numerıcal study on the cavıtatıon noıse of marıne skew propellers,” Journal of Naval Architecture & Marine Engineering, vol. 18, no. 2, 2021.

[22] M. R. Bagheri, “Analysis of noise behaviour for marine propellers under cavitating and non-cavitating conditions,” Ships and Offshore Structures, vol. 12, no. 1, pp. 1–8, 2017.

[23] S. J. Ahn, “Numerical investigation of cavitating flows for marine propulsors using an unstructured mesh technique,” International Journal of Heat and Fluid Flow, vol. 43, pp. 259–267, 2013.

[24] H. Lerbs, “Moderately loaded propellers with a finite number of blades and an arbitrary distribution of circulation,” Trans Sname, vol. 60, 1952.

[25] J. E. Kerwin, “Prediction of steady and unsteady marine propeller performance by numerical lifting-surface theory,” Tech. Rep., 1978.

[26] Y. Odabas¸ı, “Alternative methods for wake quality assessment,” Interna- tional Shipbuilding Progress, vol. 25, no. 282, pp. 34–42, 1978.

[27] ITTC, “Uncertainty analysis in cfd verification and validation methodology and procedures,” 2002.

[28] U. Barkmann, “Potsdam propeller test case (pptc),” in Proceeding of the Sec- ond International Symposium on Marine Propulsors-smp’11, 2011, pp. 36– 38.

[29] ITTC, “Practical guidelines for ship cfd applications,” 2014.

[30] NMRI, “Local velocity field measurements around the kcs model (sri m.s no:631) in the sri 400m towing tank,” Report of Ship Performance Division, 2000.

[31] T. Bugalski, “Numerical simulation of the self-propulsion model tests,” in Second International Symposium on Marine Propulsors Smp, vol. 11, 2011.

[32] ITTC, “Practical guidelines for rans calculation of nominal wakes,” 2014.K. B. Korkmaz, S. Werner, R. Bensow, “Investigations for cfd based form factor methods,” in Proceedings of the Numerical Towing Tank Symposium (NuTTS 2019), Tomar, Portugal, vol. 29, 2019.

[33] K. B. Korkmaz, S. Werner, R. Bensow, “Investigations for cfd based form factor methods,” in Proceedings of the Numerical Towing Tank Symposium (NuTTS 2019), Tomar, Portugal, vol. 29, 2019.

[34] J. Kim, “Hybrid rans and potential based numerical simulation for self-propulsion performances of the practical container ship,” Journal of Ship and Ocean Technology, vol. 10, no. 4, pp. 1–11, 2006.

[35] ITTC, “1978 ittc performance prediction method,” 2011.

[36] NMRI, “Report of the result for kcs resistance and self-propulsion case 2-1, 2-5, 2-7,” Tokyo 2015 Workshop on CFD in Ship Hydrodynamics, 2015.

[37] NMRI, “Surface pressure measurements on the kcs model (sri m.s.no.631) in the sri 400m towing tank,” Report of Ship Performance Division, 2000.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirileri

[1] TUREL, A.C., OZDEN, Y. A. (2024) "Investigation ımpact of propeller picth, skew, bar and rake parameters on cavitation". Global Maritime Congress, İstanbul.