

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FARKLI BOT VE GEMİ FORMLARININ
SAYISAL HİDRODİNAMİK ANALİZİ

Denizhan ÖZENEN

Temmuz, 2019

İZMİR

FARKLI BOT VE GEMİ FORMLARININ SAYISAL HİDRODİNAMİK ANALİZİ

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Deniz Bilimleri ve Teknoloji Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı Programı

Denizhan ÖZENEN

Temmuz, 2019

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

DENİZHAN ÖZENEN, tarafından PROF. DR. K. TURGUT GÜRSEL yönetiminde hazırlanan “FARKLI BOT VE GEMİ FORMLARININ SAYISAL HİDRODİNAMİK ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



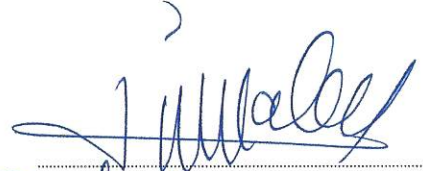
Prof. Dr. K. Turgut GÜRSEL

Yönetici



Prof. Dr. H. Seyhan GÖNERHAN

Jüri Üyesi



Prof. Dr. Deniz ÜNSALAN

Jüri Üyesi



Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Araştırmalarımnda ve eğitimimde her türlü desteği sağlayan aileme, yardımlarını ve öngörülerini esirgemeyen çok değerli Hocam Sayın Prof. Dr. K. Turgut GÜRSEL'e ve Arş. Gör. Mesut TANER'e teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tüm DEÜ Deniz Bilimleri ve Teknolojisi Enstitüsü çalışanlarına, araştırma görevlilerine, öğretim görevlilerine ve gemi inşaatı ve denizcilik sektörü adına yapılan çalışmalar uğruna yaşamını adanmış tüm bilim insanlarına teşekkür ederim.

Denizhan ÖZENEN

FARKLI BOT VE GEMİ FORMLARININ SAYISAL HİDRODİNAMİK ANALİZİ

ÖZ

Günümüzde yükselen enerji maliyetleri ve giderek artan çevre kirliliği nedeniyle tekneleri gereğinden yüksek güce sahip motorlarla donatmamak ve seyir yarıçapını doğru belirleyebilmek için, tekne formlarının hidrodinamik direnç kuvvetlerinin doğru tahmin edilmesi çok önemli hale gelmiştir. Bu amaçla gerçekleştirilen ve oldukça maliyetli olan çekme tankı deneylerinin kapsamını sınırlandırabilmek ve tekne formunun direncini geniş bir hız aralığında ve her yükleme durumu ile deniz koşullundaki direncini tahmin edebilmek, ancak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ile mümkün olabilmektedir.

Bu tezin amacı farklı tekne formlarına sahip botların veya gemilerin bilgisayar ortamında ANSYS Fluent 16.0 yazılımı aracılığıyla HAD analizini yaparak elde edilen direnç sonuçlarını, daha önce yapılmış olan çekme tankı direnç deney sonuçlarıyla karşılaştırarak güvenilir bir analiz algoritması elde etmektir.

İzleyen aşamada ise, elde edilen bu sonuçlardan hareket ederek, daha önce çekme tankı deney sonuçları bulunmayan bir tekne formunun Rhinoceros yazılımında üç boyutlu modelini oluşturmak ve ortaya çıkan formun ANSYS Fluent 16.0 yazılımında HAD analizini gerçekleştirmek diğer bir hedefi oluşturmaktadır. Böylelikle daha önce çekme tankı deney sonuçları bulunmayan bir gemi formunun veya yeni tasarlanan bir tekne modelinin çok geniş bir hız aralığında, her yükleme durumu ile deniz koşullundaki HAD analizlerinin yapılarak, bu forma ait gerçeğe yakın sayısal direnç değerlerinin elde edilmesi mümkün olacaktır.

Anahtar Kelimeler: Bot formu, gemi direnci, çekme tankı deneyi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, ANSYS/FLUENT yazılımı

NUMERICAL HYDRODYNAMIC ANALYSIS OF DIFFERENT BOAT AND SHIP FORMS

ABSTRACT

Due to rising energy costs and increasing concerns about environmental pollution, it has become very important to accurately estimate the hydrodynamic resistance forces of the boat forms in order to equip the boats with engines with optimum power and to increase their cruising radius accurately. To limit the scope of the highly expensive towing tank experiments being performed for this purpose, and to estimate the resistance of the boat form in a wide speed range and under each loading and sea condition, it has become a practical necessity to achieve those calculations with computational fluid dynamics (CFD) analyses.

The aim of this thesis is to investigate the resistance results of boats or vessels having different forms by performing HAD analysis on computer using ANSYS Fluent 16.0 software which is to obtain a reliable analysis algorithm comparing the pre-made tensile tank resistance test results.

In the second part, considering these results obtained, a three-dimensional model of a boat form was created using the Rhinoceros software whose towing tank test results do not exist before, and resistance estimations of the created form was made using CFD analyses of this form were carried out in ANSYS Fluent 16.0 software. In this way, it will be possible to obtain realistic numerical resistance estimation values of a ship form or a newly designed boat model which has no previous towing tank test results, by performing CFD analyzes under each loading and sea condition in a very wide speed range.

Keywords: Boat form, ship resistance, towing tank test, computational fluid dynamics, ANSYS / FLUENT software

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ	xi
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
1.1 Tezin Amacı.....	2
1.2 Tezin kapsamı ve Hedefleri.....	3
1.3 Literatür Taraması.....	5
1.4 HAD Analiz Yöntemi.....	7
1.5 Tezin Hazırlığı ve Metodu.....	7
BÖLÜM İKİ - AKIM ÇEŞİTLERİ VE TEORİK YÖNTEMLER.....	9
2.1 Akım Türleri.....	9
2.1.1 Laminer ve Türbülanslı Akımlar.....	11
2.2 Yönetici Denklemler.....	12
2.2.1 Akışkan Hareketini Yöneten Genel Denklemlerin İntegral Formu.....	15
2.2.2 Navier-Stokes N-S ve Süreklilik Denklemleri.....	17
BÖLÜM ÜÇ - AĞ BÖLÜMLEMESİ VE TÜRBÜLANS MODELLERİ.....	21
3.1 Ağ Bölümlemesi.....	22
3.2 Türbülans Modelleri.....	24
3.2.1 Spalart-Allmaras.....	26

3.2.2 Standart k- ϵ Epsilon Modeli.....	26
3.2.3 Standart k- ω Omega Modeli.....	26
3.2.4 SST k- ω Omega modeli.....	27
3.2.5 Reynolds Gerilme Modeli.....	29
3.2.6 Ölçek-Uyarlamalı Simülasyon (SAS) Modeli.....	29
3.2.7 Müstakil Girdap Simülasyonu (DES) Modeli.....	29
3.2.8 Büyük Girdap Simülasyonu (LES).....	30
3.2.9 Doğrudan Nümerik Simülasyonu (DNS).....	30
BÖLÜM DÖRT - MODELLERİN HAD ANALİZ SÜREÇLERİ.....	31
4.1 Modellerin Geometrilerinin Hazırlanması.....	33
4.2 Model Geometrilerinin Ağ Örgülerinin Hazırlanması ve Türbülans Modelin belirlenmesi.....	34
4.3 Modellerin HAD Analiz Koşullarının Belirlenmesi.....	44
4.3.1 Giriş ve Çıkış Koşulları.....	45
4.3.2 Hücre Bölgesi Çalışma Koşulları.....	46
4.3.3 Çözüm Yöntemi.....	47
BÖLÜM BEŞ - GEMİ MODELLERİNİN HAD ANALİZ SONUÇLARI.....	48
5.1 INSEAN 2340 Modelinin HAD Analizi.....	48
5.1.1 DTMB 5415 Gemisi ve INSEAN 2340 Modelinin Teknik Özellikleri.....	48
5.1.2 INSEAN 2340 Modelinin Çekme Tankı Deneyi Sonuçları.....	49
5.1.3 INSEAN 2340 Modelinin HAD Analiz Sonuçları.....	50
5.2 Harmen Oldendorff Modelinin HAD Analizi.....	53
5.2.1 Harmen Oldendorff Gemisi ve Modelinin Teknik Özellikleri.....	54
5.2.2 Harmen Oldendorff Modelinin Çekme Tankı Deney Sonuçları.....	54
5.2.3 Harmen Oldendorff Modelinin HAD Analiz Sonuçları.....	55
5.3 A.P Tekne Modelinin HAD Analizi.....	59
5.3.1 A.P. Teknesi ve Modelinin Teknik Özellikleri.....	59

5.3.2 A. P. Tekne Modelinin Hazırlanması.....	60
5.3.3 A.P. Tekne Modelinin HAD Analiz Sonuçları.....	63
BÖLÜM ALTI - SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	65
KAYNAKLAR.....	68



ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Çekme tankı deneyi.....	2
Şekil 1.2 KCS gemi modeli direncinde belirsizlik analizi testi.....	6
Şekil 2.1 Türbülanslı ve laminar akış.....	11
Şekil 3.1 ANSYS Fluent simülasyonu	21
Şekil 3.2 Ağ örgüsü.....	22
Şekil 3.3 ANSYS Fuent türbülans modelleri seçim arayüzü.....	25
Şekil 4.1 INSEAN 2340 modeli.....	31
Şekil 4.2 Harmen oldendorff modeli.....	32
Şekil 4.3 HAD analizlerinin şematik gösterimi.....	32
Şekil 4.4 INSEAN 2340 üç boyutlu gemi gövdesi modeli	33
Şekil 4.5 Herman Oldendorff üç boyutlu gemi gövdesi modeli	33
Şekil 4.6 A.P. tekne modeli üç boyutlu gemi gövdesi model.....	34
Şekil 4.7 Model baz durum ağ örgüsü.....	34
Şekil 4.8 Model duvar örgünün değiştirildiği durum.....	35
Şekil 4.9 Viskoz alt katman modelleme yaklaşımı.....	37
Şekil 4.10 Viskoz alt katman çözümleme yaklaşımı.....	38
Şekil 4.11 INSEAN 2340 model formunun y^+ değerleri.....	39
Şekil 4.12 INSEAN 2340 model formunun ekstra ağ örgülü y^+ değerleri.....	39
Şekil 4.13 INSEAN 2340 model formunun sonar hacmi sıfıra yaklaştırılarak çizilen formu.....	40
Şekil 4.14 INSEAN 2340 model formunun sonar hacmi sıfıra yaklaştırılarak oluşan y^+ değerleri.....	40
Şekil 4.15 Herman Oldendorff model formunun y^+ değerleri.....	41
Şekil 4.16 Herman Oldendorff model formunun ekstra ağ örgülü y^+ değerleri.....	41
Şekil 4.17 A.P. model formunun y^+ değerleri.....	42
Şekil 4.18 A.P. model formunun ekstra ağ örgülü y^+ değerleri.....	42
Şekil 4.19 A.P. model formunun bulb hacmi sıfıra yaklaştırılarak oluşan y^+ değerleri.....	42
Şekil 4.20 Analiz koşullarının oluşturulması.....	43

Şekil 4.21 Giriş koşulları.....	45
Şekil 4.22 Çıkış koşulları.....	46
Şekil 4.23 Hücre bölgesi çalışma koşulları.....	46
Şekil 4.24 Çözüm yöntemi.....	47
Şekil 5.1 INSEAN 2340 modelinin geometrisi.....	48
Şekil 5.2 INSEAN 2340 modelinin toplam direnç ve hız grafiği.....	49
Şekil 5.3 INSEAN 2340 model formun $v = 0,4$ m/s hızda türbülans vizkozite değerleri.....	51
Şekil 5.4 INSEAN 2340 model formun $v = 3$ m/s hızda türbülans vizkozite değerleri.....	51
Şekil 5.5 INSEAN 2340 modelinin çekme tankı ve HAD analizi toplam direnç-hız diyagramı.....	52
Şekil 5.6 Herman oldendorff gemisi.....	53
Şekil 5.7 Harmen oldendorff modeline ait çekme tankı direnç değerleri.....	55
Şekil 5.8 Harmen Oldendorff model formun $v = 0,5$ m/s hızda türbülans vizkozite değerleri.....	57
Şekil 5.9 Harmen Oldendorff model formun $v = 0,9$ m/s hızda türbülans vizkozite değerleri.....	57
Şekil 5.10 Harmen Oldendorff modelinin çekme tankı ve HAD analizi toplam direnç-hız diyagramı.....	58
Şekil 5.11 A. P. Teknesinin endazesi.....	60
Şekil 5.12 A. P. Teknesinin ofset tablosu.....	61
Şekil 5.13 A. P. Teknesinin endaze planına göre oluşturulan postaları ve su hatları.....	61
Şekil 5.14 A. P. Teknesinin modeli.....	62
Şekil 5.15 A. P. Teknesinin “.stp” formatındaki katı model formu.....	62
Şekil 5.16 A.P. Modelinin HAD analizi toplam direnç-hız diyagramı.....	64

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 1.1 HAD Analiz Metodu.....	8
Tablo 2.1 Farklı akış rejimlerindeki Reynolds sayıları.....	10
Tablo 2.2 Toplam gemi direncinin bileşenleri.....	13
Tablo 3.1 Analizi yapılacak tekne ve gemi tipleri.....	23
Tablo 4.1 Tüm gemi ve tekne model formlarının farklı ağ yapılarındaki y^+ değerleri.....	43
Tablo 5.1 DTMB 5415 Gemisi ve INSEAN 2340 modeline ait ölçüler.....	49
Tablo 5.2 ANSYS Fluent yazılımında INSEAN 2340 modeli için gerçekleştirilen HAD analiz sonuçları.....	50
Tablo 5.3 Herman oldendorff gemisi ve modelinin geometrik özellikleri.....	54
Tablo 5.4 ANSYS Fluent yazılımında Harmen Oldendorf modeli için gerçekleştirilen HAD analiz sonuçları.....	56
Tablo 5.5 A. P. Teknesinin ve modelinin geometrik özellikleri.....	59
Tablo 5.6 ANSYS Fluent yazılımında A.P. modeli için gerçekleştirilen HAD analiz sonuçları.....	63

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

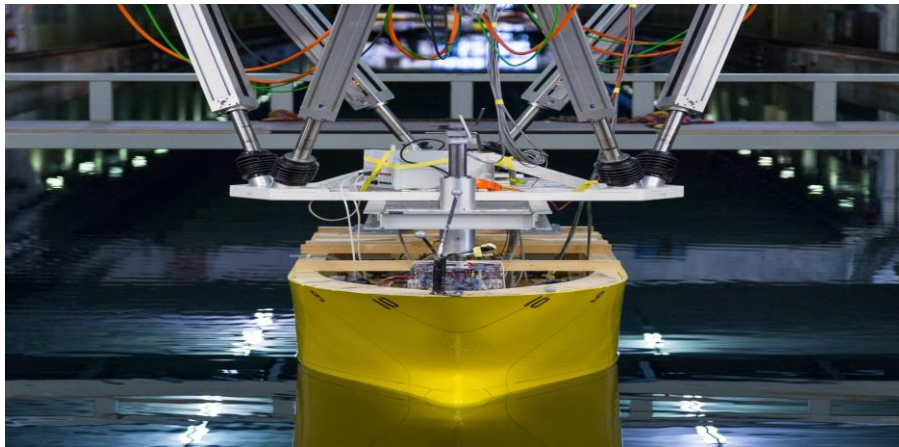
M.Ö. 5000 yılından beri tekne işlevi gören çeşitli deniz araçlarının kullanıldığı bilinmektedir. Bu sürecin başlangıcından günümüze kadar pek çok tekne formu üretilmiş olup, her bir form farklı hedef ve amaçlar için kullanılmıştır. Yirminci yüzyılın ikinci yarısından itibaren dünyada ortaya çıkan enerji problemleri ve aşırı yükselen akaryakıt fiyatlarından ötürü, günümüzde tekne formu tasarlanırken, formun suda karşılaşacağı hidrodinamik direnç kuvvetlerinin hesaplanması daha da önemli hale gelmiş olup bu doğrultuda yoğun araştırmalar yapılmaya başlanmıştır. Bu doğrultuda yapılan çalışmalarda hedeflenen teknenin minimum yakıtla daha az enerji harcayarak daha süratli bir şekilde sefer yapabilmesini sağlamaktır. Bu nedenlerden dolayı tekne formları üzerinde çeşitli değişiklikler yapılmakta ve bu formlar üzerine farklı mühendislik yöntemleri uygulanarak gövde formlarının iyileştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu süreçte ilk aşamada tekne formunun sudaki davranışlarını çeşitli yöntemler kullanarak analiz ederek gövde direncinin incelenmesi büyük önem taşımaktadır. Tekne formunun farklı hızlardaki direnç değerlerinin belirlenebilmesi sayesinde formun tasarımı ve yapısı hakkında daha ayrıntılı ve kesin bilgiler elde edilebilmektedir. Elde edilen bu bilgiler sayesinde formun tasarımı üzerinde gerekli düzenlemeler yaparak teknenin optimum sevk verimiyle yol almasını sağlamak hedeflenmektedir. Ayrıca tekne formu, teknenin seyri esnasında ulaşılması gereken düşük direnç değerleri dışında teknenin stabilitesine de önemli ölçüde etki etmektedir. Bu nedenle gemi tasarımında çok önemli bir özellik olan stabilite, tekne formunu oluştururken dikkat edilmesi gereken önemli bir tasarım parametresidir.

Çekme tankı deneyi ile bahsi geçen direnç parametrelerinin ölçülebilmesi ve bu ölçümlere dayanarak tekne formlarının geliştirilmesi geçerliliği olan temel bir yöntemdir. Bu yöntem tekne formunun direnç değerlerinde doğruya en yakın sonucu verebilen tekniktir. Ancak bu yöntemin dezavantajları da bulunmaktadır ve bunlardan en önemlileri zaman alıcı ve çok maliyetli olmasıdır. Bu yöntemde tam ölçekli teknenin tüm ayrıntılarını tekne modeline yansıtmak gerekir, bu sebepten

modelin detaylı imalatının ve geniş bir hız aralığında çekme tankı deneylerinin yapılabilmesi büyük önem arz etmektedir. Ayrıca, havuz uzunluğu ve çekme aracının özellikleri nedeniyle yüksek seyir hızlarının çekme tankı testlerinde sınırlandırılması gerekebilmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi, gemi sevk sistemi tasarımlarında uygulanması vazgeçilmez bir süreç haline gelmektedir. Bu yöntem sayesinde gemi formlarının tasarım süreçlerinde geminin seyir dinamiğini, performansını, manevra kabiliyetini, stabilitesini doğrudan etkileyen faktörlerin analizlerini sayısal yöntemler kullanarak belirleyebilmek mümkün hale gelmiştir. Günümüzde bilgisayarların kabiliyetlerinin gelişmesiyle teknelerin performansını ölçmek ve değerlendirmek için simülasyona dayanan HAD yazılımlarından faydalanılmaktadır. Bu tip programlar, bir dizi akışkanlar mekaniği temel denklemlerini belirli matematik yöntemler üzerinden ve çeşitli algoritmaları kullanarak çözer ve elde edilen sonuçlar kapsamında objeler etrafındaki veya içindeki akımın hız ve basıncı ile maruz kaldığı direnç kuvvetleri hakkında bilgi sahibi olunmasını sağlar. HAD analizi aracılığıyla elde edilen verileri, Şekil 1.1'deki gibi testleri yapılan modellerin fiziksel çekme deneyi sonuçları ile karşılaştırarak, güvenilir veriler elde edebilmek ve bu verilere dayalı olarak daha ayrıntılı ve karmaşık sayısal analizler yapabilmek temel amacı oluşturmaktadır.



Şekil 1.1 Çekme tankı deneyi (Sintef, 2014)

Bu durum göze alındığında tezde sayısal modelleme yöntemiyle yapılacak olan HAD analizleri sayesinde çeşitli tekne formlarının sudaki davranışları ve suda karşılaştığı hidrodinamik direnç kuvvetlerinin farklı hızlardaki değerlerini tespit edebilmek hedeflenmektedir. Daha önce fiziksel deneyler sonucu elde edilen verilerden yararlanarak sayısal gemi modelleri üzerinde yapılacak olan HAD analizleri sonucu elde edilen verilerle karşılaştırma yaparak, tekne formları hakkında ek bilgiler elde edebilmek ve hatta gemi formları için belirli iyileştirmeler yapabilmek mümkün olacaktır. Bu sayede ortaya çıkacak olan sonuçlar neticesinde öncelikli olarak tekne formlarının geliştirme süreci içerisinde yer alan ön tasarım aşamalarının süreleri kısaltılarak, üretim süresi ve maliyetler azaltılabilir.

Tezin amacı sayısal modelleme ve analiz yöntemiyle üç farklı gemi formu üzerinde HAD analiz yöntemini kullanarak çalışmalar yapmak ve bu çalışmalar sonucunda ortaya çıkacak olan sonuçları hız-direnç diyagramlarında verebilmektir. Bu üç farklı modelden daha önce çekme tankı deneyi yapılmış olan INSEAN 2340 ve Harmen Oldendorff modellerinin fiziksel çekme deneyleri sonucu elde edilmiş olan somut verileriyle, HAD analizi çalışmaları sonucunda ortaya çıkan hız-direnç sonuçları karşılaştırmalı olarak gösterilecektir. Farklı bir forma sahip olan A.P. modelinin ise sadece HAD analizi metodu ile elde edilen sonuçları hız-direnç grafiğinde gösterilerek direnç tahmini yapılacaktır.

1.2 Tezin Kapsamı ve Hedefleri

Günümüzde HAD analiz yönteminin, otomotiv ve gemi endüstrisinden, havacılık ve uzay uygulamalarına, elektronikten çevre, enerji ve biyoteknoloji uygulamalarına kadar çok geniş bir kullanım alanı bulunmaktadır. Bu yöntem ile katı modeller üzerinde tek ve çok fazlı akışları, sabit ve sıkıştırılabilir akışları, basınç ve hız dağılımlarını, ısı transferi, kararlı rejim ve zamana bağlı akışkan davranışlarını bilgisayar destekli nümerik yöntemler kullanarak inceleme olanağı bulunmaktadır. Teorik yöntemde ise bir akışkanın üç boyutlu hareketi, fiziğin korunum yasalarının (kütle, momentum ve enerjinin korunumunun) matematiksel ifadelerini temsil eden kısmî diferansiyel denklem sistemleri ile tanımlanmaktadır. Bu diferansiyel denklem

sistemlerini bilgisayar ortamında çözmek için ise çeşitli nümerik analiz yöntemlerinden faydalanılmaktadır. Nümerik analiz programlarının temel çalışma prensibi sonlu elemanlar (finite element) veya sonlu hacimler metoduna (finite volume method) dayanır. Bilgisayar işlemcilerinin gelişmesiyle beraber, nümerik yöntemler aracılığıyla karmaşık matematik problemlerinin sayısal olarak çözülmesini sağlayan yeni teknikler geliştirilmiştir. Ortaya çıkan bu teknikler sayesinde oluşturulan sayısal modelleme yazılımları, nümerik yöntemlerden yararlanmakta ve bu sayede akım değişkenleri hakkında pek çok deneysel tekniğin verilerine uygun biçimde yeni veriler elde edilebilmektedir. Bu doğrultuda deneysel verileri mevcut olan bir modelin, HAD analiz yöntemiyle yapılan simülasyon sonuçları çekme tankı deney sonuçlarıyla ne kadar uyumlu olursa, modele uygulanan HAD tekniği o kadar güvenilir kabul edilmektedir. Çekme tankı deney sonuçları bulunan modellerin HAD analizlerinin doğrulanmasıyla beraber bu modelin takıntılı (dümen, bosa, şaft, yalpa omurgası vb.) halde HAD simülasyonları tekrarlanacağı gibi, çekme tankı deneyinde ulaşılabilen hızlar için de HAD simülasyonlarının yapılabilmesi mümkün olabilmektedir. Bu araştırmada temel olarak hedeflenen, çekme tankı deneylerinde farklı hızlarda tekne formlarında oluşan direnç kuvvetleri sonucu elde edilmiş olan hız-direnç verileriyle, yine aynı formlar üzerinde sayısal modelleme yöntemlerinden biri olan ANSYS Fluent yazılımı kullanılarak yapılan HAD analizleri aracılığıyla elde edilen hız-direnç verilerini karşılaştırmaktır.

Bu kapsamda hedeflenen, tekneler için gerekli olan fiziksel çekme tankı deneylerine ve diğer yaklaşık direnç tahmin yöntemlerine gerek olmaksızın, teknelerin sayısal modelleri üzerinde HAD analizi yöntemiyle parametreleri ve türbülans modellerini belirleyerek simülasyonlar yapabilmek ve daha önce yapılmış olan fiziksel deneyleri doğrulayabilmektir. Bu sayede gelecekte farklı formlara sahip teknelerin tasarım süreçlerinde gerekli olan alt yapının hazırlanma süreçleri hızlandırılacak ve tasarımda ortaya çıkabilecek olan problemlere en kısa yoldan müdahale edilerek çözümlenebilecektir. Bu yöntem ve uygulamalar sayesinde tekne tasarım süreçlerinde ortaya çıkan maliyetlerin de azaltılması hedeflenmektedir.

1.3 Literatür Taraması

HAD analizleri gerçekleştirilen tekne formlarının simülasyonlarında nümerik metotların ve türbülans modellerinin teyit edilebilmesi için bu alanda daha önce yapılan bazı çalışmalar önemli bir veri kaynağı olmaktadır. Bu doğrultuda yeni yapılan çalışmalarda kullanılan yöntemler kendi içerisinde de pek çok hatalar bulundurabileceğinden doğru yöntemin tayin edilebilmesi için daha önce yapılmış ve paylaşılmış olan sonuçların dikkate alınması, yapılan çalışmanın doğruluğu ve gelişimi açısından çok önemlidir. Teknolojinin gelişimiyle beraber her gün ortaya yeni programlar ve uygulamalar çıkmakta olup gelişmiş analizler yapılabilmekte ve çıkan verilerin daha ayrıntılı olarak incelenmesini sağlamaktadır. Daha önce yapılmış olan çalışmalardan elde edilmiş veriler ile yeni programlardan elde edilmiş verilerin karşılaştırılabilmesi sonucu HAD analiz programlarında uygulanan algoritma ve yöntemlerin hatalardan arındırılarak, gelişiminin sağlanabilmesi hedeflenmektedir.

Sayısal analizlerin içerisinde de pek çok hatalar bulunabilmektedir. Bu hataların nedeni genellikle uygulamalarda kullanılan ağ örgülerinin veya türbülans modellerinin uygun olmamasından kaynaklanmaktadır. Bu kapsamda tekne formları üzerinde farklı ağ örgüsü ve türbülans modellerinin denenebilmesi için pek çok araştırma yapılmış ve bu araştırmaların ışığında tekne formlarının analizinde önemli gelişmeler sağlanmıştır. Bu alanda 1973 yılında kurulan Kore Gemi ve Okyanus Mühendisliği Araştırma Enstitüsü tarafından gemi inşaatı alanında HAD analiz yöntemlerinin uygulanabilmesi ve deneysel olarak fiziksel akışın yorumlanabilmesi için araştırma amaçlı bir gemi yapılabilmesi ile ilgili gerekli hazırlıklar yapılmış ve bir referans modelin oluşturulmasına karar verilmiştir. Bu hazırlıklar sonucu ortaya referans model olarak bir yumru başa sahip olan Kriso Container Ship (KCS) konteynır gemisi ortaya çıkmıştır. Ancak bu gemi modeli sadece araştırma amaçlı tasarlanmış olup hiçbir zaman gemi ölçeğinde üretimi yapılmamıştır. Formun hidrodinamik karakteristiğinin incelenmesi sadece HAD analizleri ile ve International Towing Tank Conference (ITTC) tarafından akredite edilmiş çekme tankına sahip olan kurumların çekme tanklarında yapılabilmektedir.



Şekil 1.2 KCS Gemi modeli direncinde belirsizlik analizi testi (Delen, 2015)

Yine Kore Gemi ve Okyanus Mühendisliği Araştırma Enstitüsü tarafından çeşitli HAD analizleri yapabilmek ve fiziksel akış hakkında bilgiler elde edebilmek amacıyla benzer gövde formuna sahip ancak kıç formları farklı KVLCC1 ve KVLCC2 gemi formları tasarlanmıştır. KVLCC serisine ait bu formlar sadece test amaçlı tasarlanmış olup gerçek ölçülerde üretimleri yapılmamıştır.

Bu iki gemi modeli ile ilgili olarak iki farklı Çalıştayda çalışmalar yapılmış ve sonuçları paylaşılmıştır. İlk yapılan SIMMAN 2008 Çalıştay'ında her iki gemi modelinin derin sudaki manevra performansları incelenmiştir. SIMMAN 2014 Çalıştay'ında ise KVLCC1 ve KVLCC2 gemi formlarının benzer olmasından dolayı sadece KVLCC2 modeli üzerinde inceleme yapılmış ve bu formun sığ su performansı incelenmiştir. Bu çalışmaların dışında 2016 yılında MASHCON (Conference on Manoeuvring in Shallow and Confined Water) konferansında DTC (Duisburg Test Case) test modelinin sığ sularda manevra performansının incelendiği çalışma yayımlanmıştır. Sayısal yöntemlerin doğrulanabilmesi için çekme tankı deneyleri ile HAD analizlerinin karşılaştırılması büyük önem taşımakta olup referans niteliğindeki bu çalışmalardan elde edilen deney ve analiz sonuçları, yapılan simülasyonların hata ve belirsizliklerini hesaplama imkânı vermekte ve bu sayede simülasyonların gerçeği ne ölçüde yansıttığı, eğer yansıtmıyorsa bunun nedenleri hakkında önemli bilgiler elde edilmektedir.

1.4 HAD Analiz Yöntemi

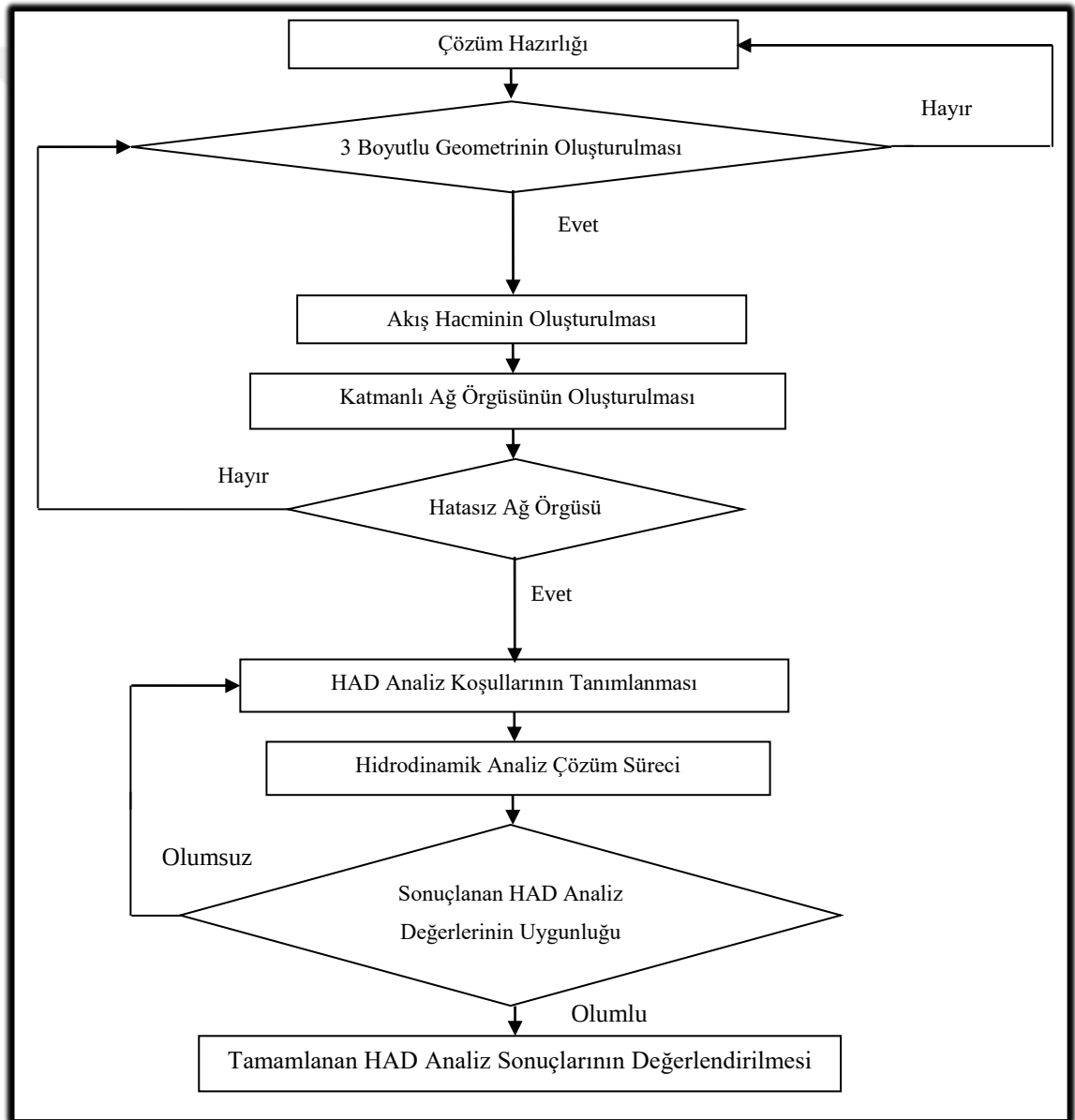
Klasik akışkanlar mekaniğinin denklemleri ile viskozite ve sıcaklık farkı içeren, karışık geometrilere sahip sistemler içinde çözümlere ulaşmak çok zordur. Bu nedenle karmaşık akış süreçlerinin çözümlenebilmesi için HAD yöntemi iyi bir analiz yöntemi olabilir. Klasik akışkanlar mekaniği ile dairesel borular ve levhalar gibi basit geometrik yapıya sahip geometrilerde sonuca ulaşılabilirken, karmaşık bir yapıya sahip bir sistem için HAD analiz yöntemine başvurmak gerekmektedir. Bu tür yapıları inceleyebilmek için öncelikli olarak akış bölgesinin, akışa ait temel diferansiyel denklemlerini kullanarak simülasyon alanının veya hacminin oluşturulması gerekmektedir. Belirlenen kontrol hacminde küçük sonlu sayıda hacim elemanından oluşmuş bir ağ yapısı meydana getirilir ve oluşturulan her bir eleman köşe noktalarından düğüm noktalarıyla birbirine bağlanır. Oluşturulan bu belirli sayıdaki elemanlar yardımıyla, sonlu hacimler yönteminde her bir düğüm noktasından veriler alınır ve böylece tüm bölgenin analizi yapılarak tüm yapının çözümüne ulaşılır.

1.5 Tezin Hazırlığı ve Metodu

HAD yönteminin gemi gövdesi ve sevk sistemi tasarımlarında kullanılması önemli bir seviyeye ulaşmıştır. Çünkü bilgisayar teknolojilerinin gelişmesi, beraberinde HAD yöntemlerinin geliştirilmesini sağlamış ve HAD sayesinde büyük bütçeli model havuzu deneylerinin bilgisayar ve yazılım platformunda simülasyonlarının kısa zamanda ve düşük maliyetlerle yapılabilmesi mümkün hale gelmiştir. Akışkanlar mekaniği uygulamalarında seçilecek olan yazılımın özellikleri dikkatle incelenmeli ve analiz için gerekli olan türbülans algoritmalarının özellikleri belirlenerek bu doğrultuda analizler yapılmalıdır. Bu durum için HAD simülasyon metodunu açıklayan bir akış şeması oluşturulduğunda, şemadaki ilk bölüm, analizi gerçekleştirmek için gerekli olan katı modelleri oluşturmakla başlayacak ve ardından ağ örgüsü (*mesh*) için gerekli olan hesaplama hacminin oluşturulmasıyla devam edecektir. Tablo 1.1’de bu iki aşamadan sonra model formlarının sınır koşulları belirlenerek çözüm süreci başlatılacaktır. Ancak elde edilen sonuçların beklenenden

farklı çıkması durumunda ağ yapısının ve sınır koşul parametrelerinin değiştirilmesi ve analizin yenilenmesi gerekmektedir. Hatta birden fazla algoritma denenerek en doğru ve kesin sonuç elde edilene kadar simülasyonların tekrarlanması gerekmektedir. Tablo 1.1’de HAD analizlerinde sürecin tüm aşamaları gösterilmiş olup tezde bu süreçler doğrultusunda HAD analiz yönteminden yararlanılarak karmaşık geometrik yapıya sahip olan gemi formları, belirlenen algoritmalar ve yöntemler yardımıyla incelenmektedir.

Tablo 1.1 HAD analiz metodu



BÖLÜM İKİ

AKIM ÇEŞİTLERİ VE TEORİK YÖNTEMLER

1980’den sonra bilgisayar teknolojisinin gelişmesiyle beraber sayısal modelleme uygulamalarında laminar, türbülanslı ve karmaşık akımlar için sayısal yöntemlerin etkili bir şekilde kullanılabilmesi mümkün olmuş ve bu sayede mühendislik uygulamalarında ortaya çıkan karmaşık problemlerin nümerik yöntemler yardımıyla sayısal modellemesi yapılarak çözüm yollarının araştırılması sağlanmıştır. Bu sayede akışkanlar mekaniğine dayalı mühendislik konularında türbülanslı akımların çözümlenmesinde teorik inceleme ve deneysel modellemeler yerine bilgisayarların yardımıyla sonlu hacimler yöntemi ve yönetici denklemler ile sayısal modellemeler gerçekleştirilerek analizlere başlanmıştır ve bu sayede projelere uygulanmasıyla zaman ve maliyetlerin azalması açısından önemli bir ilerleme kaydedilmiştir.

2.1 Akım Türleri

Gemi modellerine uygulanan HAD analiz metotlarında sıvı moleküllerinin konumları değişirken ortaya üç akım türü çıkmaktadır. Bu akımlar laminar, geçişli ve türbülanslı akımlar olup bu akımları birbirlerinden ayırabilmek ve karşılaştırabilmek için 1883 yılında Osborne Reynolds tarafından bir formül geliştirilmiştir. Bu formül boru çapına, akış hızına ve sıvının kinematik viskozitesine bağlı boyutsuz bir büyüklük olan Reynolds (Re) sayısı ile ifade edilmekte olup akım türlerinin belirlenmesinde kullanılan önemli bir parametre olarak kabul edilmektedir.

Bu parametre sıvı içerisindeki atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranı olarak tanımlanmaktadır. Re sayısı boyutsuz olduğundan herhangi bir birimi bulunmamakla birlikte laminar, geçişli ve türbülanslı akım halleri için ayrı ayrı hesaplanmaktadır. Re formülünde, Denklem 2.1’de verildiği gibi, V ortalama akış hızını, L karakteristik uzunluğu, ρ akışkanın yoğunluğunu ve μ dinamik viskoziteyi ifade etmektedir.

$$Re = \rho \cdot V \cdot L / \mu \quad (2.1)$$

Denklem 2.1’de görüldüğü gibi, akış rejiminde Re sayısı, akışın hızına, akışkanın yoğunluğuna, boru uzunluğuna ve dinamik viskoziteye bağlı olarak değişmektedir. Bu değişkenlerin içerisinde kinematik viskozite ($\nu=\mu/\rho$), Re değerinin azalmasını ya da artmasını etkileyen ve akışın türünü belirleyen en önemli faktörlerden biridir. Viskozite arttığında Re değeri azalacak ve akım hattı doğrusal (yani akışkan akım hatlarının birbirine karışmadığı) bir yörünge takip ederek laminar bir akım olarak kalacaktır. Viskozite azaldığında ise akım rejimi değişerek türbülanslı bir akım haline dönüşecektir.

Bu akım değişimleri ile ilgili olarak tüm akış rejimlerinin Re değer aralıkları Tablo 2.1’de görüldüğü gibi farklı geometriler ve akış konfigürasyonlarına göre değişiklik göstermekte ve akım, laminar akımdan türbülanslı akıma doğru geçtikçe Re sayısının arttığı görülmektedir.

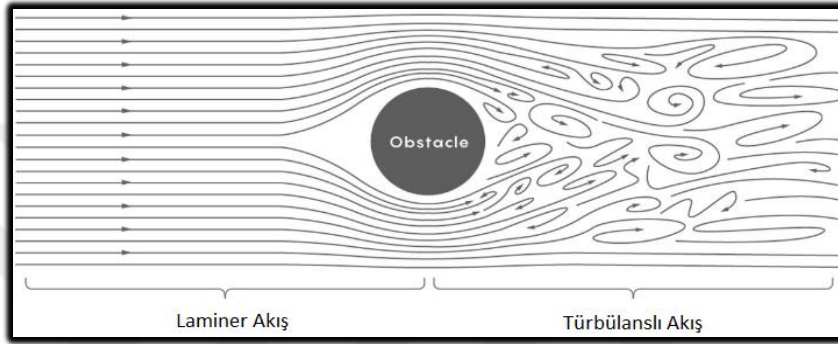
Tablo 2.1 Farklı akış rejimlerindeki reynolds sayıları

Akış Konfigürasyonları	Laminer Akış	Geçiş Akışı	Türbülanslı Akış
Kanatçık Etrafındaki Akış	$Re < 5 \cdot 10^5$	$5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$	$Re > 10^7$
Silindir Etrafındaki Akış	$Re < 2 \cdot 10^5$	$Re \cong 2 \cdot 10^5$	$Re > 2 \cdot 10^5$
Küre Etrafındaki Akış	$Re < 2 \cdot 10^5$	$Re \cong 2 \cdot 10^5$	$Re > 2 \cdot 10^5$
Dairesel Kesitli Borunun İçerisindeki Akış	$Re < 2300$	$2300 < Re < 4000$	$Re > 4000$

Türbülans, akışkanlar mekaniğinin en zorlu ve tek başına çözilemeyen klasik fiziksel modellerinden birisidir. Türbülans hakkında geniş kabul gören kavram, Kolmogorov kanunudur. Bu teoriye göre, büyük ölçekli türbülans dalgalanmaları Reynolds gerilimi boyunca ortalama akış tarafından türetilmektedir. Bu büyük dalgalanmalar aynı atalet mekanizmaları boyunca daha küçük ölçekli dalgalanmalara neden olmaktadır (Kolmogorov, 1991).

2.1.1 Laminer ve Türbülanslı Akımlar

Laminer bölgedeki akışta, hız katmanları doğrusal ve düz yönde oluşurken, türbülanslı akıştaki hız katmanlarında çalkantılar/girdaplar ile beraber çok düzensiz dalgalanmalar görülmektedir. Bu iki farklı akım rejiminde, akış katmanları arasındaki farklılıklar olduğu bilinmekte olup bu farklılıklar Şekil 2.1’de açık olarak görülmektedir.



Şekil 2.1 Türbülanslı ve laminer akış (Hartnett, 2018)

Laminer akış genellikle küçük çaplı düz borular ile birlikte düşük akışlı hızlarda gerçekleşmektedir ve bu akışta katmanlardaki parçacıkların hızlarının aynı olduğu görülmektedir. Bu akış kritik hız eşiğine gelince düzensizleşir ve türbülanslı bir akıma doğru dönüşmeye başlar. Türbülanslı akım ise bir gazın veya sıvının hareket halindeki düzensizliğidir ve türbülanslı akış türü genellikle büyük çaplı borularda ve yüksek akış hızlarında ortaya çıkmaktadır. Bu iki akış türüne ek olarak ayrı geçişli akış türü oluşabilmektedir. Geçişli akışlarda genellikle borunun merkezinde türbülanslı bir akım var iken, kenarlarında laminer bir akış türü oluşmaktadır.

Laminer akım halinde, akışkan tabakaları akışa dik doğrultuda birbirine karışmadan, düzlemsel tabakalar halinde birbiri üzerinde değişen izafi hızlarda kayarlar. Sınır tabakalar içindeki doğrusal yörüngeler boyunca hareket eden akışkan parçalarının du/dy hız gradyanı sabittir. Cisim veya akışkanın hızının artması ile Reynolds sayısı büyür. Bu durumda sınır tabaka içerisinde akım hatlarının düzgünlüğü bozulur ve birbirine karışır. Sınır tabaka içinde; akışkanın

cinsine, cisim veya akışkanın hızına, akışkan içindeki cismin biçimine, boyuna ve yüzey durumu ile akışkan derinliğine bağlı olarak; laminar akım hali, laminar-türbülanslı karışım akım hali veya tamamen türbülanslı akım hali meydana gelir. Akım hatlarının bozulmaya başladığı Re_n sayısı, kritik Reynolds sayısı olarak tanımlanır (Çelik, b.t, s.6).

Levha yüzeyinde oluşan sınır tabaka, levhanın giriş ucundan başlamak üzere levha çıkışına kadar üç farklı değişik rejim gösterir. Levhanın hemen önünde akışkan katmanları ile levha arasında enerji geçişi olmadığından veya çok az olduğundan akım “laminar akım” davranışı gösterir. Levhanın gerisine doğru ise akım katmanları arasında enine enerji geçişleri oluşur ve akımda olası girdap, çapraz akım ve ayrılma gibi olaylar meydana gelir. Bu akım rejimi ise “türbülanslı akım” olarak isimlendirilir. Bu iki akım türü arasında ise akışkan, ne laminar akımın ne de türbülanslı akımın özelliklerini gösterir. Bu kısım ise “geçiş bölgesi” olarak isimlendirilir (Delen, 2015).

2.2 Yönetici Denklemler

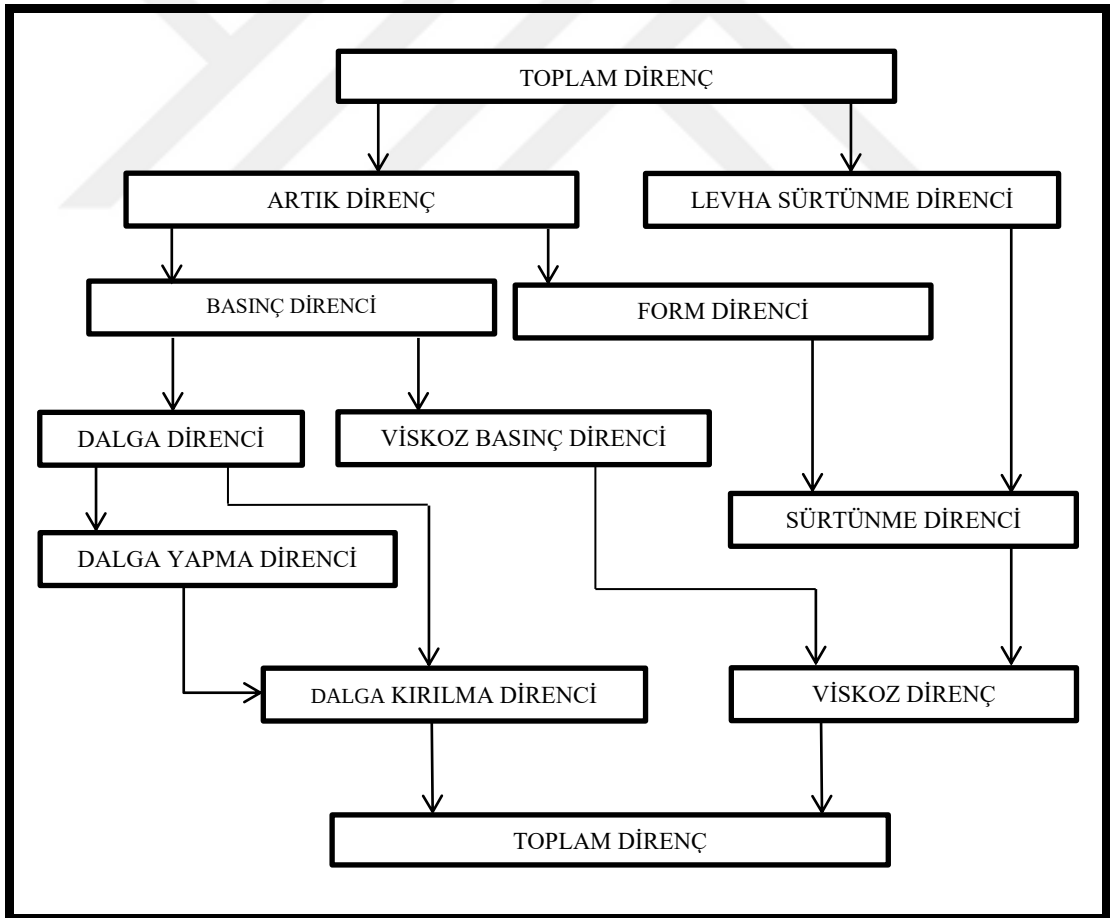
Deneye dayalı gemi direncini belirlemede uygulanan yöntem, ilk olarak 19. yüzyılda William Froude tarafından model gemilerine uygulanarak ortaya konmuştur. Froude, o dönemde elde edilen çekme tankı model deney sonuçlarından bu yöntem sayesinde, toplam gemi direncinin sonuçlarını elde ederek gerçek gemi performansına ulaşabilmeyi hedeflemekteydi.

$$Fr = V / \sqrt{gL} \quad (2.2)$$

Froude yönteminden sonra zaman içerisinde direnç bileşenleri için değişik formüller önerilmiş ve kullanılmış olsa bile günümüzde hâlâ çekme tankı testlerinde Froude hipotezi (Froude sayısı benzerliği, Denklem 2.2) olarak bilinen bu yöntem kullanılmaktadır. Mevcut yöntemde gemide ortaya çıkan toplam direnç faktörünün ana kaynağının pek çok direncin bileşkesinden kaynaklandığı bilinmekte olup Tablo 2.2’de toplam direncin bileşenleri ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

Akışkan içinde bir cisim hareket halindeyken oldukça karmaşık durumlar ortaya çıkabilmekte ve bu karmaşık durumlar gemi örneğinde Tablo 2.2'deki gibi pek çok direnç bileşenini ortaya çıkarabilmektedir. Günümüzde bu direnç bileşenlerinin matematik model ve diferansiyel denklemleri gelişmiş yazılım ve bilgisayarlar sayesinde çeşitli algoritmalar uygulanarak birçok analiz programlarında kullanılmaktadır. Bu analiz programları iki veya üç boyutlu olarak oluşturulmuş modeller üzerinde karmaşık analizlerin yapılabilmesine olanak sağlamaktadır. Söz konusu analizleri yapabilmek için oluşturulan çözüm modelleri, akışkanlar mekaniği içerisinde yer alan temel denklemlerden oluşmakta olup bu temel denklemlerin içerisinde kütle, momentum ve enerji korunumu (süreklilik), momentumun korunumu, enerjinin korunumu ve Navier-Stokes (N-S) denklemleri yer almaktadır.

Tablo 2.2 Toplam gemi direncinin bileşenleri



Kuşkusuz, akışkanlar mekaniğinde yer alan kütlenin, momentumun ve enerjinin korunumu ilkeleri ile bazı kabullerle birlikte N-S diferansiyel denklemlerinin çözümü oldukça zordur ve genellikle belirli basitleştirmeler ile sayısal çözümleri yapılabilmektedir. Bu ilkelerden bir, olan kütlenin korunumu ilkesine göre akım alanında bulunan bir hacme bütün yüzeylerinden belirli bir zamanda giren kütle miktarı, bu hacimdeki kütlenin aynı zaman içindeki artmasına eşittir. Bu nedenle kapalı sistemlere, akım esnasında kütlenin sabit kalmasından dolayı kütlenin korunumu ilkesi tam olarak uygulanabilmektedir. Denklem 2.3’de gösterilen bu ilkenin diferansiyel bir kontrol hacminde akışkan akımına uygulanması ile birlikte süreklilik denklemi elde edilmektedir.

$$\dot{m}_{\text{giren}} - \dot{m}_{\text{çıkan}} = \frac{dm_{KH}}{dt} \quad (2.3)$$

Bir cismin momentumu cisme etki eden kuvvet ile doğru, cismin kütlesi ile ters orantılı olup birim zamandaki değişimi cisme etki eden net kuvvete eşittir. Bir sisteme etki eden net kuvvet sıfır olduğunda o sistemin momentumu sabit kalır ve korunur. Kontrol hacminden geçen bir akıma Denklem 2.4’de gösterilen momentumun korunumu ilkesinin uygulanması ile hareketli akışkanlar tarafından oluşturulan kuvvetlerin çözümüne ait hareket denklemleri meydana gelmektedir.

$$\mathbf{F} = m \cdot \vec{a} = \frac{d(m \cdot \vec{V})}{dt} \quad (2.4)$$

Akışkan akımlarının kontrol hacimlerinde sadece kütleli debi yolu ile enerji geçişi görülmektedir ve bu yüzden sadece enerjinin mekanik biçimleri göz önünde tutulmakta olup Denklem 2.5’de verilen enerjinin korunumu prensibinin uygulanması sonucunda enerji denklemleri elde edilmektedir. Bu denklemde E iç enerjideki değişimi, Q ısı değişimini, W ise yapılan işi temsil etmektedir.

$$\frac{dE}{dt} = Q - W \quad (2.5)$$

2.2.1 Akışan Hareketini Yöneten Genel Denklemlerin İntegral Formu

ANSYS Fluent programında kütle korunumu (süreklilik), momentum ve enerjinin, türbülans modelleri için oluşturulmuş olan integral denklemleri Sonlu Hacimler Yöntemi (SHY) ile çözülebilmektedir. HAD programlarında SHY'nin çözümlenebilmesi ise süreklilik ve momentum denklemleri ile yapılabilmektedir. Akışkan hareketlerini yöneten ve Denklem 2.6'da yer alan süreklilik denklemi, kütle korunumunu esas almakta olup bu denklemde sıkıştırılamaz akışkanlar için sisteme giren akım miktarıyla çıkan akım miktarının eşit olduğu kabul edilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho \cdot dV + \iint \rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (2.6)$$

Akışkanlar mekaniğinde momentumun korunumu prensibine göre dış kuvvetlerin toplamı atalet kuvvetine eşittir. Bu durumdan kaynaklı dış kuvvetlerin toplamı momentumun birim zamandaki değişimine eşit olmakta olup Denklem 2.7'de momentum denkleminin integral formu ile gösterilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint (\rho \cdot dV) \cdot \vec{V} + \iint (\rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n} dS) \vec{V} = - \iint p \cdot \vec{n} dS + \vec{F}_{visc} + \iiint \rho \cdot \vec{f} \cdot dV \quad (2.7)$$

Enerjinin korunumu yasasına göre enerji yok edilemez veya yoktan var edilemez, sadece form değiştirir. Bu değişim sürecinde çevreden sisteme etki eden kuvvetlerin yaptığı iş; basınç, bünyesel ve viskoz kuvvetlerin yaptığı işler olarak bilinmektedir. Bir sisteme giren veya çıkan net enerji, sistemin enerji miktarındaki değişime eşit olup, enerji kapalı bir sistem sınırından ısı veya iş geçişi olarak transfer olur. Bu doğrultuda kontrol hacimlerinde enerji geçişi kütleli debi yoluyla olmakta olup Denklem 2.8'de bu eşitlik, enerji denkleminin integral formunda verilmektedir.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \iiint \rho \cdot \left(e + \frac{1}{2} V^2 \right) \cdot dV + \iint (\rho \cdot \vec{V} \cdot \vec{n} dS) \vec{V} \cdot \left(e + \frac{1}{2} V^2 \right) \\ = - \iint (p \cdot \vec{n} \cdot dS) \cdot \vec{V} + \iiint (\vec{f} \cdot \rho \cdot dV) \cdot \vec{V} + \dot{W}_{visc} + \iiint \dot{q} \cdot \rho \cdot dV + \dot{Q}_{visc} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Sonlu hacimler yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerin cebirsel denklemlere dönüştürülerek çözülebilmesidir. Bu yöntem sonlu farklar yöntemine oldukça benzemektedir ve SHY’de kısmî diferansiyel denklemlerde sapma terimi içeren hacim integralleri, sapma teoremi (diverjans ($\vec{\nabla}$)) yardımı ile yüzey integrallerine dönüştürülmektedir. Bu terimler, her bir sonlu hacmin yüzeyindeki akışlar olarak değerlendirilmekte olup özellikle hesaplamalı akışkanlar mekaniği problemlerinde kullanılmaktadır. Ancak bu integrallerin dönüşüm süreçleri yoğun çaba ve uzun süreler gerektirmekte olduğundan, günümüzde yüksek kapasiteli bilgisayarlar sayesinde kısa sürede yapılması mümkün hale gelmiş ve bu sayede çeşitli mühendislik alanlarında kullanılmaya başlanmıştır.

Akışkanlar mekaniğinde en fazla karşılaşılan denklemlerden biri olan N-S denklemleri, bazı kabuller ile birlikte fiziğin üç temel kanunu olan kütle (süreklilik), momentumun ve enerjinin korunumu kanunlarından türetilmiştir. Bu denklemin iki farklı formu olmakla beraber, formlar korunumlu ve korunumsuz olarak adlandırılmakta olup aynı denklemi ifade etmektedir. Ancak bu formların kullanım alanları aynı olmadığından, farklı uygulama alanlarında kullanılmaktadırlar. Uygulama alanlarında korunumlu form, uzayda bir kontrol hacmi oluşturularak elde edilen bir denklem iken, korunumsuz form akışkan ile hareket eden bir kontrol hacmi kabulü yapılarak oluşturulan bir denklemdir. Akışkanlar mekaniğinde sıkıştırılamaz ve viskoz olmayan Newton tipi bir akışkanın daimî laminar akış için yazılan hareket denklemleri, süreklilik ve N-S denklemlerini kapsamaktadır. Sıkıştırılamaz akışkanlarda bu denklemleri tam anlamıyla ifade etmek gerekirse; Denklem 2.9 süreklilik denklemi, Denklem 2.10 ise hesaplama hacmi boyunca doğrusal momentumun taşınmasını sağlayan momentumun korunumunu ifade eden N-S denklemleridir.

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.9)$$

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \rho f_i - \frac{dp}{dx_i} + \frac{d}{dx_j} \left[2\mu \left(e_{ij} - \frac{\Delta \delta_{ij}}{3} \right) \right] \quad (2.10)$$

HAD yönteminde, sınırlı bir hesaplama hacmi içinde hareket denklemleri kullanılarak akışkana ait fiziksel parametrelerin değişiminin belirlenmesi söz konusudur. Bu denklemleri sayısal olarak çözebilmek için ilk olarak bir hesaplama hacminin seçilmesi gerekmektedir. Bu hacimde bir ağ oluşturularak hacmin çok sayıda küçük elemana bölünmesi sağlanır ve çözüm hacimleri ismi verilen bölgeler oluşturulur. Burada her küçük hacim, korunum denklemlerinin ayrık hallerinin çözüldüğü bölgeler olarak düşünülebilir. Daha sonra sayısal bölgenin sınır şartları, akışkanın türü ile özellikleri belirlenerek sayısal parametreler ve çözüm algoritmaları seçilir ve başlangıç şartları oluşturulur. Bu aşamalardan sonra Denklem 2.9 ve Denklem 2.10'un ayrık formları genel olarak her bir hücrenin merkezinde döngüsel olarak çözülmeye başlar ve adım adım tüm hacimdeki tüm düğüm noktalarından geçerek çözüm süreci tamamlanır.

Bu çalışmada gemi formları üzerinde çeşitli analizlerin yapılabilmesi için SHY'ni uygulayabilen bir HAD programı kullanılmış ve analiz için programdaki en uygun parametrik değerler seçilmeye çalışılmıştır. Bu tarz yazılımlar genellikle SHY problemlerini modelleyebilmek ve çözümleyebilmek için belirli denklem gruplarından faydalanmakta ve denklemler, HAD yöntemi ile uygun ağ örgüsü ile bölünen ve kontrol hacim bölgesi olarak adlandırılan bölgenin her noktasındaki sonlu sayıdaki hacimlere ve düğüm noktalarına uygulanmaktadır.

2.2.2 Navier Stokes (N-S) ve Süreklilik Denklemleri

Akışkanlar mekaniğinde Newton tipi sıkıştırılamaz akışkanların hareket denklemi N-S denklemi ile ifade edilmekte ve denklemin kullanışlı olduğu alanlar bilinen bir geometri ve sınır şartı için, hem hız hem de basınç alanlarındaki değişiklikleri hesaplayabilmektedir. Bu korunumlu N-S transport denklemi, doğrusal ve daimî olmayan ikinci mertebeden bir kısmi diferansiyel denklem olarak bilinmekte olup Denklem 2.11'de verilmiştir.

$$\rho \left[\frac{d\vec{V}}{dt} + (\vec{V} \cdot \nabla) \cdot \vec{V} \right] = -\nabla P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.11)$$

Akışkan parçacıkların hiçbir net dönmeye sahip olmadığı akış bölgeleri vardır ve bu bölgelere dönümsüz (çevrimsiz) akış bölgeleri denir. Dönümsüz akış bölgelerinde N-S denklemi viskoz ($\mu \nabla^2 \vec{V}=0$) terimini kaybeder ve Denklem 2.12'deki Euler denklemine dönüşür. Euler denklemi basit olarak viskoz terimi bulunmayan bir N-S denklemdir, yani N-S denkleminin özel bir durumudur.

$$\rho \left[\frac{d\vec{V}}{dt} + (\vec{V} \cdot \nabla) \cdot \vec{V} \right] = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} \quad (2.12)$$

Kütleninin korunumuna göre sıkıştırılamaz akışkanlarda sisteme giren ve sistemden çıkan akım miktarı sabit kabul edilmekte olup bu durum süreklilik denklemi ile açıklanmaktadır. Akışkandan alınan bir kontrol hacminin genel süreklilik denklemi kartezyen koordinatlarda Denklem 2.13'deki gibi ifade edilmektedir.

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} + \frac{dw}{dz} = 0 \quad (2.13)$$

Newtonun ikinci hareket kanunu gereği sıkıştırılamaz akışkanlar için kartezyen koordinatlarda N-S momentumun korunumu denklemlerinde üç ekseninde momentum denklemi bulunmaktadır. Bu eksenlerde üç momentum denklemi yazılırsa, x ekseninde Denklem 2.14, y ekseninde Denklem 2.15 ve z ekseninde Denklem 2.16'de verilmektedir.

$$\frac{d(\rho u)}{dt} + \frac{d(\rho u^2)}{dx} + \frac{d(\rho uv)}{dy} + \frac{d(\rho uw)}{dz} = -\frac{d\rho}{dx} + \frac{1}{Re_r} + \left[\frac{d\tau_{xx}}{dx} + \frac{d\tau_{xy}}{dy} + \frac{d\tau_{xz}}{dz} \right] \quad (2.14)$$

$$\frac{d(\rho v)}{dt} + \frac{d(\rho uv)}{dx} + \frac{d(\rho v^2)}{dy} + \frac{d(\rho vw)}{dz} = -\frac{d\rho}{dy} + \frac{1}{Re_r} + \left[\frac{d\tau_{xy}}{dx} + \frac{d\tau_{yy}}{dy} + \frac{d\tau_{yz}}{dz} \right] \quad (2.15)$$

$$\frac{d(\rho w)}{dt} + \frac{d(\rho uw)}{dx} + \frac{d(\rho vw)}{dy} + \frac{d(\rho w^2)}{dz} = -\frac{d\rho}{dz} + \frac{1}{Re_r} + \left[\frac{d\tau_{xz}}{dx} + \frac{d\tau_{yz}}{dy} + \frac{d\tau_{zz}}{dz} \right] \quad (2.16)$$

Momentumun korunumunu yöneten diferansiyel denklemler, verilen herhangi bir yönde ideal akışkanlar için de yazılabilir. Ancak denklemler, hem kesme hem de normal gerilmeler ve Stokes viskozite kanunu düşünüldüğünde Ficks ve Fourier yasalarındaki denklemlerden daha karmaşıktır (Patankar, 1980).

Türbülanslı akışın HAD simülasyonları, akış alanının ortalamada sabit olduğu durumda bile laminar akıştan çok daha zordur (istatistikçiler bu durumu durağan olarak ifade eder). Bunun nedeni, hassas türbülanslı akış alanının küçük ölçekteki özelliklerinin hiçbir zaman daimî olmaması ve her zaman üç-boyutlu (belirsiz-dönen ve girdaplı) yapıda olmasından, türbülanslı akışta tüm yönlerde türbülans girdapları adı verilen rastgele girdaplı yapıların ortaya çıkmasıdır (Çengel ve Cimbala, 2014, s.902).

Bazı HAD hesaplamaları, türbülanslı akışın tüm ölçeklerinin daimî olmayan hareketini çözmek için, doğrudan sayısal simülasyon (direct numerical simulation, DNS) adı verilen bir teknik kullanır (Çengel ve Cimbala, 2014).

N-S denklemi ile bir akışkan modellenmeye çalışıldığında ilk aşamada akışkanının belirli bir başlangıç enerjisi olacaktır. Ancak türbülanslı bir akışta bu kinetik enerji yoğunluk kazanacak ve alana eşit dağılmayarak rastgele girdaplarda toplanacaktır. Bu durumda girdaplarda bulunan parçacıklar sonsuz hızda ivmelenebilmekte ve N-S denklemleriyle sonlu bir zaman diliminde çözülen bir problemde hareket hızının sonsuza ıramsaması söz konusu olabilmektedir. Günümüzde N-S denklemlerinde kullanılan akışın karakteristiği düzensiz ve sıkıştırılmaz olduğundan ve klasik matematiksel yöntemler ile doğrudan çözülemediğinden SHY yöntemine başvurulmakta ve HAD programları içerisinde yer alan ve çeşitli algoritmalar yardımı ile oluşturulan simülasyon modellerinin uygulanabilmesi sayesinde çözülebilmektedir.

Bazı türbülans modelleri ile tüm daimi olmayan türbülans girdapları modellenmektedir. Hiç bir türbülans girdabının daimi olmayan özelliklerini çözmek için bir girişimde bulunulmaz. Bunun yerine türbülans girdaplarının yol açtığı artan karışım ve difüzyonu dikkate almak için matematiksel modeller kullanılır. Bir türbülans modelini kullanırken daimi N-S denklemi, Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) denklemi adı verilen daha özel bir denklemle yer değiştirir. Daimî (durağan), sıkıştırılamaz ve türbülanslı olan bir akış için bu denklem 2.17'deki daimî RANS denklemi halini alır (Çengel ve Cimbala, 2014, s.903).

$$(\vec{\nabla} \cdot \vec{\nabla})\vec{V} = -\frac{1}{\rho}\vec{\nabla}P + \nu\nabla^2\vec{V} + \vec{\nabla} \cdot (\tau_{ij,turbulans}) \quad (2.17)$$

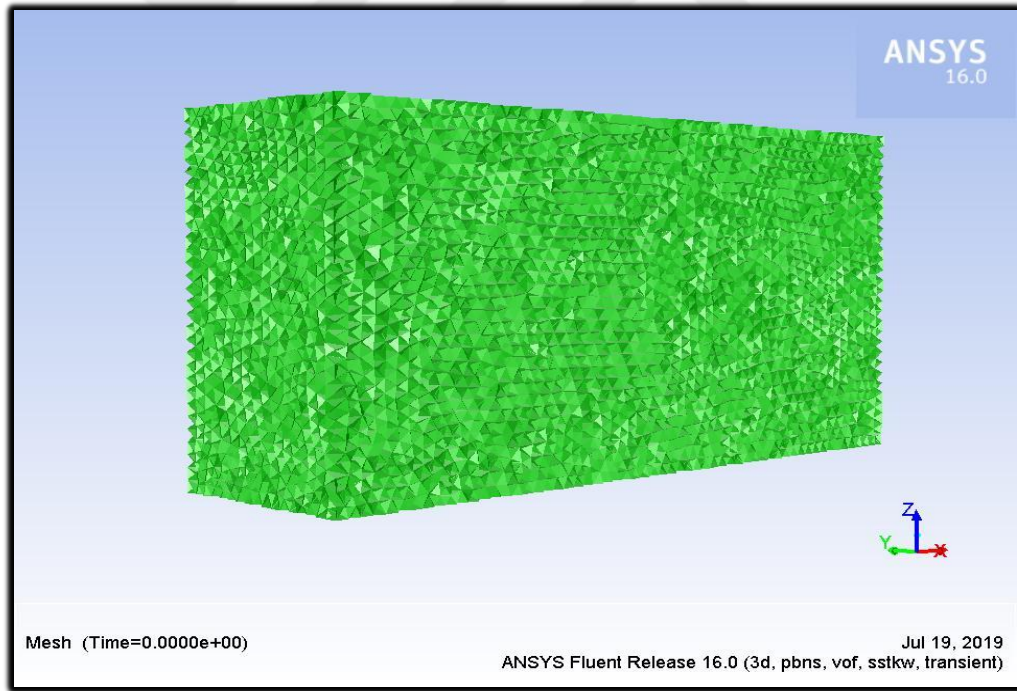
Navier-Stokes denklemlerinin çözümü esnasında türbülans etkilerinin denklem ile birleştirilmesi ise ayrı bir araştırma konusudur. Bu birleştirme yöntemlerinde, eğer akım yüzeyinde çok büyük değişiklikler, akım derinliğinde çok büyük farklılıklar gözüküyorsa, o zaman akım tek fazlı çözülebilir. Ancak akım alanında su ile beraber başka bir akışkanın etkileşimi önem kazanıyorsa o zaman çok fazlı simülasyonlar gerekmektedir.

Bu birleştirme işlemi esnasında üç ana metot vardır. Bunlar Reynolds Ortalamalı (Averaged) Navier – Stokes denklemleri (RANS), Large Eddy Simulation (LES) ve Direct Numerical Simulation (DNS) metotlarıdır. Mühendislik problemlerinde eğer türbülanslı akımlarda türbülans kaynaklı akım özellikleri değil de ortalama akım profilleri yeterli ise genellikle RANS bazlı simülasyonlar yeterli olmaktadır. Bu metot ortalama akım değerlerini çözer ve geri kalan türbülans ile ilgili detayları modeller. LES metodu akımdaki büyük boyutlu türbülans yapılarını N-S kullanarak çözümler, küçük boyuttaki türbülans yapılarını ise modeller. DNS metodu üç boyutlu (3B) zamana bağlı N-S denklemlerini ve tüm kaotik akım alanını çözer.

BÖLÜM ÜÇ

AĞ BÖLÜMLEMESİ VE TÜRBÜLANS MODELLERİ

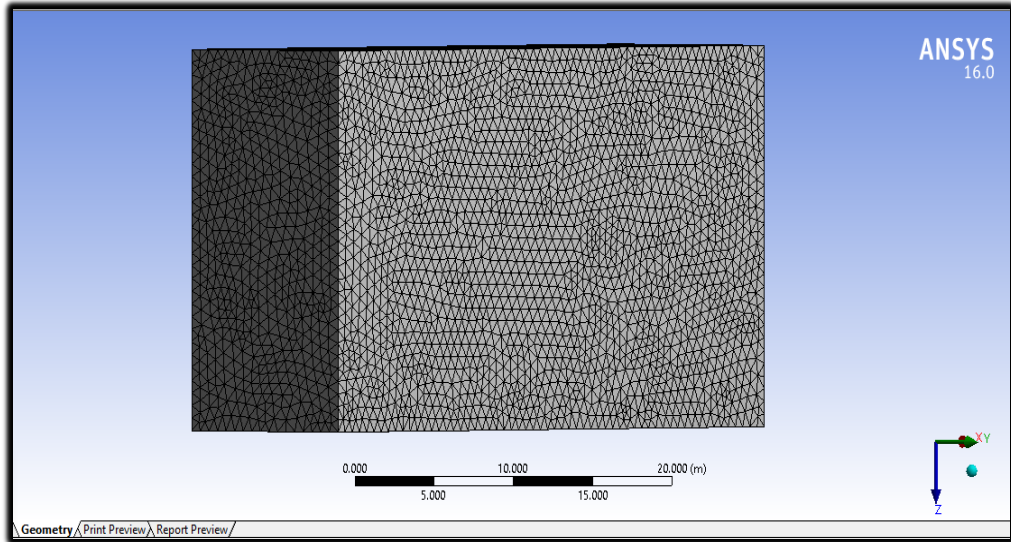
Geometrik modelleme sürecinden sonra analiz edilecek kontrol hacmi belirlenir. Daha sonra ilgili hacmin sonlu hacim elemanlarına bölünmesi gerekli olup ağ bölümlemesi, bölümlenen bu hacimlerin düğüm noktaları matematiksel formüllerin yardımı ve bunları kapsayan bir yazılım aracılığıyla çözülürler. Hesaplama hacmi için sayısal modelleme ve analiz yöntemiyle birlikte akış uygulamalarında çalışmanın sınır koşullarını belirlemek son derece önemlidir (Şekil 3.1). Elde edilecek verilerin teorik ve deneysel verilerle aynı olması veya yakın çıkabilmesi, sınır koşullarının doğru şekilde seçilmesine, ağ yapısına ve türbülans modeline bağlıdır. Sayısal modellemede nümerik yöntemler sayesinde bir çok türbülans modeli hazırlanmıştır.



Şekil 3.1 ANSYS Fluent Simülasyonu

3.1 Ağ Bölümlemesi

HAD analiz yönteminde uygun geometri kullanılmasına rağmen ağ modelinin yapısı, tasarımı ve kalitesinin belirlenmesi son derece önemli olup uygun sınır şartları ile beraber akış parametrelerinin doğru belirlenebilmesi elde edilen sonuçları doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle uygun geometri oluşturulsa bile ağ modelinin yapısı, yanlış çözümleyici veya iterasyon zamanından kaynaklı problemler, deneysel verilerle elde edilen sonuçlardan farklı ve yanlış sonuçların ortaya çıkmasına neden olabilmektedir. Bu tez kapsamında gerçekleştirilecek HAD simülasyonları için katı modellerin ağ yapısı oluşturulurken, ağ yapısının kalitesi yüksek seviyede tutulacak, fakat analiz süresinin aşırı uzaması veya analizin ıraksaması riskine karşı, katı modele uzak bölgelerde daha az hacim elemanı kullanılması yoluna gidilecektir. HAD analizi için gerekli olan ağ yapısını oluşturmak için kabul görmüş üç çeşit ağ örgü yöntemi bulunmaktadır. Bunlar düzenli, serbest ve kartezyen örgü yöntemleri olarak bilinen ve hesaplama hacmi içerisindeki örgü yoğunluğunu oluşturmak için kullanılan yöntemlerdir. Ancak uygulamalarda düzenli ve serbest örgü tekniği daha çok ön plana çıkmaktadır. Bir HAD hesaplamasında en önemli aşama, kontrol hacmindeki problemi analiz edebilmek için Şekil 3.2'deki gibi uygun kalitede bir ağ örgüsünün oluşturulmasıdır.



Şekil 3.2 Ağ örgüsü

Ağ yapısının örgü sıklığı, çözümün sonuçlarını ve süresini doğrudan etkilemektedir. Bu nedenle kontrol hacmine uygulanan örgü yapısı kontrol edilerek iyileştirilmeli ve modellere uygun kalitede örgünün uygulanması sağlanarak kullanılan türbülans modellerinin doğru çözümlere ulaşması hedeflenmelidir. Bu çalışmada Tablo 3.1'deki iki ana grup altında bulunan tekne formları incelenerek HAD analizi için, bu gruptaki tekne modellerinin karakteristik formları seçilecektir. Belirlenen formların geometrileri oluşturularak katı modelleri hazırlanacak ve HAD analizi için yukarıda belirtilen kriterler göz önüne alınarak en uygun ağ yapıları oluşturularak seçilen tekne formlarından elde edilen analiz sonuçları daha önce çekme tankı deneyleri yapılmış olan gemilerin deney sonuçları ile karşılaştırılacaktır.

Tablo 3.1 Analizi yapılacak tekne ve gemi tipleri

Gemi Tipleri	
Bot	• Yuvarlak karinalı (deplasman) teknesi • V karinalı tekne
Ticaret gemisi	• Hızlı konteynır gemisi

Ortalama bir işlemciye sahip bilgisayarlarla yapılan analizlerde türbülans modellerinin ağ yapısına etkin bir şekilde uygulanabilmesi için 1/1 ölçekli gemilerin veya teknelerin boyutları küçültülerek, modeller için en uygun ağ örgüsünün seçilmesi gerekmektedir. Aksi takdirde HAD analiz sürecinde gemiler veya tekneler üzerinde yapılacak olan analizlerin bilgisayarların kapasitesini zorlamasından dolayı analizin sonuçlanamaması gibi durumlarla karşı karşıya kalınabilmektedir.

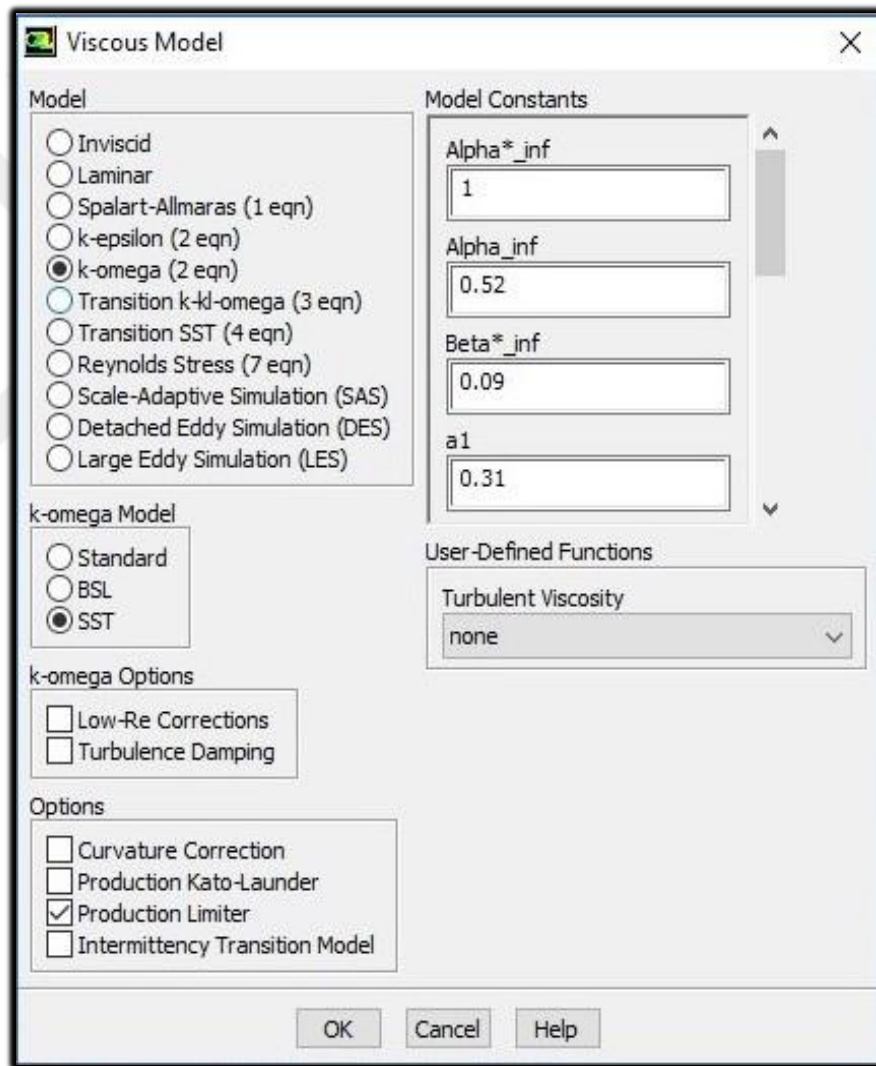
3.2 Türbülans Modelleri

Akışkanlar mekaniğine dayanan mühendislik alanlarında akışın sayısal modellenmesi sırasında ortaya çıkan en büyük zorluk, oluşan türbülans kaynaklanmaktadır. Bu sebeple türbülans oluşumunun akışkanlar dinamiğinde ayrıntılı olarak ele alınması gerekmektedir. Türbülans, bir akımda girdaplar olarak ortaya çıkar ve belirli hız sınır koşulları geçildiği zaman ise bu girdaplar karışır ve belirsizlikler yaratarak kaotik durumlar ve katı cisim cidarından tabakalar halinde ayrılmalar oluşturabilir. Bu yüzden türbülans, klasik fiziğin en önemli çözülmemiş problemlerinden biri olarak kabul edilmektedir ve gerekli denklemleri çözmek için belirli bir analitik çözüm yöntemi bulunmamaktadır. Bu nedenle sayısal çözümlemelere başvurulması gerekmektedir.

Ortaya çıkan nümerik yöntemler ile birlikte sayısal modellemeler için kullanılan bazı teknikler geliştirilmiştir ve bu teknikler türbülanslı akımlarda tek fazlı ve çok fazlı simülasyonları mümkün kılmaktadır. Tek fazlı simülasyonlar akım alanında sadece bir akışkanın var olduğu ve akım yüzeyinin sabit bir düzlem ile tanımlanması durumunda, akım yüzeyinde ve derinliğinde büyük değişiklikler olmuyorsa tercih edilebilir. Çok fazlı simülasyonlar ise, akım alanında birden çok akışkan mevcut ise uygulanmalıdır. Örneğin ortamda su ve hava etkileşimi söz konusu ise ve serbest su yüzeyi bulunuyorsa çok fazlı simülasyonlar kullanılmalıdır.

Günümüzün simülasyon uygulamalarında yazılımlar Reynolds-Averaged Navier–Stokes (RANS) tabanlı denklemleri ve çeşitli algoritmaları kullanarak bu denklemleri çözecek düzeyde ilerleme kaydetmiş olsa bile, HAD analiz yönteminde bazı özel türbülans modelleri için özel sayısal laboratuvarlar oluşturmak gerekmektedir. HAD simülasyonlarının uygulanacağı platformlarda elde edilecek olan sayısal verilerin deneysel verilere yakın çıkabilmesi için, gerçek ortam koşulları dikkate alınarak modellere göre uygun türbülans algoritmalarının seçilmesi gerekir.

Yıllar içerisinde deneylere dayanan türbülans modelleri geliştirilmiş olup belirlenen bu modeller doğrultusunda ANSYS Fluent yazılımı kapsamında çeşitli türbülans modelleri hazırlanmıştır. Şekil 3.3’de ANSYS Fluent yazılımında kullanılan türbülans modellerinin seçim arayüzü verilmektedir ve bu arayüz yardımıyla “Viskoz Olmayan, Laminar, Spalart-Allmaras, k- ϵ , k- ω , Geçişli k-kl- ω , Geçişli SST, Reynolds Stress, Ölçek-Uyarlamalı Simülasyon (SAS), Ayrık Girdap Simülasyonu (DES) ve Büyük Girdap Simülasyonu (LES)” türbülans modelleri seçilebilmektedir.



Şekil 3.3 ANSYS Fluent türbülans modelleri seçim arayüzü

3.2.1 Spalart-Allmaras

Tek denklemlı bir model olup genellikle havacılık sektöründe kullanılan bir uygulamadır. Bu model yüksek hızlı duvar çevresi akışlar için tercih edilmektedir. Spalart-Allmaras modeli, kinematik girdap (türbülans) viskozitesi için modellenmiş bir taşıma denklemini çözen basit bir denklem modelidir. Yerel kayma tabakası kalınlığı ile ilgili bir uzunluk ölçeğı hesaplamasının gerekmediğı yeni bir denklem modelini içerir. Bu model duvarla sınırlandırılmış akışları içeren havacılık uygulamaları için özel olarak tasarlanmış ve olumsuz basınç gradyanları taşıyan sınır tabakaları için iyi sonuçlar vermektedir. Ayrıca turbomakine uygulamalarında da kullanılmaktadır (ANSYS Fluent User's Guide Modeling Turbulance, 2006).

3.2.2 Standart $k-\epsilon$ Modeli

Standart $k-\epsilon$ modeli türbülanslı akış koşullarını simüle edebilmek için kullanılan türbülans modellerinden biri olup iki taşıma denklemi ile türbülans modelinin genel tanımını veren iki denklem modelidir. Türbülanstaki enerjiyi belirleyen kinetik enerji (k) ve bu enerjinin yayılma hızını belirleyen ise epsilon (ϵ) türbülans dağılımıdır. “Standart $k-\epsilon$ ” modelinin genelde serbest kayma akışlarında, küçük basınç gradyanlarına sahip olan modellemeler için uygun olduğu görülmektedir.

3.2.3 Standart $k-\omega$ Modeli

Kolmogorov tarafından 1942 yılında iki denklemlı bir türbülans modeli olarak ileri sürülmüştür. Bu denklem modelinde Kolmogorov türbülansın kinetik enerjisini türbülans parametrelerinden biri olarak seçmiş ve Prandtl (1945) gibi bu parametreyi türbülansın davranışını yöneten diferansiyel denklem olarak modellemiştir. Bu modelin ikinci parametresi olarak türbülansın birim kinetik enerji başına dağılımı olan ω 'yı belirlemiştir. Kolmogorov ait $k-\omega$ modelinde ω , k denklemine benzer bir diferansiyel denklemi sağlamaktadır. Kolmogorov bu modeli formüle ederken ω 'yı, “birim hacim ve zamanda enerjinin yayılma hızı” olarak adlandırmıştır (Wilcox, 2006, s.124).

İki denklemlili olan *Standart k- ω* türbülans modeli içerisinde yer alan denklemlerden türbülans kinetik enerjisi k Denklem 3.1’de, taşıma denklemi ω ise Denklem 3.2’de verilmiş olan eşitlikler ile ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_k \frac{\rho k}{\omega} \right) \right] \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \omega) = \frac{\gamma \omega}{k} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \sigma_\omega \frac{\rho k}{\omega} \right) \right] \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.2)$$

3.2.4 SST $k-\omega$ modeli

Bu tez çalışmasının HAD analizlerinde tüm modeller için kullanılmış türbülans modeli olan Shear Stress Transport (*SST*) $k-\omega$ modeli, RANS denklemlerine dayanan ve 1994 yılında Menter, F. tarafından viskoz hesaplamalar için geliştirilmiş olup iki denklemlili modeller arasında yer alan bir türbülans modeledir. Bu türbülans modeli akım ayrılması gibi ters ve yüksek basınç gradyenleri olan akışlarda kullanılmakta olup, genellikle dış akışlarda güvenilir sonuçlar verdiği bilinmektedir. *Wilcox k- ω* ve *Standart k- ε* modellerini birleştiren karma iki denklemlili bir girdap viskozite modeli olan *SST k- ω* , yüksek hassasiyetli sınır tabaklar için önerilir ve bu modelde duvar yakınında $k-\omega$ algoritması, serbest akımda ise $k-\varepsilon$ modeli çalışır. *SST k- ω* türbülans modelinde kullanılan denklemlerden, kinetik enerji Denklem 3.3’de, taşıma denklemi ise Denklem 3.4’de verilmiş olan eşitlikler ile ifade edilmektedir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[v + \sigma_k v_T \right] \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_\omega v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (3.4)$$

SST k- ω türbülans modeli yaygın olarak kullanılan iki denklemlilik bir girdap viskozite modelidir. Kayma gerilmesi taşınımı *SST* formülasyonu sayesinde iki farklı tabakayı en iyi şekilde birleştirebilmektedir. *k- ω* formülasyonu, sınır katmanların iç tabakalarında kullanılabilmesi sayesinde model doğrudan viskoz alt katmanlardan duvara kadar uygulanabilmektedir. Bu nedenle *SST k- ω* modeli, ekstra sönümleme işlevine gerek kalmadan düşük *Re* türbülans modeli olarak da kullanılabilmektedir (CFD online, 2011).

Kayma gerilmesi taşınım (*SST*) modeli Menter tarafından, duvara yakın bölgelerde *k- ω* modelinin doğruluğunu etkili bir şekilde uygulamak üzere geliştirilmiştir. Uzak bölgelerde *k- ϵ* modelinin serbest akış özelliğini sağlayabilmek için, *k- ω* modeli *Standart k- ϵ* formuna dönüştürülür (ANSYS Fluent User's Guide Modeling Turbulance, 2006).

Bu iki türbülans modeli de deneysel olarak geliştirilmiş olup, bugüne kadarki mevcut viskozite modelleri içerisinde yer alan en iyi unsurların kombinasyonlarından oluşmaktadır. Her iki model de nümerik stabiliteye göre diğer formülasyonlardan daha üstün bir yapıya sahip olan *k- ω* formülasyonuna dayanmaktadır. İlk adımda, temel bir model elde edilmektedir. Bu model “sub-and log-layer” katmanında orijinal *k- ω* modelini kullanır ve kademeli olarak sınır tabakasından uzaklaşan bölgede standart *k- ϵ* modeline geçer. Bu bölgede *k- ϵ* modeli serbest kayma katmanlarında da kullanılır. Sınır tabaka akışları için, temel model orijinal *k- ω* modeline çok benzemektedir. Ancak bu model bölgede güçlü serbest akış hassasiyetinden de kaçınılmaktadır (Menter, 1994, s.1603).

3.2.5 Reynolds Gerilme Modeli

Reynolds gerilme modeli (RSM) ANSYS/FLUENT'in sağladığı en kapsamlı türbülans modelidir. İzotropik girdap viskozite hipotezini terk eden RSM, Reynolds gerilmeleri için taşıma denklemlerini ve dağılıma oranı denklemini, Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemleri ile birlikte çözümler. Bu da beş ek taşıma denklemi gerektirdiği ve toplam olarak yedi denklemin de üç boyutlu olarak çözülmesi gerektiği anlamına gelmektedir (ANSYS Fluent User's Guide Modeling Turbulance, 2006)

3.2.6 Ölçek-Uyarlamalı Simülasyon (SAS) Modeli

Ölçek Uyarlamalı Simülasyon (Scale Adaptive Simulation, SAS), türbülanslı spektrumun kararsız akış koşullarında çözülmesini sağlayan geliştirilmiş bir “Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes” (URANS) formülasyonudur. SAS kavramı, von Karman uzunluk ölçeğinin türbülans ölçek denklemine girişine dayanmaktadır. Von Karman uzunluk ölçeği tarafından sağlanan bilgiler, SAS modellerinin bir URANS simülasyonunda çözümlenmiş yapılara dinamik olarak uyum sağlamasına izin verir, bu da akış alanının kararsız bölgelerinde LES benzeri bir davranışla sonuçlanır (Aydoğan, 2018).

3.2.7 Müstakil Girdap Simülasyonu (DES) Modeli

Müstakil girdap simülasyonu (Detached Eddy Simulation, DES) yaklaşımında kararsız RANS modelleri ve aynı modellerin filtrelenmiş sürümleri duvara yakın bölgelerde kullanılır. LES bölgesi büyük türbülans ölçeklerinin baskın bir rol oynadığı çekirdek türbülanslı bölge ile ilişkilidir ve duvara yakın bölgelerde RANS modelleri uygulanır. Bu modelde yapılan hesaplama maliyetleri, LES hesaplama maliyetinden daha düşük RANS' tan büyüktür (ANSYS Fluent User's Guide Modeling Turbulance, 2006).

3.2.8 Büyük Girdap Simülasyonu (LES)

Büyük girdap simülasyonlarında (Large Eddy Simulation, LES), RANS hesaplamaları için kullanılanlardan daha sık ağ örgüleri gerekmektedir. Ayrıca LES simülasyonunda modellenen akışın kararlı istatistiklerini elde etmek için simülasyonun yeterince uzun bir akış süresi boyunca çalıştırılması gerekir. LES akımdaki büyük boyutlu türbülans yapılarını N-S kullanarak çözümler fakat küçük boyuttaki türbülans yapılarını sadece modeller. LES çözülen ölçeklerin oranı açısından DNS ile RANS arasında yer almaktadır. Sonuç olarak, LES de hesaplama maliyetleri, işlemci süresi bakımından sabit RANS hesaplamalarına göre daha büyük boyutlardadır (ANSYS Fluent User's Guide Modeling Turbulance, 2006).

3.2.9 Doğrudan Nümerik Simülasyonu (DNS)

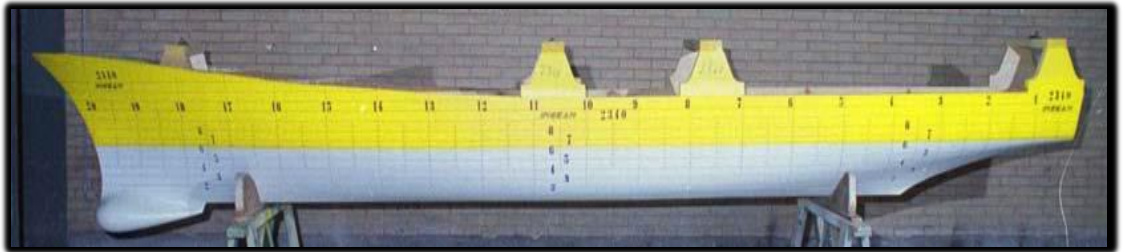
Doğrudan Sayısal Simülasyon (Direct Numerical Simulation, DNS) yöntemi ile herhangi bir türbülans modeline ihtiyaç duyulmadan çözüm yapılır. Fakat DNS ile en küçük türbülanslı yapıları çözümlmek gerekir ve bu nedenle sıkı bir ağ yapısına ihtiyaç duyulur. Günümüzdeki bilgisayar teknolojisinin sunduğu olanaklarla DNS ile çözüm yapmak oldukça fazla süre gerektirmektedir. Gevşek ağların çözümleyemediği türbülanslı yapılar, türbülans modelleri yardımıyla çözülen denklemlerin içerisine eklenir. RANS denklemleri türbülans modelleri kullanılarak çözülür ve uygulamalar için tatmin edici sonuçlar elde edilir (Apaçoğlu, 2010).

BÖLÜM DÖRT

MODELLERİN HAD ANALİZ SÜREÇLERİ

Bu çalışmada orta ve yüksek hızlı gemilerin hidrodinamik analizlerinin yapılması amaçlanmış ve çalışmada üç gemi modeli incelenmiştir. Bu gemi modellerinden INSEAN 2340 ve Harmen Oldendorff modellerine ait çekme tankı deney sonuçları mevcut olup, diğer modele ait herhangi bir çekme tankı deney sonucu bulunmamaktadır. Yapılan çalışmalarda orta ve yüksek hızlı gemilere ait modeller ele alınmış ve çekme tankı deney sonuçlarıyla kıyaslanacak şekilde tüm gemi modellerinin orta ve yüksek hızlarda HAD analizlerinin yapılması amaçlanmıştır. Çekme tankı deney sonuçları bulunan gemilerden INSEAN 2340 modeli, DTMB 5415 savaş gemisinin 1/25 ölçekli bir modeli olup Şekil 4.1'deki gibi sonarın yerleştirilmesini sağlayan farklı bir yumru baş geometrisine sahiptir.

Harmen Oldendorff kuru yük gemisinin 1/80 ölçekli modeli ise Şekil 4.2'de görüldüğü gibi farklı bir geometrik forma sahiptir. Seçilmiş olan üç geminin üç boyutlu geometrik modellerinin kaliteleri son derece önem taşımaktadır. Çünkü HAD analizi için geometrilerin kusursuz bir şekilde katı modele dönüştürülmesi, daha sonra da katı modellerin bulunduğu kontrol hacimlerinin yüksek kaliteye sahip olacak şekilde ağ bölümlenmelerinin yapılması gerekmektedir. HAD analizlerinde tüm modeller için atanan sınır şartlarının ve akış parametrelerinin uygun değerlerde seçilmesi son derece önemlidir, çünkü bu değerler analiz sonunda ortaya çıkacak tüm sonuçları etkiler ve elde edilen sonuçların çekme tankı deney sonuçlarıyla karşılaştırılabilmesini sağlar.

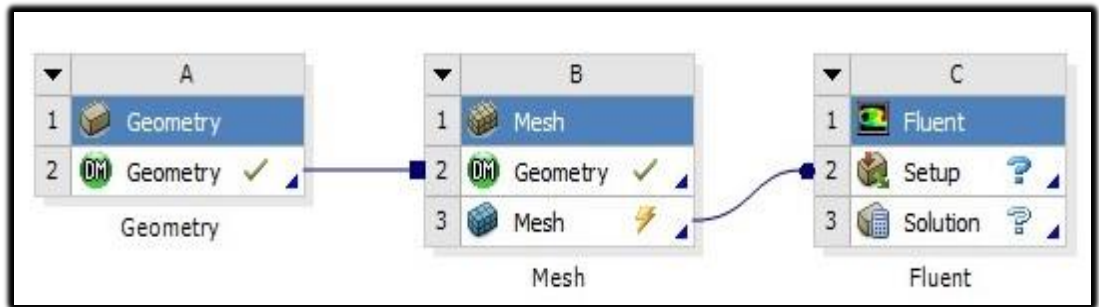


Şekil 4.1 INSEAN 2340 modeli (Olivieri ve diğer., 2001)



Şekil 4.2 Harmen Oldendorff modeli (Obreja ve diğer., 2006)

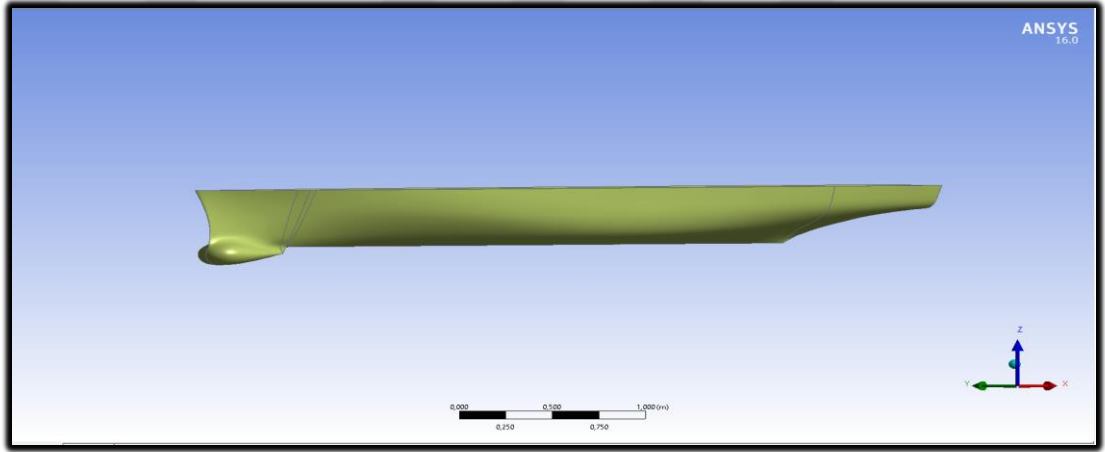
ANSYS Fluent yazılımı HAD analiz sürecinde, çalışmada incelenen tüm gemilerin modellerine ilişkin olarak Şekil 4.3’de gösterilen şemadaki süreç takip edilerek hız-direnç analizleri yapılmış ve bu doğrultuda toplam direnç sonuçları elde edilmiştir.



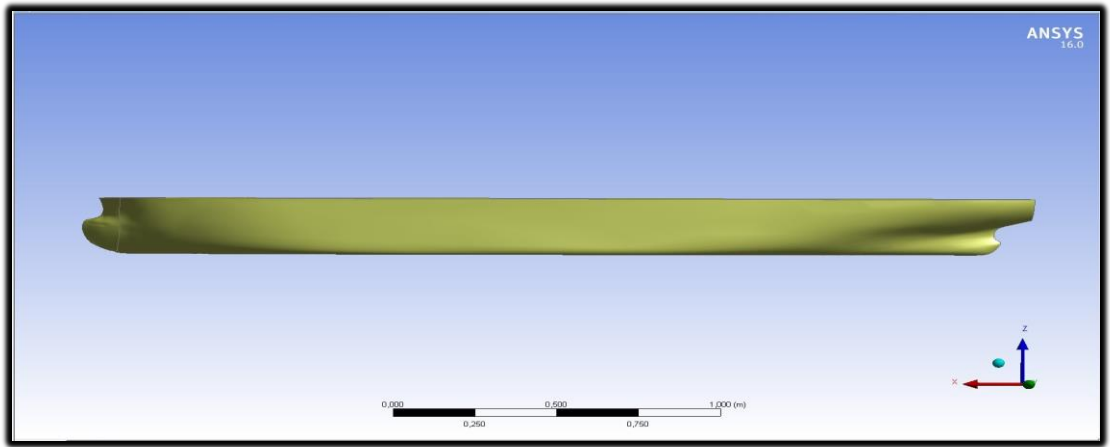
Şekil 4.3 HAD Analizlerinin şematik gösterimi

4.1 Modellerin Geometrilerinin Hazırlanması

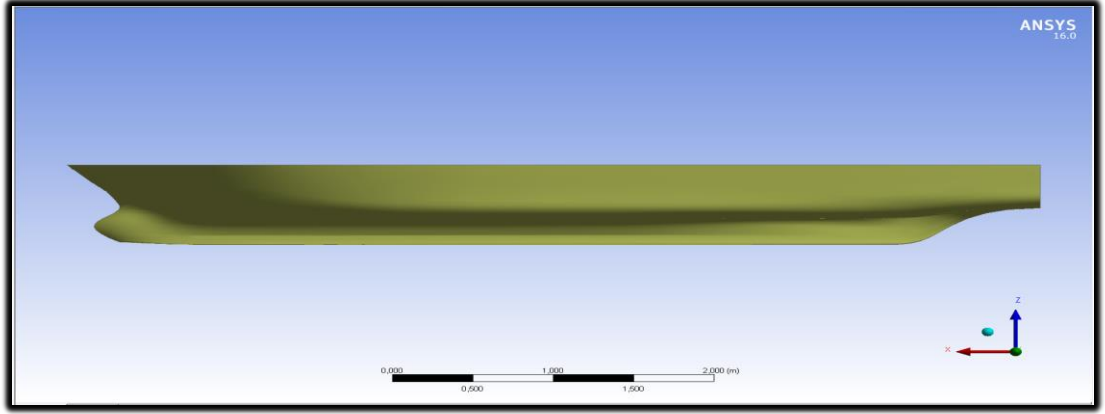
HAD analizleri için, ilk olarak Rhinoceros yazılımı yardımı ile INSEAN 2340, Harmen Oldendorff ve A.P.'ye ait üç boyutlu tekne modellerinin geometrileri hazırlanarak ANSYS Fluent Design Modeller yazılımına aktarılmıştır. Bu aşamada, modellerin geometrilerinin dosya formatından kaynaklı hataları incelenerek HAD analizi için gerekli en uygun katı form haline dönüştürülmeleri hedeflenmiştir. Geometrik form olarak kusursuza yakın bir gövde formunun elde edilmesi ile beraber sürecin ikinci aşaması olan Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 gibi ağ modellerinin hazırlanma süreci başlamıştır.



Şekil 4.4 INSEAN 2340 üç boyutlu gemi gövdesi modeli



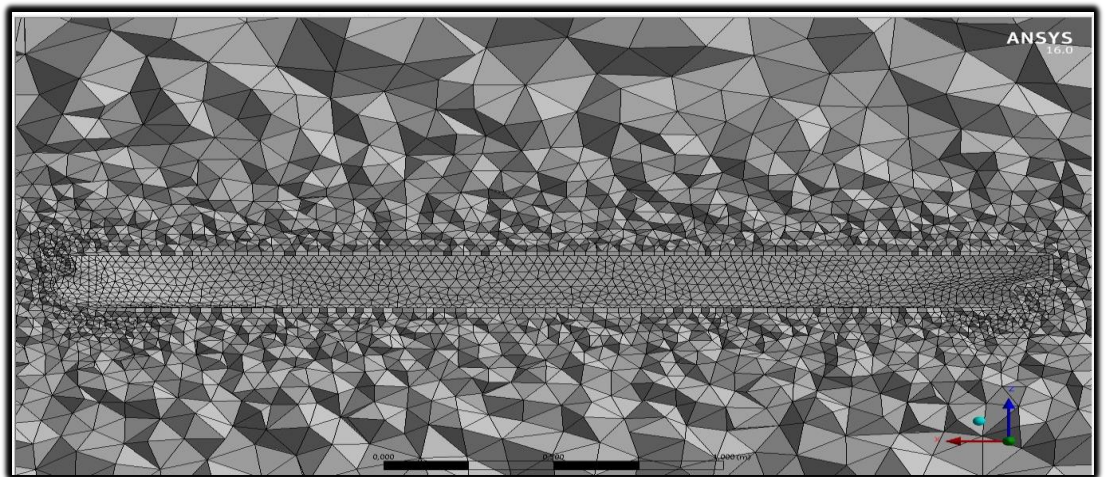
Şekil 4.5 Herman Oldendorff üç boyutlu gemi gövdesi model



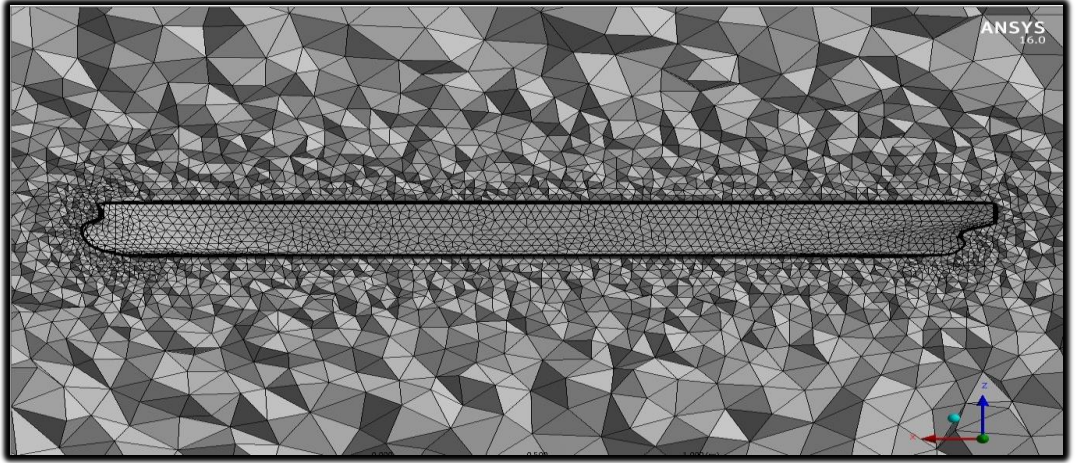
Şekil 4.6 A.P. tekne modeli üç boyutlu gemi gövdesi modeli

4.2 Model Geometrilerinin Ağ Örgülerinin Hazırlanması ve Türbülans modelinin belirlenmesi

Kaliteli ve düzgün ağ örgüsü oluşturulması gemi modellerinden elde edilen HAD analiz sonuçlarının doğruluğu için çok önemli olan parametrelerden biridir. Tez çalışmasında ele alınan tüm modellerin ANSYS Fluent yazılımının geometri bölümünde oluşturulan kontrol hacimleri, aynı bölümde ağ yapılandırma kısmına aktarılarak Şekil 4.7'deki gibi yapısal ağ örgüleri oluşturulmuş olup gelişmiş bir analiz için duvar üzerine ek ağ örgüleri eklenerek Şekil 4.8'deki ağ yapısı elde edilmiştir.



Şekil 4.7 Modele uygulanan ilk ağ örgüsü



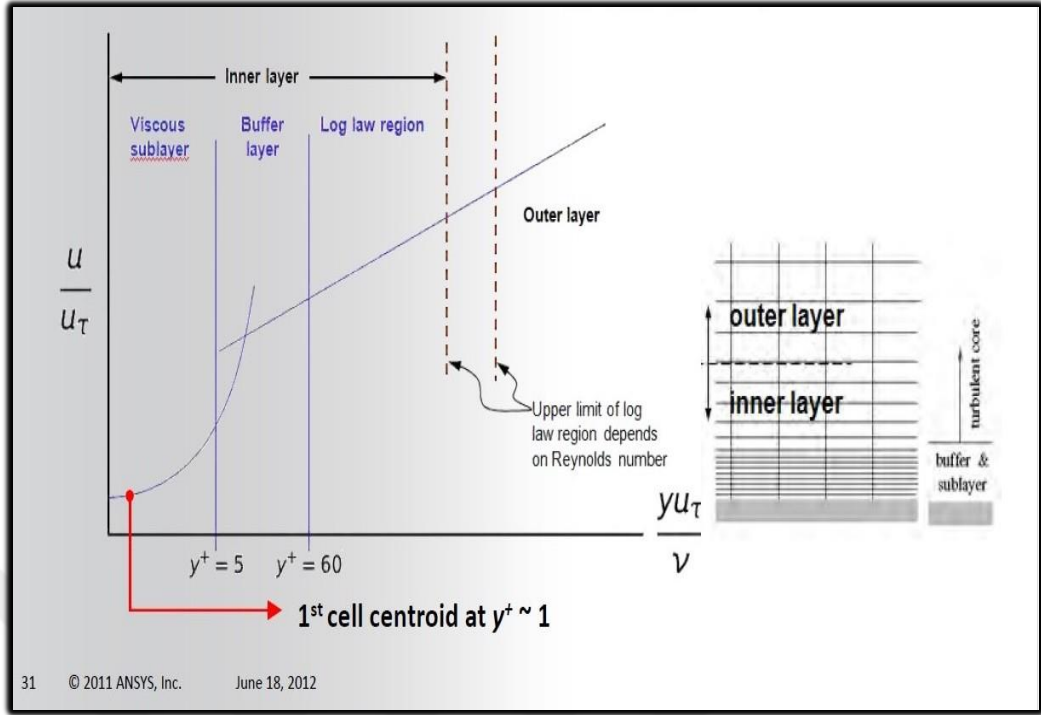
Şekil 4.8 Modele ait sınır tabakadaki ağ örgüsünün değiştirildiği durum

ANSYS Fluent yazılımında tüm modellerin kontrol hacimlerinin, sınır şartları belirlenirken en kesitlerin şartları da belirtilmiştir. Bunlardan giriş kesiti giriş (*inlet*), çıkış kesiti çıkış (*outlet*), yanal alanlar simetri (*symmetry*) sınır şartları olarak adlandırılmış olup gemi modellerinin yüzey sınır şartı ise duvar (*Wall*) olarak adlandırılmıştır. İkinci aşamada ise modellerin ağ örgü kalitelerini iyileştiren çeşitli düzenlemeler yapılarak, modellerin ağ yapılarının kaliteleri yükseltilmiştir. Bu ayarlardan sırasıyla “*defaults, sizing, assembly, meshing ve statistic*” bölümlerindeki belirli kısımlar değiştirilmiştir. Üzerinde çalışılan modellerin en kaliteli ağ örgüleri elde edilene kadar, modellerin kalite ayarlarında düzeltmeler yapılmıştır. Bu ayarların yapılmasında dikkate alınan temel kıstas, “*mesh metric*” bölümünde bulunan “*orthogonal quality*” oranının en az 0,20 oranının üzerinde olmasıdır. Duvar fonksiyonu “*wall function*” olarak adlandırılan y^+ değerlerinin de düşük olmasına dikkate edilmiştir.

Sınır tabakasına ağ yapısı uygulanması ile ilgili olarak, iki farklı türbülans modeli kategorisi vardır. Birincisi, tüm akışı çözmek için duvara yakın rafine bir ağ kullanan düşük Reynolds (Low-Reynolds, LRN) modelleridir. İkinci yöntem ise duvar fonksiyonlarını (wall function) kullanarak yakın duvar bölgesini ele alan yüksek Reynolds (High-Reynolds, HRN) modellerini kullanır. İkinci yaklaşımda daha az bilgisayar kapasitesi talep edilmektedir, ancak önemli miktarda veri kaybedilir (Bredberg, 2000).

SST $k-\omega$ türbülans modeli hem $k-\omega$ hem de $k-\varepsilon$ türbülans modellerinin özelliklerinden faydalanmakta olan bir model olup akış bölgesinde $k-\varepsilon$, duvara yakın bölgelerde $k-\omega$ türbülans modeli gibi davranan bir algoritma alt yapısına sahiptir. Bu modelin özellikle formun yüzeyinde oluşan kuvvetleri belirlerken, düşük türbülanslı harici akışlarda diğer türbülans modellerine göre daha iyi performans gösterdiği bilinmekte olup viskoz alt katmanın çözülebilmesi amacıyla geliştirilmiş duvar yaklaşımları sayesinde duvara yakın yerlerde yüksek doğrulukta hesaplamalar yaptığı bilinmektedir. Çünkü form yüzeyinde oluşan kuvvetleri belirleyebilmek için duvara bitişik hücreler kritik olduğundan viskoz alt katmanın en iyi şekilde çözümlenebilmesi gerekmektedir. Bu doğrultuda SST $k-\omega$ modeli olumsuz basınç (*adverse pressure*) ve akım ayrılması (*seperation*) gibi durumlarının olduğu akımların simülasyonlarında daha başarılı olduğu bilinmekte olup uygulamada ağ tarafından viskoz alt katmanın çözülebildiği duvara yakın çözüm modeli olarak formüle edilmiş bir türbülans algoritması olarak kullanılmaktadır. SST $k-\omega$ türbülans modelinde duvara yakın yerlerde ağ gereksinimleri model tarafından otomatik olarak gerçekleştirilmektedir. Ancak daha geçerli sonuçlar elde edebilmek için duvara yakın oluşturulan ekstra ağ örgüsü sayesinde, logaritmik tabanlı duvar fonksiyonları viskoz alt katmanı çözerken daha etkin bir rol oynamaktadır.

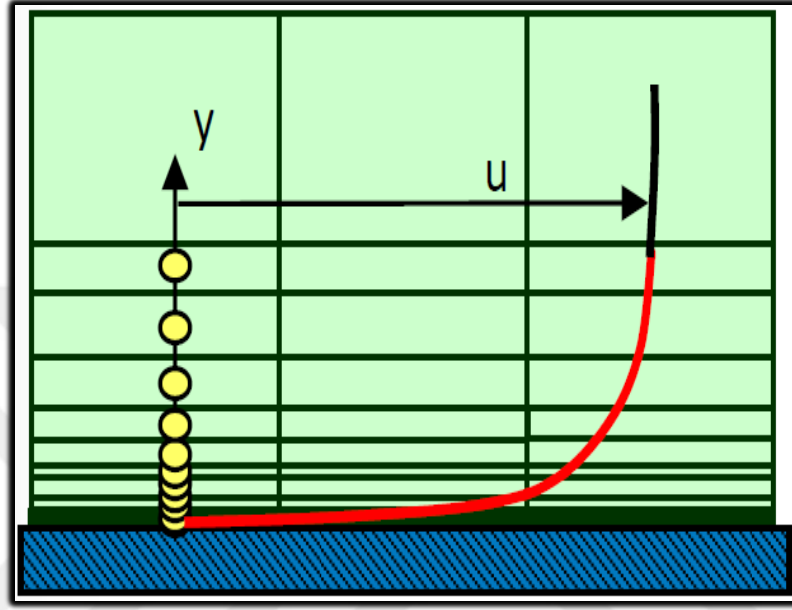
Bu kapsamda Şekil 4.9'daki duvara yakın bölgedeki iç katmanı (*inner layer*) oluşturan “*viscous sublayer, buffer layers, log-law region*” içerisinde yer alan ve boyutsuz bir değere sahip olan y^+ değeri önem kazanmaktadır. Bu alanlarda duvara en yakın bölge olan viskoz alt katman (*viscous sublayer*) bölgesinde akışın laminar olarak davranış gösterdiği varsayılır ve dolayısıyla moleküler viskozite daha baskındır. Ara katman (*buffer layers*) bölgesinde ise hem moleküler viskozite hem de türbülansın etkili olduğu bilinmektedir. Daha dış katman olan (*log-law region*) bölgesinde ise türbülans oldukça etkindir.



Şekil 4.9 Viskoz alt katman modelleme yaklaşımı (ANSYS The Most Accurate and Advanced Turbulence Capabilities, 2011)

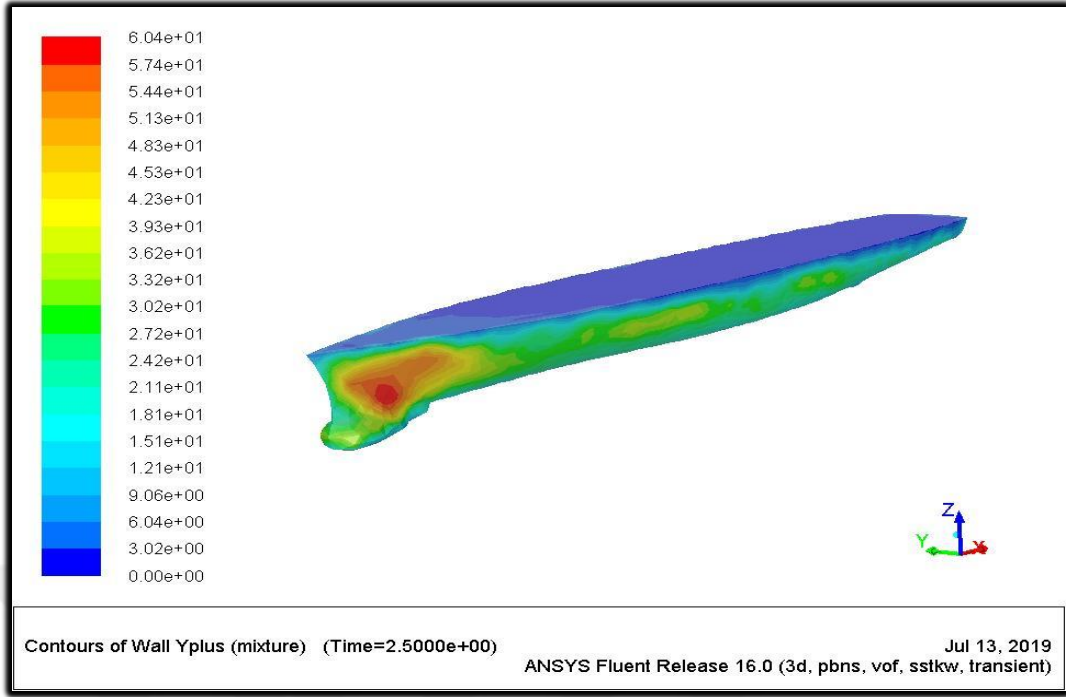
Türbülans modelini oluşturan algoritmaların büyük veri girişleri karşındaki davranışı, modelin uygulamadaki başarısını ortaya çıkarmaktadır. Bu doğrultuda türbülans modelinde viskoz alt katmandaki hız, sıcaklık, türbülans kinetik enerjisi ve dağılma oranı dengeli olmalı ve y^+ değeri gerekli sınırlar içerisinde kalmalıdır. *SST k- ω* türbülans modelinde duvara bitişik hücrelerde logaritmik katman içerisinde sayısal çözümün hesaplandığı ilk noktada (*first grid point*) $y^+ < 300$ tavsiye edilmektedir. Fakat modelde laminar alt tabakanın en iyi şekilde çözülebilmesi amacıyla gelişmiş duvar fonksiyonları kullanıldığından $y^+ \approx 1$ düzeyine yakınlştırılması çok önemlidir. Bu doğrultuda Şekil 4.9'daki grafikte viskoz alt katmanın sınır değeri olan $y^+ < 5$ olarak kabul edilmekte ve bu değere kadar olan sınır tabakası çözümlerinde viskoz alt katman çözümleme yaklaşımının yeterli düzeyde gerçeği yansıttığı düşünülmektedir.

SST $k-\omega$ türbülans modelinde çözümleme yaklaşımını uygun düzeye getirebilmek için y^+ değerinin istenen değer aralıkları içerisinde duvara yaklaştırılabilmesi çok önemlidir. Bu doğrultuda modele Şekil 4.10'daki gibi ek ağ örgülerinin eklenmesi gerekmektedir.

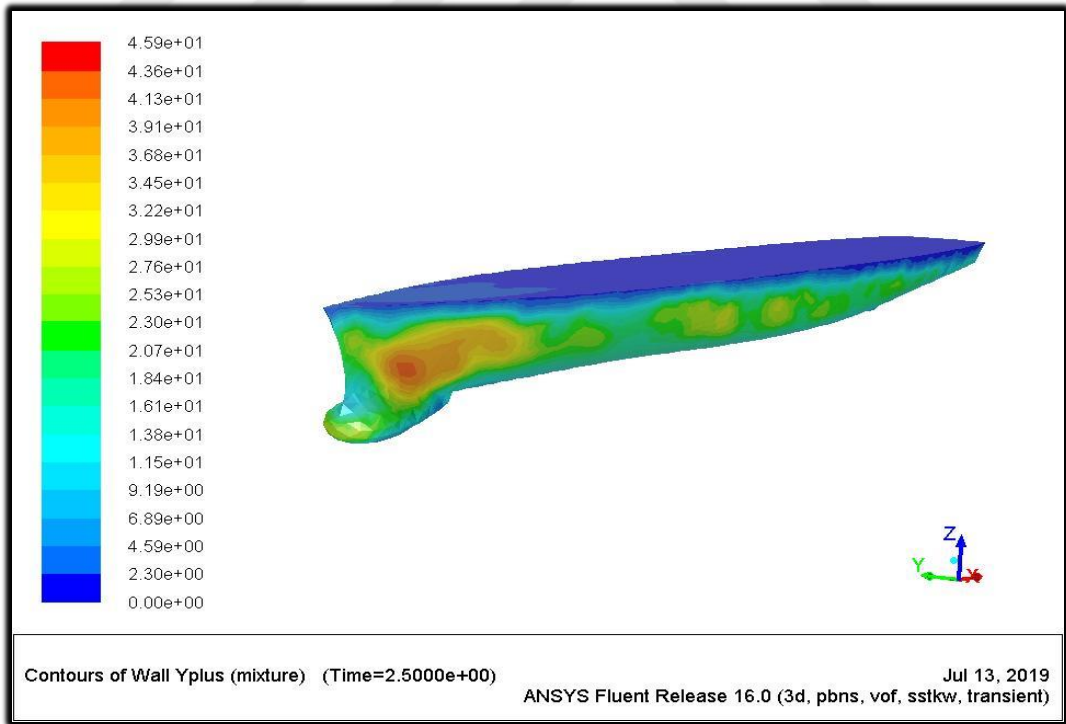


Şekil 4.10 Viskoz alt katman çözümleme yaklaşımı (ANSYS The Most Accurate and Advanced Turbulence Capabilities, 2011)

INSEAN 2340 model formuna ilk ağ örgüsü uygulamasında yumru baş şeklinden dolayı baş bodoslama civarındaki akış, derhal laminar akıştan türbülanslı akışa döndüğünden baş omuzluk başlangıcında elde edilen y^+ değeri Şekil 4.11'de görüldüğü gibi 60,4 çıkmıştır. Bu nedenle y^+ değerini iyileştirmek için ikinci aşamada ek ağ örgülerinden yararlanılmış ve model üzerinde çeşitli denemeler yapılmıştır. Ancak yapılan denemelerde Şekil 4.12'de görüldüğü gibi y^+ değerinin 45,9 olduğu saptanmış ve istenen değerlere yaklaşılamamıştır.

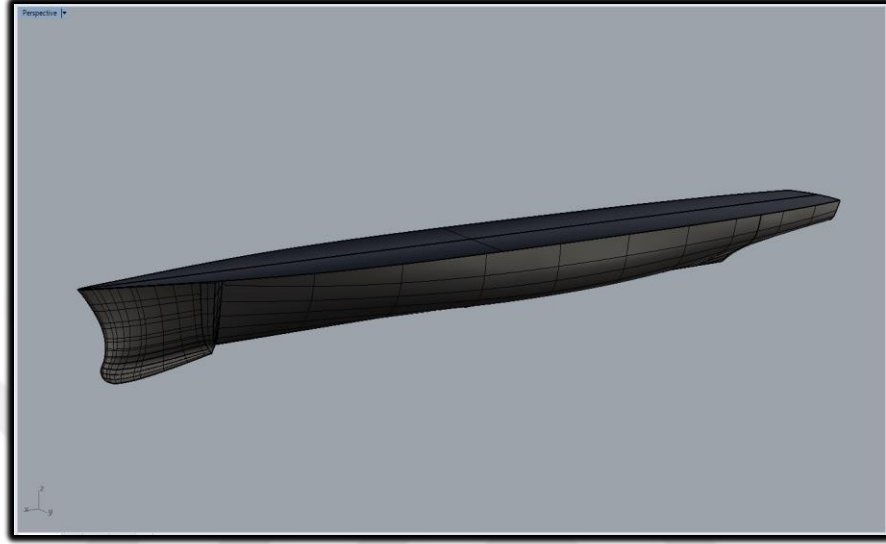


Şekil 4.11 INSEAN 2340 model formunun y^+ değerleri

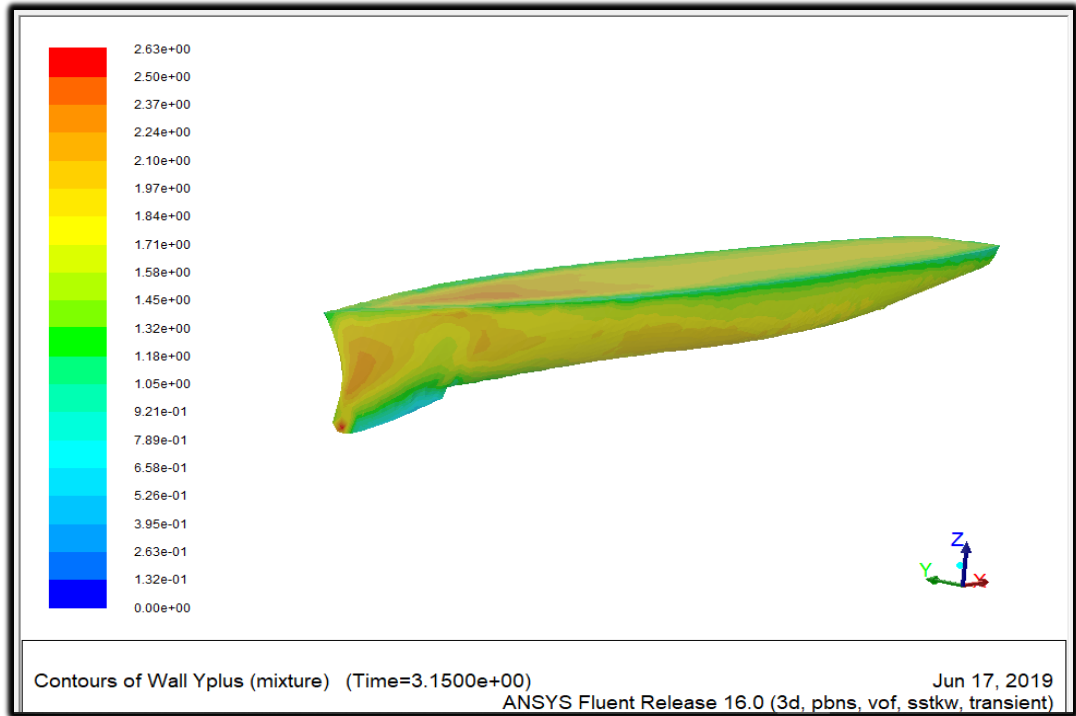


Şekil 4.12 INSEAN 2340 model formunun ek ağ örgüsü uygulamasından sonra elde edilen y^+ değerleri

İzleyen aşamada ise sadece y^+ değerinin değişkenliğini görebilmek için formun yumru baş kısmında yer alan sonar hacmi sıfıra yaklaştırılıp, gemi formu yeniden çizilerek farklı bir form oluşturulmuş ve geminin baş formunun değişmesi neticesinde Şekil 4.14’de görüldüğü gibi y^+ değerinin 2,63’e ulaşması sağlanmıştır.

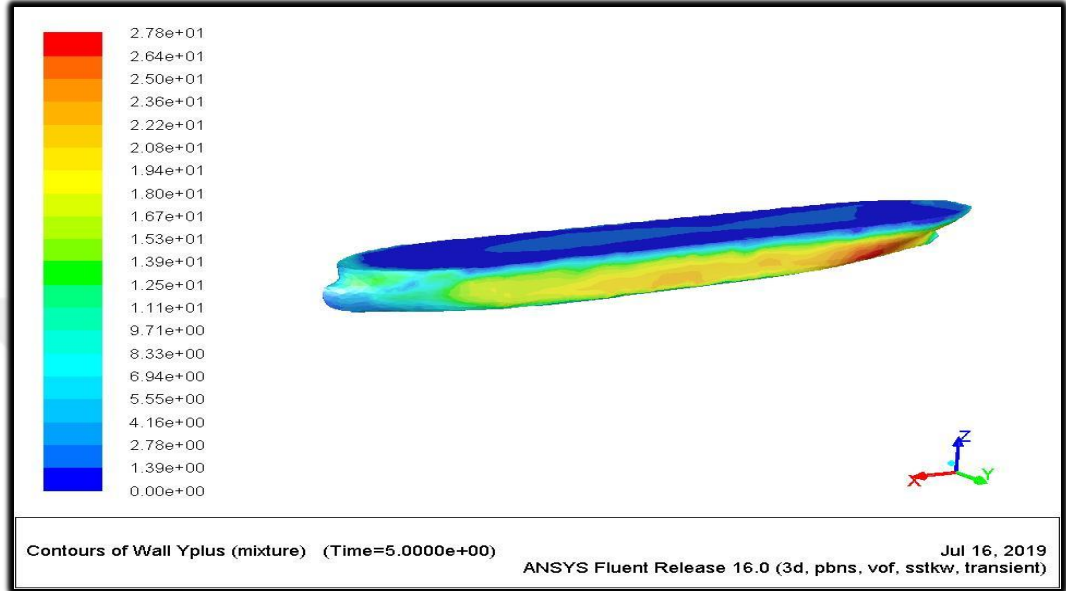


Şekil 4.13 INSEAN 2340 model formunun sonar hacmi sıfıra yaklaştırılarak çizilen formu

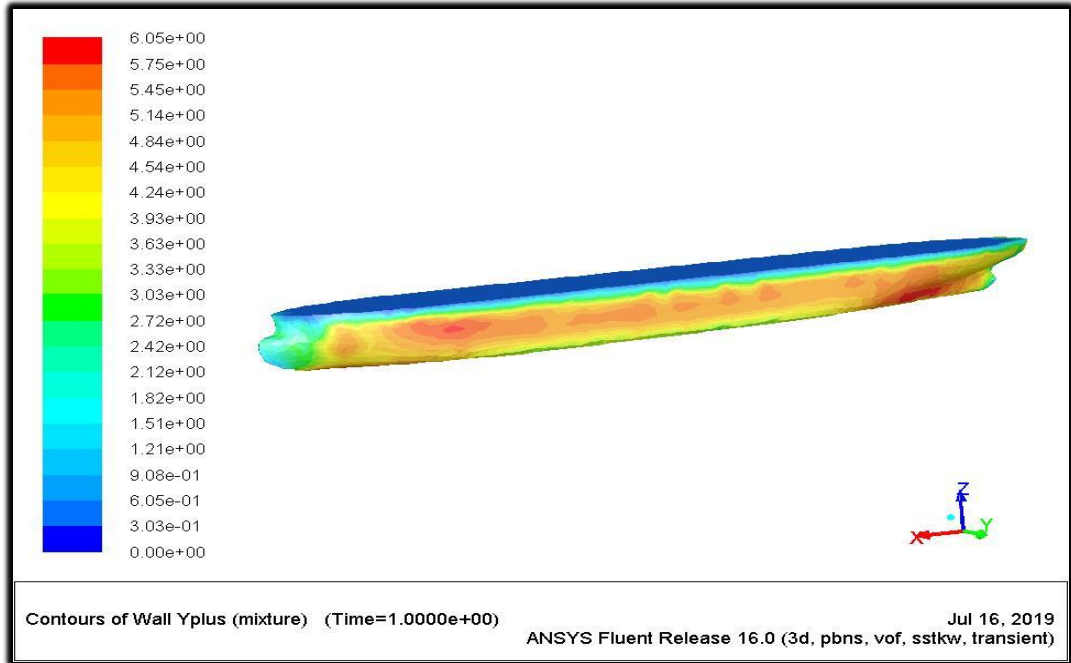


Şekil 4.14 INSEAN 2340 model formunun sonar hacmi sıfıra yaklaştırılarak elde edilen y^+ değerleri

Herman Oldendorff model formuna Şekil 4.15'deki ilk ağ örgüsü uygulamasında en yüksek y^+ değeri olarak 27,8 elde edilmiş olup, daha sonraki aşamalarda ek ağ örgüleri kullanılarak Şekil 4.16'da görüldüğü gibi en yüksek y^+ değeri 6,05 olarak elde edilmiş, kış omuzluğun alt bölgesi hariç $y^+ < 5$ olduğu saptanmıştır.

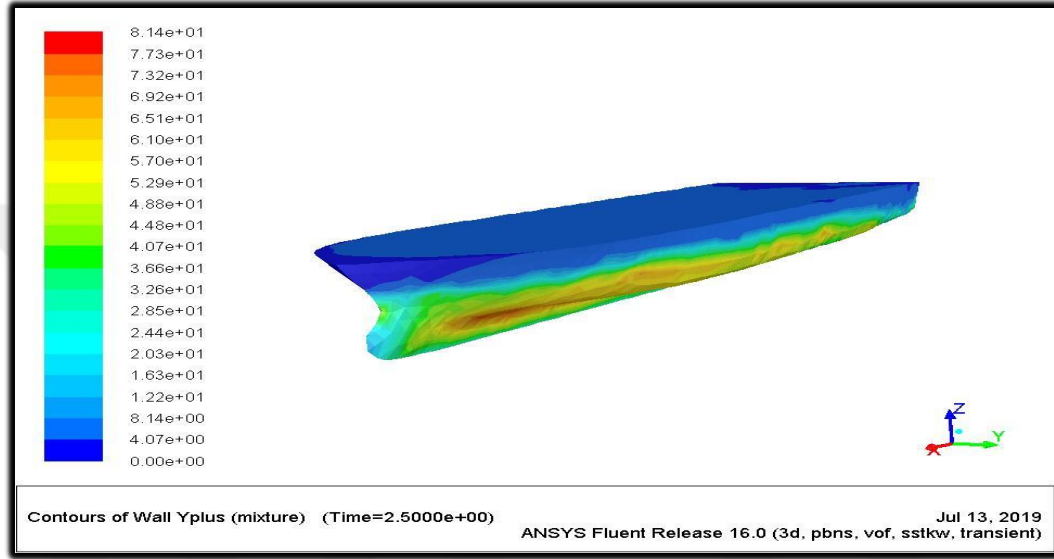


Şekil 4.15 Herman Oldendorff model formunun y^+ değerleri

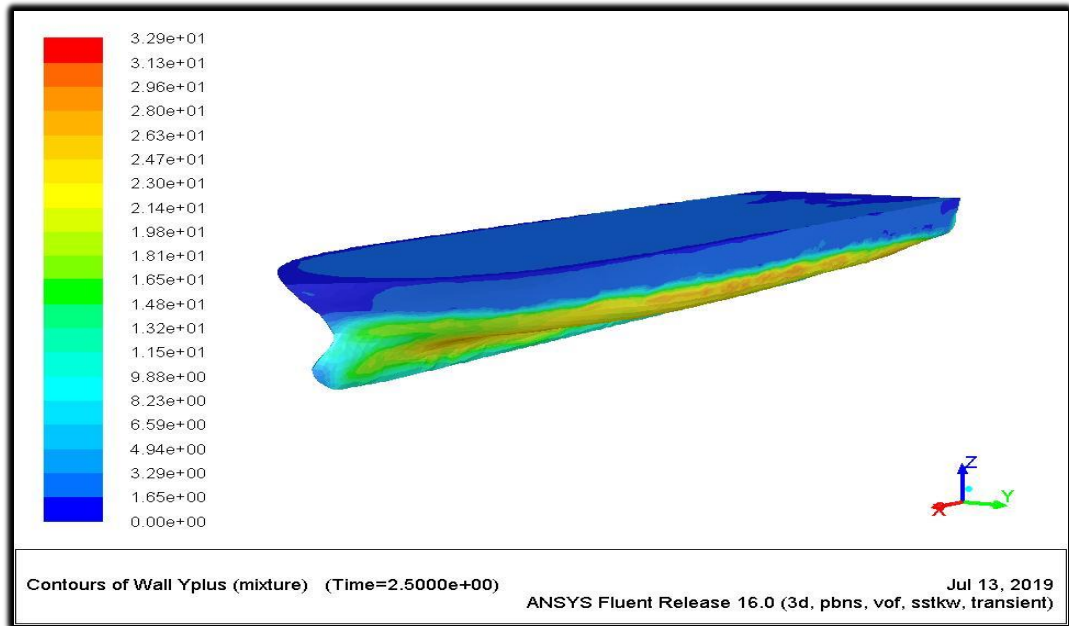


Şekil 4.16 Herman Oldendorff model formunun ek ağ örgülü y^+ değerleri

A.P. teknesinin model formuna Şekil 4.17'deki ilk ağ örgüsü uygulandıktan sonra, en yüksek y^+ değeri olarak 81,4 elde edilmiş olup, izleyen aşamada ek ağ örgüleri kullanılarak Şekil 4.18'de görülen y^+ değeri olarak 32,9 elde edilmiştir. İki şekil incelendiğinde özellikle baş omuzluğun alt bölgesinde y^+ değerinin yüksek olduğu tespit edilmiştir. Model formunun HAD analizleri Şekil 4.18'deki değerler üzerinden yapılmıştır.

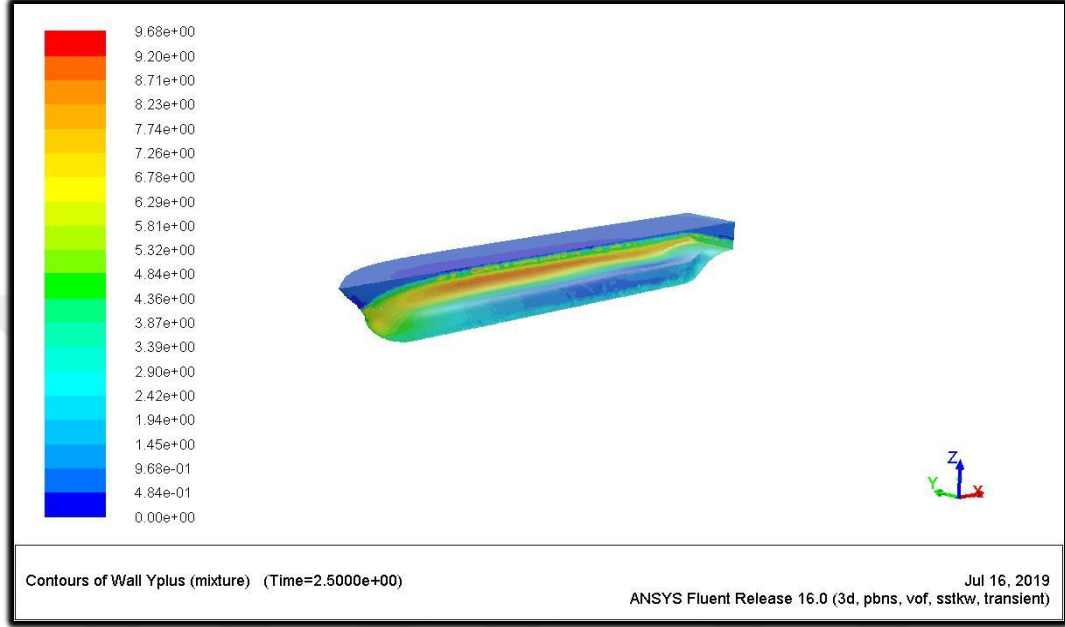


Şekil 4.17 A.P. model formunun y^+ değerleri



Şekil 4.18 A.P. model formunun ekstra ağ örgülü y^+ değerleri

Daha sonraki aşamada ise sadece y^+ değerinin değişkenliğini görebilmek için A.P. model formunun yumrubaş hacmi sıfıra yaklaştırılarak gemi formu yeniden çizilmiş ve geminin baş formunun değişmesi neticesinde Şekil 4.19’da görüldüğü gibi y^+ değerinin 9,68’e ulaşması sağlanmıştır.



Şekil 4.19 A.P. model formunun yumrubaş hacmi sıfıra yaklaştırılarak elde edilen y^+ değerleri

Tüm gemi ve tekne model formları üzerinde yapılan çalışmalarda elde edilen y^+ değerleri Tablo 4.1’de verilmektedir.

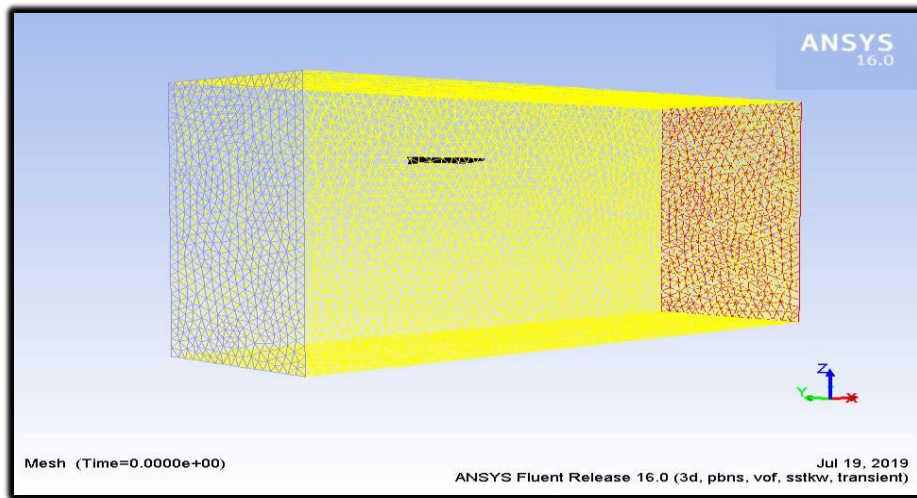
Tablo 4.1 Tüm gemi ve tekne model formlarının farklı ağ yapılarında elde edilen y^+ değerleri

Farklı ağ örgülerindeki y^+ değerleri	INSEAN 2340	Herman Oldendorff	A.P.
Baz durum: y^+	60,4	27,8	81,4
Örgünün değiştirildiği durum: y^+	45,9	6,05	32,9
Baş formunun değiştirildiği durum: y^+	2,63		9,68

4.3 Modellerin HAD Analiz Koşullarının Belirlenmesi

Bu tez kapsamında ele alınan ortam koşullarında serbest su yüzeyi yani hava ve su bulunmasından dolayı modellerde simülasyon tekniği olarak çok fazlı simülasyon kullanılmıştır. Tüm modellerin analizinde, cidara yakın bölgelerde, olumsuz basınç gradyanı koşullarında, yoğun türbülans ve akım ayrışması koşullarında iyi performans göstermesi ve bunun yanında sayısal kararlık sağlamasından dolayı *SST k- ω* türbülans modeli tercih edilmiştir. Tercih edilen bu matematik model iki denklemlili bir model olup, modelin özelliği simülasyonda *k* kinetik enerji ve ω türbülans frekansını eş zamanlı olarak beraber çözülebilmesidir.

HAD simülasyonlarında yapılan parametre seçimleri ve analizler standart olarak tüm modellere uygulanmış, kullanılan türbülans modelleri ve duvar fonksiyonlarına bağlı olarak normal ve teğetsel doğrultudaki hız değişimleri, basınç konturları ve türbülans büyüklükleri incelenmiştir. Modellerde iki fazlı akışı tanımlayabilmek için akışkan hacmi içinde uygun ölçeklerde su ve hava fazları tanımlanmış, viskozite ve türbülans için ise *SST k- ω* modeli kullanılmıştır. Tüm modellerde gerekli olan giriş ve çıkış koşullarının yüzeyleri farklı renklerde belirtilerek Şekil 4.20’de gösterilmiş olup bu renkler “mavi” giriş, “kırmızı” çıkış ve “sarı” simetri koşulu olarak sistem tarafından otomatik olarak atanmıştır.



Şekil 4.20 Analiz koşullarının oluşturulması

4.3.1 Giriş ve Çıkış Koşulları

Giriş koşulu “inlet” (*velocity inlet*) olarak tanımlanan bu sınır şartı, sıkıştırılamaz akışlar için tasarlanmış olup akışkana varsayılan çeşitli yüzey giriş hızlarının (v , m/s) verildiği bölümdür. Ayrıca bu kısım, akışa, hız dışında akış ile ilgili su çekimi (*free surface level [draft]*), dip derinlik seviye ölçüsü (*bottom level*), dalga yüksekliği (*wave height*), dalga uzunluğu (*wave length*) gibi tüm skaler özellikleri tanımlamak için de kullanılır. Sonuç olarak kontrol hacmi, Şekil 4.19’de görüldüğü gibi analize hazır hale getirilir.

“Outlet” (*pressure outlet*) olarak tanımlanan bu çıkış koşulunda statik basıncın (*free surface level*) belirtilmesi gereklidir. Bu basınç sınırının belirlenmesiyle birlikte, tanımlanması gerekli olan özellikler olan su çekimi ve dip derinlik seviye ölçülerine değerler verilerek statik basınç çıkış sınırları Şekil 4.20’de görüldüğü gibi oluşturularak analize hazır hale getirilir.

Velocity Inlet

Zone Name: inlet Phase: mixture

☒ Open Channel Wave BC

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Secondary Phase for Inlet: phase-2

Wave BC Options: Shallow/Intermediate Waves

Free Surface Level (m): 0.248 constant

Bottom Level (m): -18 constant

Reference Wave Direction: Averaged Flow Direction

Wave Modeling Options: Wave Theories

Wave Group Inputs

Number of Waves: 1

Wave-1

Wave Theory: First Order Airy

Wave Height (m): 0.01 constant

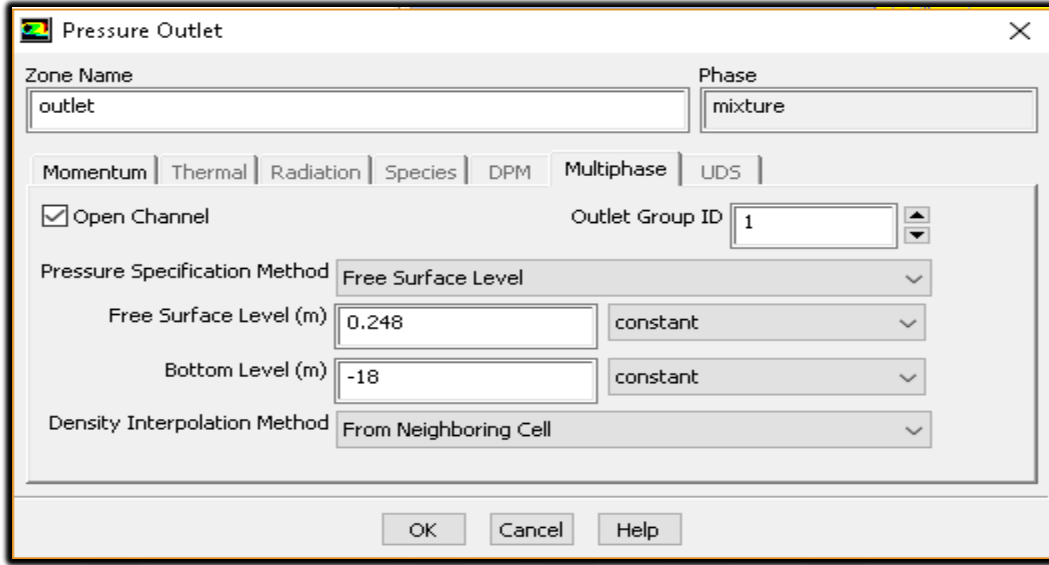
Wave Length (m): 6 constant

Phase Difference (deg): -270 constant

Wave Heading Angle (deg): 0 constant

OK Cancel Help

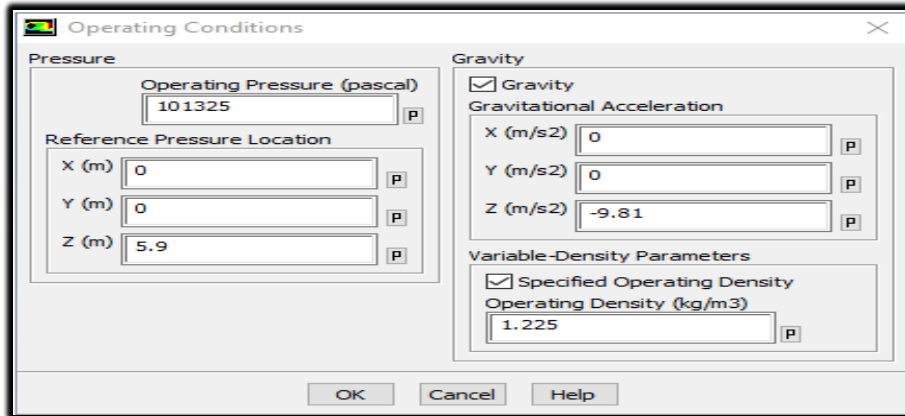
Şekil 4.21 Giriş koşulları



Şekil 4.22 Çıkış koşulları

4.3.2 Hücre Bölgesi Çalışma Koşulları

Şekil 4.21’de gösterilen hücresel bölgenin çalışma koşullarında yer alan basınç alanında işletme basıncı (*operating pressure*) yazılım tarafından otomatik olarak 101325 [Pa] tanımlanmış olup, aynı bölgedeki referans basınç lokasyon yükseklik değeri olan Z için manuel olarak giriş yapılmalıdır. Yine aynı çalışma koşullarında yer alan yerçekimi alanında hava işletme yoğunluğu (*operating density*) $1,225 \text{ kg/m}^3$ ve yerçekimi ivmesi $Z = -9,81 \text{ m/s}^2$ (*gravitational acceleration*) yazılım tarafından otomatik olarak atanmaktadır.



Şekil 4.23 Hücre bölgesi çalışma koşulları

4.3.3 Çözüm Yöntemi

Çözüm yöntemi içerisinde yer alan hacimsel ayrıklaştırma (*Spatial Discretization*) içerisindeki gradyan (*Gradient*) bölümünde, hacim ve yüzey integrallerini ilişkilendiren teorem olarak hücre değişim tabanlı Green-Gauss teoremi (*Green-Gauss Cell based*) seçilmiş olup yine aynı bölümde yer alan türbülanstaki kinetik enerjiyi belirleyen k ile beraber özgül dağılım hızı olan ω bölümleri ikinci derece (*Second order upwind*) olarak seçilmiş olup geçişli formülleştirme (*Transient formulaiton*) bölümünde yer alan yüksek mertebe terim azaltma koşulu (*High Order Term Relaxation*) Şekil 4.22'deki gibi işaretlenmiştir.

Solution Methods

Pressure-Velocity Coupling

Scheme
SIMPLE

Spatial Discretization

Gradient
Green-Gauss Cell Based

Pressure
PRESTO!

Momentum
Second Order Upwind

Volume Fraction
Compressive

Turbulent Kinetic Energy
Second Order Upwind

Transient Formulation
First Order Implicit

☐ Non-Iterative Time Advancement

☐ Frozen Flux Formulation

☒ High Order Term Relaxation Options...

Default

Şekil 4.24 Çözüm yöntemi

BÖLÜM BEŞ

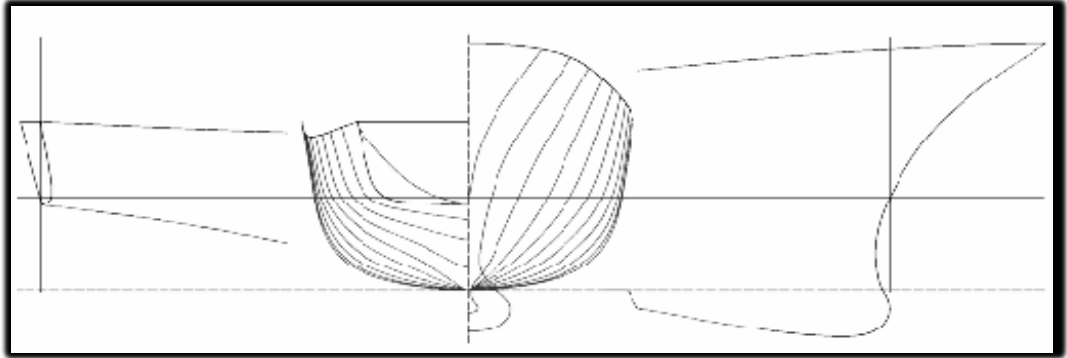
GEMİ MODELLERİNİN HAD ANALİZ SONUÇLARI

5.1 INSEAN 2340 Modelinin HAD Analizi

Amerika Birleşik Devletleri donanmasına ait bir savaş gemisi modeli olan DTMB 5415, Rhinoceros yazılımında INSEAN 2340 olarak adlandırılan 1/24,824 ölçekli modele dönüştürülmüş ve model, ANSYS Space Claim'e aktarılarak HAD analizi için gerekli olan katı model oluşturulmuştur. Daha sonra katı modelin bulunduğu kontrol hacminin gerekli ağ örgüsü oluşturulup, ağın kalitesi kontrol edilmiş ve model, ANSYS Fluent yazılımına aktarılmıştır. Analiz için uygun olmayan durumlarda ise modelin veya ağ yapısındaki hataların önceki süreçlerine dönülerek hatalı bölümlerin düzeltilmesi sağlanmıştır.

5.1.1 DTMB 5415 Gemisi ve INSEAN 2340 Modelinin Teknik Özellikleri

DTMB 5415 gemisinin dizayn postaları ile baş ve kıç bodoslaması Şekil 5.1'de verilmiş olup şekilde herhangi bir ölçü belirtilmemiştir.



Şekil 5.1 INSEAN 2340 modelinin geometrisi (Olivieri ve diğer, 2001)

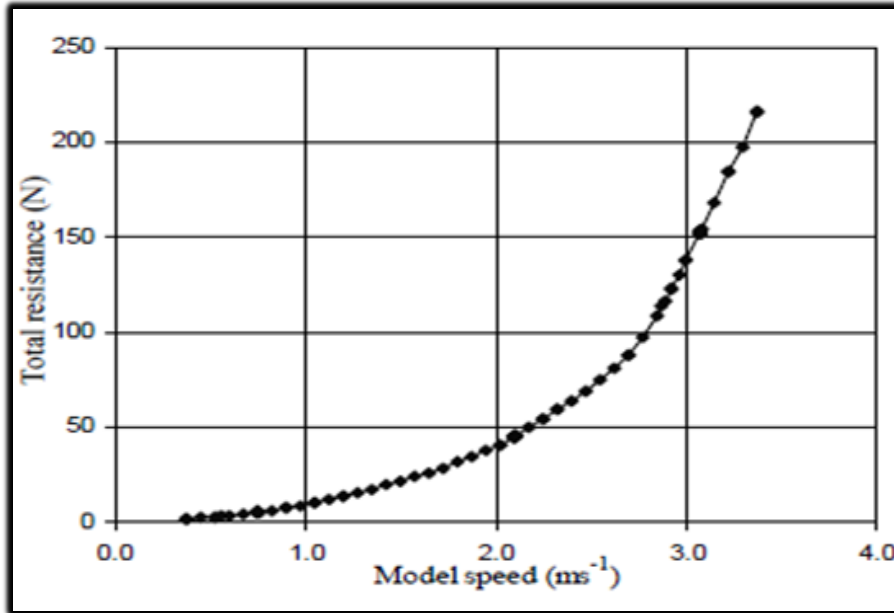
DTMB 5415 gemisine ait ana değerler ile Rhinoceros yazılımında modelin üç boyutlu olarak 1/24,824 ölçekli geometrisi oluşturulan INSEAN 2340 isimli modeline ait ölçüleri Tablo 5.1'de verilmiş olup oluşturulan katı model ANSYS Fluent yazılımında HAD analizine uygun hale getirilmiştir.

Tablo 5.1 DTMB 5415 gemisi ve INSEAN 2340 modeline ait ölçüler (Olivieri ve diğer, 2001)

Açıklamalar	Semboller	Gemi Ana Ölçüleri	Model Ölçüleri
Gemi su hattı	L_{WL} [m]	142,0	5,72
Dikmeler arası mesafe	L_{PP} [m]	142,0	5,72
Genişlik	B [m]	18,9	0,76
Su çekimi	T [m]	6,16	0,24
Deplasman tonajı	Δ [t]	8636,0	0,54
Deplasman hacmi	∇ [m ³]	8425,4	0,54
Islak alan	S_w [m ²]	2949,5	4,78

5.1.2 INSEAN 2340 Modelinin Çekme Tankı Deneyi Sonuçları

Iowa Üniversitesi Hidrolik Araştırma Enstitüsü tarafından IIHR (Iowa Institute of Hydraulic Research) “Technical Report No. 421” olarak yayımlanan INSEAN 2340 modeline ait çekme tankı deney sonuçları yayınlanmıştır (Olivieri ve diğer, 2001). Elde edilen test sonuçlarında direnç-hız diyagramı Şekil 5.2’deki gibi verilmektedir.



Şekil 5.2 INSEAN 2340 modelinin toplam direnç ve hız grafiği (Olivieri ve diğer., 2001)

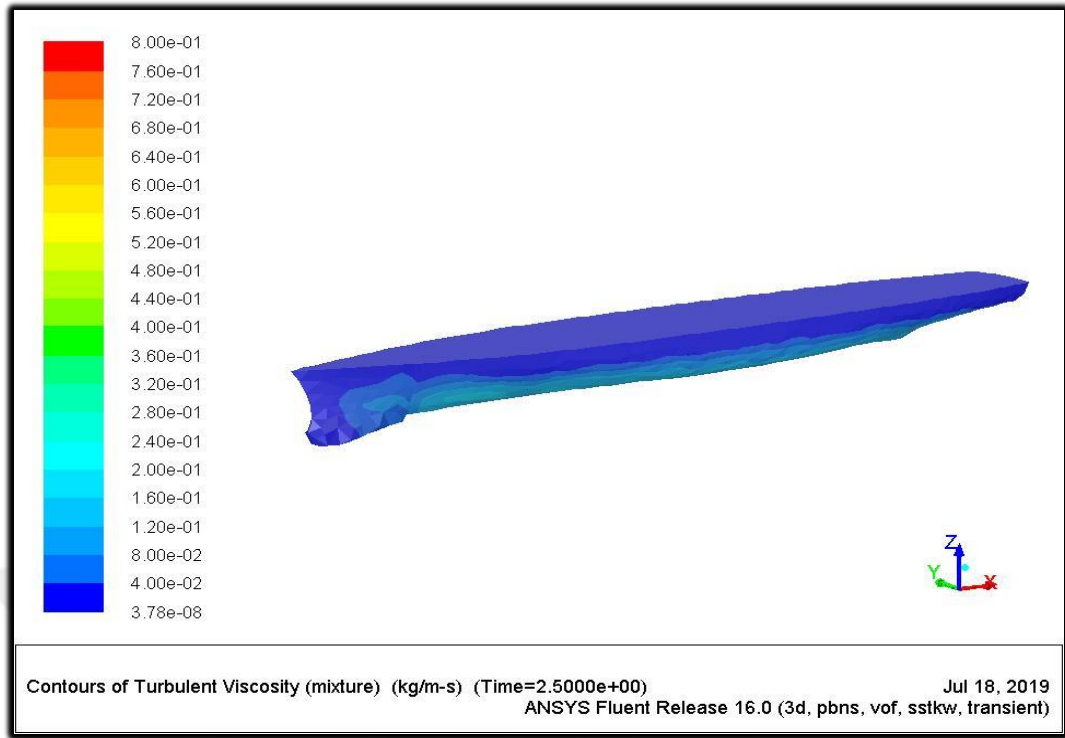
5.1.3 INSEAN 2340 Modelinin HAD Analiz Sonuçları

Tez çalışmasında INSEAN 2340 Modeli için gerçekleştirilen HAD analizlerinde modelin çekme tankı deneylerinde belirlenen hız aralığı olan 0,371 m/s ile 3,371 m/s arasındaki hızlar göz önüne alınarak 11 adet farklı hız için direnç değerleri Tablo 5.2'deki gibi belirlenmiştir.

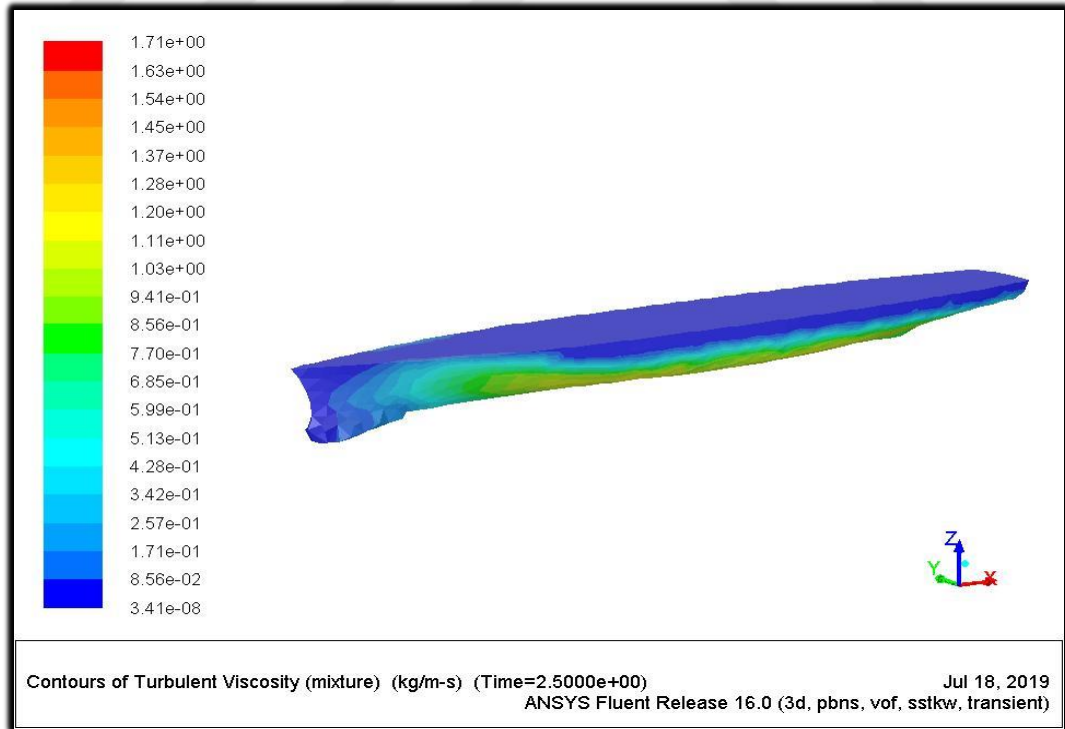
Tablo 5.2 ANSYS Fluent yazılımında INSEAN 2340 modeli için gerçekleştirilen HAD analiz sonuçları

Hız (m/s)	Basınç Direnci (N)	Viskoz Direnç (N)	Toplam Direnç (N)
0,373	2,40	2,46	4,87
0,673	2,11	4,99	7,10
0,972	5,23	8,65	13,88
1,272	10,92	13,14	24,07
1,574	10,57	18,64	29,22
1,873	8,84	25,01	33,85
2,171	14,66	32,25	46,92
2,471	33,03	40,41	73,44
2,772	62,72	49,32	112,05
3,071	95,68	58,98	154,66
3,371	125,97	69,46	195,44

Farklı hızlardaki toplam direnç değerleri ile birlikte gemi modeli üzerinde yapılan HAD analizlerinde girdaplar sonucunda türbülanslı enerji aktarımını tanımlayan ve teğetsel gerilmelere neden olan türbülans viskozitesi için INSEAN 2340 model formunda türbülans viskozitesi analizi iki farklı hız değeri için yani $v = 0,4$ m/s ve $v = 3$ m/s için yapılmıştır. Bu kapsamda elde edilen tüm sonuçlar Şekil 5.3'de ve Şekil 5.4'de verilmektedir; buna göre baş omuzluğun alt bölgelerinin muhtemelen akım ayrışmasından dolayı değerlerin kısmen yükselmesine neden olduğu anlaşılmaktadır.

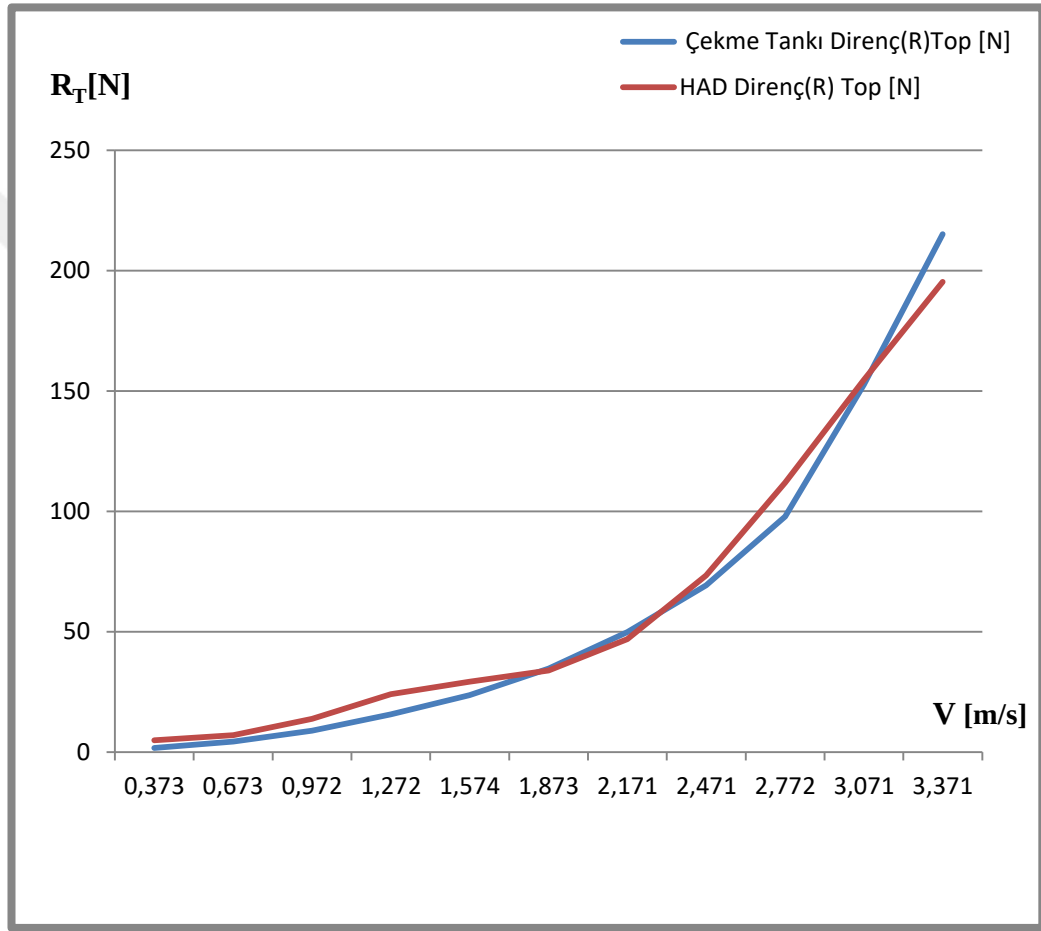


Şekil 5.3 INSEAN 2340 model formun $v = 0,4$ m/s hızdaki türbülans vizkozite değerleri



Şekil 5.4 INSEAN 2340 model formun $v = 3$ m/s hızdaki türbülans vizkozite değerleri

INSEAN 2340 Modeli için analiz sonuçlarının deney sonuçlarına yakın şekilde belirlenebilmesi açısından tüm giriş parametrelerinin ve ağ bölümlemesinin büyük önem taşımakta olduğu, tüm sonuçları önemli ölçüde etkilediği görülmüştür. Bu doğrultuda INSEAN 2340 modelinin farklı hızlarda yapılan HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar, çekme tankı deney sonuçları ile karşılaştırmalı olarak Şekil 5.5'te verilmiş ve her iki grup sonucun birbirilerine çok yakın olduğu saptanmıştır.



Şekil 5.5 INSEAN 2340 modelinin çekme tankı ve HAD analizi toplam direnç-hız diyagramı

5.2 Herman Oldendorff Modelinin HAD Analizi

Harmen Oldendorff dökme kuru yük gemisi 2005 yılında Oldendorff nakliye şirketi tarafından bir Ukrayna firması olan Okean Shipyard Nikolayev firmasına inşa ettirilmiş olup 2006 yılında aynı geminin 1/80 ölçekli geometrik modeli kullanılarak University of Galati de bulunan çekme tankı havuzunda direnç deneyleri yapılmıştır.

Bu tez çalışmasında Harmen Oldendorff gemisinin HAD analizi için gerekli olan 1/80 ölçekli geometrik modeli Rhinoceros yazılımına üç boyutlu olarak aktararak geometri üzerinde gerekli düzeltmeler yapılmıştır. Model daha sonra ANSYS Space Calim'e aktararak HAD analizi için gerekli olan katı modeli üzerinde gerekli düzenlemeler yapılmıştır. İzleyen aşamada, HAD analizine uygun bir ağ örgüsü oluşturularak, ağ yapısı tekrar kontrol edilmiş ve model, ANSYS Fluent içerisine aktarılmıştır.



Şekil 5.6 Herman Oldendorff gemisi (The CSL Group, 2019)

5.2.1 Herman Oldendorff Gemisi ve Modelinin Teknik Özellikleri

Harmen Oldendorff gemisinin ve Rhinoceros yazılımında 1/80 ölçekli olarak oluşturulan modelinin tüm ölçüleri Tablo 5.3’de verilmektedir.

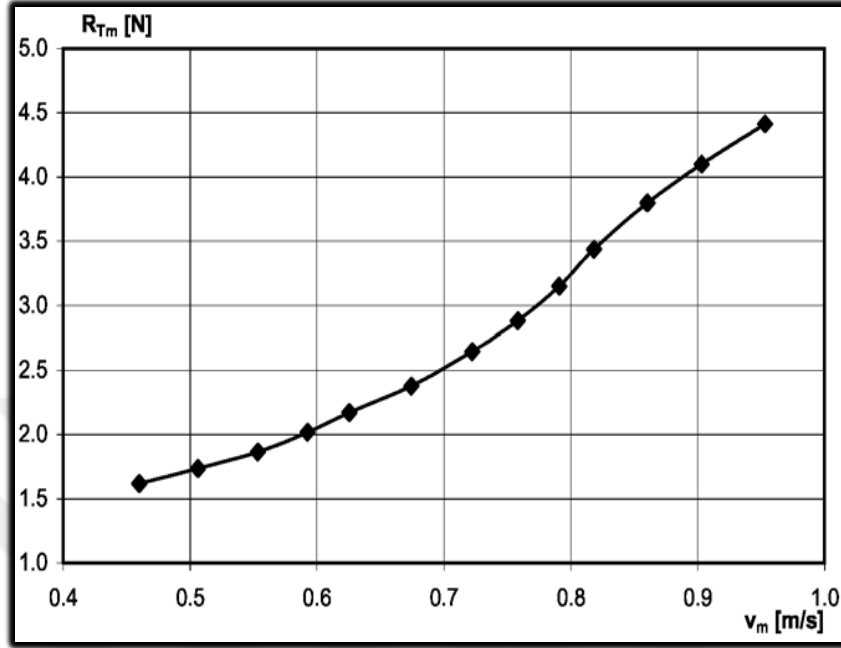
Tablo 5.3 Herman Oldendorff gemisi ve modelinin geometrik özellikleri (Obreja ve diğer., 2006).

Açıklamalar	Semboller	Gemi Ana Ölçüleri	Model Ölçüleri
Gemi su hattı	L_{WL} [m]	220,91	2,761
Dikmeler arası mesafe	L_{pp} [m]	217,3	2,716
Genişlik	B [m]	32,20	0,403
Su çekimi	T_m [m]	13,83	0,173
Baş su çekimi	T_f [m]	13,83	0,173
Kıç su çekimi	T_a [m]	13,83	0,173
Kaldırma merkezi	LCB [m]	114,08	1,426
Deplasman hacmi	∇ [m ³]	82626,0	0,161
Islak yüzey alanı	S_w [m ²]	11762,4	1,838

5.2.2 Harmen Oldendorff Modelinin Çekme Tankı Deney Sonuçları

Harmen Oldendorff gemisine ait 1/80 ölçekli modelin hız ve direnç performansının analiz sonuçları Galati “Dunarea de Jos” üniversitesi çekme tankı havuzunda yapılmış olup bu deneye ait verilerin “*Integrated System for Data Acquisition and Numerical Analysis of the Ship Resistance Performance in the Towing Tank of Galati University*” adlı çalışmada yayımlanmıştır (Obreja ve diğer., 2006).

Galati Üniversitesi'nde yapılan deneylerde bu modele ait çekme tankı deney sonuçları Şekil 5.5'de verilmiştir.



Şekil 5.7 Harmen Oldendorff modeline ait çekme tankı direnç değerleri (Obreja ve diğer., 2006).

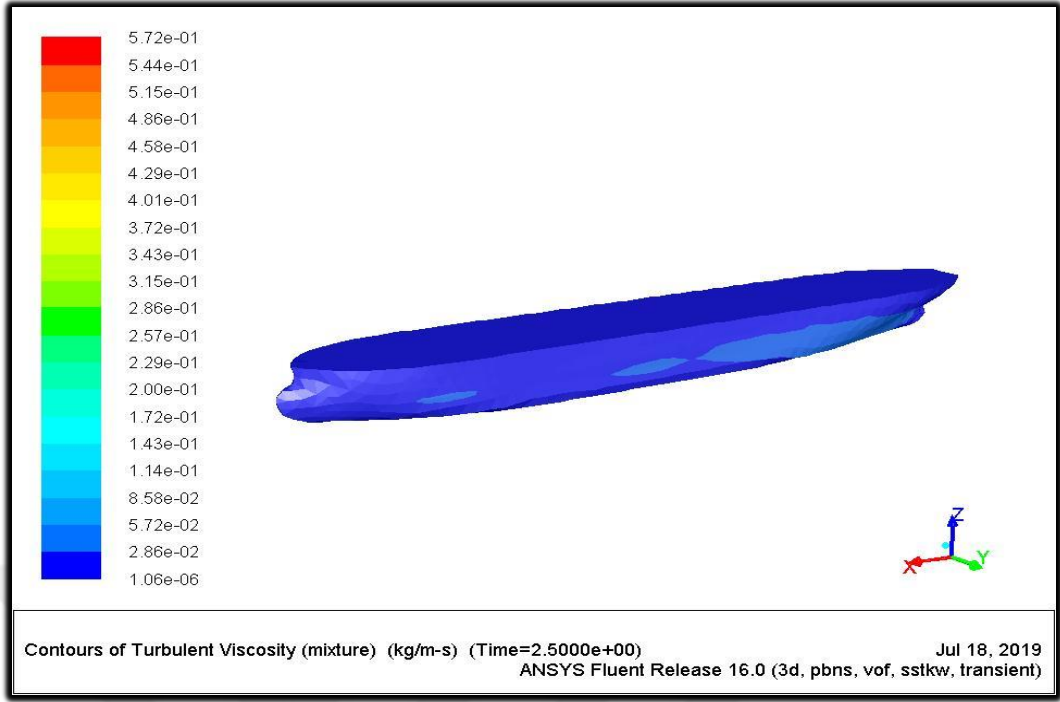
5.2.3 Harmen Oldendorff Modelinin HAD Analiz Sonuçları

Harmen Oldendorff modeli ile ilgili olarak katı modelin bulunduğu kontrol hacmine farklı ağ yapıları uygulanmış ve hedeflenen sonuçlar elde edilene kadar analizler tekrarlanmıştır. Ayrıca modelin HAD analizi sonucundan elde edilen direnç sonuçları ile çekme tankı deneyinde ölçülen direnç sonuçlarının karşılaştırılabilmesi için, çekme tankı deneyinde ölçümü yapılan tüm hızlar referans olarak alınmış ve aynı hız değerleri ile modelin ANSYS Fluent yazılımında HAD analizleri yapılmıştır. Bu kapsamda elde edilen sonuçların çekme tankı deney sonuçlarıyla istenen seviyede uyumlu olduğu görülmüş olup Tablo 5.4'de analiz sonuçları verilmiştir.

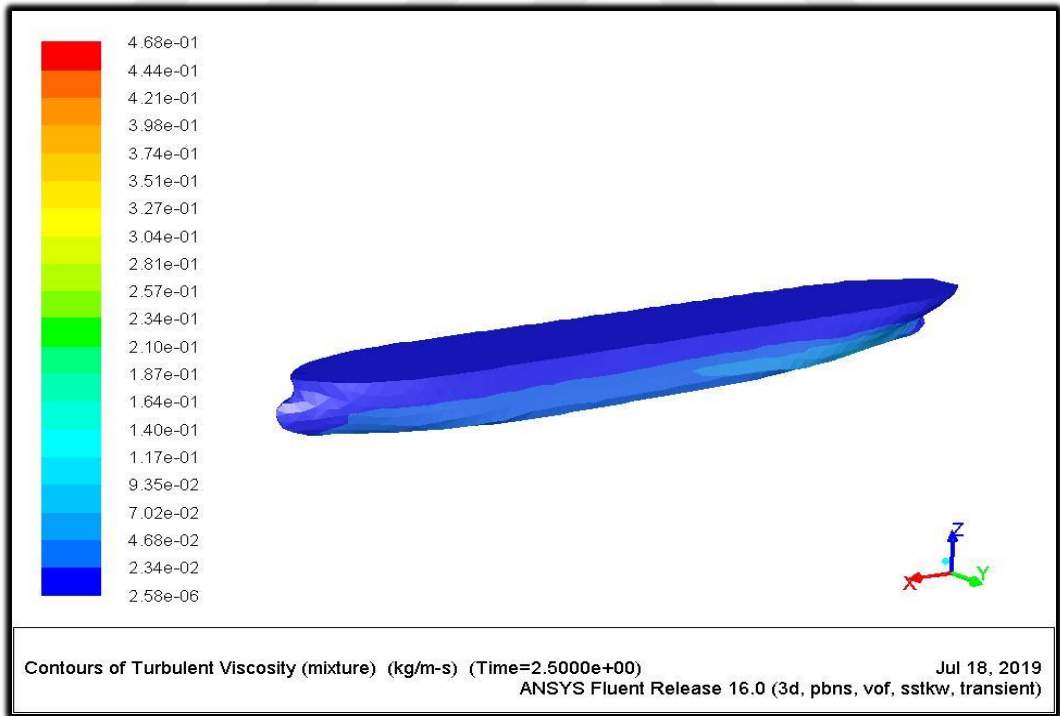
Tablo 5.4 ANSYS Fluent yazılımında Harmen Oldendorff modeli için gerçekleştirilen HAD analiz sonuçları

Hız V(m/s)	Basınç Direnci (N)	Viskoz Direnç (N)	Toplam Direnç (N)
0,4600	-0,35	1,97	1,62
0,5062	-0,24	2,13	1,88
0,5535	0,05	2,01	2,07
0,5926	0,17	2,04	2,22
0,6257	0,68	1,76	2,46
0,6743	-0,03	2,82	2,79
0,7222	0,45	2,36	2,82
0,7583	0,57	2,38	2,96
0,7908	-0,05	3,24	3,18
0,8182	0,29	3,32	3,62
0,8602	0,65	3,47	4,13
0,9032	0,74	3,62	4,36
0,9531	0,84	3,75	4,60

Harmen Oldendorff modelinde türbülans viskozitesi analizi iki farklı hız değerinde yani $v = 0,5 \text{ m/s}$ ve $v = 0,9 \text{ m/s}$ için yapılmıştır. Bu kapsamda elde edilen tüm sonuçlar Şekil 5.8’de ve Şekil 5.9’da verilmektedir; buna göre dolgunluğun yüksek olduğu kık omuzluk bölgesinde yoğun akım ayrışmasından dolayı değerlerin yükseldiği anlaşılmaktadır.

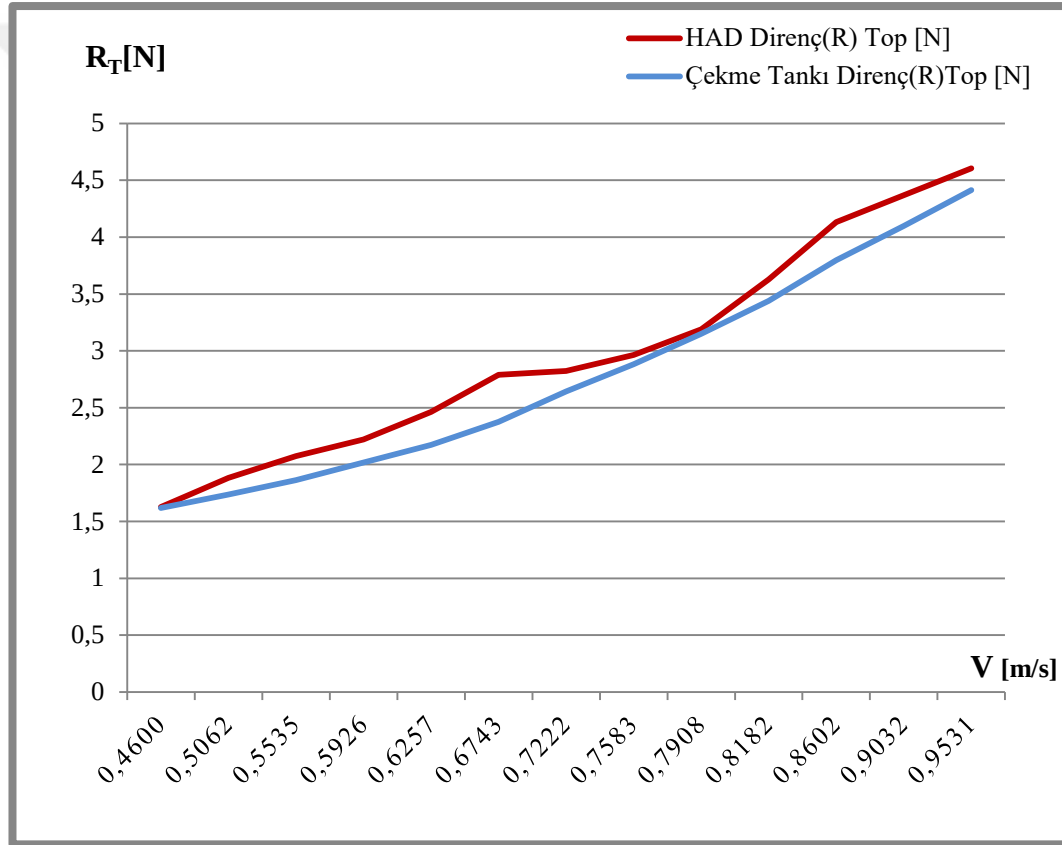


Şekil 5.8 Harmen Oldendorff modelinin $v = 0,5$ m/s hızdaki türbülans vizkozite değerleri



Şekil 5.9 Harmen Oldendorff modelinin $v = 0,9$ m/s hızdaki türbülans vizkozite değerleri

Gemi modellerinin HAD analizlerinin hazırlık süreçlerinde oluşturulan ağ örgülerinin hücre eleman sayısının yükseltilmesi nedeniyle daha çok hesap hücresi oluşmaktadır. Bu sayede matematiksel formüllerin yardımı ile ağ yapısındaki düğüm noktalarının daha ayrıntılı olarak çözümlenebilmesi sağlanmakta olup çıkan sonuçların çekme tankı direnç deney sonuçlarına yakın değerlere ulaşması açısından büyük fayda sağladığı bilinmektedir. Bu kapsamda Harmen Oldendorff modelinin farklı hızlarda yapılan HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar, çekme tankı deney sonuçları ile karşılaştırmalı olarak Şekil 5.10’da verilmiş olup elde edilen sonuçların birbirine yakın olduğu gözlenmiştir.



Şekil 5.10 Harmen Oldendorff modelinin çekme tankı ve HAD analizi toplam direnç-hız diyagramı.

5.3 A.P. Tekne Modelinin HAD Analizi

Bu bölümde incelenecek olan A.P. teknesi bir balıkçı teknesi olarak tasarlanmış olup, işletme şartları göz önüne alınarak yapısal dayanımı yüksek olacak gövde konstrüksiyonuna sahip bir formda dizayn edilmiştir. Gemi, tüm iklim koşullarında görev yapacağı düşünüldüğünden henüz tasarım aşamasında gemi direnci, sevk ve manevra özelliklerinin belirlenmesi işletme maliyetleri açısından önem taşımaktadır.

Bu çalışmada, daha önce çekme tankı deney sonuçları bulunmayan bir tekne olan A.P. teknesinin ilk aşamada endaze planındaki bilgiler referans alınarak bilgisayar ortamında 1/25 ölçekli olarak üç boyutlu bir modeli oluşturulacaktır. İkinci aşamada ise ANSYS Fluent yazılımında oluşturulan üç boyutlu modelin farklı hızlarda HAD analizi yapılarak direnç-hız diyagramı elde edilecektir.

5.3.1 A. P. Teknesinin ve Modelinin Teknik Özellikleri

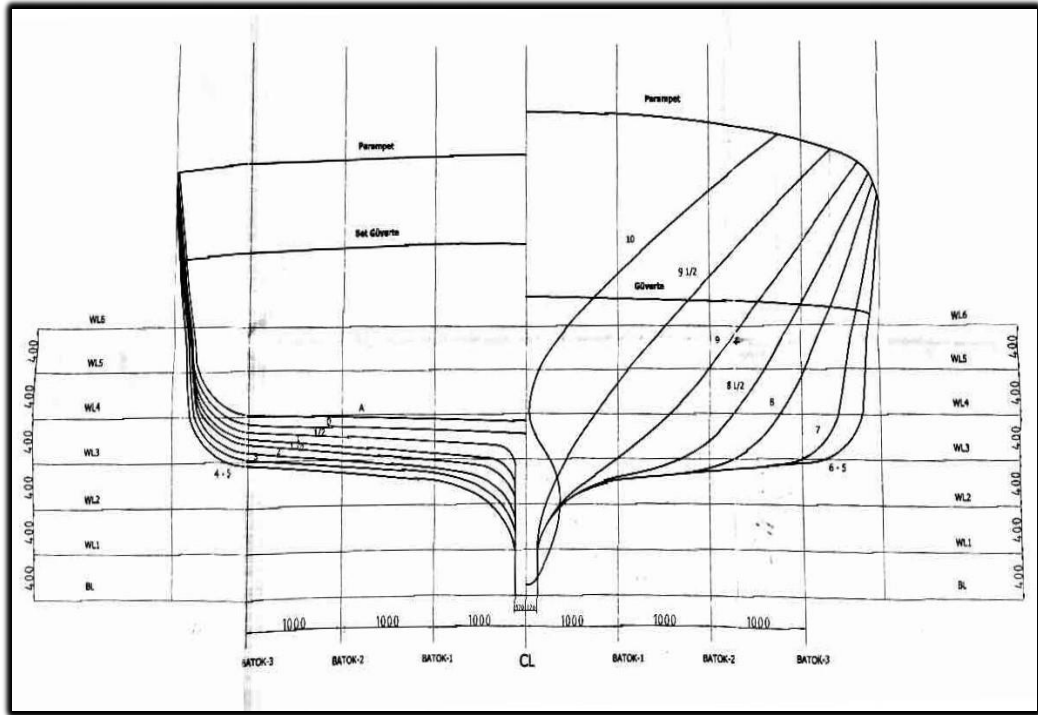
A.P. gemisinin ana değerleri ve model ölçüleri Tablo 5.5’de verilmiş olup, bu değerler ve diğer teknik çizimlerin yardımı ile birlikte teknenin Rhinoceros yazılımında üç boyutlu olarak modeli oluşturulmuştur.

Tablo 5.5 A. P. Teknesinin ve modelinin geometrik özellikleri

Açıklamalar	Semboller	Gemi Ana Ölçüleri	Model Ölçüleri
Tam Boy	L_{WL} [m]	31,00	6,20
Dikmeler Arası Boy	L_{pp} [m]	26,50	5,30
Genişlik	B [m]	7,66	1,53
Genişlik Güverte	B [m]	7,46	1,49
Su Çekimi (T)	T [m]	2,00	0,40
Derinlik (D)	D [m]	2,50	0,50

5.3.2 A. P. Tekne Modelinin Hazırlanması

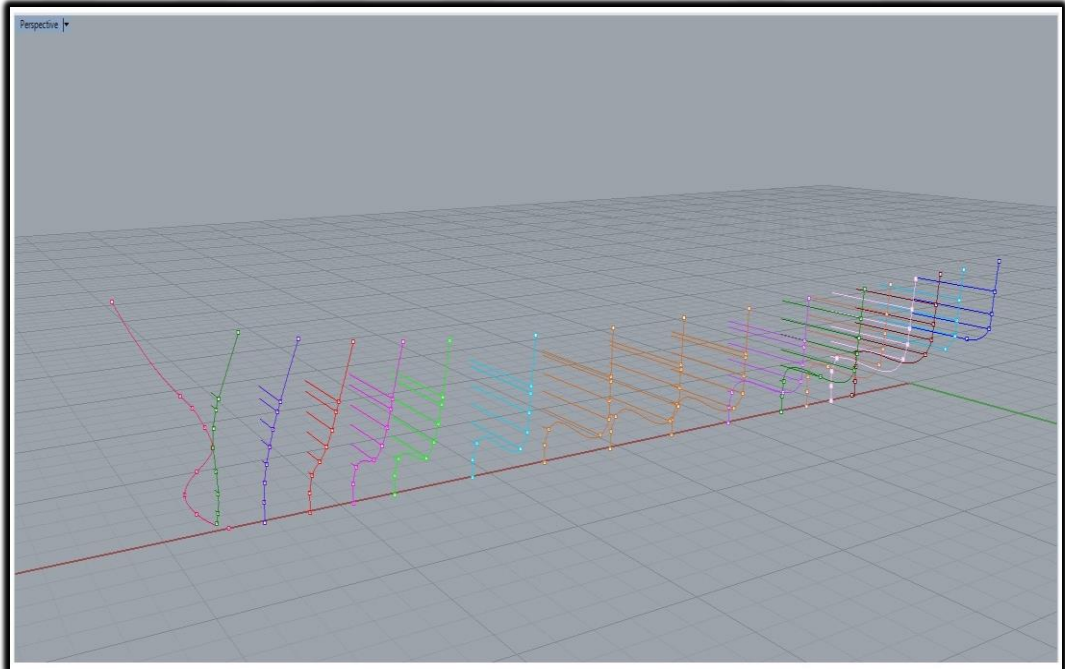
A.P. gemisinin Şekil 5.11’de verilen en kesit planı ve Şekil 5.12’de görülen ofset tablosundaki yarı genişlik değerleri kullanılarak on iki adet ana ve dört adet ara postadan oluşan bir düzene göre tekne modeli hazırlanmıştır. Bu kapsamda Rhinoceros yazılımı yardımı ile üç boyutlu olarak teknenin çizimine Şekil 5.12’deki ofset tablosu ölçülerinin çizimiyle başlanmış olup baş bodoslama, kış bodoslama, kaide hattı ve şiyer hattının geçtiği noktalar ile birlikte su hatlarının koordinatları belirlenerek diyagonal eğriler oluşturulmuş ve Şekil 5.13’de görülen dizayn postaları ve su hatları elde edilmiştir. En kesit planındaki su hatlarından ve oluşturulan dizayn postalarından faydalanarak elde edilen batok eğrilerinin çizimi ile birlikte Şekil 5.14’da görülen A.P. teknesinin modeli hazırlanmıştır. Son aşamada katı modelin oluşturulabilmesi için Rhinoceros yazılımında bulunan modelleme tekniği ile Şekil 5.15’deki gibi teknenin üç boyutlu katı modeli oluşturulmuş ve teknenin ANSYS Fluent yazılımında HAD analizini yapabilmek için de katı modele ait “.stp” uzantılı bir dosya formatı kullanılmıştır.



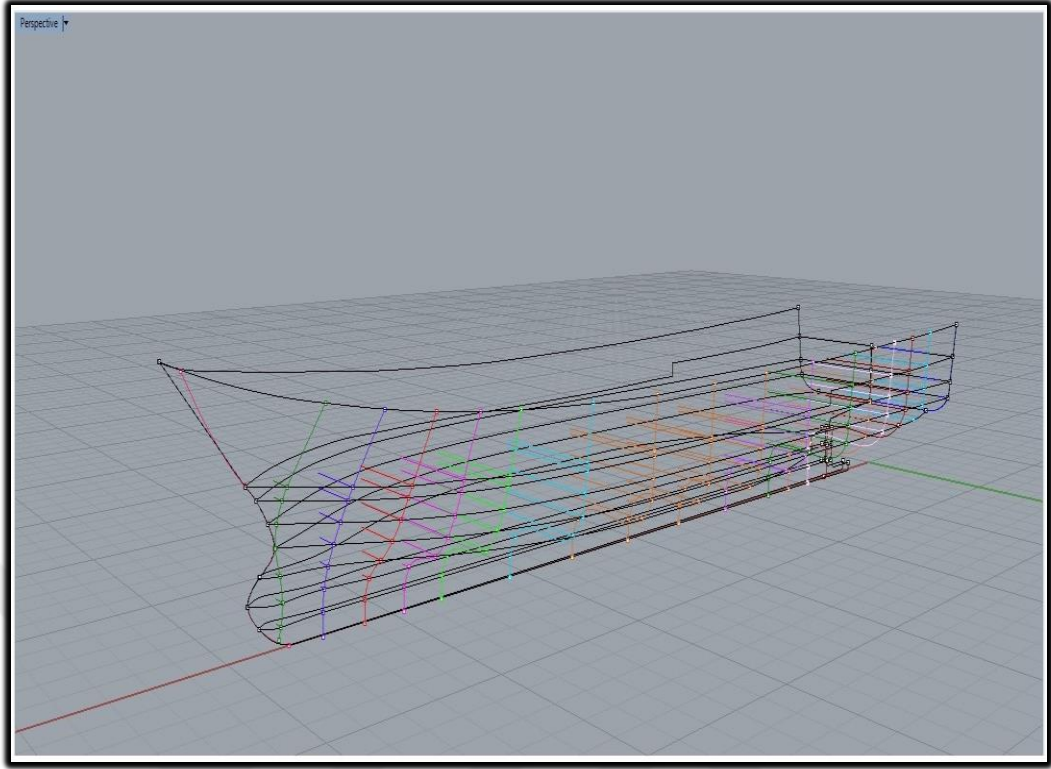
Şekil 5.11 A. P. Teknesinin endazesi

POSTA NO	YARI GENİŞLİKLER									YÜKSEKLİKLER					
	WL1	WL2	WL3	WL4	WL5	WL6	GÜVERTE	SET.GÜV.	PARAMPET	GÜVERTE	SET.GÜV.	PARAMPET	BATOK-1	BATOK-2	BATOK-3
A	-	-	-	2595	3544	3624	-	3706	3809	-	3008	3790	1560	1583	1612
0	-	-	-	3232	3589	3650	-	3720	3821	-	2938	3703	1463	1492	1532
1/2	120	120	134	3348	3602	3659	-	3726	3826	-	2904	3664	1359	1409	1463
1	120	120	349	3433	3603	3660	-	3728	3830	-	2893	3641	1253	1325	1403
1 1/2	120	120	1135	3486	3607	3664	-	3730	3830	-	2878	3601	1189	1268	1352
2	120	178	1982	3537	3615	3670	-	3734	3830	-	2865	3571	1119	1201	1280
3	120	273	2786	3586	3641	3690	3708	-	3830	2546	-	3530	1078	1144	1215
4	120	397	3236	3637	3679	3719	3730	-	3830	2500	-	3497	1011	1091	1164
5	120	397	3236	3637	3679	3719	3730	-	3830	2500	-	3497	1011	1091	1164
6	120	397	3236	3637	3679	3719	3730	-	3830	2500	-	3497	1011	1091	1164
7	120	397	2996	3384	3471	3558	3587	-	3811	2536	-	3563	1011	1091	1201
8	120	397	2265	2767	3034	3236	3310	-	3769	2563	-	3671	1011	1119	1936
8 1/2	120	397	1679	2271	2609	2872	2989	-	3724	2586	-	3755	1037	1358	2604
9	120	372	989	1565	1990	2336	2526	-	3612	2610	-	3856	1206	2011	3147
9 1/2	120	212	437	753	1115	1519	1772	-	3313	2633	-	3971	1876	2838	3711
10	155	363	255	33	138	455	739	-	2756	2654	-	4114	2869	3617	-

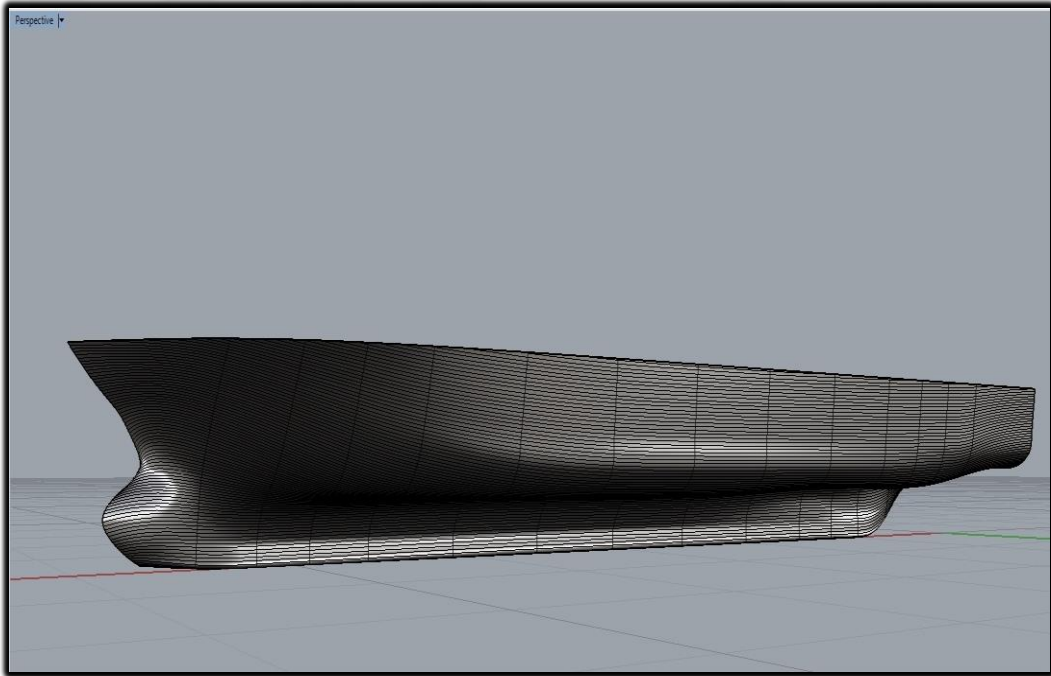
Şekil 5.12 A. P. Teknesinin ofset tablosu



Şekil 5.13 A. P. Teknesinin endaze planına göre oluşturulan postaları ve su hatları



Şekil 5.14 A. P. Teknesinin modeli



Şekil 5.15 A. P. Teknesinin “.stp” formatındaki katı model formu

5.3.3 A.P. Tekne Modelinin HAD Analiz Sonuçları

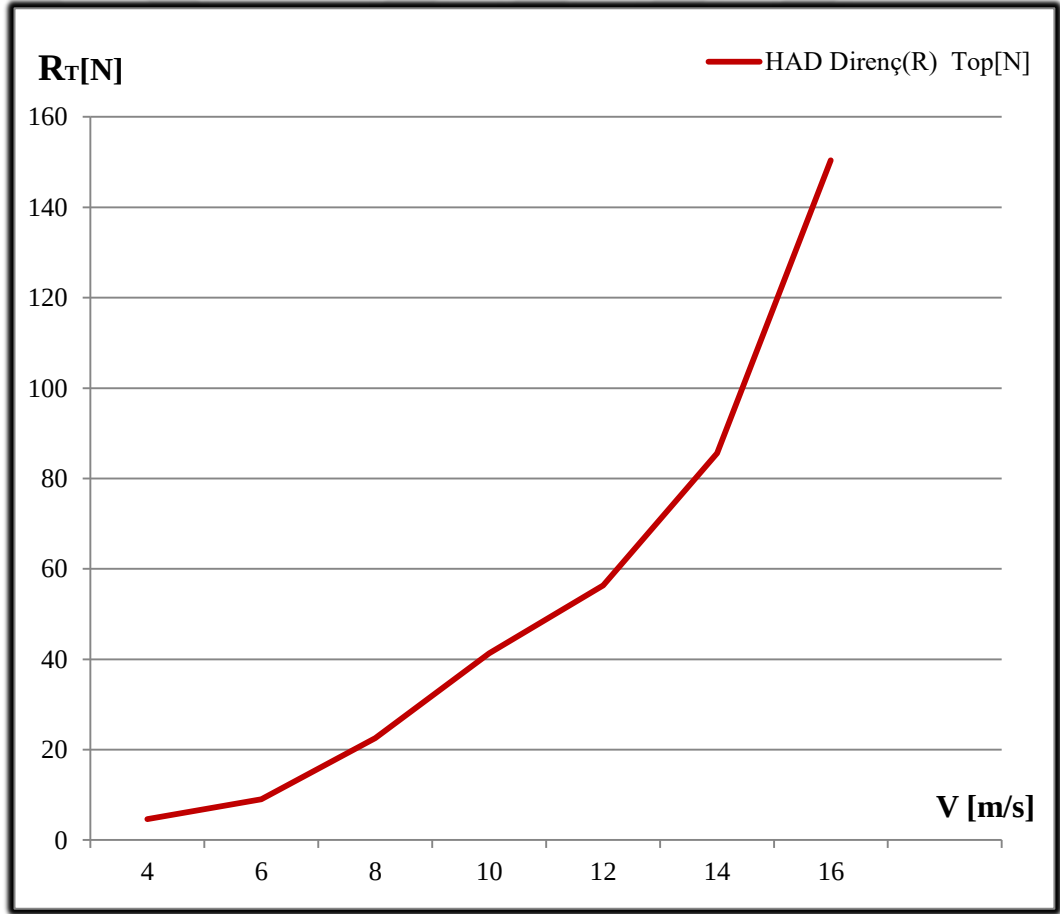
A.P. modelinin HAD analizi için ilk aşamada Rhinoceros yazılımında “.stp” formatında oluşturulmuş olan 1/25 ölçekli geometrik modeli, ANSYS Fluent yazılımına aktararak analizde kullanılacak olan katı modelin elde edilmesi için formun geometrisi üzerinde gerekli son düzenlemeler yapılmıştır. İkinci aşamada ise HAD analizi için gerekli olan ağ örgü yapısı oluşturulmuş ve ağ örgü yapısında herhangi bir hata saptanmayınca model ANSYS Fluent yazılımına aktararak çözüm süreci için hazır hale getirilmiştir. Son aşamada HAD analizi yardımıyla yapılan simülasyonlarda gemi modelinin farklı hızlardaki direnç değerleri belirlenerek Tablo 5.6’daki direnç sonuçları elde edilmiştir.

Tablo 5.6 ANSYS Fluent yazılımında A.P. modeli için gerçekleştirilen HAD analiz sonuçları

Hız V(m/s)	Basınç Direnci (N)	Viskoz Direnç (N)	Toplam Direnç (N)
4	3,88	0,77	4,65
6	7,49	1,54	9,04
8	20,05	2,52	22,57
10	37,73	3,59	41,32
12	51,26	5,101	56,36
14	77,58	8,00	85,58
16	136,69	13,66	150,36

Deneysel çalışmalara zaman ve maliyet açısından önemli bir destek çözümü sunan HAD yöntemi sayesinde, daha önce çekme tankı deney sonuçları olan tekneler ile birlikte çekme tankı deney sonucu bulunmayan A.P. teknesine aynı algoritma ve benzer ağ bölümlleme tekniği ile HAD analiz yöntemi uygulanmıştır.

A.P. teknesi için yapılan HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar Şekil 5.18’de verilmektedir. Bu kapsamda, balıkçı gemisi olarak tasarlanan A.P. teknesinde düşük hızlarda ($V= 4-6$ m/s) hız-direnç eğrisinin çok elverişli bir artış gösterdiği, ancak yüksek hızlara çıkıldıkça, özellikle $V=12$ m/s’den sonra direnç değerlerinin çok sert artış göstermekte olduğu anlaşılmaktadır. Bu sebepten teknenin sevki açısından yüksek hızlara çıkıldıkça yakıt maliyetinde yüksek artışlar beklenmektedir. Bu teknenin maksimum hız sınırının $V=16-18$ kn civarında olması gerektiği tahmin edilmektedir.



Şekil 5.16 A.P. Modelinin HAD analizi toplam direnç-hız diyagramı

BÖLÜM ALTI

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Gemi modeli çekme tankı deneyleri ile amaçlanan bir geminin belirli ölçekli ahşap ya da herhangi kompozit bir malzemeden yapılmış bir modelini hazırlayarak, bu modelin çekme tankında farklı hızlarda çekilmesiyle direnç değerlerini elde edebilmektir. Bu şekilde elde edilen bu direnç değerleri ile Froude benzerlik yönteminden faydalanarak geminin karşıt hızlardaki direnç değerlerini belirleyerek gemi hidrodinamiği ve gerekli makine gücü hakkında kesin bilgi edinmeyi sağlamaktır. Böylelikle gemi formunun sorunlu olduğu yerlerin tespit edilip düzeltilmesi ve gerekli makine gücünün düşürülmesi amaçlanmaktadır.

Geçmişten günümüze kadar elde edilmiş olan sistematik model deney sonuçlarından faydalanılarak bir geminin direncini belirleyebilmek amacıyla pek çok direnç tahmin yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntemler sayesinde bir geminin veya botun direnç değerleri hakkında genel olarak bir tespit yapmak mümkündür. Ancak teknolojinin gelişmesiyle ve ticaret hacimlerinin artmasıyla beraber günümüzde inşa edilen gemilerin taşıma kapasitesi ve hızlarının artması sonucunda boy, genişlik ve derinlik gibi ana parametrelerinde önemli artışlar meydana gelmektedir. Yeni nesil yüksek tonajlı gemilerin laboratuvar şartlarında çekme tankı deneylerinin geniş bir hız aralığında optimal bir şekilde yapılmasına model ölçek değerleri çok büyük seçilmek zorunda olduğundan olanak sağlanamamaktadır. Çünkü yeni nesil yüksek tonajlı gemilere ait modellerin formlarının laboratuvar koşullarında ölçek değerleri büyük seçildiğinden modellerin hızları da düşmektedir. Ayrıca gemi boyutlarının büyümesi gerek Froude sayısı ve gerekse de sınırlı havuz boyları nedeniyle modellerin hızlarının sınırlı tutulmasını zorunlu kılmaktadır. Alternatif seçenek olarak, test modelinin benzerlik oranı olan deneylerde olması gerekenden daha büyük ölçekli olarak seçilmekte, bu durum ise ölçek etkisine bağlı yanlış ölçüm sonuçlarını beraberinde getirmektedir.

Yüksek hızlı teknelerde ise model hızlarının yüksek değerlerde olması ve çekme arabasının hız değerinin istenen zaman dilimi içerisinde bu yüksek hızlara ulaşamamasından dolayı istenen hız aralığında ölçümler gerçekleştirilememektedir.

Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle birlikte çekme tankı deneylerini destekleyici bir çözüm olarak hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) uygulamaları kullanılmaya başlanmış ve her geçen gün HAD analiz uygulamalarında geliştirilen sayısal algoritmalar sayesinde gemi modellerinin çekme tankı deney sonuçlarına çok yakın sonuçlar elde edilmeye başlanmıştır. Bu yöntemlere paralel olarak, farklı simülasyon teknik ve gelişmiş türbülans modelleri sayesinde gemi formlarının üzerinde ileri düzeylerde HAD analizleri uygulamak olanaklı hale gelmiştir.

Bu çalışmada üç farklı gemi modeli için HAD analizleri yapılmış ve gemilerin toplam direnç değerleri elde edilmiştir. HAD analizleri yapılan ilk iki modelin çekme tankı deney sonuçları bulunduğundan iki diyagram karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Üçünü diyagramda ise A.P. gemisinin çekme tankı deney sonuçları bulunmadığından dolayı diyagramda sadece HAD analizi sonucu verilmektedir.

Çekme tankı deneylerindeki hız-direnç sonuçlarıyla HAD analiz yöntemi ile elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında birbirleri ile uyum içinde oldukları anlaşılmaktadır. HAD analiz sonuçlarının fiziksel çekme tankı sonuçları ile tam uyuşmasında, uygun eleman seçimi ile ağ bölümlemesi ve izleyen aşamada da uygun türbülans modelinin uygulanması çok önemli etkenlerdir. Ağ bölümlemesi aşamasında, gemi geometrilerinin eğrisel yüzeylerine ve dar açılı kenarlarına en uygun olan ve kompleks geometriler için tercih edilen tetrahedral elemanlı bir ağ yapısı tercih edilmiştir. Kuşkusuz geometride sonlu hacim elemanı sayısını artırmak, elde edilecek olan sonucun hassasiyetini artıracaktır. Ancak eleman sayısının aşırı miktarda arttırılması, analiz süresinin uzamasına ve ıraksamalara neden olabilir. Bu yüzden ağ bölümlemesi uygulanırken “orthogonal quality” oranının 0,20 değerinin altına düşürülmemesi gerekmektedir.

Tez çalışması boyunca yapılan tüm analizlerin sonuçları, *SST k- ω* türbülans modeli kullanılarak elde edilmiş olup tüm HAD analizlerinde serbest su yüzeyi etkisi ihmal edilmiştir. Çekme tankı deney sonuçları bulunan INSEAN 2340 ve Herman Oldendorff gemi modeline uygulanan HAD analizlerinde aynı türbülans modelinin seçilmesi sonucu elde edilen sonuçların çekme tankı deney sonuçlarına yakın olması nedeniyle *SST k- ω* türbülans modelinin bu tip gemi modellerine doğru bir şekilde uygulanabileceği kesinleşmiş ve daha önce çekme tankı deneyi bulunmayan A.P. tekne modeline de aynı türbülans modeli uygulanarak modelin güvenilir direnç-hız diyagramı elde edilmiştir.

Genel olarak incelendiğinde çekme tankı deney sonuçlarının daha güvenilir olduğu düşünülebilir. Ancak, daha yüksek işlemci kapasiteli bilgisayar sistemleri sayesinde HAD analizlerinin türbülans modellemesi gerektirmeyen kusursuz “sayısal laboratuvarlar” ile yani “*Direct Numerical Simulation*” çözücülerıyla daha gerçekçi sonuçlar ortaya çıkaracağı kaçınılmazdır. Gelecekte bu nedenle model deneylerine olan talepte azalmalar ve tekne formlarının ön tasarım ve final dizayn aşamalarında tasarım sürelerinin kısılmasına paralel olarak maliyetlerde de önemli düşüşler beklenmektedir.

Bu çalışmanın devamında, tüm deniz araçlarını ve bunların geniş hız aralıkları ile doğru türbülans modellerini kapsayan HAD analizlerine olanak tanıyan bir araştırmanın yapılması önerilebilir.

KAYNAKLAR

Apaçoğlu, B. (2010). *Silindir üzerindeki laminar ve türbülanslı akışın kontrolsüz ve kontrollü HAD analizleri*. Yüksek Lisans tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Ankara.

ANSYS *Fluent User's Guide Modeling Turbulance*, (2006). 15 Mart 2019, <https://www.sharcnet.ca/Software/Fluent6/html/ug/node461.htm>

ANSYS *The Most Accurate and Advanced Turbulence Capabilities*, (2011). 10.07.2019, <https://support.ansys.com/staticassets/ANSYS/Conference/Confidence/Chicago/Downloads/most-accurate-advanced-turbulence-capabilities.pdf>

Aydoğan, Z.A (2018). *Transonik bir airfoil etrafındaki akışın farklı türbülans modelleriyle incelenip karşılaştırılması*. Yüksek Lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Bredberg, J. (2000). *On the wall boundary condition for turbulence models*. 11 Temmuz 2019, http://www.tfd.chalmers.se/~lada/postscript_files/jonas_report_WF.pdf

CFD online, (n.d). 16 Mart 2019, https://www.cfdonline.com/Wiki/SST_k-omega_model.

Çelik, F. (b.t). *Gemi direnci, gemi direncinin bileşenleri, sınır tabaka*. 17 Şubat 2019, <http://www.yildiz.edu.tr/~fcelik/dersler/gemidirenci/>.

Çengel, Y.A. ve Cimbala, J.M (2014). *Introduction to computational fluid dynamics. Fluid Mechanics Fundamentals and Applications (3rd ed.) (879-938)*. New York: Mcgraw-Hill

Delen, C. (2015). *Gemi direncinin deneysel belirsizlik analizi*. Yüksek Lisans tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Hartnett, K. (2018). *What makes the hardest equations in physics so difficult*. 16 Ocak 2018, <https://www.quantamagazine.org/what-makes-the-hardest-equations-in-physics-so-difficult-20180116/>.

Kolmogorov, A.N. (1991). The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large reynolds numbers. *Proceedings: Mathematical and Physical Sciences*, 434, 9-13.

Menter, F.N (1994). Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA Journal*, 32, 8(1598–1605).

Obreja, D., Domnişoru, L., Păcuraru F. (2006) Integrated System for Data Acquisition and Numerical Analysis of the Ship Resistance Performance in the Towing Tank of Galati University. *Romanian Journal of Physics*, 53, 137–148. http://www.nipne.ro/rjp/2008_53_1-2/0137_0149.pdf

Olivieri, A., Pistani, F., Avanzini, A., Stern, F. ve Penna, R. (2001). Towing Tank Experiments of Resistance, Sinkage and Trim, Boundary Layer, Wake, and Free Surface Flow around a Naval Combatat INSEAN 2340 Model. *IIHR Technical Report No. 421*. September 2001, <https://pdfs.semanticscholar.org/a25f/a72a64bd18743909a96fd0bfcdcacdd34ba1.pdf>

Patankar, S.V. (1980). Numerical heat transfer and fluid flow. *Governing Differential Equations* (1. Baskı) (11-23). USA: Hemisphere Publishing.

Sintef, (2014). 10 Kasım 2018 , <https://www.sintef.no/en/all-laboratories/towing-tanks/>.

The CSL Group, (n.d). 10 Şubat 2019, <https://www.cslships.com/en/csl-america/fleet/vessels-and-specs/harmen-oldendorff>.

Wilcox, D. C. (2006) Turbulence modeling for CFD. *One Equation and Two Equation Models* (3rd ed.) (107-238). DCW Industries, Inc., La Canada, California

