

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YATLARDA KIÇ FORMUNUN
PERVANE ÜZERİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat Burak ŞAMŞUL

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Programı

OCAK 2015

**YATLARDA KIÇ FORMUNUN
PERVANE ÜZERİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Murat Burak ŞAMŞUL
(50811117)**

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi ve Deniz Teknolojisi Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Abdi KÜKNER

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508111117 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Murat Burak ŞAMŞUL** ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**YATLARDA KIÇ FORMUNUN PERVANE ÜZERİNE ETKİSİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Abdi KÜKNER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Abdi Kükner**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Kadir Sarıöz
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet Dursun Alkan
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **09 Aralık 2014**

Savunma Tarihi : **22 Ocak 2015**

Eşime,

ÖNSÖZ

Tez çalışmamda beni yönlendiren ve destek olan değerli hocam Prof.Dr. Abdi Kükner'e, çalışma sürecimde benden desteğini esirgemeyen değerli iş arkadaşlarım Naz Görener ve Hamdi Bal' a, tüm çalışmalarımda olduğu gibi, bu süreçte de her zaman bana destek olan sevgili eşime teşekkürü borç bilirim.

Aralık 2014

Murat Burak Şamşul
(Gemi ve Deniz Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
1. GİRİŞ	1
2. PERVANE TEORİLERİ.....	3
2.1 Momentum Teorisi.....	3
2.2 Kanat Elemanı Teorisi	5
2.3 Sirkülasyon Teorisi	7
3. PERVANE MODEL DENEYLERİ	9
3.1 Kinematik Benzerlik	9
3.2 Dinamik Benzerlik	9
3.3 Geometik Benzerlik	11
4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ	13
4.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi Denklem ve Kabülleri	13
4.1.1 Süreklilik denklemi.....	14
4.1.2 Sıkıştırılamazlık kabülü	14
4.2 Türbülans Modelleri.....	15
4.2.1 k-e türbülans modeli	15
4.2.2 k-w türbülans modeli	16
4.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Teknikleri	17
4.3.1 Sonlu hacimler yöntemi	17
4.3.2 Sonlu elemanlar yöntemi	18
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ DENKLEMLERİNİN DOĞRULANMASI	19
5.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Denklemlerinin DTMB 4119 Pervanesi Kullanılarak Doğrulanması	19
5.1.1 Pervane modelinin oluşturulması	20
5.1.2 Akış hacminin oluşturulması	22

5.1.3 Çözüm ağ yapısı.....	23
5.1.4 Sınır koşulları ve genel ayarlar	27
5.1.5 Sonuçların değerlendirilmesi	29
5.1.6 Sonuçların karşılaştırılması.....	31
5.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Denklemlerinin DTMB 5415 Teknesi Kullanılarak Doğrulanması.....	32
5.2.1 Tekne karakteristikleri	33
5.2.2 Akış hacminin oluşturulması	33
5.2.3 Çözüm ağ yapısının oluşturulması.....	35
5.2.4 Genel ayarlar	38
5.2.5 Sınır koşullarının belirlenmesi ve çözüm metotları	38
5.2.6 Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi	40
6. MOTORYAT GÖVDESİNİN VE TEKNEYE AİT PERVANENİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ	43
6.1 Tekneye Ait Pervanenin Özellikleri	43
6.1.1 Tekneye ait pervanenin modellenmesi.....	44
6.1.2 Pervanenin açık su karakteristiklerinin belirlenmesi	46
6.2 Konvansiyonel Tekne Formunun Karakteristikleri	49
6.2.1 Konvansiyonel tekne formuna ait pervane yerleşimi.....	50
6.2.2 Konvansiyonel tekne formunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri	52
6.3 Sığ Pervane Tüneli Yapısına Sahip Tekne Formunun Karakteristikleri	62
6.3.1 Sığ pervane tüneli yapısına sahip tekne formuna ait pervane yerleşimi	64
6.3.2 Sığ pervane tüneli yapısına sahip tekne formunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri	65
6.4 Derin Pervane Tüneli Yapısına Sahip Tekne Formunun Karakteristikleri	75
6.4.1 Derin pervane tüneli yapısına sahip tekne formuna ait pervane yerleşimi	75
6.4.2 Derin pervane tüneli yapısına sahip tekne formunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri	78
6.5 Tekne Formlarına Ait Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	86
7. SONUÇ	95
KAYNAKLAR.....	97
ÖZGEÇMİŞ	101

KISALTMALAR

CAD	: Computer Aided Design
CFD	: Computational Fluid Dynamics
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
DTMB	: David Taylor Model Basin
NACA	: National Advisory Committee for Aeronautics
MRF	: Multiple Rotating Reference Frame
VOF	: Volume of Fluid

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 5.1 : DTMB 4119 pervanesinin kesit değerleri.	20
Çizelge 5.2 : İlerleme katsayısı değerleri.	21
Çizelge 5.3 : Ağ yapısı kalite kriterleri.....	25
Çizelge 5.4 : Ağ yapısı ölçüleri.	26
Çizelge 5.5 : Sınır tabaka hücre bilgileri.	26
Çizelge 5.6 : İtme, itme katsayısı ve hata değerleri.	31
Çizelge 5.7 : 0.833 ilerleme katsayısı için hata karşılaştırması.	32
Çizelge 5.8 : Gemi dizayn parametreleri.	33
Çizelge 5.9 : Genel ağ yapısı ayarları.....	35
Çizelge 5.10 : Sınır tabaka ayarları.	35
Çizelge 5.11 : Pervane üzerindeki yüzey ağ yapısı büyüklükleri.	36
Çizelge 5.12 : Su hattı etrafındaki ağ yapısı değerleri.....	36
Çizelge 5.13 : Ağ yapısı kalite kriterleri.....	37
Çizelge 5.14 : Analiz hata oranı.	42
Çizelge 6.1 : Pervane geometrisi.	44
Çizelge 6.2 : Pervane kesit geometrileri.	45
Çizelge 6.3 : Pervane açık su değerleri.....	47
Çizelge 6.4 : Tekne ana boyutları.	49
Çizelge 6.5 : Hibrit ağ yapısı kalite değerleri.	53
Çizelge 6.6 : Dönen akış hacmi.	54
Çizelge 6.7 : Analiz kurulumu ve sınır koşulları.	56
Çizelge 6.8 : Konvansiyonel gövde pervane performans değerleri.	61
Çizelge 6.9 : Hibrit ağ yapısı kalite değerleri.	66
Çizelge 6.10 : Dönen akış hacmi eksen bilgileri.	67
Çizelge 6.11 : Analiz kurulumu ve sınır koşulları.	69
Çizelge 6.12 : Sığ tünelli pervane performans değerleri.	74
Çizelge 6.13 : Hibrit ağ yapısı kalite değerleri.	79
Çizelge 6.14 : Dönen akış hacmi.	79
Çizelge 6.15 : Analiz kurulumu ve sınır koşulları.	81
Çizelge 6.16 : Açık su sonuçları.	88
Çizelge 6.17 : Konvansiyonel form sonuçları.	88
Çizelge 6.18 : Sığ tünelli form sonuçları.	89
Çizelge 6.19 : Derin tünelli form sonuçları.	89
Çizelge 6.20 : Tüm formlara ait verim değerleri.	92

Çizelge 6.21 : Tekne ve pervane hızı değerleri.....	92
Çizelge 6.22 : İz katsayısı değerleri.	93
Çizelge 6.23 : Tekne verimi değerleri.....	93
Çizelge 6.24 : İtme azalması değerleri.....	93

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Momentum teorisi.	4
Şekil 2.1 : Kanat elemanı teorisi.....	5
Şekil 2.2 : Sirkülasyon teorisi.....	7
Şekil 5.1 : DTMB 4119 pervane geometrisi.....	21
Şekil 5.2 : Akış hacmi.	22
Şekil 5.3 : İç kontrol hacmi.	22
Şekil 5.4 : Kanatlar etrafındaki ağ yapısı.	23
Şekil 5.5 : Tüm ağ yapısının görünüşü.	24
Şekil 5.6 : Pervane kanat yüzeyleri üzerindeki ağ yapısı.	24
Şekil 5.7 : İç ve dış kontrol hacmi ağ yapısı.....	25
Şekil 5.8 : Giriş sınır koşulları.....	27
Şekil 5.9 : Türbülans modeli.	28
Şekil 5.10 : Çözüm metotları.....	28
Şekil 5.11 : Yakınsama grafiği.	29
Şekil 5.12 : Basınç katsayısı çıktısı.	29
Şekil 5.13 : Basınç katsayısı dağılımı.....	30
Şekil 5.14 : Basınç katsayısı dağılımı karşılaştırması.	30
Şekil 5.15 : İtme değerleri karşılaştıma grafiği.	32
Şekil 5.16 : 3D gemi modeli.....	33
Şekil 5.17 : Akış hacmi ölçüleri.	34
Şekil 5.18 : Akış hacmi.	34
Şekil 5.19 : Su hattı bölgesi ağ yapısı.....	37
Şekil 5.20 : Genel ayarlar.	38
Şekil 5.21 : Sınır koşulları.	39
Şekil 5.22 : Çözüm yöntemleri.	40
Şekil 5.23 : Yakınsama grafikleri.....	40
Şekil 5.24 : Gemi üzerindeki basınç dağılımı.	41
Şekil 5.25 : Gemi üzerindeki akım çizgileri.	41
Şekil 6.1 : Pervanenin 3D modelinin oluşturulması.	45
Şekil 6.2 : Pervane modeli.....	46
Şekil 6.3 : Açık su analizi geometrisi.	48
Şekil 6.4 : Pervane açık su karakteristikleri.	48
Şekil 6.5 : Tekne geometrisi.	50
Şekil 6.6 : Pervane yerleşimi.	50

Şekil 6.7 : Pervane - karina mesafesi.	51
Şekil 6.8 : Konvansiyonel yerleşim görüntüsü.	51
Şekil 6.9 : Gemi gövdesi ve pervane geometrisini barındıran akışkan hacmi.	52
Şekil 6.10 : Gemi gövdesi çözüm ağı yapısı.	52
Şekil 6.11 : Pervane geometrisi çözüm ağı yapısı.	53
Şekil 6.12 : Dönme eksen ve dönme noktasının belirlenmesi.	54
Şekil 6.13 : Sınır koşullarının belirlenmesi.	55
Şekil 6.14 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.7$).	57
Şekil 6.15 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).	57
Şekil 6.16 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).	57
Şekil 6.17 : Hız vektörleri ($J=0.7$).	58
Şekil 6.18 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.8$).	58
Şekil 6.19 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).	58
Şekil 6.20 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).	59
Şekil 6.21 : Hız vektörleri ($J=0.8$).	59
Şekil 6.22 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.9$).	60
Şekil 6.23 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).	60
Şekil 6.24 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).	60
Şekil 6.25 : Hız vektörleri ($J=0.9$).	61
Şekil 6.26 : Konvansiyonel gövde pervane performans eğrileri.	61
Şekil 6.27 : Sığ tünel geometri kısıtları.	62
Şekil 6.28 : Tünel giriş kısmı formları.	63
Şekil 6.29 : Sığ tünelli tekne formu.	64
Şekil 6.30 : Sığ tünelli teknede pervane yerleşimi.	64
Şekil 6.31 : Tekne gövdesi ve pervane geometrisi.	65
Şekil 6.32 : Tekne gövdesi çözüm ağı yapısı.	66
Şekil 6.33 : Pervane geometrisi çözüm ağı yapısı.	66
Şekil 6.34 : Sınır koşullarının belirlenmesi.	68
Şekil 6.35 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.7$).	70
Şekil 6.36 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).	70
Şekil 6.37 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).	70
Şekil 6.38 : Hız vektörleri ($J=0.7$).	71
Şekil 6.39 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.8$).	71
Şekil 6.40 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).	71
Şekil 6.41 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).	72
Şekil 6.42 : Hız vektörleri ($J=0.8$).	72
Şekil 6.43 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.9$).	72
Şekil 6.44 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).	73
Şekil 6.45 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).	73
Şekil 6.46 : Hız vektörleri ($J=0.9$).	73
Şekil 6.47 : Sığ tünelli pervane performans eğrileri.	74
Şekil 6.48 : Derin tünel formu kısıtları.	76
Şekil 6.49 : Derin tünel geometrisinde pervane yerleşimi.	77
Şekil 6.50 : Gemi gövdesi ve pervane geometrisi.	78

Şekil 6.51 : Gemi gövdesi çözüm ağı yapısı.	78
Şekil 6.52 : Pervane geometrisi çözüm ağı yapısı.	78
Şekil 6.53 : Sınır koşullarının belirlenmesi.	80
Şekil 6.54 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.7$).	82
Şekil 6.55 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).	82
Şekil 6.56 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).	82
Şekil 6.57 : Hız vektörleri ($J=0.7$).	83
Şekil 6.58 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.8$).	83
Şekil 6.59 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).	83
Şekil 6.60 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).	84
Şekil 6.61 : Hız vektörleri ($J=0.8$).	84
Şekil 6.62 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.9$).	84
Şekil 6.63 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).	85
Şekil 6.64 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).	85
Şekil 6.65 : Hız vektörleri ($J=0.9$).	85
Şekil 6.66 : Derin tünelli pervane performans eğrileri.	86
Şekil 6.67 : Konvansiyonel form pervane önü hız dağılımı.	86
Şekil 6.68 : Sığ tünelli form pervane önü hız dağılımı.	87
Şekil 6.69 : Derin tünelli form pervane önü hız dağılımı.	87
Şekil 6.70 : Verim karşılaştırması.	91

YATLARDA KİÇ FORMUNUN PERVANE ÜZERİNE ETKİSİ

ÖZET

Teknelerde sevk sistemi olarak tercih edilen pervaneler, diğer takıntılar ile birlikte karinanın kış bölgesinde bulunmaktadır. Teknenin kış formu ile birlikte diğer bileşenlerin yerleşimi ve formu, pervane performansını ve tasarım girdilerini etkilemektedir.

Bu çalışmada, hesaplamalı akışlanlar dinamiği ve üç boyutlu tasarım programlarından faydalanarak yapılan analizler bulunmaktadır. Yapılan hesaplamaların geçerliliğini test etmek amacıyla öncelikle, DTMB4119 pervanesi ele alınmıştır. Bu pervaneye ait analizler farklı ağ yapısı özelliklerine göre çözülmüş ve minimum hataya ulaşılan değer referans olarak kabul edilmiştir.

Analizlerde kullanılacak olan tekne formunun çözüm metodolojisinin doğrulanması amacıyla, DTMB 5415 teknesi kullanılarak validasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada da minimum hata oranı yakalanmaya çalışılmıştır. Tekne analizleri sonucu elde edilen değerlerden hata oranı hesaplamak için tekne modeline ait deney verilerinden faydalanılmıştır.

Motoryat gövdesi üzerinden yürütülen çalışmalarda kullanılan geometri, üç boyutlu modelleme programı kullanılarak tasarlanmıştır. Bu form için pervane tasarımı yapılmıştır. Öncelikle, tasarlanan pervanenin açık su performans karakteristiklerinin belirlenmesi için çalışmalar yapılmıştır. Farklı ilerleme katsayıları için koşturulan analizler sonucunda, açık su eğrileri elde edilmiştir.

Konvansiyonel yerleşim hesaplamaları, pervane performansının açık su değerleri ve daha sonra yapılacak olan, farklı kış formu analizlerine referans olması amacıyla hazırlanmıştır. Konvansiyonel yerleşim; karina altında şaft, pervane, braket ve tekneye bağlantı parçalarının uygun açı ve pervane – karina boşluğuna dikkat edilerek oluşturulan yerleşimi ifade etmektedir.

Performans teknelerinde, farklı formlarda tasarlanabilen pervane tünelleri kullanılmaktadır. Bu formların tasarımında kullanılan genel kabuller ve kısıtlar bulunmaktadır. Bu çalışmada, tünel formlarının tasarlanmasında bu kabullere uygun modellemeler yapılarak, farklı kış formlarının, açık su ve konvansiyonel yerleşim değerleri ile karşılaştırmaları yapılmıştır. Tünelli tekne formlarına ait performans değerlerinin diğer formlarla ve açık su değerleri ile karşılaştırılabilmesi için, üç farklı ilerleme hızındaki analizler, her form için tekrarlanmıştır.

Kış formları üzerinde değişiklikler yapılan teknelerin performans sonuçlarını karşılaştırmak, bu çalışmanın öncelikli amacıdır. Kış formlarına göre pervane çap ve hatve değerlerini değiştirerek daha yüksek verim değerleri elde etmek mümkündür. Bu çalışmada amaç, karina kış formundaki değişikliklerin, belirli bir pervane üzerindeki etkilerini incelemektir.

Teknelerin kıç bölgesinde kullanılan tüneller, özellikle operasyonel su çekimini d    rmek ve kullanılabilir pervane çapını b   tebilmek amacıyla tercih edilmektedir. Ayrıca, pervane merkezi ile çakışık yapıya sahip tünellerin titreşim açısından olumlu etkilerinin olduğu g r lm   r.

Bu çalışmada, kıç formunda yapılan değişikliklerin pervane üzerindeki doğrudan etkileri gözlemlenmek istendiği için, form değişikliklerinin pervane tasarımı üzerinde sağladığı esneklikler kullanılmamış, çalışmalar tek pervane tasarımı üzerinde yürütülmüş, elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

EFFECTS OF THE HULL STERN GEOMETRY TO THE PROPELLER

SUMMARY

The propeller propulsion systems which are located at the stern area of the hull, have significant relations with the stern geometry of the vessel. Lay out of the propeller and other components related with the propeller affects the performance and the design parameters.

In this study; a three dimensional modelling software and a computational fluid dynamics software is used in order to compare the effects of the stern geometry to a marine propeller.

Primarily, in order to test the validity of the calculations, DTMB 4119 propeller is analysed. Analysis of the propeller is prepared for different mesh structures and properties for reaching the minimum error value.

For verifying the solution of the hull form methodology, validation studies were performed using the DTMB 5415 hull. Reaching the minimum error value is the main objective as well as the propeller validation.

Hull geometry, used in the study carried out, was designed using a three dimensional modeling program. Propeller design was prepared according to this hull geometry. First, studies have been conducted to determine the open water performance characteristics of the designed propeller. As a result of analysis, open water curves for different advance coefficients are obtained.

Conventional lay out calculations were prepared in order to compare the propeller open water performance characteristics. Also, conventional hull results are a reference point for making a comparison between different stern geometries. Conventional lay out was prepared by arranging the propeller, shaft, brackets and other components according to the shaft angle and propeller – hull tip clearance limitations.

At the performance boats, propeller tunnels are used which can be designed in different forms. This form contains general assumptions and constraints used in the design. In this study, by appropriate modeling assumptions in the design of this tunnel forms, comparisons are made with open water and conventional lay out values of different stern shapes. In order to compare the performance values of the tunnel hull form with the other forms and open water values, the analysis was repeated on three different advance coefficients for each form.

Most of the vessels have their propellers and shaft equipment below the keel. Propellers in tunnel are an alternative to conventional systems; hereby reducing the draft of the craft is the main objective of the tunnels. Moreover designers forced to use small diameter propellers in order to reduce vessel draft but these solutions bring

other inefficiencies such as cavitation and poor propulsive efficiency. Tunnel design provides reducing in shaft angle and decreasing in draft, at the same time propellers which have large diameters become available by using propeller tunnels.

In order to get advantages of the propeller tunnels, propeller and tunnel geometry must be designed together. According to the experimental results, propeller tunnels does not bring a negative effect on propeller efficiency. Moreover, an optimum tunnel-propeller design may lead approximate efficiency compared with conventional arrangement.. Small tip clearance, for an optimum tunnel-propeller design, generates close efficiency to open-water. Reduced clearance provides the propeller to operate with increased efficiency by the help of reduced tip losses. But main objective is reducing the operational draft and generating extra space for propellers having larger diameter.

By the usage of the propeller pockets which are shallow tunnels, propeller induced vibrations become lower. On conventional installations without tunnels, minimum clearance should be minimum 15 percent of the propeller diameter between the propeller tip and the hull; otherwise excessive vibration will occur. But tunnel usage gives flexibility to reduce the clearance to 5 percent and with an optimum design nearly zero clearance is possible without vibration. This allows a larger propeller diameter, lower cavitation without vibration.

In this study; a specified motor yacht hull and a propeller is analyzed without tunnel and with tunnel geometry by using CFD solver. Propeller efficiencies are compared for each conditions in order to determine the advantages and disadvantages of different stern geometries of performance hulls.

Most of the vessels have appendages below the hull as propeller, shaft, and brackets. These appendages increases the total draft of the vessel so increased draft creates operational disadvantages for the vessel. In some cases propeller diameter reduction is a solution in order to reduce total draft of the boat. But this method leads to lower propulsive efficiency and limitations cause non optimum conditions.

Propeller tunnel usage causes buoyancy loss for the hull therefore total draft increases. On the other hand, propeller tunnel brings flexibility to reduce the shaft angle. In short, shallow operational draft may be provided even though hull draft increases.

Propeller tunnel usage provides efficiency conversation for most of the cases due to the shrouding effect of the propeller tunnels. Especially shallow partial tunnels lead to reduction in propeller induced vibrations. In order to reduce propeller induced vibrations for conventional propeller installations, propeller tip – hull clearance should be increased; however increased clearance brings increment in total draft.

In conventional layout, hull form directly effects the nominal wake coming through the propeller zone. But boats which have propeller tunnels, nominal wake is mostly specified by the tunnel geometry. Propeller tunnel geometry have significant influence not only on suction side of the propeller. Tunnel length at the aft side of the propeller effects the wake of the vessel.

According to the experiments and researches, there are some limits for the tunnel entrance zone angles, exit region characteristics, location of the propeller.

Tunnel entrance region should not be longer than required dimensions. This condition causes loss in buoyancy and also increase in draft. Most critical condition

is the angle of the entrance zone. Angle between the tunnel entrance the hull buttock at that section should not be more than 15 degrees. Also, diameter of the entrance zone should not have larger diameter than the propeller zone.

Tunnel center and propeller center must be concentric in order to provide a constant clearance between hull and propeller blade tips. Also tunnel longitudinal axis should be parallel to the waterline.

For propulsion efficiency, one of the main point is tunnel geometry around propeller zone. Location of the propeller and entrance of the tunnel become critical for hydrodynamic characteristics. Tunnel geometry accelerates the flow and lower the pressure. Therefore tunnel entrance zone should be close to the propeller zone.

Tunnel hull forms which have a very low propeller – hull clearance may have higher propulsive efficiency than open water efficiency. Because this configuration reduces the propeller tip losses and provides a proper wake. But this study concentrates on having closer efficiency to the conventional lay out by using same propeller.

For the vessels which have propeller tunnels, propeller rate pressures have more uniform distribution.

It is possible to make an arrangement that propeller tip and hull clearance have a dimension close to zero. Avoiding mechanical interaction, propellers which have 5% d/D clearance provides higher efficiency.

Tunnel exit zone mostly effects the hydrodynamic characteristics of the vessel. Especially at semi planning and planning speeds, tunnel exit geometry and lost volume effects the planning angle at that speeds. For $F_{nv} > 2.8$, shorter tunnels provides higher propulsive efficiency compared with longer ones.

Propeller tunnels lead to reduction in shaft angle and total draft. Tunnel geometry and propeller location in the tunnel depend on the design and there are important points such as inflow velocity, pressure and angle.

Propeller blade tip – hull clearance brings both hydrostatic and hydrodynamic advantages. Lower clearance brings possibility to reduce the tunnel diameter and increases propulsive efficiency. Smaller tunnel diameter increases the shrouding effect and leads to top speed increment.

Number of propeller blades also an important selection for the vessels that have propeller tunnels. In order to minimize the torsional resonance, determining the number of blades of the propeller regarding the engine RPM range is one of the main points of this selection. For reducing the vertical blade rate forces, if one blade enter the tunnel than another blade should not leave the tunnel at the same time.

1. GİRİŞ

Verimlilik tüm alanlarda olduğu gibi denizcilik alanında da önemli bir yer tutmaktadır. Konu ile ilgili deniz araçlarının performansını artırma yönünde yapılan çalışmalar, tekne formlarının değişimine ve yeni sevk sistemlerinin gelişimine olanak sağlamaktadır. Bu açıdan mevcut olan sistemler üzerinde yapılan bazı değişiklikler ile sistemlerin daha verimli hale gelmesi ile birlikte daha iyi performans elde edilmektedir.

Performansın artırılabilmesi için tekne gövdeleri üzerinde yapılan katamaran, trimaran veya hidrofoil tekne formları gibi gelişmelerin yanında, mevcut tek gövdeli yat formlarının sevk sistemini etkileyen kısımlardaki form optimizasyon çalışmaları da daha verimli sistemleri kapsayan araştırmalar içerisinde yer almaktadır.

Konvansiyonel sistemlerde uskur pervane tarafından sevk edilen tekneler, ana makine, şanzuman ve pervane sistemleriyle donatılmasının yanında, bu sistemlerin tekneye bağlanması için monte edilen braketler ve stern tüp gibi araçlar ile donatılmışlardır. Bu sistemler hem maliyet hem de uygulanabilirlik açısından oldukça uygun olmaktadır. Ancak konvansiyonel sistemde, tekne formu üzerindeki form değişiklikleri, farklı akış ve iz karakteristiği çalışmalarına çok fazla gereksinim duymazken, sevk sistemi yerleşimi genel kabuller üzerine yapılmaktadır.

Genel kabul gören kurallardan biri de, şaft sisteminin pervanenin çapının %15' i kadar boşluğun pervane kanat ucu ile karina arasında kalacak şekilde yerleştirilmesi şeklindedir. Bu sayede pervane ile karina arasındaki etkileşimler kısıtlanarak, pervanenin performansının olabildiğince yüksek tutulabilmesi amaçlanmıştır.

Tekne genel karakteristikleri ve form etkileri hesaba katılarak yapılan ana makine, redüksiyon, şaft ve pervane özelliklerinin seçiminin ardından ortaya çıkan sevk sistemi ve performansının daha iyi hale getirilmesi denizcilik ve hidrodinamik üzerine yapılan çalışmalarında da her zaman önemli bir yer tutmaktadır. Bu doğrultuda, pervane üzerine gelen akışı optimize etmek, form üzerinde yapılan değişiklikler ile tekne izinin pervanenin daha verimli çalışmasını sağlayacak şekilde

değiştirmek, pervane performansını arttırmada konvansiyonler sistemi çok fazla değiştirmeden olumlu sonuçlar elde edilmesini sağlamıştır.

Pervane üzerine gelen akışın hız değerlerini gösteren iz, tekne kıç kesitlerinin açısı, akış düzenleyiciler, kıç kalkıntı açısı, pervane tünelleri gibi farklı şekillerde değiştirilerek, pervane performansının değişmesi sağlanmıştır. Yapılan optimizasyonlar pervane verimini etkilerken, pervanenin gövde ile etkileşimin değiştirmektedir. Bu durum yine performans üzerinde etkili olurken, kavitasyon ve titreşim gibi kritik hidrodinamik etkilerde de değişimlere neden olmaktadır. Bu optimizasyon çalışmaları doğru şekilde yapılabilirse performans ve verim kazanımlarının dışında, kavitasyon ve titreşim etkilerinde de olumlu değişimler gözlenmektedir.

2. PERVANE TEORİLERİ

Pervane tasarımının yapılması, karakteristiklerinin hesaplanması için farklı yöntemler mevcuttur. Bu yöntemler farklı kabuller ve yaklaşımlar yapmak suretiyle, mevcut akışı ve sistemi en uygun şekilde tasarlamayı amaçlamaktadır. Bu teoriler sırayla şöyledir:

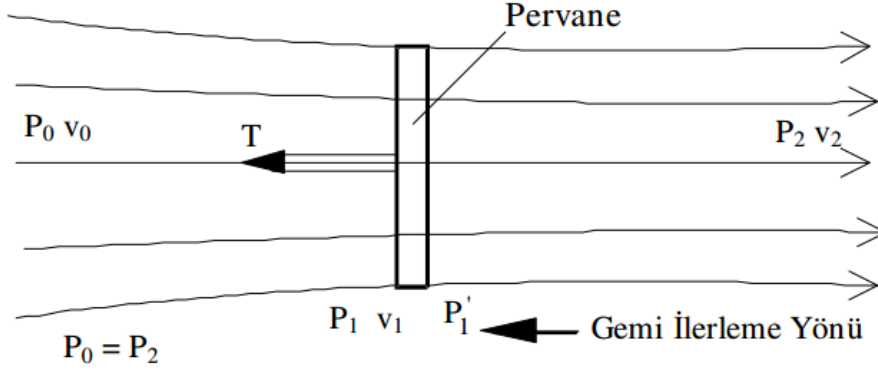
- Momentum Teorisi
- Kanat Elemanı Teorisi
- Burril Analiz Yöntemi
- Lerbs Analiz Yöntemi
- Eckhardt ve Morgan Dizayn Yöntemi
- Kaldırıcı Yüzey Yöntemi
- Vorteks – Lattice Yöntemleri
- Sınır Elemanı Yöntemleri
- Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemleri

2.1 Momentum Teorisi

Momentum teorisi pervane tasarımında kullanılan en temel yöntemlerden biridir. Bu teori bazı kabulleri içermektedir. Buna göre:

- Akışkan viskoz değildir.
- Pervane sonsuz kanada sahiptir.
- Pervane teğetsel akım meydana getirmez.
- İtme pervane diski üzerinde düzgün olarak yayılır.

Momentum teorisinde, pervanenin düşük basınç ve yüksek basınç taraflarındaki akışkan hızları ve basınçları Şekil 1.1’de gösterildiği gibi olsun:



Şekil 1.1 : Momentum teorisi.

Bernoulli denkleminden faydalanarak denklemleri emme ve itme alanları için yazdığımızda

$$\frac{1}{2} \rho (v_2)^2 + P_2 = \frac{1}{2} \rho (v_1)^2 + P_1' \quad (2.1)$$

$$\frac{1}{2} \rho (v_0)^2 + P_0 = \frac{1}{2} \rho (v_1)^2 + P_1 \quad (2.2)$$

Pervanenin itme yönündeki hızı (v_2), pervane kesitine gelen akışın hızına (v_0) pervanenin indüklemiş olduğu hız (u_a) eklenerek bulunur.

$$v_2 = v_0 + u_a \quad (2.3)$$

Bu denklemlerden faydalanarak aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\frac{1}{2} \rho u_0 (2 v_0 + u_a) = P_1' - P \quad (2.4)$$

$$P_1' - P_1 = \rho v_1 u_a \quad (2.5)$$

Denklemler kullanılarak pervane diskindeki hız artmasının pervane itme basınç tarafındaki hız artışının yarısı olduğu bulunur.

$$v_1 = v_0 + \left(\frac{u_a}{2} \right) \quad (2.6)$$

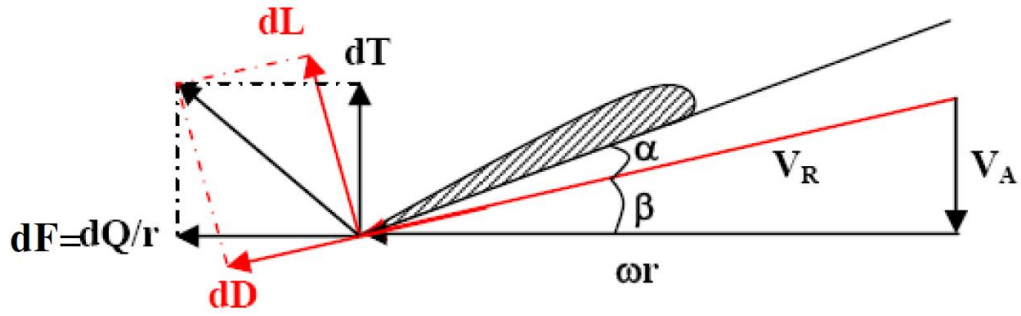
Pervanenin ideal verimi ise:

$$\eta_i = \frac{v_0}{v_0 + (u_a / 2)} \quad (2.7)$$

olarak elde edilir (Arıkan, 2010).

2.2 Kanat Elemanı Teorisi

Kanat elemanı teorisinde pervane kanadı elemanlara ayrılır. Kanat elemanının hücum açısı α , kanat elemanına gelen bileşke akım hızı V_R ve kanat elemanının alanı ilgili eleman için kuvvetlerin hesaplanmasında kullanılır. Kanat elemanı teorisi Şekil 2.1' de temel olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.1 : Kanat elemanı teorisi.

$$dT = dL \cos \beta - dD \sin \beta \quad (2.8)$$

$$dQ = r dF = (dL \sin \beta + dD \cos \beta) r \quad (2.9)$$

dL = Kaldırma Kuvveti

dD = Direnç Kuvveti

dT = İtme Kuvveti

dQ = Döndürme Momenti

β = Hidrodinamik hatve açısı

V_R = Kanat Elemanına Gelen Bileşke Hız

V_A = İlerleme Hızı

$wr = \text{Dönme İle Oluşan Bileşke Hız}$

Kanat elemanına ait itme ve tork değerleri kanat boyunca integre edilmesi ve kanat sayısı ile çarpılması sonucunda pervanenin toplam itme ve tork değerleri bulunur.

$$T = Z \int_0^R dT = Z \int_0^R (dL \cos \beta - dD \sin \beta) \quad (2.10)$$

$$Q = Z \int_0^R dQ = Z \int_0^R dF r = Z \int_0^R (dL \sin \beta - dD \cos \beta) r \quad (2.11)$$

Kanat kesitlerine ait kaldırma ve direnç katsayıları da aşağıdaki gibi bulunabilir.

$$C_L = \frac{dL}{\frac{\rho}{2} (c dr) V_R^2} \quad (2.12)$$

$$C_D = \frac{dD}{\frac{\rho}{2} (c dr) V_R^2} \quad (2.13)$$

Kanat elemanının uzunluk değeri c kullanılarak pervaneye ait kanat itme, tork ve

verim değerleri aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$dT = \frac{\rho}{2} (c dr) V_R^2 (C_L \cos \beta - C_D \sin \beta) \quad (2.14)$$

$$dQ = \frac{\rho}{2} (c dr) V_R^2 (C_L \sin \beta + C_D \cos \beta) r \quad (2.15)$$

$$\eta = \frac{TV_A}{2\pi nQ} \quad (2.16)$$

Bu teoride yapılan kabuller içinde en kritik olanı, kanatların birbirlerine olan etkisidir. Kanatlar arası etkiler, kanatlar etrafında oluşan girdapların hızları ve giriş açısına olan etkileri bu teoride ihmal edilmiştir (Carlton, 2007).

Bu teoride ayrıca pervane boyunca hızların değişimi hesaba katılmamaktadır. Dolayısıyla elde edilen sonuçlarda oluşan sapmanın temel nedenlerinden biri de bu durumdur.

2.3 Sirkülasyon Teorisi

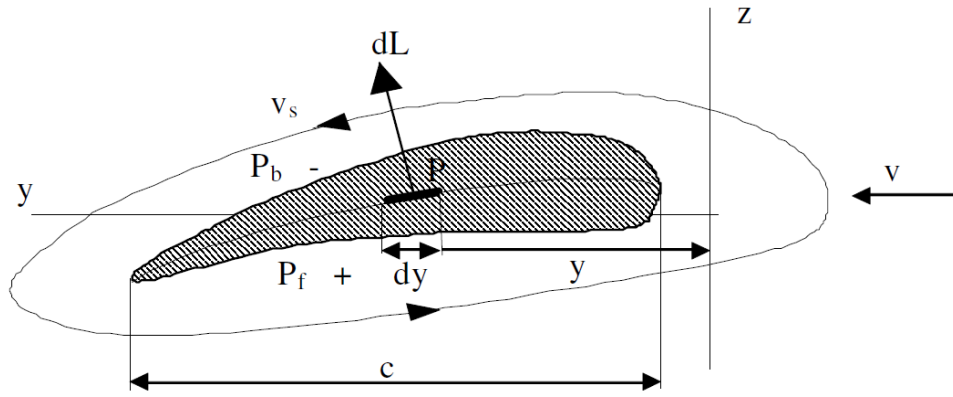
Hidrodinamikte, belirli bir t anında akışkan hızlarının kapalı bir eğri boyunca integrasyonuna sirkülasyon adı verilir.

$$\Gamma = \oint V_s dS \quad (2.16)$$

Γ sirkülasyonuna sahip olan pervane kanat kesitinin dr genişliğinde ve c uzunluğundaki elemana ait kaldırma kuvveti aşağıdaki formüle göre hesaplanır.

$$dL = \rho v \Gamma dx \quad (2.17)$$

Şekil 2.2' de kanat üzerinde oluşan kaldırma kuvveti gösterilmektedir.



Şekil 2.1 : Sirkülasyon teorisi.

Sirkülasyon teorsine göre kanat kesiti üzerinde oluşan kaldırma kuvveti sirkülasyondan kaynaklanmaktadır.

Kaldırıcı hat yöntemi sirkülasyon teorisi üzerine temellendirilmiş yöntemlerden biridir. Bu yöntemde, kanat kesiti tek bir girdap ile temsil edilir. Ayrıca kanadın sıfır kalınlık ve genişlikte olduğu düşünülür.

Yine sirkülasyon teorisini temel alan yöntemlerden kaldırıcı yüzey yönteminde kanat kesitlerindeki girdaplar kesit hatlarına yayılır. Diğer bir yöntem olan panel yönteminde ise yüzey hassasiyet ihtiyacı doğrultusunda paneller bölündükten sonra, sirkülasyon değerleri panellere yayılır (Çelik, 2010).

3. PERVANE MODEL DENEYLERİ

Pervanelerin verim, sevk, tork ve performans karakteristiklerini elde etmek için en sık kullanılan yöntemlerden birisi de açık su testleridir. Tüm model deneylerinde olduğu gibi, elde edilen fiziksel büyüklükler, model ile gerçek pervane arasında kurulan benzerlik formülasyonları ile hesaplanarak gerçek değerler elde edilir. Bu deneylerde üniform akış içerisinde bulunan pervane için hesaplamalar yapılmaktadır.

Model deneylerindeki sonuçların gerçek pervaneye dönüştürülmesinde kullanılan benzerlik yöntemleri aşağıdaki gibidir:

- Kinematik benzerlik
- Dinamik benzerlik
- Geometrik benzerlik

3.1 Kinematik Benzerlik

Kinematik benzerlik yönteminde sağlanması gereken eşitlik pervane ilerleme hızı ile devir oranıdır.

$$\frac{V_A}{\pi n D} = \text{sabit} \quad (3.1)$$

Yukarıdaki ifadede V_A pervane ilerleme hızını ifade ederken, n pervane devrini, D pervane çapının ifade etmektedir.

3.2 Dinamik Benzerlik

Dinamik benzerlik yönteminde ise iki pervanenin Froude ve Reynolds sayılarının eşitliği sağlanmalıdır.

$$F_n = \frac{n D}{\sqrt{g D}} \quad (3.2)$$

Yukarıdaki ifade pervane için Froude sayısını göstermektedir.

Buna göre, pervane ve modelin Froude benzerliğini sağlamak için aşağıdaki eşitliği sağlamamız gerekmektedir.

$$\frac{n_m D_m}{\sqrt{g D_m}} = \frac{n_p D_p}{\sqrt{g D_p}} \quad (3.3)$$

$$n_m = n_p \sqrt{\frac{D_p}{D_m}} \quad (3.4)$$

Buradan görüleceği gibi model ve gerçek pervanenin çap oranlarından faydalanarak Froude benzerliğinin sağlanması için hangi devirde test edilmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır.

Reynolds sayısını pervane için yazarsak:

$$R_n = \frac{n D^2}{\nu} \quad (3.5)$$

şeklinde ifade edilir.

Froude benzerliğinde olduğu gibi pervane ve model için Reynolds eşitliğini yazacak olursak;

$$\frac{n_m D_m^2}{\nu_m} = \frac{n_p D_p^2}{\nu_p} \quad (3.6)$$

Burada ν kinematik viskozite değerini ifade etmektedir. Model deneyi yapılan akışkan ile gerçek pervanenin çalıştığı akışkan ortamı aynı olacağı için kinematik viskozite değerlerinin eşit olacağı düşünülür.

Sağlanması gereken benzerlik aşağıdaki ifadelere indirgenebilir:

$$n_m = n_p \left(\frac{D_p}{D_m} \right)^2 \quad (3.7)$$

Bu ifadeden ve daha önce belirtilen Froude benzerliği ifadesinden de anlaşılacağı gibi model devir sayısı ve gerçek pervane devir sayılarının her iki benzerliğe göre aynı anda sağlanabilmesi mümkün olmamaktadır. Çünkü Froude benzerliğinde devir oranı pervane çaplarının karekökü ile orantılıyken, Reynolds benzerliğinde devir oranı pervane çaplarının karesi ile orantılıdır.

Açık su pervane deneylerinin sonucunda pervane ilerleme hızı, tork ve itme gibi değerler elde edilerek, itme katsayısı, tork katsayısı, verim değerleri hesaplanabilir.

Bu değerlerin formülleri aşağıda ifade edilmektedir:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad (3.8)$$

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (3.9)$$

$$J = \frac{V_A}{n D} \quad (3.10)$$

$$\eta = \frac{T V_A}{2 \pi n Q} = \frac{J K_T}{K_Q 2 \pi} \quad (3.11)$$

3.3 Geometik Benzerlik

Model deneyleri sırasında, geometrik benzerlik koşullarının sağlanabilmesi için, model ve gerçek pervanenin aynı geometrik özelliklere sahip olması gerekmektedir. Bununla birlikte, bu benzerliğin kullanılabilmesi için önemli noktalardan biri, kanat çıkış uçlarında yeterli inceliğin sağlanabilmesidir.

4. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi birçok alanda olduğu gibi denizcilik alanında da önemini her geçen gün arttırmaktadır. Genel olarak, gemi veya pervane etrafındaki akışa ait hız ve basınç değerlerini üç boyuttaki bileşkelerini bulmak amacı ile kullanılmaktadırlar. Bu yöntemle deniz aracının ya da deniz aracına ait her hangi bir donanımın üzerine etki eden kuvvet ve moment değerleri de bulunabilir. Ayrıca bu işlemler zamandan bağımsız ya da zamana bağlı olarak yapılabilir. Yapılmak istenen hesaplamaların karakteristiğine ya da hedeflenen hassasiyete göre kabuller yapmak veya problemi sadeleştirmek mümkündür. Çözümlerin sıkıştırılabilir ya da sıkıştırılamaz akışkanlar için çözülmesi, zamana bağlı ya da zamandan bağımsız olması, viskoz etkilerin hesaba katılması ya da katılmaması, laminar ya da türbülanslı akış için çözümler yapılması mümkündür. Bunlarla birlikte türbülanslı akışlar için geliştirilen farklı türbülans modelleri de çözüm yapılmak istenen problemin karakteristiğine göre seçilerek en düşük hata payına sahip sonucun bulunmasını sağlamaktadır.

4.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Yöntemi Denklem ve Kabülleri

Genel olarak akışkanlar dinamiğine ait denklemler özetlenirse:

- Akışkan kütesinin korunumu
- Momentumdaki değişim oranının akışkan parçacıklarına etkiyen kuvvetlerin toplamına eşit olması
- Enerjideki değişimin parçacıklara ısı ya da iş girişine eşit olması

Zamana bağlı, üç boyutlu, sıkıştırılabilir viskoz akışa ait denklemler aşağıdaki şekildedir.

4.1.1 Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (4.1)$$

Momentum denklemleri

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u U) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (4.2)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v U) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (4.3)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w U) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (4.4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho \left(e + \frac{U^2}{2} \right) \right) + \nabla \cdot \left(\rho U \left(e + \frac{U^2}{2} \right) \right) = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\ - \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} \\ + \frac{\partial(u \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zz})}{\partial z} + \rho f U \end{aligned} \quad (4.5)$$

Burada, ρ akışkanın özkütlesini, $U = (u, v, w)$ akışkanın hız değerlerini, p basıncı, T sıcaklığı, e birim kütledeki iç enerjiyi, $f = (f_x, f_y, f_z)$ cisim üzerindeki kuvvet değerlerini, k ısı iletkenliği, $\dot{q}$ birim kütledeki hacimsel ısı girişi oranını, τ_{mn} viskoz gerilme değerlerini göstermektedir.

Bu ifadelerden görüleceği gibi 5 denklem ve 7 bilinmeyen bulunmaktadır. Bu denklemlere iki denklem daha eklenerek çözüm yapılabilir. Bunlardan biri özkütleyi sıcaklık ve basınç ile ilişkilendiren bağıntı ve diğeri ise statik entalpiyi sıcaklık ve basınç ile ilişkilendiren denklemdir.

$$\rho = \rho(T, p) \quad (4.6)$$

$$h = h(T, p) \quad (4.7)$$

4.1.2 Sıkıştırılabilirlik kabülü

Denizcilik hesaplarında akışkanın sıkıştırılabilir olarak kabul edilmesi sonuçlarda önemli bir değişime sebep olmazken çözüm süresini de azaltmaktadır. Sıkıştırılabilirlik kabülü yapıldığında süreklilik denklemi,

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (4.8)$$

ve momentum denklemleri ,

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u + \rho \cdot f_x \quad (4.9)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v + \rho \cdot f_y \quad (4.10)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w + \rho \cdot f_z \quad (4.11)$$

formlarını alacaktır.

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + u \frac{\partial}{\partial x} + v \frac{\partial}{\partial y} + w \frac{\partial}{\partial z} \quad (4.12)$$

4.2 Türbülans Modelleri

Tekne ve pervane hesaplarında akış türbülanslı karakteristiğe sahip olduğu için, yapılan çözümde probleme uygun türbülans modeli seçimi önem taşımaktadır. $k\varepsilon$ ve $k\omega$ türbülans modelleri pervane ve gövde hesaplarında oldukça sık olarak kullanılmaktadır.

4.2.1 k-e türbülans modeli

K-epsilon ($k-e$), türbülans modeli en yaygın kullanılan türbülans modellerinden biridir. Bu model, iki denklemlilik türbülans modelleri grubunda yer almaktadır. Akışın türbülans etkilerini temsil edebilmek için iki ekstra taşıma denklemi içerdiği anlamına gelmektedir. Bu iki denklem akıştaki konveksiyon ve türbülans enerjisi yayılımının hesaba katılmasını sağlamaktadır.

K-epsilon modellerinin başlıca iki formülasyon şekli vardır. Bunlardan, Launder ve Sharma genellikle "Standard" K-epsilon modeli olarak adlandırılır. K-epsilon modelinde amaç hem karıştırma-boy modeli geliştirmek için, hem de yüksek karmaşıklık orta türbülanslı uzunluk ölçekleri için bir alternatif geliştirmektir.

K-epsilon modelinin nispeten küçük basınç farkı gösteren ve serbest kayma tabakası akışları için yararlı bir model olduğu görülmüştür. Benzer şekilde, duvar sınırlı ve iç akışlar için, model sadece ortalama basınç eğimleri küçük olduğu durumlarda iyi sonuç verir. K-epsilon modelinin akışkan giriş kanalları ve kompresörler gibi problemlerde uygun bir seçim olmayacağı da görülmüştür.

İki boyutlu akış çözümü için türbülans kinetik enerjisi denklemi aşağıdaki gibidir,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho uk)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vk)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial y} \right) + \mu \phi - \rho \varepsilon \\ + \frac{C_\mu \beta \mu}{\sigma} \left(g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4.13)$$

Ayrıca türbülans kinetik enerji kaybolma miktarı denklemi,

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \varepsilon)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + C_{1\varepsilon} \mu \frac{\varepsilon}{k} \phi - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \\ \frac{C_\mu (1 - C_3) \beta \rho k}{\sigma} \left(g_x \frac{\partial T}{\partial x} + g_y \frac{\partial T}{\partial y} + g_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (4.14)$$

olarak ifade edilebilir.

4.2.2 k-w türbülans modeli

k-w türbülans modeli de en yaygın olarak kullanılan modellerden biridir. *k-e* modeli gibi *k-w* türbülans modeli de akışın türbülans etkilerini modelleyebilmek için iki ilave taşıma denklemi içeren türbülans modelleri grubunda yer almaktadır. Bu iki denklem de *k-e* modelinde olduğu gibi akışın konveksiyon ve türbülans enerjisi yayılımının geçmiş etkilerinin hesaba katılmasını sağlamaktadır.

Türbülans kinetik enerjisi (*k*) ve türbülans kinetik enerjisi kayıp oranı ω için taşınım denklemleri aşağıdaki gibidir,

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega \quad (4.16)$$

Buradaki denklemlerde yer alan G_k ortalama hız gradyenlerinden dolayı kinetik enerjinin üretimini ifade etmektedir. Ayrıca G_ω da ω 'nın üretimini ifade etmektedir. Γ_k ve Γ_ω ifadeleri ise ω 'nın difüzyonlarını göstermektedir. Y_k ve Y_ω değerleri de türbülans kaynaklı *k* ve ω kaybını ifade etmektedir (Arıkan, 2010).

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (4.17)$$

$$\Gamma_{\omega} = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega}} \quad (4.18)$$

σ_k ve σ_{ω} ifadeleri türbülans Prandtl sayılarıdır ve türbülans viskozitesi aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (4.19)$$

α^* değeri düşük reynolds sayısı düzeltmesi için kullanılan bir katsayıdır.

$$\alpha^* = \alpha_{\infty}^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (4.20)$$

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (4.21)$$

$$G_{\omega} = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (4.22)$$

4.3 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Teknikleri

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği teknikleri, sonlu hacimler yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemi olarak, iki ana çözüm yöntemi olarak incelenebilir.

4.3.1 Sonlu hacimler yöntemi

Sonlu hacimler yöntemi ilk olarak McDonald ve MacCormack tarafından iki boyutlu ve zamana bağlı Euler denklemlerinin çözümü için ortaya konulmuş, daha sonra Rizzi ve Inouye tarafından üç boyutları akışların çözülebilmeye uygun halde getirilmiştir. Bu yöntem korunum yasalarının integral formunu fiziksel uzaya ayrıştırır. Elde edilen ifadeler ise her sonlu hücre hacminin ilgili özelliklerinin korunmasını ifade etmektedir. Bir hacme giren akış miktarı o hacme komşu hücreden çıkan akış miktarına eşit olması gerektiğinden korunumlu bir yöntem olduğu görülebilmektedir.

Akışı yöneten genel korunum denklemi kontrol hacmi üzerine integre edilmektedir:

$$\int_{CV} \text{div}(\rho \phi \vec{V}) dV = \int_{CV} \text{div}(\gamma \text{grad} \phi) dV + \int_{CV} \phi dV \quad (4.23)$$

Bir kontrol hacmindeki akı dengesini gösteren yukarıdaki denklem, hacim integrasyonu üzerinde diverjans teoremini kullanarak elde edilir.

4.3.2 Sonlu elemanlar yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi ağırlıklı olarak katıların yapısal analizlerinde kullanılan bir yöntem olmakla birlikte akışkan çözümlerinde de kullanılabilen bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yönteminde korunumlu bir sonuç elde edebilmek için çözüm yapısının oluşturulmasında dikkatli olunması gerekebilir. Sonlu elemanlar yöntemi akışkan problemlerinde uygulanabilir hale getirilmiştir. Genellikle sonlu elemanlar yöntemi akışkanlar dinamiği çözümlerinde sonlu hacimler yöntemine göre daha stabil çözümler sağlamaktadır. Bununla birlikte sonlu elemanlar yöntemi tabanlı akışkanlar dinamiği çözümleri daha fazla bilgisayar belleği ve zaman ihtiyacı duyarlar.

Bu yöntemde bir ağırlıklı artan denklemi oluşturulur:

$$R_i = \iiint W_i Q dV^e \quad (4.24)$$

bu denklemde Q ilgili elemandaki korunum denklemlerini, W_i ağırlık faktörünü ve V^e de elemanın hacmini ifade etmektedir.

5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ DENKLEMLERİNİN DOĞRULANMASI

Bu kısımda, hesaplamalı akışkanlar dinamiği denklemlerinin ve yönteminin doğrulanması için, DTMB 4119 pervanesinin ve DTMB 5415 gemi formunun doğrulama analizleri oluşturulmuştur.

5.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Denklemlerinin DTMB 4119 Pervanesi Kullanılarak Doğrulanması

Akışkanlar dinamiği çözümlemelerinde validasyonun önemi büyüktür. Akışkanlar dinamiği programları çok fazla değişkeni ve sınır koşullarını içermektedir. Problemin çözümüne uygun sınır koşullarının, çözüm yöntemlerinin, türbülans modelinin oluşturulması büyük önem taşımaktadır. Bu noktada yapılacak hatalı bir seçim, sonuçların büyük sapmalar göstermesine neden olabilir.

Çözüm metotları, sınır koşulları ve türbülans modeli gibi önemli girdilerin tam olarak doğru yapılması da, sonucun düşük bir hata payı ile bulunması için yeterli olmayabilir. Pervanenin analizinin yapılacağı kontrol hacmi içinde oluşturulan çözüm ağı, bu noktada kritik önem taşımaktadır. Oluşturulacak elemanların hücre kriterlerine uygun olması gerekmektedir. Ayrıca kriterleri sağlansa bile, hücre sayısı çözümlerin ortaya koyacağı sonuçların farklı olmasına neden olabilir.

Bu nedenlerden dolayı, yapılan modellemenin, belirlenen sınır koşulları, çözüm yöntemi ve türbülans modeli gibi girdileri değiştirilmeden farklı hücre sayıları için tekrarlanarak sonuçların hücre değişimine tepki vermediği eleman sayıları belirlenmelidir. Bu çalışma aynı zamanda çözüm yapılan bilgisayar altyapısı tarafından limitlenmektedir. Bu noktada amaç kullanılan altyapının izin verdiği ölçüde oluşturulan çözüm ağı için hata oranı en düşük hücre sayısı ve yapısına ulaşmak olacaktır.

Bu validasyon çalışmasında, sık olarak kullanılan DTMB 4119 model pervanesinin deney sonuçlarından faydalanılmıştır. DTMB 4119 pervanesi David Taylor Model Basin ‘de tasarlanmış ve deneyleri yapılmış bir pervanedir. Pervane kesitleri NACA 66 hidrofoil kesitine ve $a=0.8$ sehim hattına sahiptir.

Model pervanesine ait karakteristikler aşağıdaki gibidir:

Pervane çapı $D = 0.3048$ m

Pervane devri $n = 10$ rps

İlerleme hızı $V = 2.54$ m/s

İlerleme katsayısı $J = 0.833$

Yukarıda verilen analiz koşulları bu pervaneye ait validasyon çalışmalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Ancak bu çalışmada pervanenin diğer ilerleme katsayılarındaki sonuçları da validasyon çalışmasında kullanılmıştır.

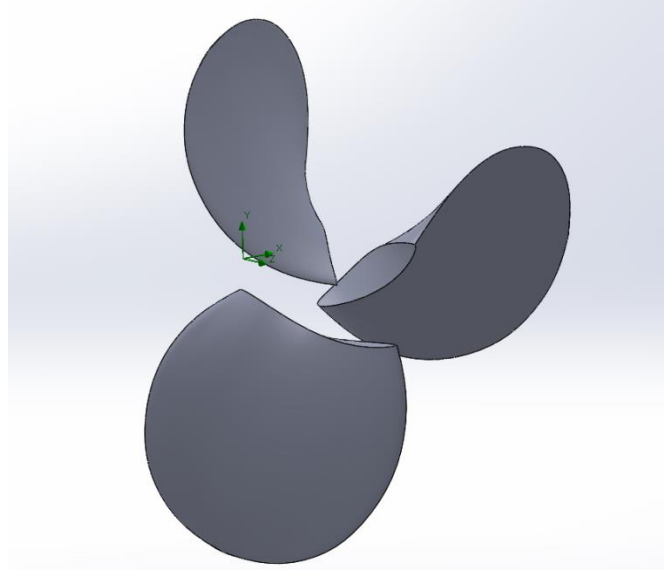
5.1.1 Pervane modelinin oluşturulması

DTMB 4119 pervanesinin kesitlerinin geometrik özellikleri Çizelge 5.1’ de verilmiştir.

Çizelge 5.1 : DTMB 4119 pervanesinin kesit değerleri.

r/R	c/D	P/D	t/c	f/c
0.2	0.3200	1.1050	0.2055	0.0143
0.3	0.3635	1.1022	0.1553	0.0232
0.4	0.4048	1.0983	0.1180	0.0230
0.5	0.4392	1.0932	0.0902	0.0218
0.6	0.4610	1.0879	0.0696	0.0207
0.7	0.4622	1.0839	0.0542	0.0200
0.8	0.4347	1.0811	0.0421	0.0197
0.9	0.3613	1.0785	0.0332	0.0182
0.95	0.2775	1.0770	0.0323	0.0163
0.98	0.2045	1.0761	0.0321	0.0145
1	0.0800	1.075	0.0316	0.0118

Pervane geometrisinin değerlerine göre üç boyutlu olarak modellenen DTMB 4119 pervanesine ait perspektif görünümü Şekil 5.1’ de görülmektedir.



Şekil 5.1 : DTMB 4119 pervane geometrisi.

Pervanenin analiz girdileri olarak kullanılan farklı devir değerleri Çizelge 5.2’ de verilmiştir. Bu çizelgeye göre pervane ilerleme katsayısı değişim sağlanarak farklı analizler oluşturulmuştur. Pervane ilerleme hızı sabit tutularak ve farklı devirler kullanılarak ilerleme katsayısı değişimi sağlanmıştır.

Çizelge 5.2 : İlerleme katsayısı değerleri.

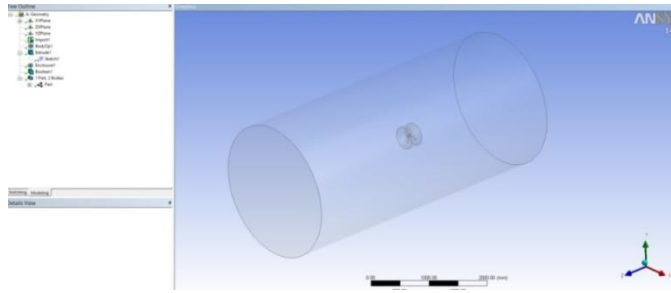
	$V_A(m/s)$	$n (rps)$
J		
	2.54	27.7778
0.300	2.54	20.8333
0.400	2.54	16.6667
0.500	2.54	13.8889
0.600	2.54	11.9048
0.700	2.54	10.4167
0.800	2.54	10.4167
0.833	2.54	10.0000
0.900	2.54	9.2593
1.000	2.54	8.3333
1.100	2.54	7.5758

Çizelgede, farklı ilerleme katsayılarına göre sabit tutulan giriş hızı ve değişen pervane devri değerleri verilmiştir. Yapılan analizlerde, giriş ve çıkış değerlerinde değişiklik yapılmamış, ilerleme katsayısı değerlerini değiştirmek için gerekli devir değerleri hesaplanarak analizlerde bu değerler kullanılmıştır.

5.1.2 Akış hacminin oluşturulması

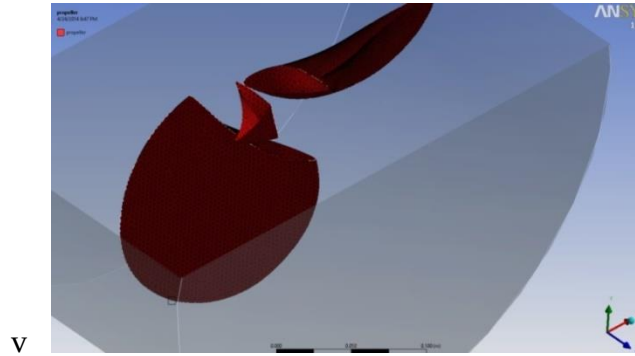
Analiz yöntemi olarak ANSYS Fluent kullanılmıştır. ANSYS Workbenck kullanarak geometri ve ağ oluşturma çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Çözüm ağının oluşturulabilmesi için pervane çevresinde bulunan bir iç hacim ve dış kontrol hacmi oluşturulması gerekmektedir. Bu noktada oluşturulacak dış hacmin akış etkilerini değiştirmeyecek kadar büyük olmasına dikkat edilmesi gerekmektedir. Pervane çapının 0.3048 m olduğu modelde, dış kontrol hacmi çapı 2m, pervane önündeki kontrol hacmi 2m ve pervane arkasındaki kontrol hacmi ise 3m uzunluğundadır. Akış hacmi Şekil 5.2’ de gösterilmiştir.



Şekil 5.2 : Akış hacmi.

Çözüm metoduna uygun olarak modellenen hacim içerisinde oluşturulan iç kontrol hacmi, Şekil 5.3’ de gösterilmiştir.

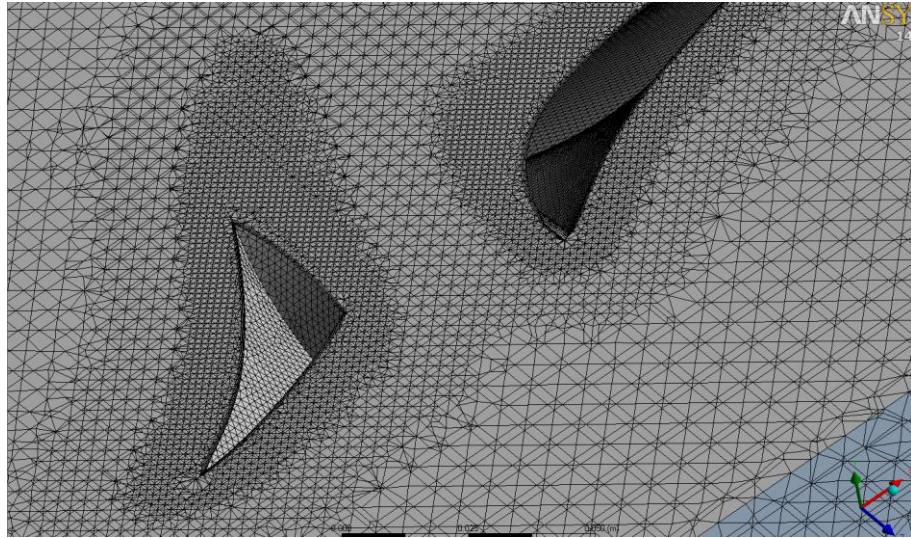


Şekil 5.3 : İç kontrol hacmi.

Pervane etranında oluşturulan iç kontrol hacmi ise pervaneyi tamamen kapsayacak büyüklükte bir silindir şeklindedir. Analiz yöntemi olarak kullanılan MRF çözüm yönteminde pervanenin çözüleceği ağ yapısı oluşturulmadan önce bu iki kontrol hacminin oluşturulması gerekmektedir.

5.1.3 Çözüm ağ yapısı

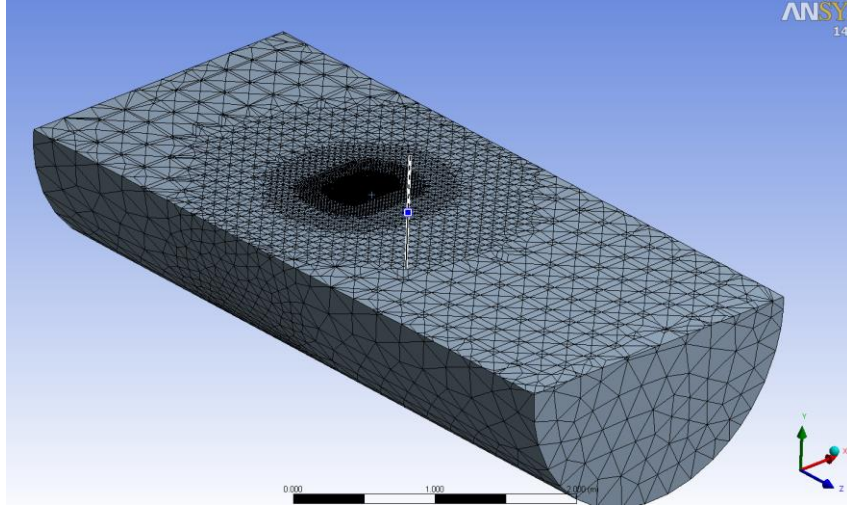
Pervane kanat yüzeylerinden başlayarak hücre büyüklüklerini arttırmak hücre yapısının iyi olmasına ve sonuçlardaki sapma ihtimalinin daha düşük olmasını sağlamaktadır. Bu validasyon çalışmasında kanat yüzeyleri, iç kontrol hacmi, dış kontrol hacmi için farklı ağ yapısı özellikleri kullanılmış ve üç farklı çalışma yaratılarak artan hücre sayılarına karşılık sonuç değişimleri incelenmiştir. Şekil 5.4’ de kanat itme ve emme yüzeylerindeki hücreler ve bu hücrelerin dışa doğru büyüme oranları gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : Kanatlar etrafındaki ağ yapısı.

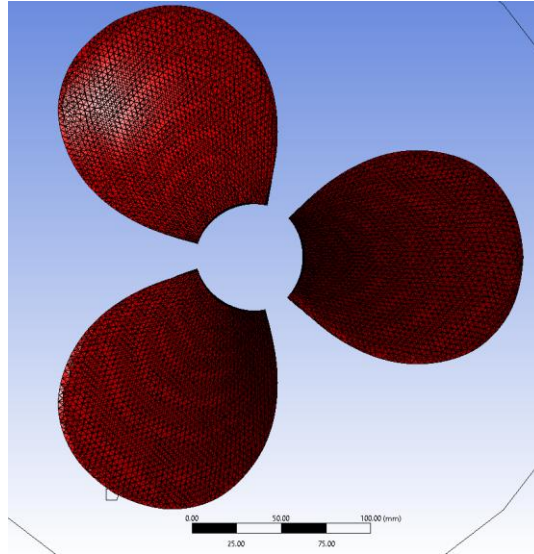
5.1.3.1 Çözüm ağ yapısı parametreleri

Şekil 5.5’ de, hücre yapısının pervane bölgesinden uzaklaştıkça büyüklüğünün değiştiği açık şekilde görülmektedir. Bu yapı hücre sayısını akışın daha karmaşık olduğu pervane bölgesinde yoğunlaştırmaya ve daha az değişken bölgelerde azaltmaya yöneliktir. Bu sayede, bilgisayar altyapısının izin verdiği maksimum hücre sayısı daha verimli şekilde kullanılmış olur.

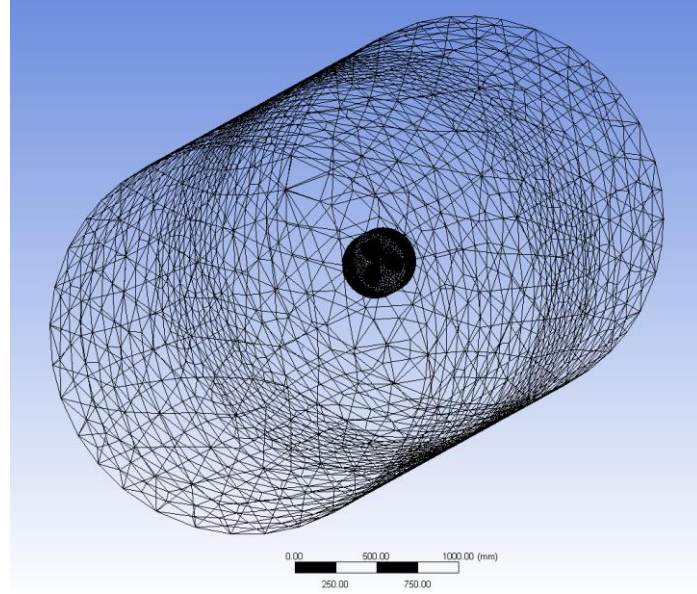


Şekil 5.5 : Tüm ağ yapısının görünüşü.

Şekil 5.6 ve Şekil 5.7, validasyon çalışmasındaki en düşük hücre sayısını içeren 1 milyon toplam hücreye sahip analize ait kanat üzeri hücreleri ve tüm kontrol hacmini göstermektedir.



Şekil 5.6 : Pervane kanat yüzeyleri üzerindeki ağ yapısı.



Şekil 5.7 : İç ve dış kontrol hacmi ağ yapısı.

Çizelge 5.3 : Ağ yapısı kalite kriterleri.

	Ağ Yapısı 1	Ağ Yapısı 2	Ağ Yapısı 3
Number of Elements	1050328	3085751	5192542
Maximum Skewness	0.90	0.89	0.90
Orthogonal Quality	0.10	0.12	0.11

Validasyon çalışmasında, ağ yapısındaki değişimin sonuçlar üzerindeki etkilerini incelemek, aynı zamanda ağ yapısının sonuçlara etkisinin eleman sayısına bağlı olarak oransal olarak azaltığı bölgeyi belirlemek amacıyla 3 farklı ağ yapısı kullanılmıştır. Bu validasyon çalışmasında kullanılan ağ yapısındaki toplam eleman sayıları yaklaşık 1 milyon, 3 milyon ve 5 milyon sayılarına yaklaşıktır. Çizelge 5.4’te, ağ yapısı etkilerinin gözlenmesi amacı ile kullanılan eleman sayıları, bu eleman yapısının maksimum “skewness” ve minimum “ortogonal kalite” değerleri verilmiştir.

Kanatlar üzerinde bulunan hücrelerin ölçüleri, iç kontrol hacminin ağ yapısı ayarları ve bütün akış hacmini oluşturan dış yapının ölçüleri çizelgede verilmiştir. Bu değerler doğrultusunda oluşan ağ yapılarına bağlı sonuçlar karşılaştırılmıştır.

Çizelge 5.4 : Ağ yapısı ölçüleri.

	Ağ Yapısı 1	Ağ Yapısı 2	Ağ Yapısı 3
Pervane (mm)	4	2.5	2
İç Hacim (mm)	20	10	10
Dış Hacim (mm)	250	200	150
Skewness	0.90	0.89	0.90
Aspect Ratio	4.84	4.83	4.88
Ortogonal Quality	0.10	0.12	0.11

5.1.3.2 Y+ değerleri

Pervane yakınındaki sınır tabaka içerisindeki akışın daha isabetli çözülebilmesi için girilmesi gereken ilk hücre yüksekliğinin hesaplanması için gerekli olan değerler Çizelge 5.52’ te tanımlanmıştır. Ayrıca kullanılan ilk hücre yüksekliğinin boyutsuz karşılığı olan y^+ değerinin kullanılan türbülans modeline uyumluluğu da dikkat edilmesi gereken diğer bir noktadır. Bu çalışmada y^+ değeri 10-15 aralığında tutulmaya çalışılmıştır.

Çizelge 5.5 : Sınır tabaka hücre bilgileri.

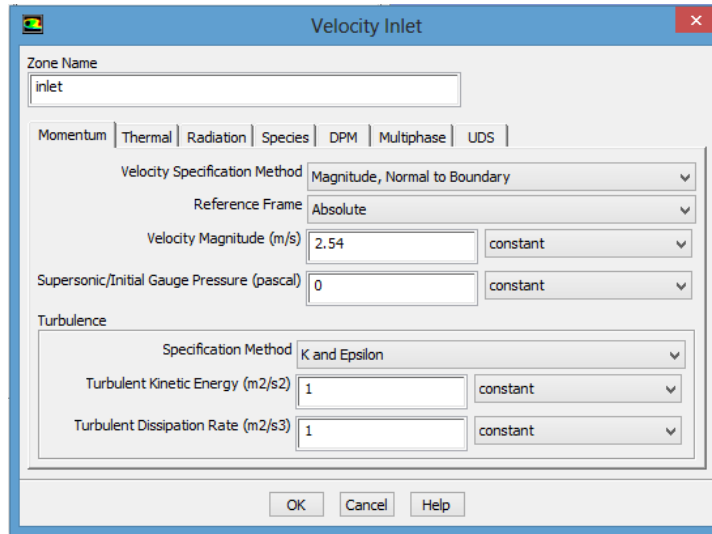
Y+ Wall Distance Estimation		
<i>Input</i>		
Freestream Velocity	2.54	[m/s]
Density	998.2	[kg/m ³]
Dynamic Viscosity	0.001003	[kg/ms]
Boundary Layer Length	0.3048	[m]
Desired Y+ Value	11.5	[]
<i>Output</i>		
Reynolds Number	7.70E+05	[]
Estimated Wall Distance	1.00E-04	[m]

5.1.4 Sınır koşulları ve genel ayarlar

Validasyon çalışmasında, akış hızı ve devir karakteristiği gözönünde bulundurulduğunda, çözücünün genel ayarlar kısmında basınç tabanlı çözücünün seçilmesi gerekmektedir. Ayrıca elde edilmek istenen itme katsayısı değerleri zamana bağlı analiz gerektirmediğinden, çözücü genel ayarları kısmında zamandan bağımsız analiz sekmesi aktif hale getirilmiştir.

5.1.4.1 Giriş ve çıkış sınır koşulları

Açık su pervane analizi için kullanılan akış hacmine giriş olarak tanımlanan yüzeye 2.54 m/s hız tanımlanmıştır. Bu işlem, ilgili yüzeyin seçilmesi ve bu yüzeye “velocity inlet” tanımlaması yapılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.8’ de, tanımlamanın yapıldığı pencere ve girilmesi gereken diğer değerler gösterilmiştir.

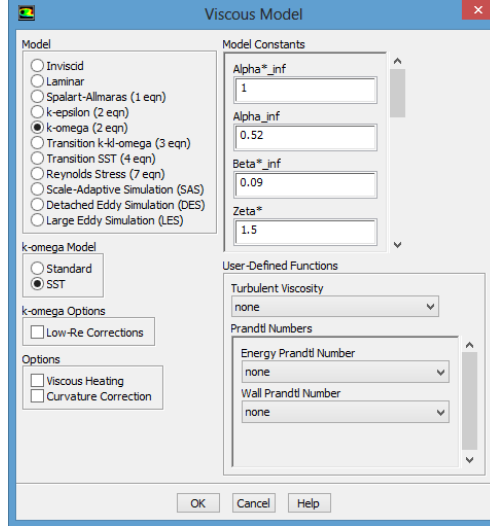


Şekil 5.8 : Giriş sınır koşulları.

5.1.4.2 Türbülans modeli

İleri ve k - ω türbülans modeli hakkında önceki bölümlerde detaylı bilgi verilmiştir.

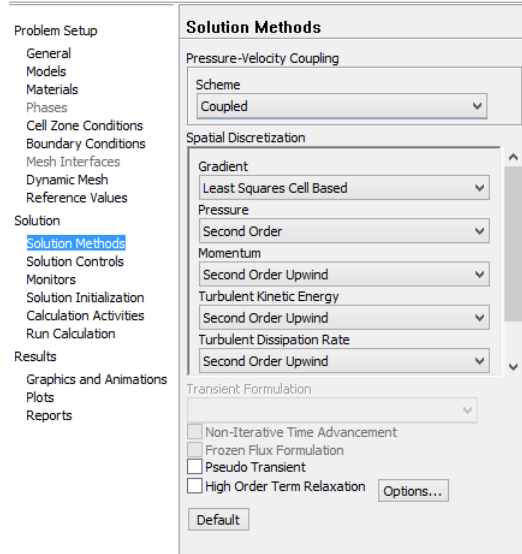
Şekil 5.9’ da gösterildiği gibi, k - ω modeli için SST modeli seçilmiştir.



Şekil 5.9 : Türbülans modeli.

5.1.4.3 Çözüm metotları

Çalışmada çözüm algoritması olarak coupled çözücü kullanılmıştır. Coupled çözücü, basınç ve momentum denklemlerini aynı anda çözmektedir. Genellikle zamana bağlı analizlerde kullanılan coupled çözücü yerine, bu validasyon çalışmasında olduğu gibi zamana bağlı olmayan analizlerde SIMPLE çözücü de kullanılabilir. Analiz zamandan bağımsız olduğu için basınç ve hız çiftini aynı anda çözmek şart değildir. Bu nedenle zaman ve bilgisayar kapasitesinden tasarruf etmek için “coupled” çözücü tercih edilmeyebilir. Şekil 5.10’ da çözüm metodu seçimleri gösterilmiştir.



Şekil 5.10 : Çözüm metotları.

Hesaplamalarda yakınsama kriteri 10^{-5} seçilmiştir. Ancak buna rağmen kuvvet değerleri yakınsaması tamamlanmamışsa analizin yakınsaması için iterasyonlar devam ettirilmiştir.

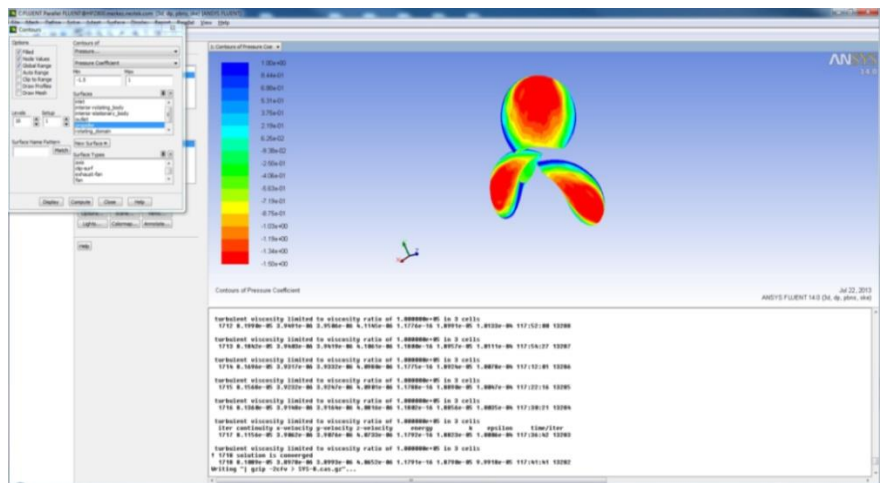
Çözümlere ait yakınsama grafikleri Şekil 5.11’ de gösterilmiştir. Örnek olarak gösterilen bu analiz yaklaşık 2000 iterasyon sonunda yakınsamıştır.



Şekil 5.11 : Yakınsama grafiği.

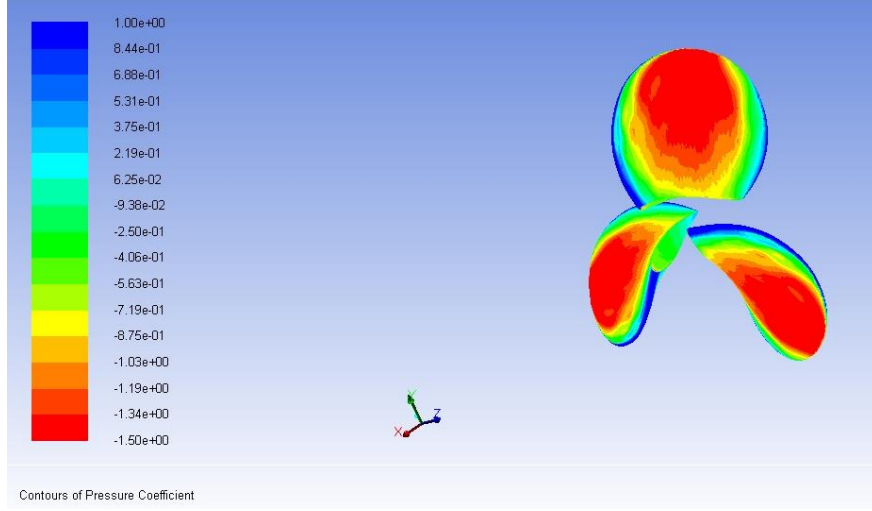
5.1.5 Sonuçların değerlendirilmesi

Elde edilen sonuçların kıyaslanmasında sayısal verilerin dışında görsel bazı kontroller de yapılabilir. Şekil 5.12, analizlerin en yüksek hücre sayısına sahip olan versiyonundan alınmış bir basınç katsayısı çıktısıdır.



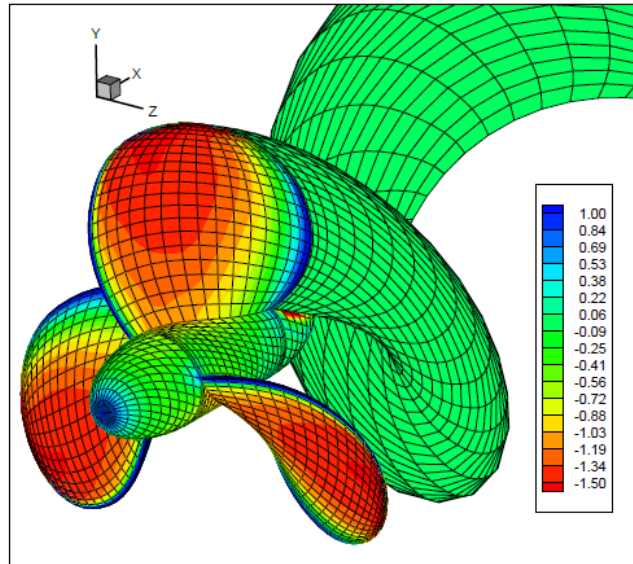
Şekil 5.12 : Basınç katsayısı çıktısı.

Analizler sonucunda elde edilen, pervane düşük basınç tarafına ait basınç katsayısı dağılımı Şekil 5.13’ te verilmiştir. Şekil 5.14’ te ise, panel yöntemi ile elde edilmiş basınç katsayısını görmek mümkündür.



Şekil 5.13 : Basınç katsayısı dağılımı.

Bu çalışmalar görsel olarak karşılaştırıldığında elde edilen değerlerin, basınç ve hız dağılımlarının da oldukça yakın olacağını tahmin edebiliriz.



Şekil 5.14 : Basınç katsayısı dağılımı karşılaştırması.

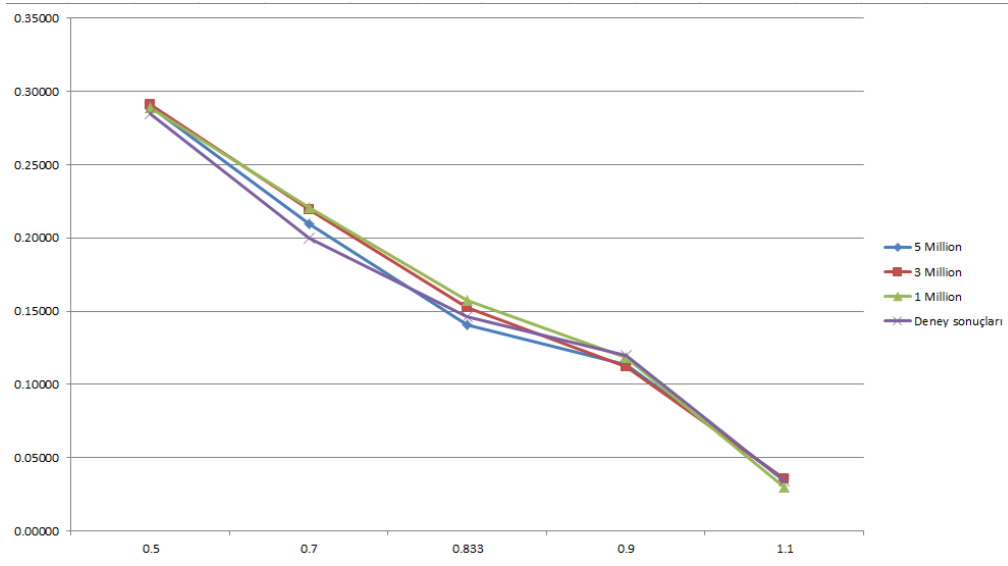
5.1.6 Sonuçların karşılaştırılması

Analiz sonuçlarına göre itme, ve yüzde hata değerleri Çizelge 5.6’ da bulunmaktadır.

Çizelge 5.6 : İtme, itme katsayısı ve hata değerleri.

	J	Thrust (N)	K_T	Error %
1 Million	0.3	2272.989500	0.341915	
	0.5	691.465430	0.288920	1.375574
	0.7	269.677260	0.220855	10.427723
	0.833	135.345100	0.157096	7.599999
	0.9	87.355746	0.118273	-1.439103
	1.1	14.989191	0.030312	-10.845775
3 Million	0.3	2276.837600	0.342494	
	0.5	696.871870	0.291179	2.168211
	0.7	267.417600	0.219005	9.502435
	0.833	131.453220	0.152579	4.505935
	0.9	82.773962	0.112070	-6.608594
	1.1	17.607509	0.035607	4.727721
5 Million	0.3	2263.588000	0.340501	
	0.5	693.066700	0.289589	1.610336
	0.7	255.767260	0.209464	4.731841
	0.833	121.150690	0.140620	-3.684625
	0.9	83.869964	0.113554	-5.372008
	1.1	17.622764	0.035638	4.818456

Şekil 5.15, elde edilen sonuçların grafik gösterimini içermektedir.



Şekil 5.15 : İtme değerleri karşılaştırma grafiği.

Çizelge 5.7’ de 0.833 ilerleme katsayısı için elde edilen sonuçların karşılaştırması bulunmaktadır.

Çizelge 5.7 : 0.833 ilerleme katsayısı için hata karşılaştırması.

Hücre Sayısı	Hata
1 Milyon	7.599999
3 Milyon	4.505935
5 Milyon	3.6846

5.2 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Denklemlerinin DTMB 5415 Teknesi Kullanılarak Doğrulanması

Pervane tasarımı için gerekli olan, gemi ve pervanenin bir akış hacmi içerisindeki davranışını gözlemlemek, direnç, itme, tork gibi pervane tasarımı doğrudan ilgilendiren fiziksel büyüklükleri elde etmektir. Bu çalışmada DTMB 5415 standart test gemisinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği validasyonunun nasıl

gerçekleştirildiği ve analiz sonuçlar yer almaktadır. Yapılan çalışma sonucunda elde edilen değerler, test gemisinin literatürde yer alan sonuçları ile karşılaştırılarak, analiz sonuçlarının hata oranları belirlenmeye çalışılmıştır.

5.2.1 Tekne karakteristikleri

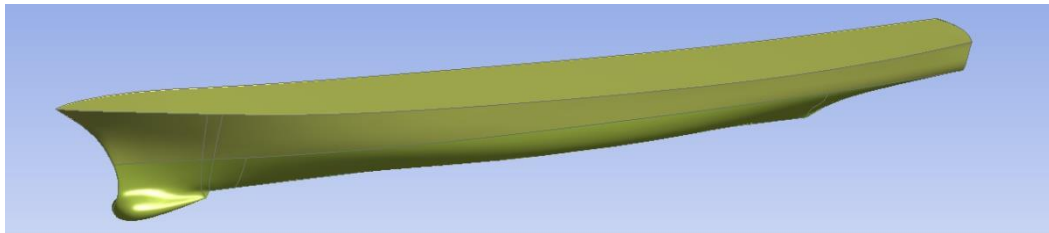
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizi yapılacak olan geminin modeli CAD prgramları kullanılarak modellenmiştir . Yapılan çalışmada kullanılan bu test gemisi modeli tam ölçekli gemi boyutundan ölçeklendirilerek tasarlanmıştır. DTMB 5415 gemi ve modeline ait karakteristikler Çizelge 5.8’ de yer almaktadır.

Çizelge 5.8 : Gemi dizayn parametreleri.

	Gemi	Milper model
Ölçek	1	25,00
L _{OA} (m)	153,2	6,128
L _{pp} (m)	142,0	5,68
L _{WL} (m)	142,18	5,687
B _{WL} (m)	19,060	0,7624
T (m)	6,15	0,246

5.2.2 Akış hacminin oluşturulması

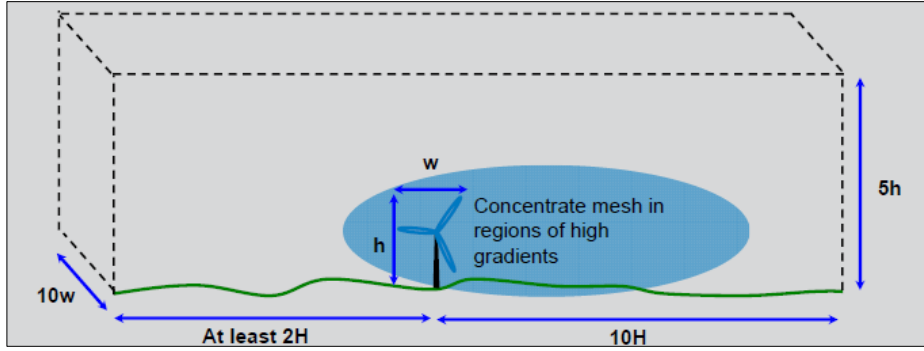
Oluşturulan üç boyutlu gemi modeline ait akış hacminin oluşturulması için model ANSYS Desing Modeller modulüne aktarılır. Gemi etrafına oluşan akışın incelenebilmesi için dikdörtgenler prizması şeklindeki akış hacmi bu modül kullanılarak oluşturulur. Şekil 5.16’ da üç boyutlu gemi formunun görünüşü bulunmaktadır.



Şekil 5.16 : 3D gemi modeli.

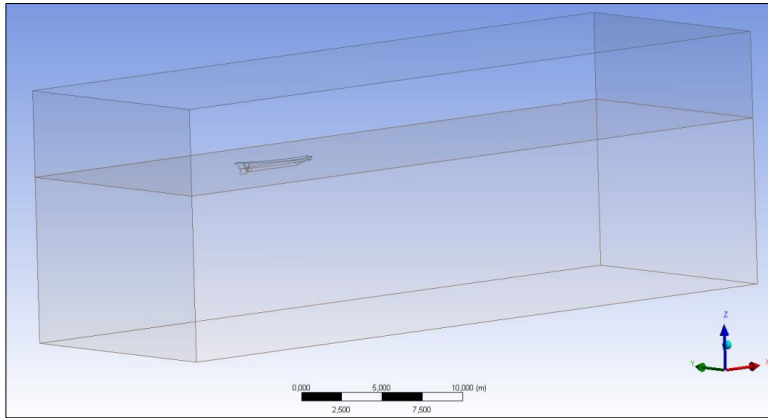
5.2.2.1 Standart akış hacmi ölçüleri

Gemi boyutlarına göre akış hacmi boyutları değişiklik gösterebilir ancak gemi analizlerinde genel kabul olarak kullanılan akış hacmi oranları Şekil 5.17’ de verilmiştir. Gemi etrafındaki akışın doğru olarak incelenmesi için akış hacmi boyutlarının şekilde gösterilen ölçülere yakın olması gerekmektedir.



Şekil 5.17 : Akış hacmi ölçüleri.

DTMB 5415 test gemisi analizi için hazırlanan akış hacmi Şekil 5.18’ de görülmektedir.



Şekil 5.18 : Akış hacmi.

Gemi etrafındaki serbest su hattı yüzeyinin hesaplanabilmesi için, gemi su hattına karşılık gelen yerden akış hacmi iki ayrı hacime bölünür. Bu iki hacim daha sonra çözüm aşamasında su ve hava hacimleri olarak tanımlanacaktır. Hacimleri bölen yüzey, aynı zamanda gemi su hattı bölgesinin hücre sayısını arttırmak için de kullanılabilmektedir.

5.2.3 Çözüm ağ yapısının oluşturulması

Ağ yapısının oluşturulması için ANSYS Mesh programı kullanılarak yapısal olmayan ağ olarak oluşturulmuştur. Hücreler üçgenler prizması formuna sahiptir. Analizin yapılacağı kontrol hacmindeki toplam hücre sayısı 3.670.712 dir.

5.2.3.1 Ağ yapısı parametreleri

Ağ yapısı oluşturulurken yapılan mesh ayarları Çizelge 5.9’ da sırasıyla gösterilmektedir. Gerekli bölgelerde yapılan özel ayarlar ise ileri aşamalarda verilmiştir.

Çizelge 5.9 : Genel ağ yapısı ayarları.

Use Advanced Size Function	
Relevance Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	Default (18.0°)
Min Size	5.0 mm
Max Face Size	1000.0 mm
Max Size	2500.0 mm
Growth Rate	Default (1.20)
Minimum Edge Length	0.337820 mm

Gemi gövdesi üzerine ve su hattı üzerinde oluşturulan sınır tabaka katmanına ait ayarlar Çizelge 5.10’ da gösterilmiştir.

Çizelge 5.10 : Sınır tabaka ayarları.

Scoping Method	
Geometry	2 Bodies
Boundary Scoping Method	Named Selections
Boundary	inf

Inflation Option	First Aspect Ratio
First Aspect Ratio	15
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre

Çizelge 5.11 : Pervane üzerindeki yüzey ağ yapısı büyüklükleri.

Scoping Method	
Geometry	20 Faces
Type	Element Size
Element Size	25 mm
Behaviour	Soft
Curvature Normal Angle	Default
Growth Rate	Default

Su hattı etrafındaki ağ yapısını yoğunlaştırmak için iki akış hacmi arasında bulunan gövde üzerine verilmiş hücre büyüklükleri Çizlege 5.12’ de görülmektedir.

Çizelge 5.12 : Su hattı etrafındaki ağ yapısı değerleri.

Scoping Method	
Geometry	2 Bodies
Type	Body of Influence
Bodies of Influence	1 Body
Element Size	150 mm
Growth Rate	Default

5.2.3.2 Ağ yapısı kalite kriterleri

Analiz sonuçlarının en düşük hata payı ile sonuçlanması ve çözümün deneye en yakın sonuçları verebilmesi için oluşturulan çözüm ağı yapısının belirli kriterlere uyması gerekmektedir.

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

Minimum orthogonal quality > 0,15

Maximum aspect ratio < 100

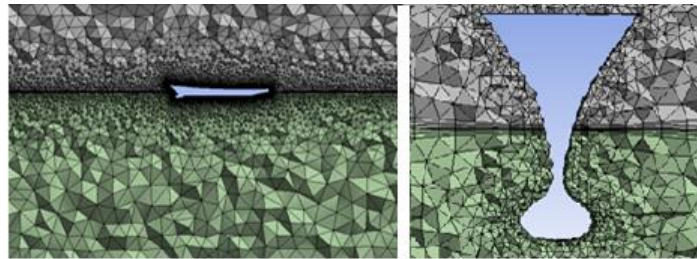
Skewness < 0,85

Bu analiz için oluşturulan ağ yapısına ait kriterler Çizelge 5.13’de verilmiştir.

Çizelge 5.13 : Ağ yapısı kalite kriterleri.

Mesh Properties	
Elements	3670712
Mesh Metric	Skewness
Min	3.47921E-05
Max	0.949083481
Average	0.21904163
Standard Deviation	0.119960262
Mesh Metric	Orthogonal Quality
Min	0.061915153
Max	0.999986067
Mesh Metric	Aspect Ratio
Min	1.1611
Max	35.783

Oluşturulan ağ yapısına ait görseller Şekil 5.19’ da bulunmaktadır. Görüldüğü gibi, akışın daha karmaşık olduğu serbest su yüzeyi bölgesinde ağ yapısı yoğunlaştırılmış, buna karşılık gemiden ve su hattından uzak bölgelerde hücre büyüklükleri arttırılmıştır. Bu sayede, ağ yapısında bulunan toplam hücrelerin büyük kısmı, gemi ve su hattında yoğunlaştırılarak, toplam hücre sayısı daha verimli kullanılmıştır.

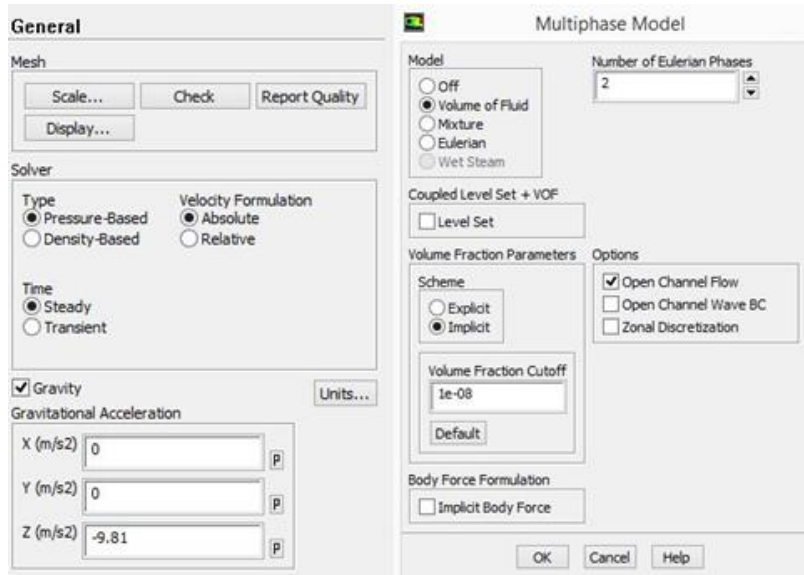


Şekil 5.19 : Su hattı bölgesi ağ yapısı.

5.2.4 Genel ayarlar

Ağ yapısının tamamlanmasının ardından, çözücü genel ayarları yapılmıştır. Analizin hız karakteristiğine uygunluğu nedeniyle basınç tabanlı çözücü yapısı tercih edilmiştir. Ayrıca analiz zamana bağlı değişkenlik gösteren bir karaktere sahip olmadığı için, zamandan bağımsız analiz çözücü ayarlarında işaretlenmiştir.

Yapılan analiz serbest yüzey etkileri barındırdığı için çoklu faz çözümü yapılmıştır. Bu nedenle, bu analizde çoklu faz aktif hale getirilmiş ve bu sekme kullanılarak diğer ayarlar yapılmıştır. Analizde başlangıç dalgası bulunmadığı için, seçenekler kısmında açık kanal akışı ifadesi seçilmiştir. Analizde deniz suyu ve hava olarak iki faz bulunduğu için, çift faz tanımlaması yapılmıştır. Tercih edilen genel ayarlar Şekil 5.20’ de görülmektedir.



Şekil 5.20 : Genel ayarlar.

5.2.5 Sınır koşullarının belirlenmesi ve çözüm metotları

Geminin içinde bulunduğu akış hacmi için oluşturulan sınır koşulları tanımlamaları Şekil 5.21’ de gösterilmiştir. Gemiye doğru gelen akışın giriş yapacağı bölge olan gemi baş tarafındaki düzlem giriş olarak ve gemiyi geçen akışın hacmi terk edeceği düzlem olan gemi kığı tarafındaki düzlem de çıkış olarak tanımlanmıştır. Gemi gövdesi hareketsiz duvar olarak varsayıldığından, duvar olarak tanımlanır. Gemi gövdesine paralel diğer düzlemler ise farklı adlarla simetri olarak tanımlanmıştır.

Zone Name: pressure-inlet.1

Phase: mixture

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

☒ Open Channel

Inlet Group ID: 1

Secondary Phase for Inlet: phase-2

Flow Specification Method: Free Surface Level and Velocity

Free Surface Level (m): 0.246 constant

Velocity Magnitude (m/s): 2.09 constant

Bottom Level (m): -100 constant

Density Interpolation Method: From Neighboring Cell

Şekil 5.21 : Sınır koşulları.

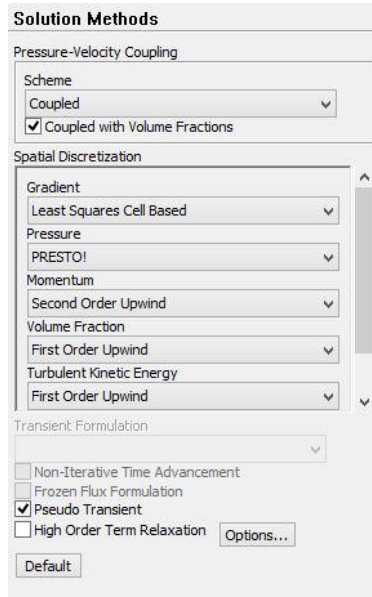
Hacime akışkanın girdiği sınır koşulu velocity-inlet olarak tanımlanmıştır. Giriş hızı, gemiye ait hız 2,09 [m/s] olarak girilmiştir. Turbülans opsiyonu “medium” (yoğunluk %5) olarak tanımlanır. Hacmin girişinde akışkan hacmi kesri, su için VOFwater, hava için VOFair ifadeleri olarak girilir.

Akış hacmi çıkış koşulları basınç çıkışı olarak tanımlanır. Çıkış basıncı “ $998[\text{kg m}^{-3}] * g * (h - z) * \text{VOFwater}$ ” olarak yazılan bir ifade ile sisteme tanımlanır.

Pervane gövdesi duvar sınır koşulu olarak tanımlanır.

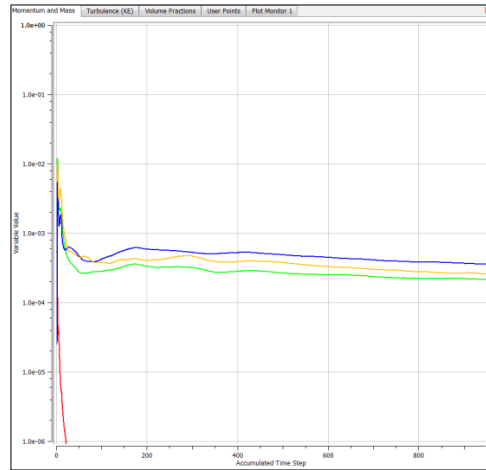
Dikdörtgenler prizması şeklinde geminin çevresine hazırlanan domainin giriş ve çıkış yüzeyleri dışında kalan tüm yüzeyleri “symmetry” sınır koşulu olarak tanımlanır. Bu sınır koşulu çözüm süresini azaltmaktadır.

Çift fazlı analiz çözümünde “coupled” çözüm yöntemi tercih edilmiştir. Bu çözücü, basınç ve hız değerlerini simültane olarak çözmektedir. “Coupled with Volume Fractions” opsiyonunun aktif hale getirilmesi ile basınç ve hız düzeltmelerinin yanında, hacim fraksiyonlarının da düzeltmeleri çözüme aynı anda eklenmiş olmaktadır. Çoklu faz çözümlerinde bu düzeltmelerin simültane olarak çözümlenmesi hata payını düşürmektedir. Şekil 5.22’ de seçilen çözüm metotları verilmiştir.



Şekil 5.22 : Çözüm yöntemleri.

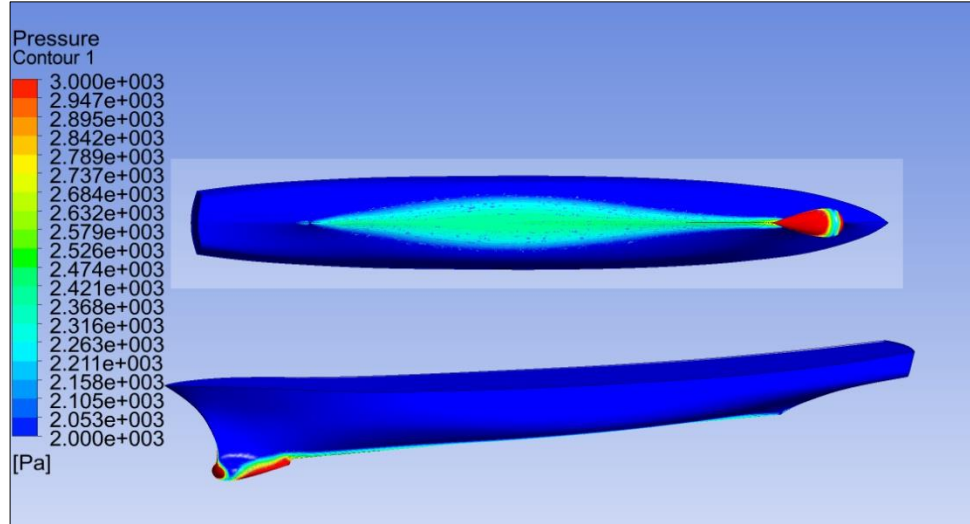
Şekil 5.23 “scaled residual” grafiğidir. “Residual” grafiğindeki değişkenlerin 10^{-4} değerinin altına düşmesi analizin yakınsadığı, doğru sonuçlar elde edilebileceğini gösterir. Analizin yakınsaması için daha fazla iterasyon sayısında analize devam edilmesi gerekmektedir.



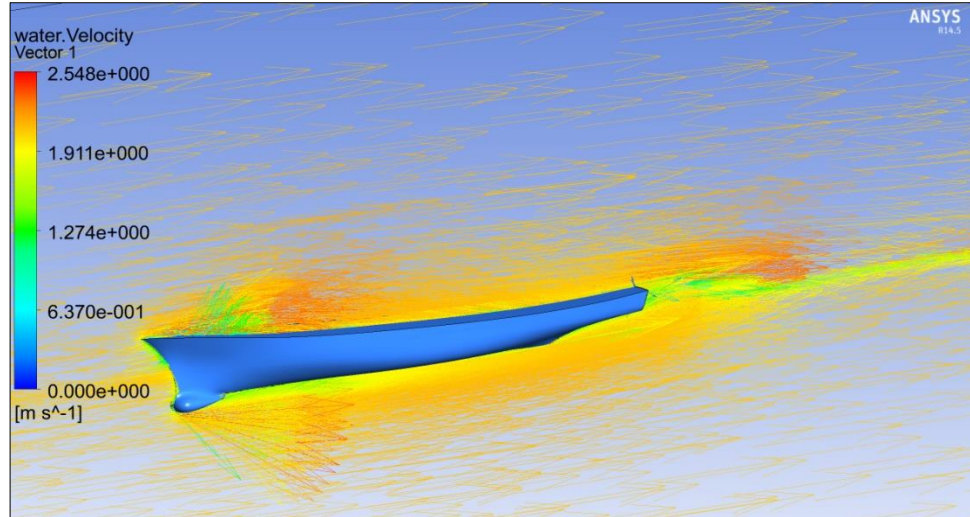
Şekil 5.23 : Yakınsama grafikleri.

5.2.6 Analiz sonuçlarının değerlendirilmesi

Analiz sonucu elde edilen gemi gövdesi üzerindeki basınç dağılımı ve hız değişimleri Şekil 5.24 ve Şekil 5.25’ de gösterilmiştir.



Şekil 5.24 : Gemi üzerindeki basınç dağılımı.



Şekil 5.25 : Gemi üzerindeki akım çizgileri.

Sonuç olarak geminin direnç değeri 47,6695 [N] bulunmuştur.

Toplam direnç değerinden, toplam direnç katsayısı hesaplanır. Boyutsuz bir katsayı olan bu değer model deneyi sonuçları ve akademik makalelerde yer alan katsayı ile karşılaştırılacaktır.

$$C_T = R_T / (0,5 * \rho * A * V^2) \quad (5.1)$$

R_T : Toplam direnç [N]

ρ : Yoğunluk [kg m^{-3}]

A: Islak alan [m²]

V: Hız [m/s]

$$C_T = 4,47 \cdot 10^{-3}$$

Çizelgede, DTMB 5415 model gemisi üzerinde yapılan akademik çalışmalar sonucu elde edilen C_T değerleri yer almaktadır. . % C_T hata değeri ise çalışmalar sonucunda hesaplanan değerlerin model deney sonucuna göre sapma miktarlarını temsil etmektedir. Çizelge 5.14’ de görüldüğü gibi bu çalışmada bulunan değer %5,67 hata payı içermektedir. Bu hata payının azaltılması için çözüm ağı yapısının (mesh) sıklaştırılması, gemi gövdesi üzerine sınır tabakası (inflation) oluşturulması ve diğer ayarların gözden geçirilmesi gibi iyileştirme çözümleri uygulanacaktır.

Çizelge 5.14 : Analiz hata oranı.

KARŞILAŞTIRMA		
KATSAYI	C_T	% C_T hata
MODEL DENEY SONUCU	$4,23 \cdot 10^{-3}$	-
ANALİZ SONUCU	$4,47 \cdot 10^{-3}$	%5,67

6. MOTORYAT GÖVDESİNİN VE TEKNEYE AİT PERVANENİN HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ ANALİZLERİ

Bu çalışmada, bir motoryat gövdesi ve tekneye uygun tasarlanmış bir pervane kullanılarak analizler yapılmıştır. Öncelikle, pervanenin açık su performans karakteristikleri üzerinde çalışılmıştır. Ardından, motoryat gövdesi için pervane yerleşimi yapılmıştır. Yapılan analizlerde, tekneye uygun boyutlarda şaft, P braket kullanılmıştır.

Motoryat karina formunun pervane üzerinde oluşturacağı etkileri gözlemlemek ve karşılaştırmak için, karina kık formunda değişiklikler yapılarak, aynı analiz koşullarında çözümlemeler yapılmıştır.

Teknelerde özellikle operasyonel su çekimini azaltmak amacı ile kullanılan farklı tünel yapıları, temel kurallar dikkate alınarak modellenmiştir. Özellikle pervane kanat ucu ile karina arasındaki boşluk kısıtlamalarına dikkat edilerek oluşturulan modeller hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımıyla çözülmüştür.

Açık su pervane karakteristikleri ile farklı formlarda oluşturulmuş karina yapıları etkisinde çalışan pervane karakteristikleri karşılaştırılmıştır. Bu bölümde amaç, farklı kık formlarının indüklediği akış değerlerinin pervane üzerindeki sayısal sonuçlarını karşılaştırmak ve performansa etkilerini yorumlamaktır.

6.1 Tekneye Ait Pervanenin Özellikleri

Analizlerde kullanılan pervane sabit hatveli kanat tipindedir. Yapılan analizlerde yarım model kullanıldığı için pervane sağ dönüşlü pervane formunda modellenmiştir. Teknede kullanılan makine özellikleri ve pervane yapısı dikkate alınarak kurallar doğrultusunda 80mm şaft çapı değeri bulunmuştur. Tekne formu ve makine özelliklerine uygun olarak Gawn serisi kanat yapısı tercih edilmiş, pervanede çalıklık kullanılmamıştır.

Pervane modeline ait diğer geometrik özellikler Çizelge 6.1' de bulunmaktadır.

Çizelge 6.1 : Pervane geometrisi.

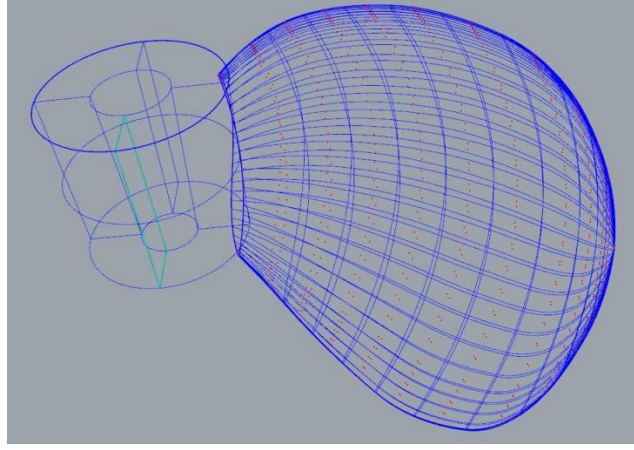
Pervane Geometrisi	
Tip	FPP
Dönüş Yönü	Sağ
Kanat Sayısı	4
Çap (mm)	921
Nominal Hatve (mm)	940
Seri	Gawn
Hatve Dağılımı	Full
EAR	0.8
Çalıklık	0
Eğrilik	16.3
Eğrilik Dağılımı	Kuadratik
Şaft Çapı (mm)	80
Şaft Koniklik Oranı	1/10

6.1.1 Tekneye ait pervanenin modellenmesi

Pervanenin modellenmesi için bilgisayar destekli tasarım programından faydalanılmıştır. Pervane, Çizelge 6.2’ de gösterilin kesitlere ayrılmıştır. Kesitler için bulunan kord ve kalınlık değerleri eğri haline getirilmiştir. Her kesit için elde edilen eğriler kullanılarak pervane kanadının ön ve arka yüzleri, yüzey formunda oluşturulmuştur.

Kanat modellemesinde ön ve arka yüz arasında kalan kenat kalınlığı birleşimi önem taşımaktadır. Kenar formu, ağ yapısı oluşturulmasında oluşabilecek problemleri engellemek amacıyla, kanatlarında arasını tek parça yüzeyle birleştirecek formda modellenmiştir.

Pervane yüzeylerinin modellenmesi ile ilgili ekran alıntısı Şekil 6.1’ de görülmektedir.



Şekil 6.1 : Pervanenin 3D modelinin oluşturulması.

Şaft çapı ve konikliği değerlerine göre yapılan pervane göbeği modellemesinde, dış çap değeri olarak pervane çapısının 1/5' i kullanılmıştır. Modellenen kanat, göbek etrafında çoğaltılarak 4 kanatlı pervane modeli katı hale getirilmiştir.

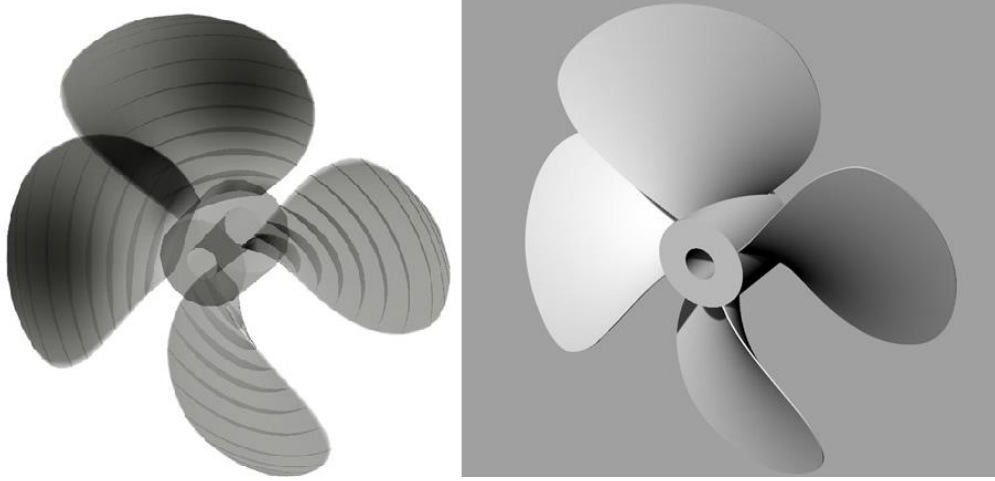
Çizelge 6.2 : Pervane kesit geometrileri.

r/R	Chord	Max T	MidC:GL	p/Pnominal	Face:RL
<u>1</u>	2.76	1.38	138.21	1	0
<u>0.9875</u>	156.86	3.24	133.93	1	0
<u>0.975</u>	225.98	3.73	129.71	1	0
<u>0.95</u>	329.14	4.7	121.47	1	0
<u>0.9</u>	418.28	6.63	105.82	1	0
<u>0.8</u>	460.24	10.5	77.74	1	0
<u>0.7</u>	456.77	14.37	53.99	1	0
<u>0.6</u>	423.88	18.24	34.55	1	0
<u>0.5</u>	378.13	22.11	19.44	1	0
<u>0.4</u>	322.61	25.98	8.64	1	0
<u>0.3</u>	257.76	29.85	2.16	1	0
<u>0.2</u>	188.69	33.72	0	1	0

Pervane kesitlerine karşılık gelen kord, maksimum kalınlık ve hatve dağılım oranlar gibi değerler Çizelge 6.2' de verilmiştir. Kanat kesitleri, geometri değişimlerinin yoğun olduğu kanat ucu bölgelerinde sıklaştırılmıştır.

Bu çalışmada hatve dağılımı kanat kesitleri boyunca sabit tutulmuştur. Bu nedenle nominal hatve değeri ile belirli bir kesitteki hatve değeri oranı tüm kanat kesitleri boyunca sabit kalmıştır

Şekil 6.2’ de modellenen pervaneye ait kesit görüntüleri ve katı model haline getirilmiş pervanenin ekran alıntısı görülmektedir. Modelleme tamamlandıktan sonra, yüzey formunda modellenen geometrinin katı model haline getirilmesi, analiz basamaklarının hatasız olarak tamamlanabilmesi için önemli bir adımı oluşturmaktadır. Katı model haline getirilen pervane hesaplamaların yapılabilmesi için uygun data formatında, hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımına aktarılmıştır



Şekil 6.2 : Pervane modeli.

6.1.2 Pervanenin açık su karakteristiklerinin belirlenmesi

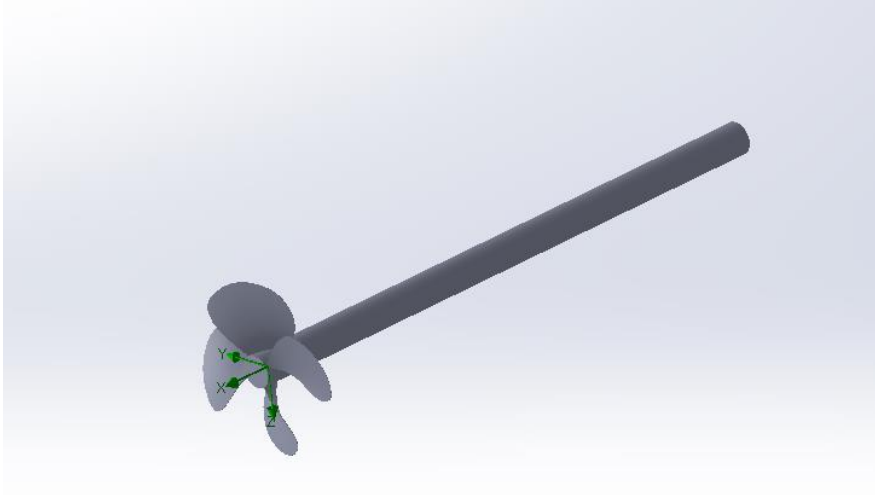
Tasarlanan pervanenin açık su karakteriklerinin belirlenmesi, tekne formunu da içeren analiz sonuçlarının karşılaştırılabilmesi için önem taşımaktadır. Pervanenin, tekne formu, ana makine ve şanzuman özelliklerine göre tasarımı yapılırken 0.796 ilerleme hızı değerinde çalışacağı öngörülmüştür. Bunun ardından ilerleme hızı giriş hızı değişimi ile arttırılarak ve azaltılarak hesaplamalar açık su eğrilerini elde etmek için tamamlanmıştır. Yapılan analizlerde, devir sabit tutulmuştur.

Çizelge 6.3 : Pervane açık su değerleri.

J	0.600	0.700	0.796	0.901	1.000
Çap	0.921	0.921	0.921	0.921	0.921
Giriş Hızı	8.3	9.7	11.0	12.5	13.8
Devir (RPM)	900	900	900	900	900
Devir (RPS)	15	15	15	15	15
İtme	40276.43	32469.72	24786.67	15915.23	7243.45
Tork	6517.77	5544.82	4586.76	3494.16	2404.59
K_T	0.24251	0.19551	0.14925	0.09583	0.04361
10K_Q	0.42611	0.36251	0.29987	0.22844	0.15721
Verim	54%	60%	63%	60%	44%
K_Q	0.04261	0.03625	0.02999	0.02284	0.01572

Çizelge 6.3’ de ilerleme katsayılarına karşılık gelen itme, tork, itme katsayısı, tork katsayısı ve verim değerleri verilmiştir. Pervanenin maksimum verimi tekne için tasarlanan hızlarda verdiği görülmektedir.

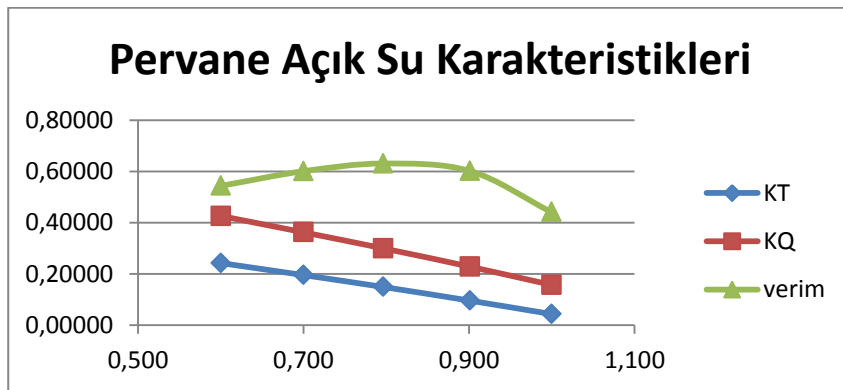
Pervanenin açık su analizlerinde, pervane önündeki akışın, pervane göbeği ile temas ettiği yüzeyde oluşturacağı türbülanslı akış etkilerini yok etmek amacıyla, ağ yapısının akış girişi olarak tanımlanan yüzeyine kadar şaft uzatılmıştır. Bu şekilde, pervane karakteristiği ile ilgili değerlerde şaft ve göbek etkilerinin minimize edilmesine çalışılmıştır. Şekil 6.3’ de pervane modelinin görüntüsü bulunmaktadır.



Şekil 6.3 : Açık su analizi geometrisi.

Açık su pervane analizlerinde, akış hacmi pervanenin etrafındaki akışın düzenli hale geleceği bölgeler dikkate alınarak ayarlanmıştır. Pervane arkası hızların ve pervane etrafındaki yüksek hızlı akışın düşük hata payı ile hesaplanabilmesi için ağ yapısı bu bölgelerde daha küçük hücrelerden oluşmaktadır. Buna ek olarak; ağ yapısının pervane etrafındaki hücre büyüklüklerinden, dış bölgelerdeki büyük hücelere geçişi sırasında, hücre büyüklüğü artışları kademeli olarak yapılmıştır. Bu şekilde, hız ve basınç değişimleri daha düşük hata oranları ile yakalanabilir.

Pervane açık su karakteristiklerinin, ilerleme katsayısı 0,6' dan 1' e kadar sonuçlarının grafik görünümü Şekil 6.4' de görülmektedir. Bu aşamadan sonra yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar, açık su pervane performans değerleri ile karşılaştırılacaktır. Bu şekilde elde edilen sonuçların, tekne karina formları ile olan ilişkisi gözlemlenecek ve yorumlanabilecektir



Şekil 6.4 : Pervane açık su karakteristikleri.

6.2 Konvansiyonel Tekne Formunun Karakteristikleri

Motor yat karina formlarının indüklediği akışın, pervane üzerindeki etkilerini incelemek amacıyla; farklı formlar oluşturulmadan önce, konvansiyonel form modellenmiş ve analiz edilmiştir. Bu şekilde, açık su karakteristiklerinin, konvansiyonel bir karina formu ile karşılaştırılması sağlanacak, ilerleyen analizlerde de farklı formların performans etkileri elde edilecektir.

Hesaplamalarda kullanılan karina formu, 23.4 m tam boya sahip ve 6 m genişliğindedir. Tekne yapısına ait diğer bilgiler Çizelge 6.4’ de verilmiştir.

Çizelge 6.4 : Tekne ana boyutları.

Tekne Ana Boyutları	
L_{OA} (m)	23.40
L_{WL} (m)	19.00
B (m)	6.00
D (m)	3.70
T (m)	1.00
Δ (kg)	42000
C_B	0.40
C_M	0.60
C_P	0.69
C_{WP}	0.75

Tekne modellemesinde bilgisayar destekli tasarım programlarından faydalanılmıştır. Modelleme sırasında dikkat edilmesi gereken önemli noktalardan biri, endazenin başarılı bir şekilde üç boyutlu modele yansıtılabilmesidir. Ayrıca çeneli teknelerde, çene yüzeyi, borda ve karina yüzey kenarlarının üç boyutlu modelde birleşimlerinin açıklık oluşturmayacak şekilde yapılması ağ yapısının oluşturulması sırasında oluşabilecek problemlerin modelleme sırasında önüne geçilmesini sağlayacaktır. Şekil 6.5 ‘de tamamlanmış konvansiyonel tekne formunun perspektif görünüşü bulunmaktadır.

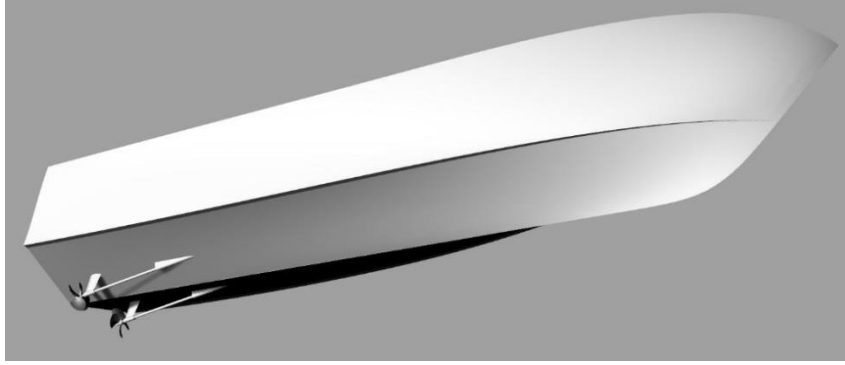


Şekil 6.5 : Tekne geometrisi.

6.2.1 Konvansiyonel tekne formuna ait pervane yerleşimi

Konvansiyonel karina formunda pervane yerleşiminde kullanılan pervane ve şaft modeli dışında, P braket ve karina şaft bağlantı tüpü de kullanılmıştır. Analiz sonuçlarının karşılaştırılmasında farklı başlangıç koşullarına neden olmaması için tüm modellemelerde aynı bileşenler kullanılmıştır.

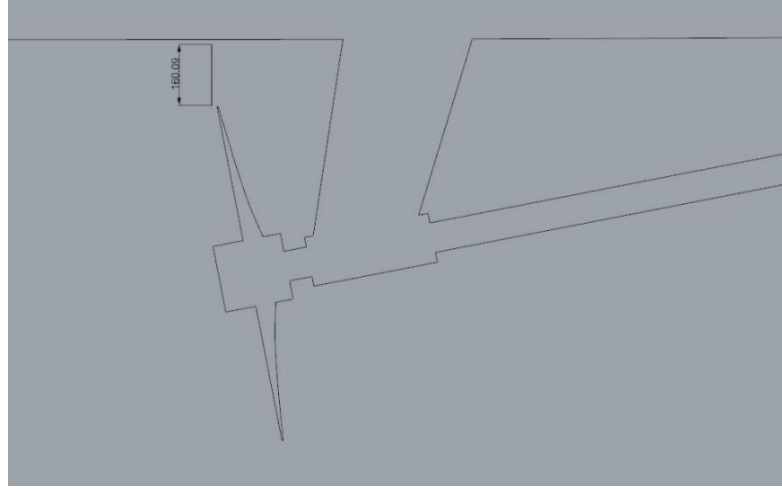
Motor yat gövdesinin, pervane ve bileşenleri ile birlikte oluşturulmuş üç boyutlu modeline ait görüntü Şekil 6.6’ da bulunmaktadır.



Şekil 6.6 : Pervane yerleşimi.

Pervane yerleşiminde, karina ve pervane kanat ucu arasında kalan mesafe, pervane verimi ve pervanenin karina üzerinde indüklediği basınç değerleri açısından kritik öneme sahiptir. Pervane kanat ucunda oluşan basınç değişimlerinden, karina üzerinde indüklenmiş basınç dağılımlarının etkisini azaltabilmek için bazı kısıtlar bulunmaktadır. Pervane çapının %15’ i kadar kanat ucu – karina boşluğu bulunması, pervanenin indüklediği basınç değerlerinin karinaya olan etkisini azaltmaktadır. Bu çalışmada da, konvansiyonel karina – pervane ilişkilerinin değerlendirilebilmesi için 921mm çapındaki pervanenin %15’ ine denk gelen 138.15mm’ nin üzerinde bir

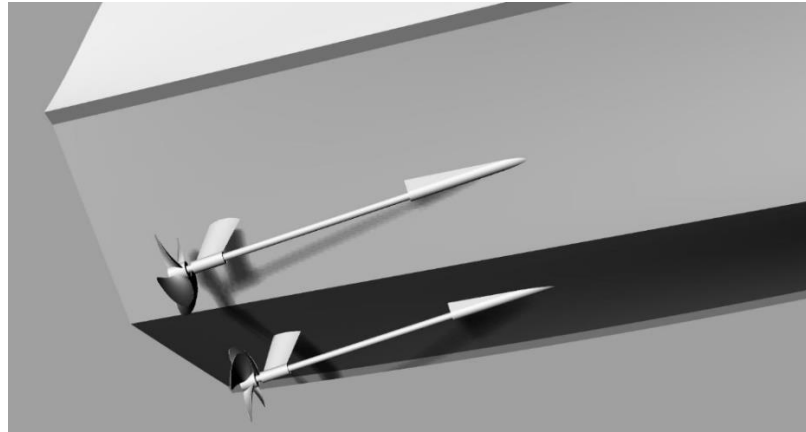
boşluk sağlanmıştır. Şekil 6.7’ de görülen iki boyutlu yerleşim görselinde de belirtildiği gibi bu değer 160mm’ dir ve yaklaşık olarak pervane çapının %17.3’ üne denk gelmektedir.



Şekil 6.7 : Pervane - karina mesafesi.

Ayrıca, pervane göbeği ile şaft braketleri arasında, şaft boyunca, şaft çapı olan 80mm’ nin yarısı kadar boşluk bırakılmıştır. Bu değer, diğer formlar için yapılan analizlerde de aynıdır.

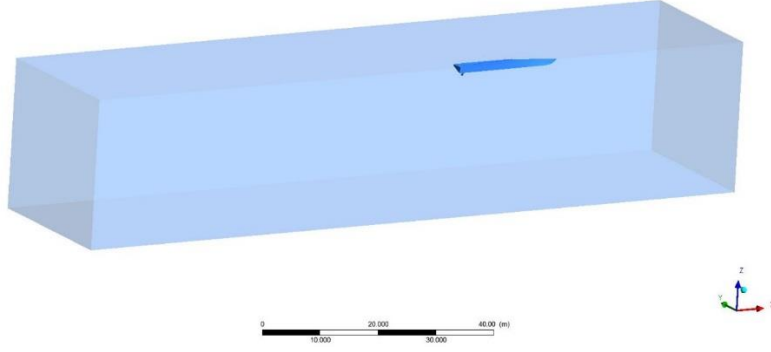
Yapılan kabuller ve modellemelerin ardından, pervane ve diğer bileşenlerin karinaya yerleştirilmiş ve üç boyutlu modelin tamamlanmış görünüşü Şekil 6.8’ de bulunmaktadır.



Şekil 6.8 : Konvansiyonel yerleşim görüntüsü.

6.2.2 Konvansiyonel tekne formunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri

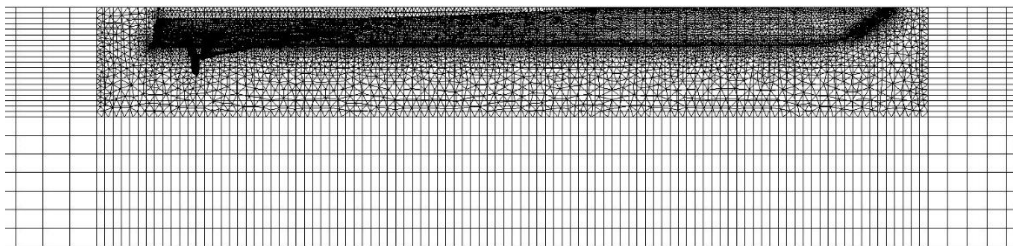
HAD analizi yapılacak olan geometri Rhinoceros programı kullanılarak modellenmiştir. Tekne gövdesi ve pervane geometrisini barındıran, sabit ve dönen olmak üzere iki adet akış hacmini içeren görseller Şekil 6.9’ da yer almaktadır.



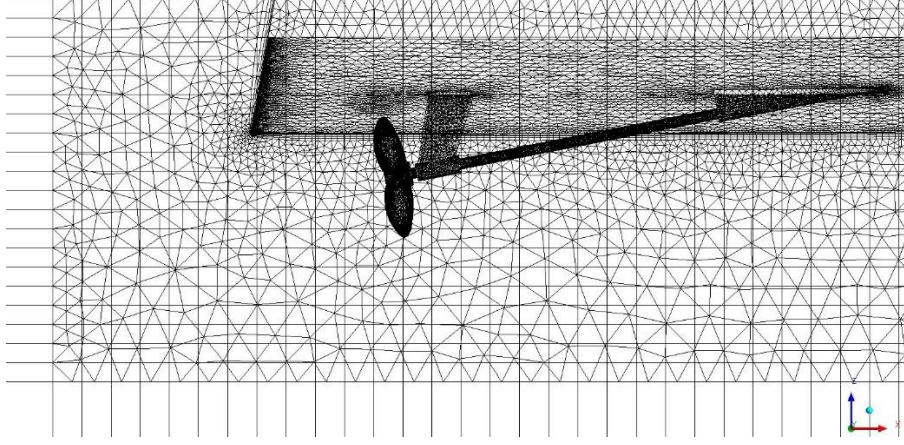
Şekil 6.9 : Gemi gövdesi ve pervane geometrisini barındıran akışkan hacmi.

6.2.2.1 Akış hacmi ve ağ yapısı detayları

22 m tünelsiz gemi gövdesi ve pervane için çözüm ağı yapısı oluşturulurken hibrit ağ yapısı yöntemi kullanılmıştır. Tekne gövdesi ve pervane üzerinde üçgen (tetra), bu bölgeler dışındaki kısımda dikdörtgen (hexa) çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur. Hibrit ağ yapısı kullanılırken hücrelerin noktalarının birbirine bağlı olması önemlidir. Aksi halde hücreler arasında iteratif bir yaklaşım yapılacağından çözüm süresi artar. Oluşturulan çözüm ağı yapısına ait görseller Şekil 6.10 ve Şekil 6.11’de verilmiştir.



Şekil 6.10 : Gemi gövdesi çözüm ağı yapısı.



Şekil 6.11 : Pervane geometrisi çözüm ağı yapısı.

Analiz sonuçlarının doğru elde edilebilmesi ve çözümün doğru sonuçlar verebilmesi için oluşturulan çözüm ağı yapısının belirli kriterlere sahip olması gerekmektedir.

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

Minimum orthogonal quality > 0,15

Maximum aspect ratio < 100

Skewness < 0,95

Çözümün değerlendirilebilmesi için gerekli olan çözüm ağı yapısı kalite değerleri, bu analiz için hazırlanmış olan ağ yapısı için Çizelge 6.5’ te gösterilmiştir.

Çizelge 6.5 : Hibrit ağ yapısı kalite değerleri.

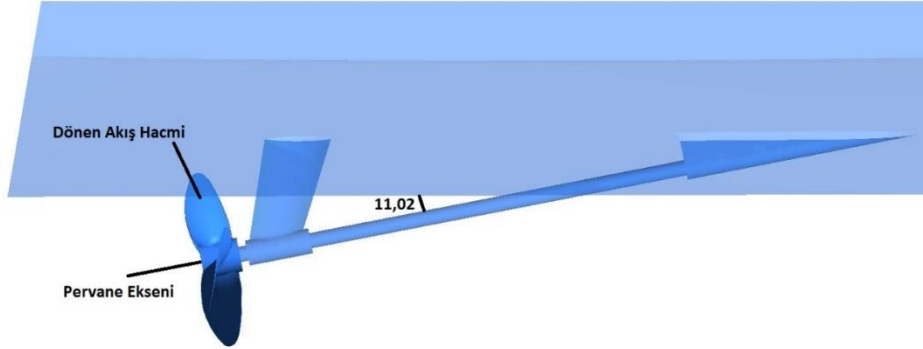
Parametre	
Eleman Sayısı	4061900
Düğüm Noktası	1850626
Skewness	0,89
Orthogonal Quality	0,10
Aspect Ratio	52,227

Bu çalışmada yapılan analizler için gemi gövdesinin bulunduğu sabit, pervane geometrisinin bulunduğu dönen ve tüm geometrinin dışında bulunan sabit akış hacmi olmak üzere toplamda 3 adet akış hacmi bulunmaktadır.

Analizin doğru bir şekilde gerçekleştirilmesi için pervanenin içerisinde bulunduğu dönen akış hacminin dönme noktası, eksen ve pervane devrinin doğru bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Pervane gemi kıçına eğimli bir şaft ile monte edildiğinden pervane eksen ile geminin ilerleme yönü eksen birbirlerinden farklıdır ve aralarında 11,02 derecelik bir eğim bulunmaktadır. Analiz esnasında bu eğiminden ötürü, pervanenin dönme noktası ve dönme ekseninin değiştiği göz önünde bulundurulmuş olup, dönen akışkan hacmi için tanımlanan dönüş özellikler Çizelge 6.6’ da verilmiştir. Pervane devri 900 [rpm]’ dir. Elde edilen değerlere karşılık gelen şaft açısı, Şekil 6.12’ de gösterilmiştir.

Çizelge 6.6 : Dönen akış hacmi.

	Dönme Noktası [m]	Dönme Eksen [-]
X	0.26209	-0.98156
Y	0.96436	0.00000
Z	0.32220	-0.19115



Şekil 6.12 : Dönme eksen ve dönme noktasının belirlenmesi.

6.2.2.2 Sınır koşulları ve çözüm metotları

Çözüm ağı yapısının oluşturulmasının ardından Fluent programında çözümü yapılacak modele ait sınır koşulları belirlenmektedir. Sınır koşullarının belirlenmesinden önce analiz sırasında kullanılacak akışkan tipi belirlenmektedir. Çift fazlı yapılacak bu analiz için akışkan su ve hava olarak belirlenmiştir. Yer çekimi ivmesi değeri tanımlanmıştır. Ardından sınır koşulları tanımlanmıştır.

Giriş sınır koşulu: Akış hacmi içerisine akışkanın girecek olduğu yüzey giriş sınır koşulu olarak tanımlanır. Akışkanın giriş hızı bu esnada tanımlanmaktadır. Bu analiz

için giriş koşulları “velocity-inlet” olarak tanımlanmış olup, pervane için farklı ilerleme hızlarına (0.7, 0.8 ve 0.9) karşılık gelecek şekilde 3 farklı hız ile gerçekleştirilmiştir.

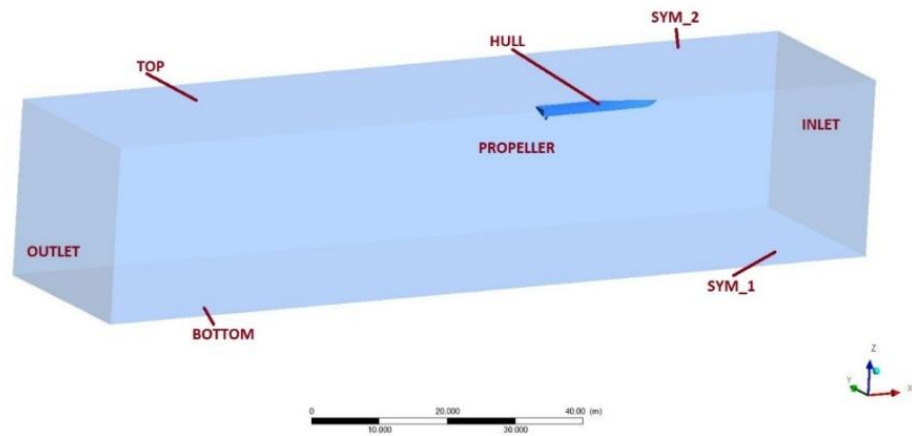
ıkış sınır koşulu: Akışkanın akış hacmini terk ettiğı yüzey çıkış sınır koşulu olarak tanımlanır. Bu analiz için çıkış sınır koşulları 0 [Pa] basınç özellikleri ile birlikte tanımlanmıştır.

Simetri sınır koşulu: Dikdörtgenler prizması şeklindeki akış hacminin yan yüzeyleri ile taban yüzeyi simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Yüzeylerin sınır koşulu olarak belirlenmesi analiz süresini kısaltmaktadır.

Duvar sınır koşulu: Gemi gövdesi duvar sınır koşulu olarak tanımlanmakta olup, duvarın hareketsiz ve kayma olmayan yüzey olduğı bu sınır koşulu tanımlanırken belirlenmektedir. Bununla birlikte pervane gövdesi de 0 [rpm] değeri ile dönen duvar sınır koşulu ile tanımlanmaktadır. Akış hacminin üst yüzeyi de duvar sınır koşulu ile belirlenmiştir.

Ara yüz sınır koşulu: Tekne gövdesi için hazırlanmış olan i akış hacminin dış yüzeyleri ile, dış akış hacminin i akış hacmine temas eden iç yüzeyleri arasında (interface) sınır koşulu tanımlanmıştır.

Sınır koşullarının genel görünüşü Şekil 6.13’ de görölmektedir.



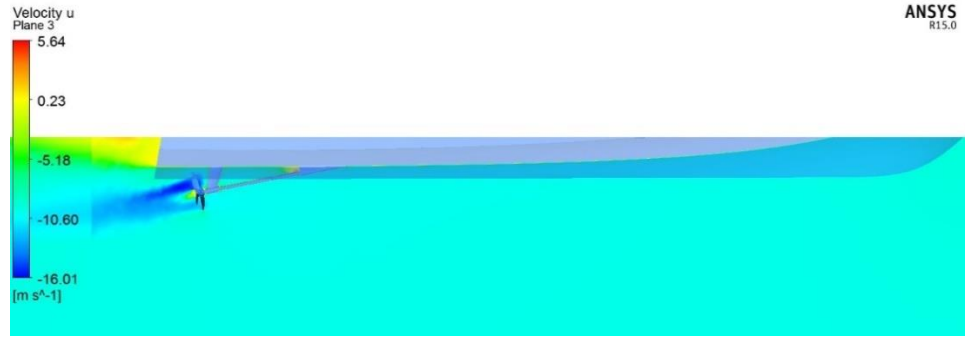
Şekil 6.13 : Sınır koşullarının belirlenmesi.

Çizelge 6.7 Analiz kurulumu ve sınır koşulları.

PARAMETRELER	
TÜRBÜLANS MODELİ	K- ω , SST
AKIŞKAN TÜRÜ	Su, 1025 [kg/m ³]
INLET	Pervane için farklı ilerleme hızlarına (0.7, 0.8 ve 0.9) karşılık gelecek şekilde 3 farklı hız tanımlanmıştır.
OUTLET	Çıkış basıncı 0 [Pa] tanımlanmıştır.
SYM_1	Akış hacminin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_11	Tekne gövdesinin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_2	Akış hacminin simetri ekseninde olmayan diğer yanal yüzeyi çözümü hızlandırmak için simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
INTERFACE 1, 2, 3, 4, 5	Tekne gövdesinin bulunduğu iç akış hacminin dış yüzeyleri ara yüz olarak tanımlanmıştır.
INTERFACE 1.1, 2.2, 3.3, 4.4, 5.5	Dış akış hacminin tekne gövdesinin bulunduğu iç akış hacmine değen iç yüzeyleri ara yüz olarak tanımlanmıştır.
TOP	Duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.
BOTTOM	Simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.
HULL	Araç gövdesinin yüzeyleri hareketsiz kayma olmayan duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
PROPELLER	Dönen akış hacmi içerisinde, 0 [rpm] değeri ile dönen duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

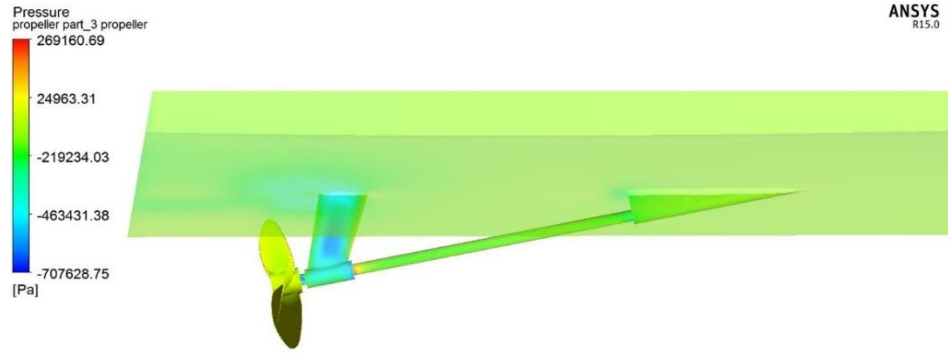
6.2.2.3. Sonuçlar ve karşılaştırmalar

Şekil 6.14, teknenin 0.7 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



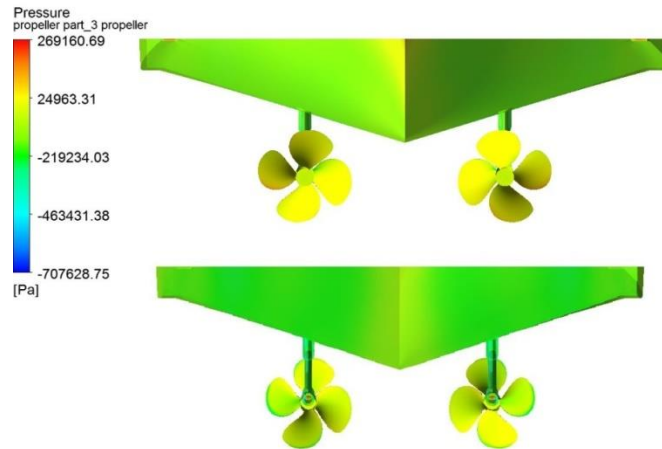
Şekil 6.14 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.7$).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.7 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.15’ de gösterilmiştir.



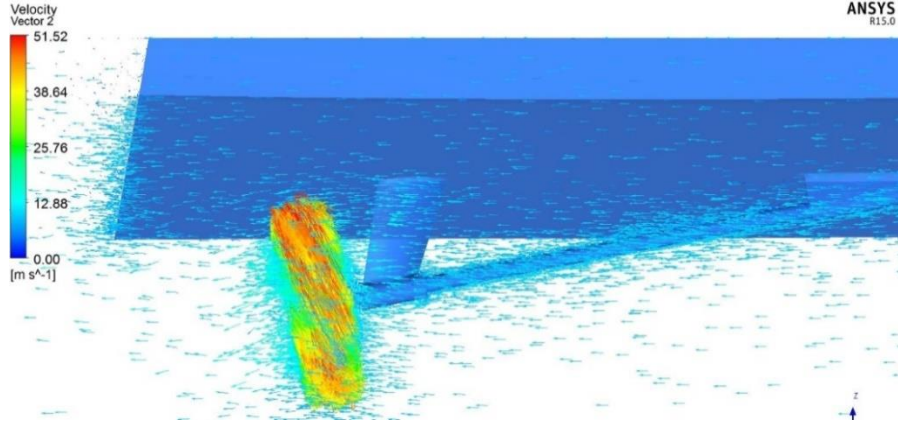
Şekil 6.15 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.16’ da, 0.7 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



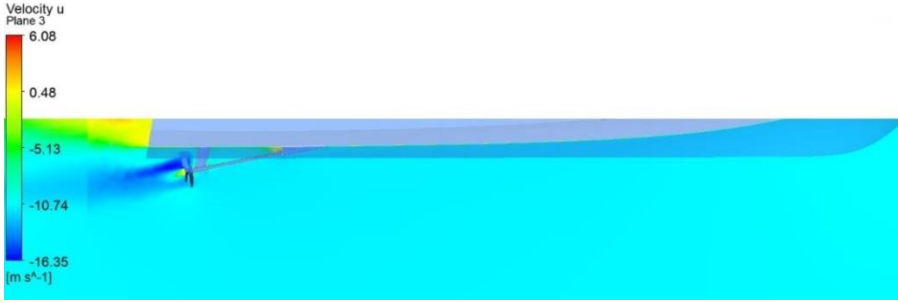
Şekil 6.16 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.7 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.17’de verilmiştir.



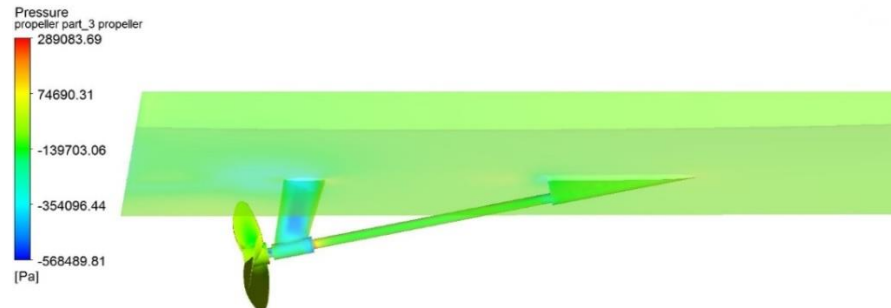
Şekil 6.17 : Hız vektörleri (J=0.7).

Şekil 6.18, teknenin 0.8 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



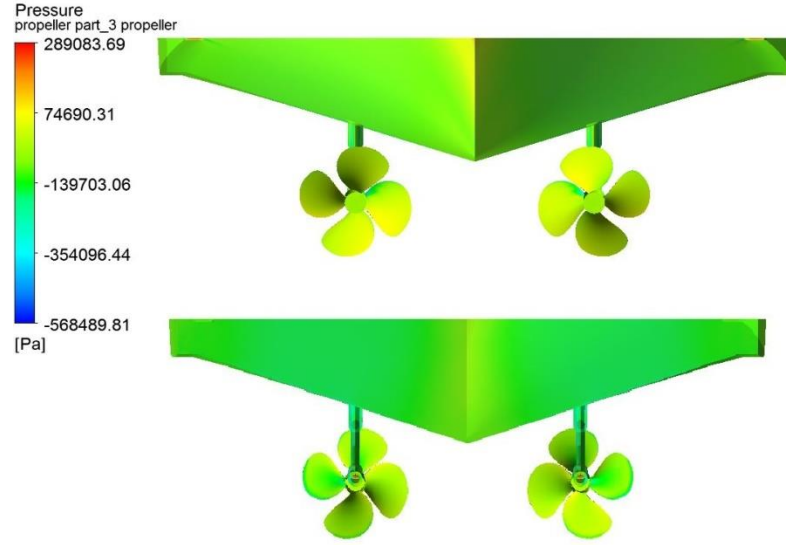
Şekil 6.18 : Pervane arkasında hız dağılımı (J=0.8).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.8 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.19’ da gösterilmiştir.



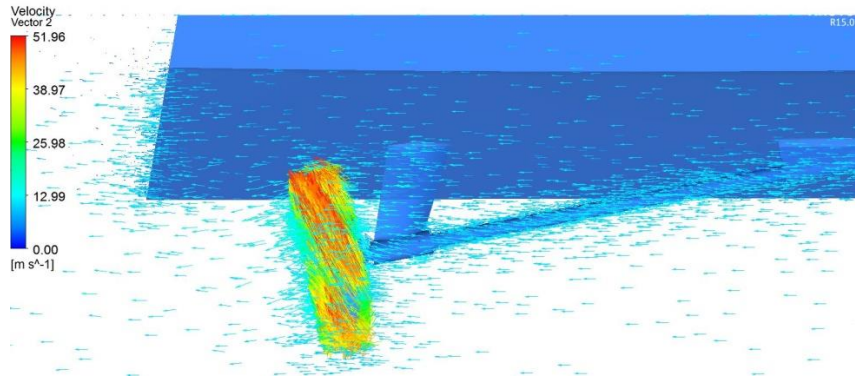
Şekil 6.19 : Pervane üzerinde basınç dağılımı (J=0.8).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.20’ de, 0.8 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



Şekil 6.20 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.8 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.21’de verilmiştir.



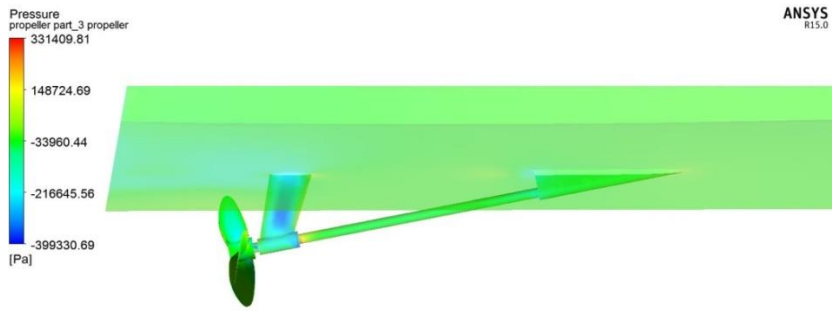
Şekil 6.21 : Hız vektörleri ($J=0.8$).

Şekil 6.22, teknenin 0.9 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



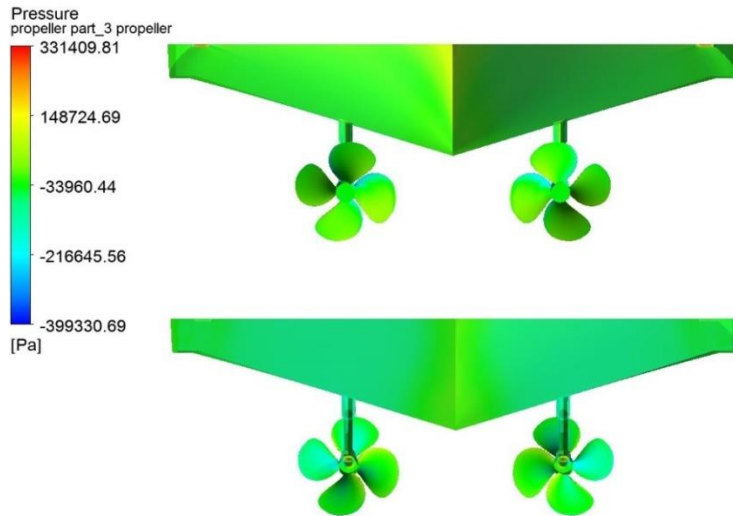
Şekil 6.22 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.9$).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.9 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.23’ de gösterilmiştir.



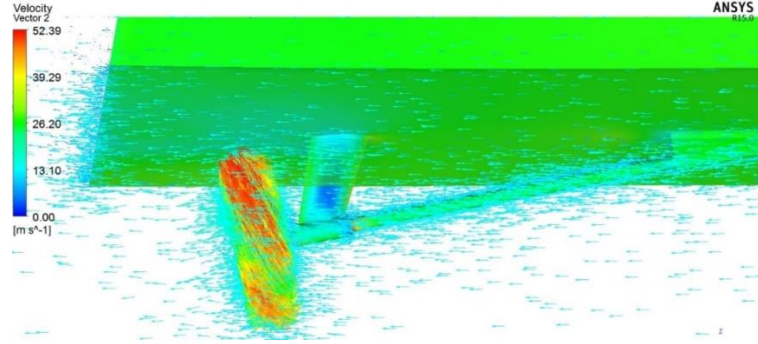
Şekil 6.23 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.24’ de, 0.9 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



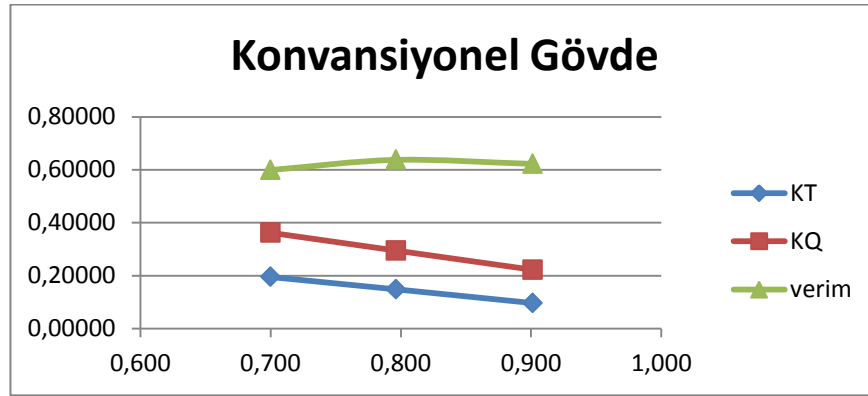
Şekil 6.24 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.9$).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.9 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.25’de verilmiştir.



Şekil 6.25 : Hız vektörleri (J=0.9).

Konvansiyonel gövdeye pervane performans eğrileri Şekil 6.26’ da gösterilmiştir.



Şekil 6.26 : Konvansiyonel gövde pervane performans eğrileri.

Çizelge 6.8’ de konvansiyonel gövdeye ait performans değerleri bulunmaktadır.

Çizelge 6.8 : Konvansiyonel gövde pervane performans değerleri.

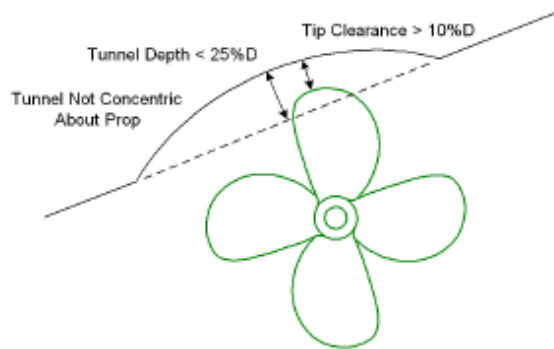
S	0.700	0.796	0.901
Çap	0.921	0.921	0.921
Giriş Hızı	9.7	11.0	12.5
Devir rpm	900	900	900
Devir	15	15	15
İtme	32367.81	24651.46	16031.87
Tork	5541.151	4513.021	3402.778
K_T	0.19489	0.14843	0.09653
$10K_Q$	0.36227	0.29505	0.22246
Eff.	60%	64%	62%
K_Q	0.03623	0.02950	0.02225

6.3 Sığ Pervane Tüneli Yapısına Sahip Tekne Formunun Karakteristikleri

Konvansiyonel tekne formunda, karina altında yer alan pervane ve diğer bileşenler tekneye her hangi bir form değişikliği olmadan monte edilmektedir. Bu takıntılar teknenin operasyonel şu çekimi değerini arttırmaktadır. Bazı tekne ve pervane tasarımlarında, teknenin operasyonel su çekimi değerini düşürebilmek adına, pervane çapında kısıtlamalara gidilmektedir. Pervane çapı ile ilgili bu kısıtlar, bazı uygulamalarda maksimum verimin elde edilmesini engellemektedir. Pervane tünellerinin kullanılması, sephiye kaybı nedeniyle su çekimini arttırsa da, şaft açısının ve karina-kanat ucu boşluğunun azaltılabilesine imkan tanınması nedeniyle, operasyonel şu çekiminin azalmasını sağlayabilmektedir.

Pervane tünel formunun, tekne karinasına adapte edilmesiyle birlikte, pervanenin tekne üzerinde indüklediği basıncın etkilerinin azalacağı söylenebilir. Bu durumun en önemli nedenlerinden biri, pervanelerin kanat geçişleri esnasında, kanat kenarından indüklenen basıncın, dairesel tünel formu sayesinde karina üzerine, konvansiyonel forma kıyasla daha uniform karakterde dağılmasıdır. Konvansiyonel formda, her bir kanat geçişi sırasında basınçta meydana gelen yükseliş ve artışlar tekne vibrasyona neden olacağı için bırakılan %15 boşluk, sığ tünel formunda %10 değerine kadar çekilebilir (Donald, 2004).

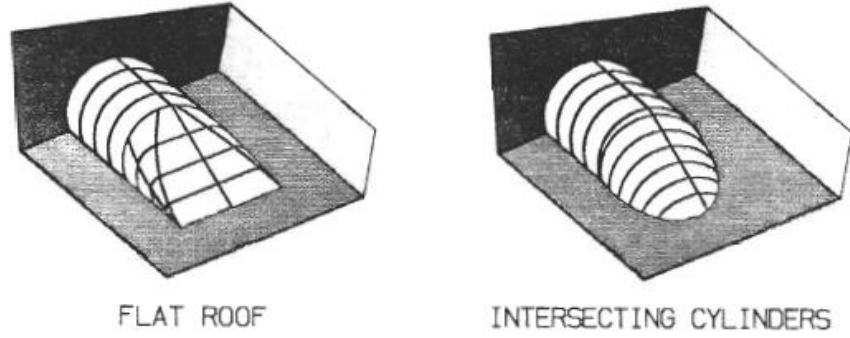
Şekil 6.27’ de, karinada sığ tünel geometrisi oluşturabilmek için kullanılan genel kabullere ait görsel bulunmaktadır.



Şekil 6.27 : Sığ tünel geometri kısıtları.

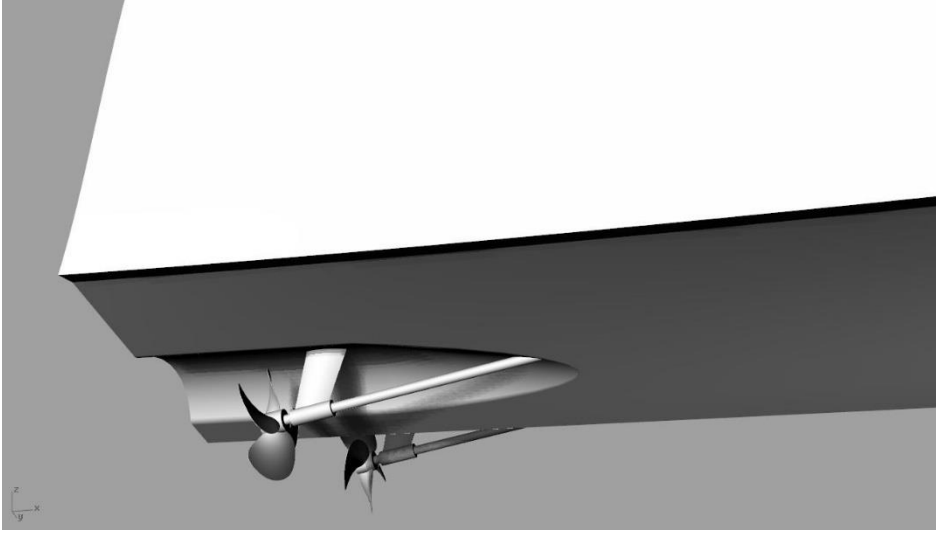
Konvansiyonel yerleşimde, pervaneye gelen akış doğrudan tekne formu ile ilişkiliyken, tünel formuna sahip teknelerde tünel geometrisi akış karakteristiği açısından önem taşımaktadır. Tünel pervaneye gelen akışı şekillendirmekte ve aynı zamanda pervane arkasında oluşan dağılımı da değiştirmektedir. Bu dağılımların kabul edilebilir değerler arasında bulunabilmesi için bazı temel kabuller mevcuttur.

Tünel giriş formu Şekil 6.28’ de görüldüğü gibi iki farklı formda olabilir. Bunlardan biri, tünel giriş formunda kullanılan düz yapı, diğeri ise kesişen silindirler şeklinde oluşturulan formdur. Bu çalışmada kullanılan tünel formları, kesişen silindirler formundaki modellerden oluşmaktadır.



Şekil 6.28 : Tünel giriş kısmı formları.

Tünel giriş formu, gerekli ölçülerden daha uzun olmamalıdır. Bu durum, gereksiz sephiye kaybına neden olacak ve su çekiminin artmasına neden olacaktır. Tünel giriş bölgesinin açısı da önemli değerlerden birini oluşturmaktadır. Tünel giriş açısı, teknenin bu kesitteki batok eğrisinden referansla 15° ‘den fazla açığa sahip olmamalıdır. Ayrıca, giriş bölgesindeki kesit genişliği pervane kesitindeki tünel genişliğinden kesinlikle fazla olmalıdır. Şekil 6.29’ da sık tünel formu modellemesinin tamamlanmış görünüşü bulunmaktadır.

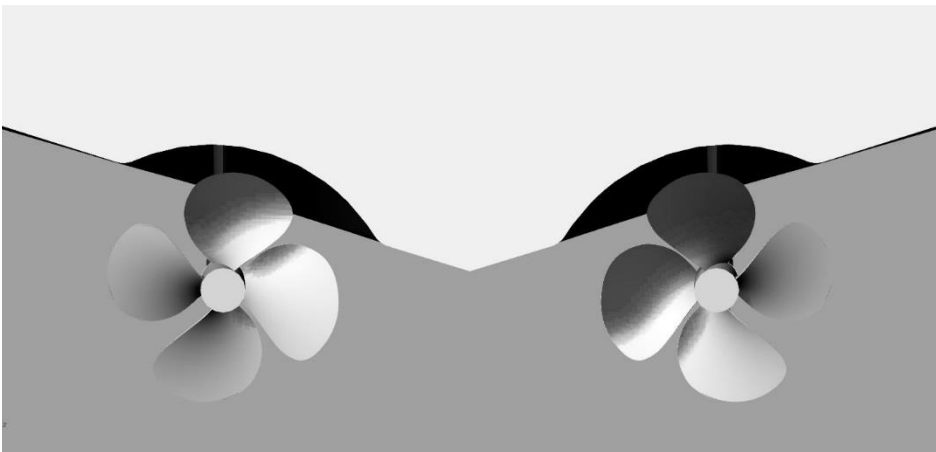


Şekil 6.29 : Sığ tünelli tekne formu.

6.3.1 Sığ pervane tüneli yapısına sahip tekne formuna ait pervane yerleşimi

Sığ tünel yapıları karina formlarında, tünel merkezi ile pervane merkezi aynı ekseninde çakışık olmaz zorunda değildir ancak; tünelin boyuna eksenini genelde su hattına paralel olmalıdır. Şekil 6.30’ da, pervane yerleşimi gösterilmiştir.

Pervane verimi için en önemli etkenlerden biri, tünelin pervane bölgesidir. Pervane konumu ile tünelin giriş kısmı arasındaki mesafe, tünelin giriş bölgesinde hızlanan akışkanın pervaneye yakın olması gerektiği için önem kazanmaktadır. Aksi halde, tünel yapısı konvansiyonel forma göre önemli derecede verim kaybına neden olabilir.



Şekil 6.30 : Sığ tünelli teknede pervane yerleşimi.

Pervane ile karina arasındaki boşluğun çok düşük olması, iyi tasarlanmış bir tünel geometrisi ile birlikte, tünel içinde oluşabilecek akış düzensizlikleri yok edeceği için,

pervane verimine olumlu katkı sağlayabilir. Bu şekilde, tünel yapısı sayesinde, operasyonel su çekiminden kazanılırken ve pervane çapı konusunda esneklik elde edilirken, pervane verim değerlerinde de negatif sonuçların önüne geçilmiş olur.

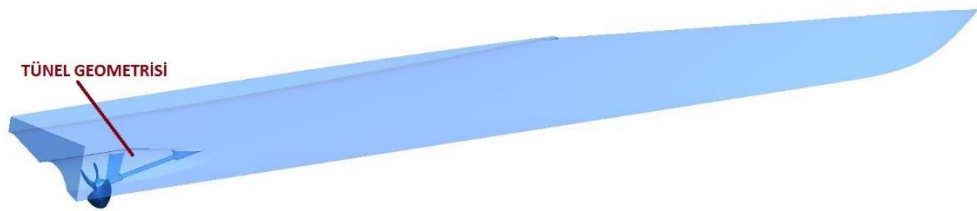
Derin tünel formundaki karina kı bölgesi tasarımlarında, kanat ucu kayıplarının da tekne itkisine katılması sağlanabilir. Bu tünel yapısında, pervane merkezi ile tünel silindiri merkezi çakışık olduğu için, pervanenin daha düşük titreşim etkilerine sahip olacağı beklenmektedir.

Derin tünel tasarımında, kanat ucu ile tünel arasındaki mesafe mekanik etkileşim limitlerine kadar azaltılabilmektedir. Ancak bu durumda pervanenin kavitasyon değerleri de önemini arttırmaktadır.

Tünel ıkış formu ise teknenin hidrodinamik özelliklerini etkilemektedir.

6.3.2 Sığ pervane tüneli yapısına sahip tekne formunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri

Bu analiz modelinde tekne gövdesine pervane geometrisinin bir kısmı içeri girecek şekilde bir tünel geometrisi açılmıştır. Tekne gövdesi ve pervane geometrisini barındıran, sabit ve dönen olmak üzere iki adet akış hacmi bulunmaktadır. Kullanılan yüzey formları şekil 6.31’ de gösterilmiştir.

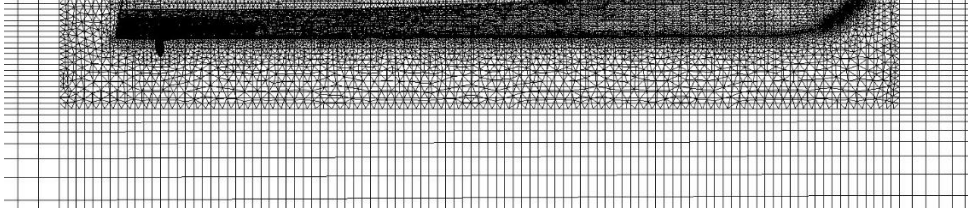


şekil 6.31 : Tekne gövdesi ve pervane geometrisi.

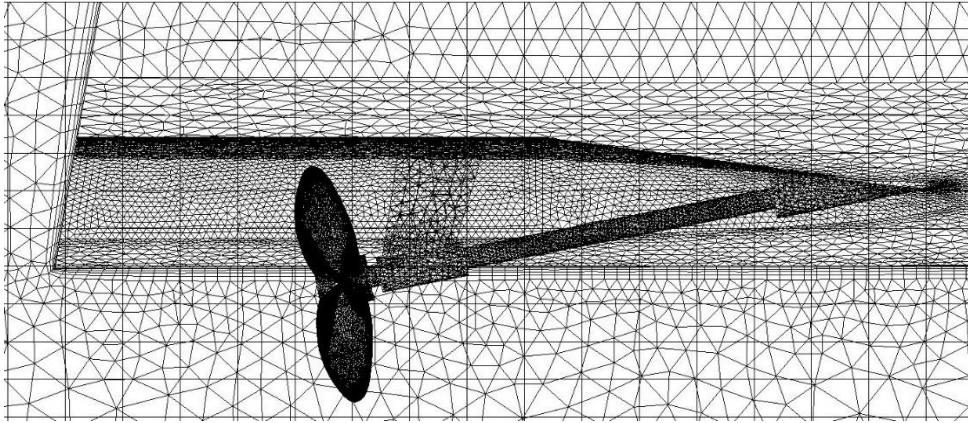
6.3.2.1 Akış hacmi ve ağ yapısı detayları

Sığ tünel geometrisi içeren gemi gövdesi ve pervane için çözüm ağı yapısı oluşturulurken hibrit ağ yapısı yöntemi kullanılmıştır. Konvansiyonel fomda olduğu gibi, tekne gövdesi ve pervane üzerinde üçgen (tetra), bu yüzeyler dışındaki kısımda

dikdörtgen (hexa) çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur.. Oluşturulan çözüm ağı yapısına ait görseller Şekil 6.32’ de ve Şekil 6.33’ de görülmektedir.



Şekil 6.32 : Tekne gövdesi çözüm ağı yapısı.



Şekil 6.33 : Pervane geometrisi çözüm ağı yapısı.

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

Çözümün değerlendirilebilmesi için gerekli olan çözüm ağı yapısı kalite değerleri, bu analiz için hazırlanmış olan ağ yapısı için Çizelge 6.9’ da gösterilmiştir.

Çizelge 6.9 : Hibrit ağ yapısı kalite değerleri.

Parametre	
Eleman Sayısı	3573707
Düğüm Noktası	1463511
Skewness	0,94
Orthogonal Quality	0,10
Aspect Ratio	49,753

Bu çalışmada, konvansiyonel tekne geometrisi için yapılan analizlerde olduğu gibi, gemi gövdesinin bulunduğu sabit, pervane geometrisinin bulunduğu dönen ve tüm

geometrinin dışında bulunan sabit akış hacmi olmak üzere toplamda 3 adet akış hacmi bulunmaktadır.

Analizin doğru bir şekilde gerçekleştirilmesi için pervanenin içerisinde bulunduğu dönen akış hacminin dönme noktası, eksen ve pervane devrinin doğru bir şekilde tanımlanması gerekmektedir. Pervane gemi kıçına eğimli bir şaft ile monte edildiğinden pervane eksen ve geminin ilerleme yönü eksen birbirlerinden farklıdır ve aralarında 11,02 derecelik bir eğim bulunmaktadır. Analiz esnasında bu eğiminden ötürü, pervanenin dönme noktası ve dönme ekseninin değiştiği göz önünde bulundurulmuş olup, dönen akışkan hacmi için tanımlanan dönüş özellikler Çizelge 6.10’ da verilmiştir.

Çizelge 6.10 : Döner akış hacmi eksen bilgileri.

	Dönme Noktası [m]	Dönme Eksen [-]
X	0.26209	-0.98156
Y	0.96399	0.00000
Z	-0.062505	-0.19115

6.3.2.2 Sınır koşulları ve çözüm yöntemleri

Çözüm ağı yapısının oluşturulmasının ardından Fluent programında çözümü yapılacak modele ait sınır koşulları belirlenmektedir. Sınır koşullarının belirlenmesinden önce analiz sırasında kullanılacak akışkan tipi belirlenmektedir. Çift fazlı yapılacak bu analiz için akışkan su ve hava olarak belirlenmiştir. Yer çekimi ivmesi değeri tanımlanmıştır. Ardından sınır koşulları tanımlanmıştır.

Giriş sınır koşulu: Akış hacmi içerisine akışkanın girecek olduğu yüzey giriş sınır koşulu olarak tanımlanır. Akışkanın giriş hızı bu esnada tanımlanmaktadır. Bu analiz için giriş koşulları “velocity-inlet” olarak tanımlanmış olup, pervane için farklı ilerleme hızlarına (0.7, 0.8 ve 0.9) karşılık gelecek şekilde 3 farklı hız ile gerçekleştirilmiştir.

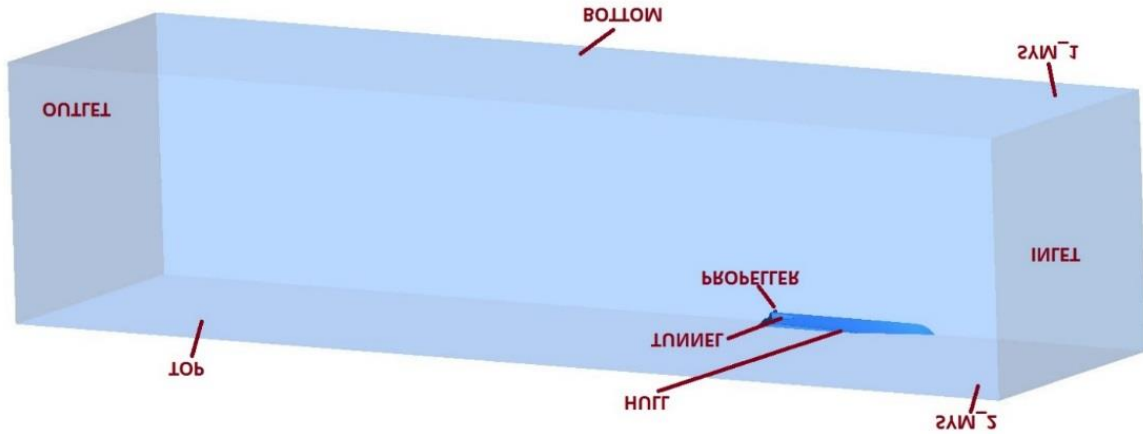
Çıkış sınır koşulu: Akışkanın akış hacmini terk ettiği yüzey çıkış sınır koşulu olarak tanımlanır. Bu analiz için çıkış sınır koşulları 0 [Pa] basınç özellikleri ile birlikte tanımlanmıştır.

Simetri sınır koşulu: Dikdörtgenler prizması şeklindeki akış hacminin yan yüzeyleri ile taban yüzeyi simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Yüzeylerin sınır koşulu olarak belirlenmesi analiz süresini kısaltmaktadır.

Duvar sınır koşulu: Gemi gövdesi duvar sınır koşulu olarak tanımlanmakta olup, duvarın hareketsiz ve kayma olmayan yüzey olduğu bu sınır koşulu tanımlanırken belirlenmektedir. Bununla birlikte pervane gövdesi de 0 [rpm] değer ile dönen duvar sınır koşulu ile tanımlanmaktadır. Akış hacminin üst yüzeyi de duvar sınır koşulu ile belirlenmiştir.

Ara yüz sınır koşulu: Tekne gövdesi için hazırlanmış olan iç akış hacminin dış yüzeyleri ile, dış akış hacminin iç akış hacmine temas eden iç yüzeyleri arasında (interface) sınır koşulu tanımlanmıştır.

Sınır koşullarının genel yapısı Şekil 6.34’ de gösterilmiştir.



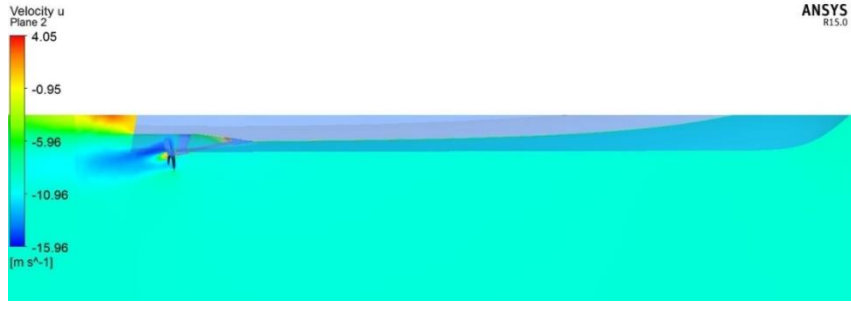
Şekil 6.34 : Sınır koşullarının belirlenmesi.

Çizelge 6.11 : Analiz kurulumu ve sınır koşulları.

PARAMETRELER	
TÜRBÜLANS MODELİ	K- ω , SST
AKIŞKAN TÜRÜ	Su, 1025 [kg/m ³]
INLET	Pervane için farklı ilerleme hızlarına (0.7, 0.8 ve 0.9) karşılık gelecek şekilde 3 farklı hız tanımlanmıştır.
OUTLET	Çıkış basıncı 0 [Pa] tanımlanmıştır.
SYM_1	Akış hacminin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_11	Tekne gövdesinin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_2	Akış hacminin simetri ekseninde olmayan diğer yanal yüzeyi çözümü hızlandırmak için simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
INTERFACE 1, 2, 3, 4, 5	Tekne gövdesinin bulunduğu iç akış hacminin dış yüzeyleri ara yüz olarak tanımlanmıştır.
INTERFACE 1.1, 2.2, 3.3, 4.4, 5.5	Dış akış hacminin tekne gövdesinin bulunduğu iç akış hacmine değen iç yüzeyleri ara yüz olarak tanımlanmıştır.
TOP	Duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.
BOTTOM	Simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.
HULL	Araç gövdesinin yüzeyleri hareketsiz kayma olmayan duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
PROPELLER	Dönen akış hacmi içerisinde, 0 [rpm] değeri ile dönen duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

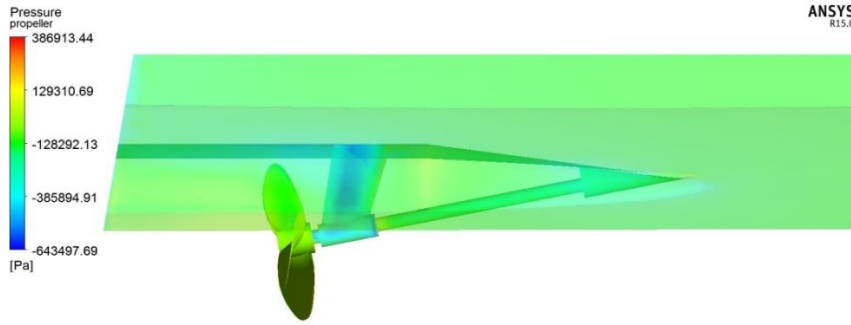
6.3.2.3 Sonuçlar ve karşılaştırmalar

Şekil 6.35, teknenin 0.7 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



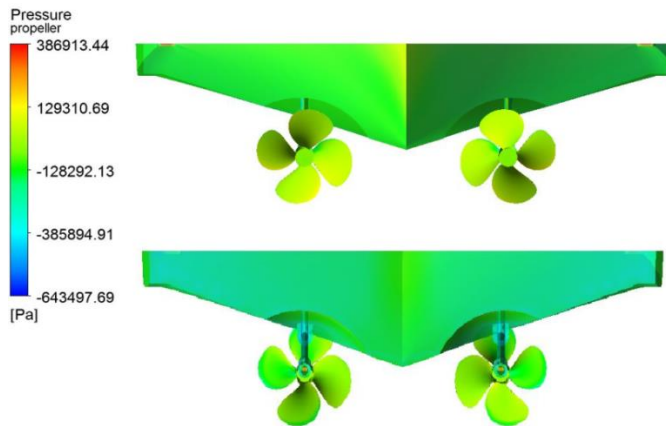
Şekil 6.35 : Pervane srkasında hız dağılımı ($J=0.7$).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.7 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.36’ da gösterilmiştir.



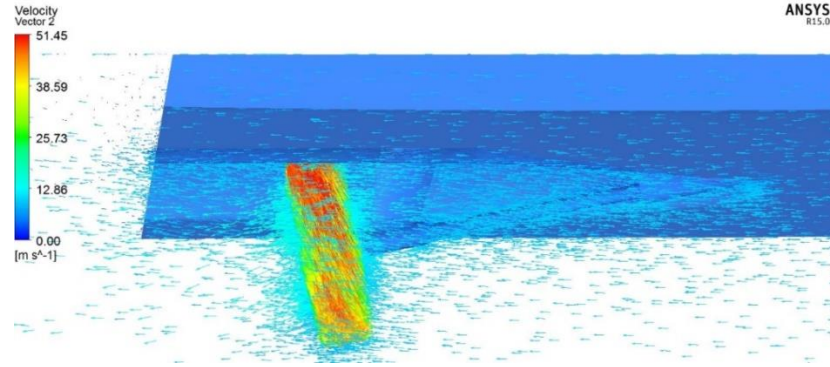
Şekil 6.36 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.37’ de, 0.7 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



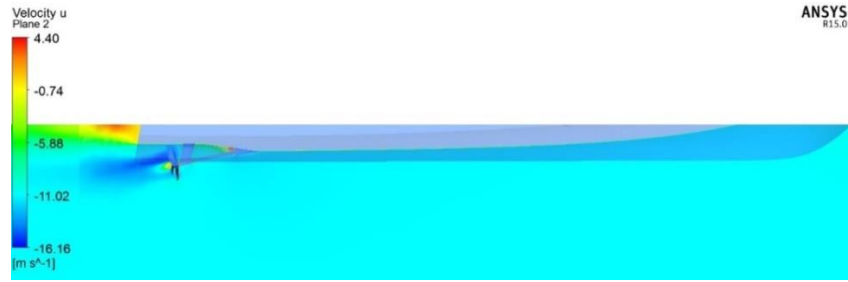
Şekil 6.37 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.7 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.38’de verilmiştir.



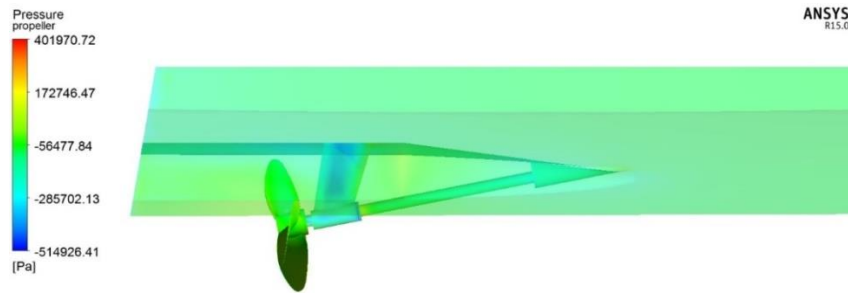
Şekil 6.38 : Hız vektörleri (J=0.7).

Şekil 6.39, teknenin 0.8 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



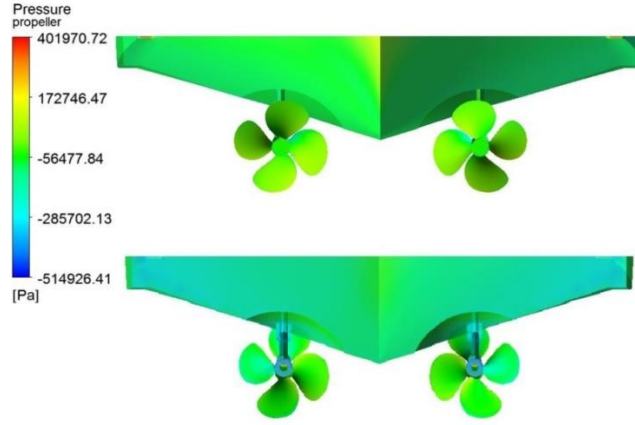
Şekil 6.39 : Pervane arkasında hız dağılımı (J=0.8).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.8 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.40’ da gösterilmiştir.



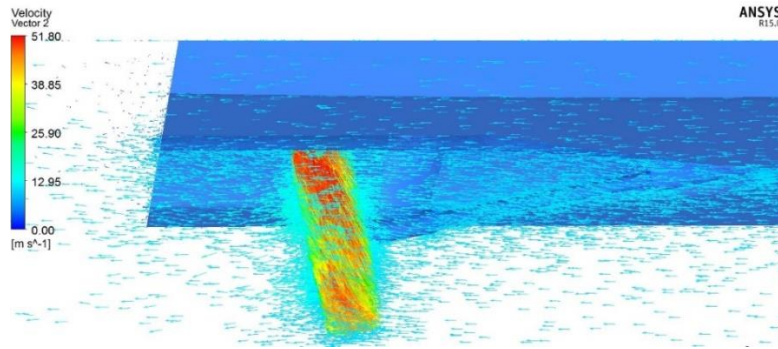
Şekil 6.40 : Pervane üzerinde basınç dağılımı (J=0.8).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.41’ de, 0.8 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



Şekil 6.41 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.8 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.42’de verilmiştir.



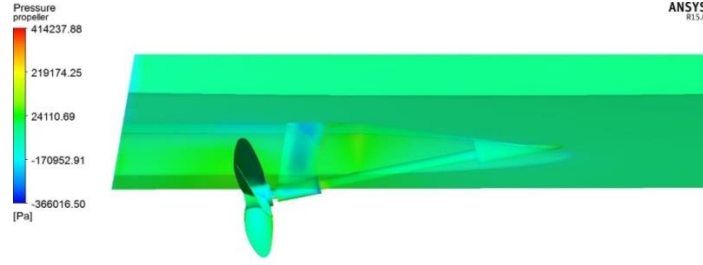
Şekil 6.42 : Hız vektörleri ($J=0.8$).

Şekil 6.43, teknenin 0.9 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



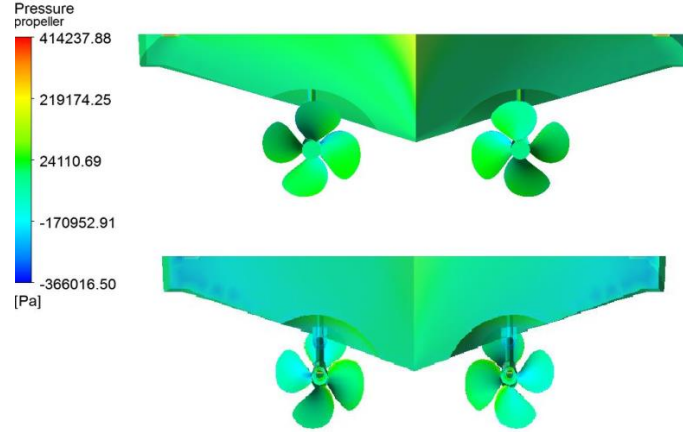
Şekil 6.43 : Pervane srkasında hız dağılımı ($J=0.9$).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.9 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.44’ de gösterilmiştir.



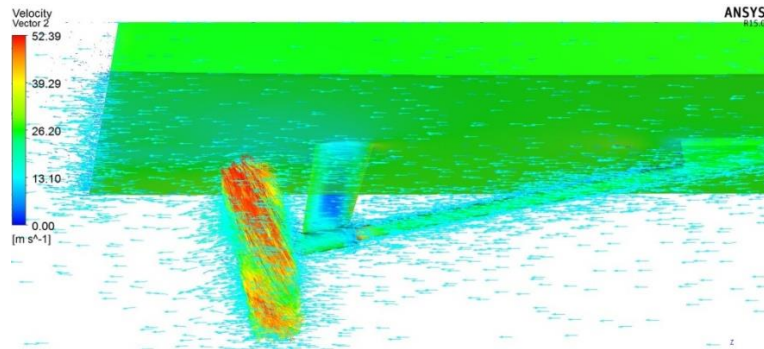
Şekil 6.44 : Pervane üzerinde basınç dağılımı (J=0.9).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.45’ de, 0.9 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



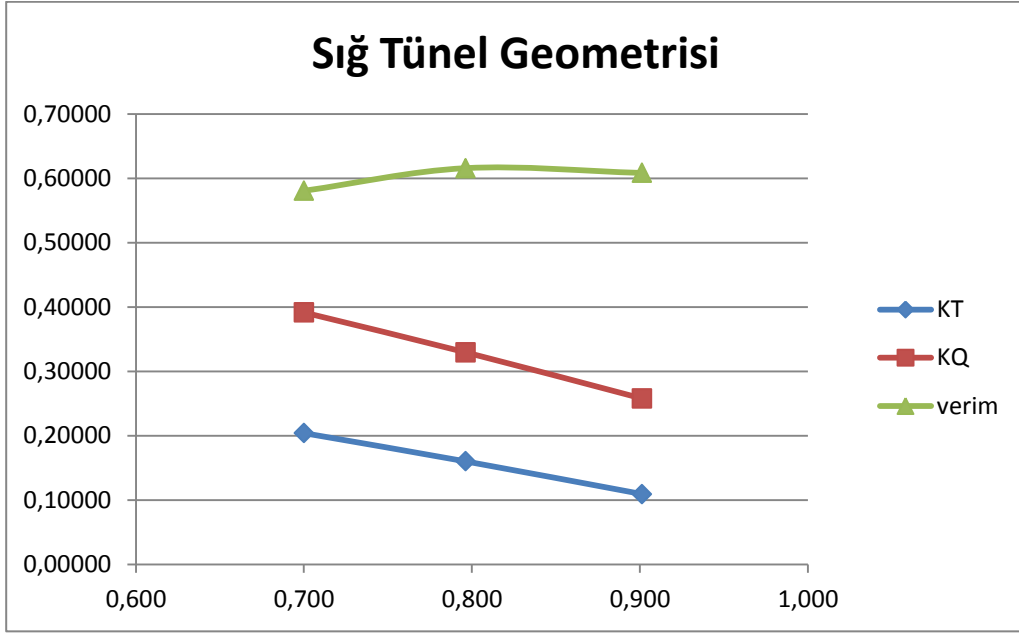
Şekil 6.45 : Pervane üzerinde basınç dağılımı (J=0.9).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.9 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.46’da verilmiştir.



Şekil 6.46 : Hız vektörleri (J=0.9).

Elde edilen sonuçlar doğrultusunda hazırlanan, sığ tünel geometrisi analizlerine ait performans eğrileri Şekil 6.47’ de gösterilmiştir.



Şekil 6.47 : Sığ tüneli pervane performans eğrileri.

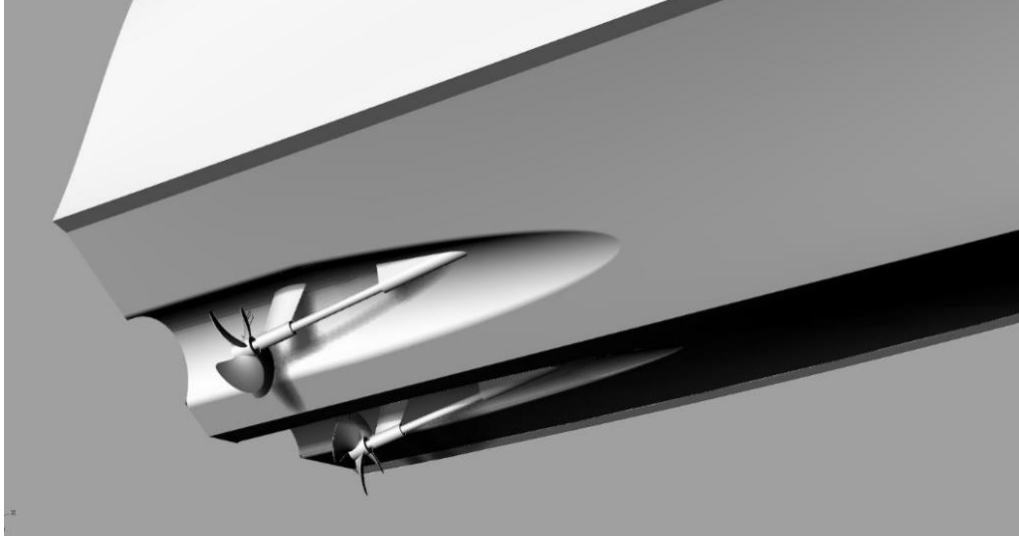
Çizelge 6.12’ de, sığ tünel formülü karınaya ait performans değerleri bulunmaktadır.

Çizelge 6.12 : Sığ tüneli pervane performans değerleri.

J	0.700	0.796	0.901
Çap	0.921	0.921	0.921
Giriş Hızı	9.7	11.0	12.5
Devir (RPM)	900	900	900
Devir (RPS)	15	15	15
İtme	33889.01	26600.19	18166.4
Tork	5989.106	5041.933	3944.706
K_T	0.20405	0.16017	0.10938
$10K_Q$	0.39155	0.32963	0.25789
Eff.	58%	62%	61%
K_Q	0.03916	0.03296	0.02579

6.4 Derin Pervane Tüneli Yapısına Sahip Tekne Formunun Karakteristikleri

Derin tünel yapısında sahip tekne geometrik özellikleri de diğer analizlerde kullanılan gövde yapılarıyla büyük benzerlikler göstermektedir. Derin tünelin giriş formu açısı sığ tünel formunda kullanılan açı ile aynıdır. Oluşturulan geometri Şekil 6.47’ de gösterilmiştir.

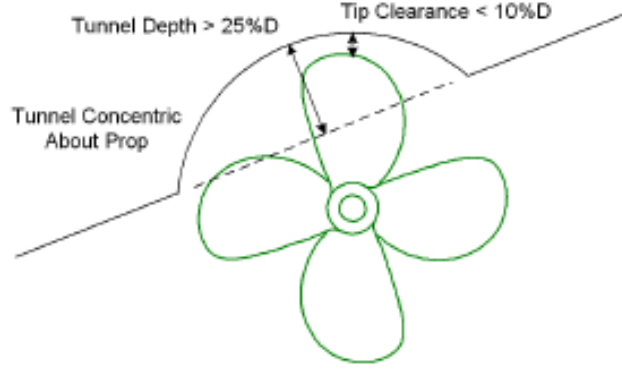


Şekil 6.47 : Derin tünelli tekne geometrisi.

Derin tünel geometrisi oluşturulurken, kesişen silindirlere oluşan tünel formu tercih edilmiştir. Tünel yapısının formu ve derin tünel oluşturmak için kullanılan genel kuralların müsaade ettiği sınırlar dahilinde pervane ve şaft takımı tekneye yaklaştırılmıştır.

6.4.1 Derin pervane tünelli yapısına sahip tekne formuna ait pervane yerleşimi

Derin tünel yapısı ile sığ tünel yapısı arasında önemli geometrik farklılıklar bulunmaktadır. Bunlardan en önemlisi, derin tünel yapısında tünel yapısını oluşturan silindirik yapının merkezi ile pervane merkezinin çakışık olması zorunluluğudur. Modelleme için kullanılan genel kurallar Şekil 6.48’ de bulunmaktadır.

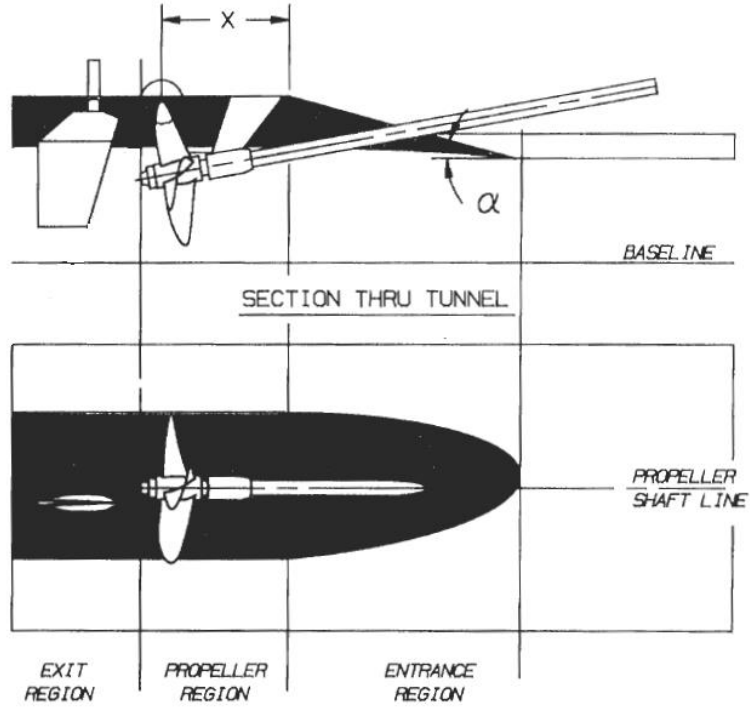


Şekil 6.48 : Derin tünel formu kısıtları.

Sığ tünel yapısının aksine, derin tünel formunda, pervane kanat ucu ile karina arasındaki boşluk pervane çapının %10' undan daha az olmalıdır. Bu durum, hem sığ tünel hem de konvansiyonel yerleşim ile kıyaslandığında en önemli yerleşim farklılığı olarak görülebilir.

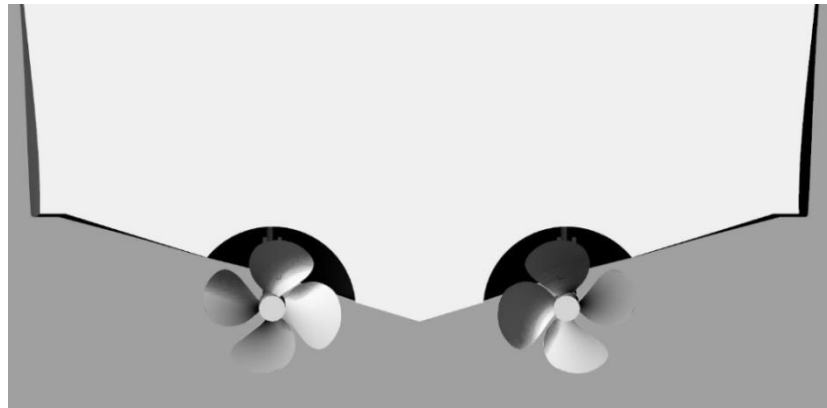
Derin tünel formunun şaft açısı ve pervane çapı seçiminde yarattığı esneklikler ve avantajların yanında, kritik bazı tasarım noktaları da bulunmaktadır. Pervane kanat ucu ile tekne arasında bırakılması gereken mesafenin minimum ölçülerde bırakılabilmesine olanak sağlamasının yarattığı avantajın en büyük nedeni, kanat geçişlerinin karina formunu eşit uzaklıklarla takip etmesidir. Bu nedenle karina üzerinde, konvansiyonel forma oranla daha az basınç değişimlerinin olduğu bir dağılım meydana gelir. Kısacası, pervane tarafından karina üzerinde indüklenen basınç değerleri daha dengelidir. Bu nedenle, pervane kanat ucu ile karina arasındaki mesafe düşürülebilir. Ancak, pervanenin dönüşü sırasında, bir kanadın tünel bölgesine girişi ile diğer kanadın tünelden çıkışı aynı anda olmamalıdır. Bu durum vibrasyona neden olabilir ve tünelin kullanımının sağladığı esneklikler dezavantaja dönüşebilir.

Şekil 6.49' da görüldüğü gibi, derin tünel formu ile oluşturulmuş pervane yerleşiminde kanat ucu ile karina arasındaki boşluk oranı, hem konvansiyonel yerleşimden hem de sığ tünelli yerleşimden farklıdır. Bu da, pervane kanat sayısı ile tünel çapı arasında daha kritik bir ilişki yaratmaktadır.



Şekil 6.49 : Tünel formu genel kuralları.

Bu çalışmada yine aynı pervane kullanılarak, derin tünel yapısının etkileri gözlemlenecek ve karşılaştırmalar yapılacaktır. Derin tünel geometrisine ait pervane yerleşimi Şekil 6.49’ da gösterilmektedir.



Şekil 6.49 : Derin tünel geometrisinde pervane yerleşimi.

6.4.2 Derin pervane tüneli yapısına sahip tekne formunun hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri

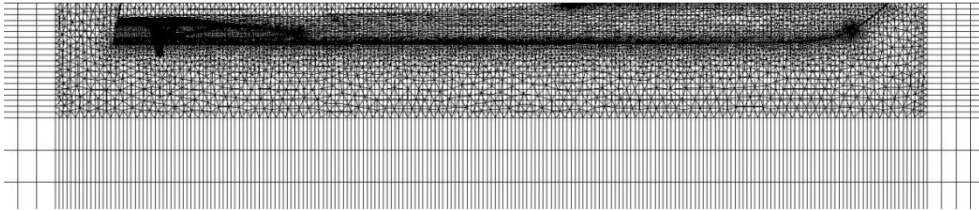
Bu analiz modelinde tekne gövdesi üzerinde pervane geometrisinin büyük bir kısmı içeri girecek şekilde derin bir tünel geometrisi oluşturulmuştur. Tekne gövdesi ve pervane geometrisini barındıran, sabit ve dönen olmak üzere iki adet akış hacmini içeren görseller Şekil 6.50’ de yer almaktadır.



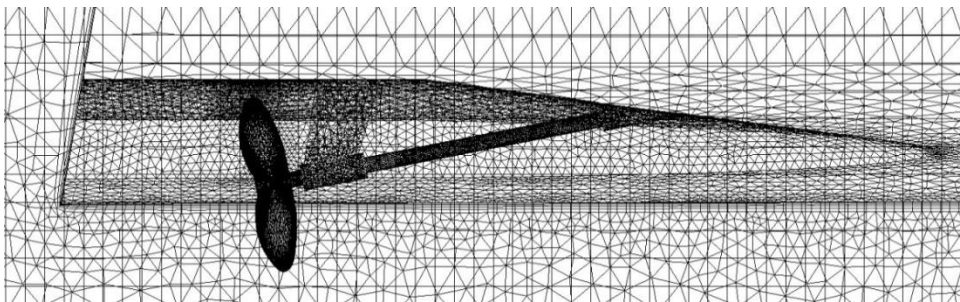
Şekil 6.50 : Gemi gövdesi ve pervane geometrisi.

6.4.2.1 Akış hacmi ve ağ yapısı detayları

Derin tünel formu içeren gemi gövdesi ve pervane için çözüm ağı yapısı oluşturulurken önceki analizlerde olduğu gibi hibrit ağ yapısı yöntemi kullanılmıştır. Tekne ve pervane gövdesi üzerinde üçgen (tetra), diğer kısımlarda dikdörtgen (hexa) çözüm ağı yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan çözüm ağı yapısına ait görseller Şekil 6.51 ve Şekil 6.52’ de verilmiştir.



Şekil 6.51 : Gemi gövdesi çözüm ağı yapısı.



Şekil 6.52 : Pervane geometrisi çözüm ağı yapısı.

Çözümün değerlendirilebilmesi için gerekli olan çözüm ağı yapısı kalite değerleri Çizelge 6.13’ te gösterilmiştir.

Çizelge 6.13 : Hibrit ağ yapısı kalite değerleri.

Parametre	
Eleman Sayısı	3284781
Düğüm Noktası	1589374
Skewness	0,98
Orthogonal Quality	0,085
Aspect Ratio	116,89

6.4.2.2 Sınır koşulları ve çözüm yöntemleri

Bu çalışmada yapılan analizler için gemi gövdesinin bulunduğu sabit, pervane geometrisinin bulunduğu dönen ve tüm geometrinin dışında bulunan sabit akış hacmi olmak üzere, toplam 3 adet akış hacmi bulunmaktadır. Dönen hacim için kullanılan, dönme noktası ve dönme merkezi için kullanılan değerler Çizelge 6.14’ de verilmiştir.

Çizelge 6.14 : Dönen akış hacmi.

	Dönme Noktası [m]	Dönme Eksenini [-]
X	0.252245	-0.98156
Y	0.964350	0.00000
Z	0.095797	-0.19115

Çözüm ağı yapısının oluşturulmasının ardından Fluent programında çözümü yapılacak modele ait sınır koşulları belirlenmektedir.

Giriş sınır koşulu: Akış hacmi içerisine akışkanın girecek olduğu yüzey giriş sınır koşulu olarak tanımlanır. Akışkanın giriş hızı bu esnada tanımlanmaktadır. Bu analiz için giriş koşulları “velocity-inlet” olarak tanımlanmış olup, pervane için farklı ilerleme hızlarına (0.7, 0.8 ve 0.9) karşılık gelecek şekilde 3 farklı hız ile gerçekleştirilmiştir.

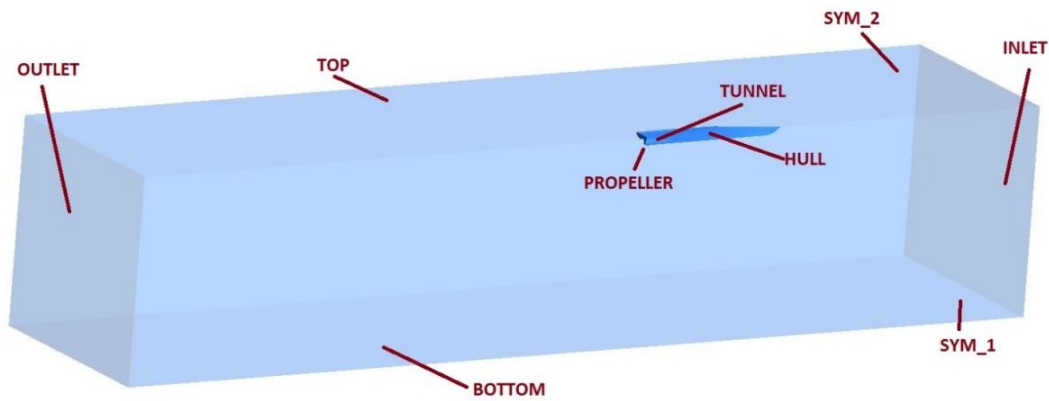
Çıkış sınır koşulu: Akışkanın akış hacmini terk ettiği yüzey çıkış sınır koşulu olarak tanımlanır. Bu analiz için çıkış sınır koşulları 0 [Pa] basınç özellikleri ile birlikte tanımlanmıştır.

Simetri sınır koşulu: Dikdörtgenler prizması şeklindeki akış hacminin yan yüzeyleri ile taban yüzeyi simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır. Yüzeylerin sınır koşulu olarak belirlenmesi analiz süresini kısaltmaktadır.

Duvar sınır koşulu: Gemi gövdesi duvar sınır koşulu olarak tanımlanmakta olup, duvarın hareketsiz ve kayma olmayan yüzey olduğu bu sınır koşulu tanımlanırken belirlenmektedir. Bununla birlikte pervane gövdesi de 0 [rpm] değer ile dönen duvar sınır koşulu ile tanımlanmaktadır. Akış hacminin üst yüzeyi de duvar sınır koşulu ile belirlenmiştir.

Ara yüz sınır koşulu: Tekne gövdesi için hazırlanmış olan iç akış hacminin dış yüzeyleri ile, dış akış hacminin iç akış hacmine temas eden iç yüzeyleri arasında (interface) sınır koşulu tanımlanmıştır.

Sınır koşullarının genel görüntüsü Şekil 6.53’ de bulunmaktadır.



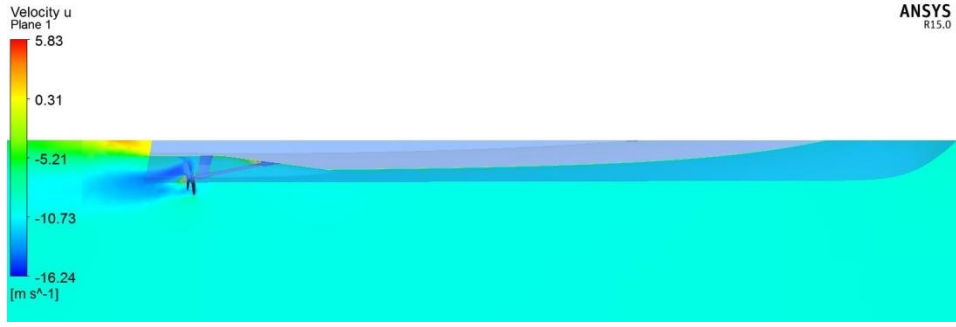
Şekil 6.53 : Sınır koşullarının belirlenmesi.

Çizelge 6.15 : Analiz kurulumu ve sınır koşulları.

PARAMETRELER	
TÜRBÜLANS MODELİ	K- ω , SST
AKIŞKAN TÜRÜ	Su, 1025 [kg/m ³]
INLET	Pervane için farklı ilerleme hızlarına (0.7, 0.8 ve 0.9) karşılık gelecek şekilde 3 farklı hız tanımlanmıştır.
OUTLET	Çıkış basıncı 0 [Pa] tanımlanmıştır.
SYM_1	Akış hacminin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_11	Tekne gövdesinin simetrik olarak ikiye bölündüğü yüzey simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
SYM_2	Akış hacminin simetri ekseninde olmayan diğer yanal yüzeyi çözümü hızlandırmak için simetri sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
INTERFACE 1, 2, 3, 4, 5	Tekne gövdesinin bulunduğu iç akış hacminin dış yüzeyleri ara yüz olarak tanımlanmıştır.
INTERFACE 1.1, 2.2, 3.3, 4.4, 5.5	Dış akış hacminin tekne gövdesinin bulunduğu iç akış hacmine değen iç yüzeyleri ara yüz olarak tanımlanmıştır.
TOP	Duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.
BOTTOM	Simetri sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.
HULL	Araç gövdesinin yüzeyleri hareketsiz kayma olmayan duvar sınır koşulu ile tanımlanmıştır.
PROPELLER	Dönen akış hacmi içerisinde, 0 [rpm] değeri ile dönen duvar sınır koşulu olarak tanımlanmıştır.

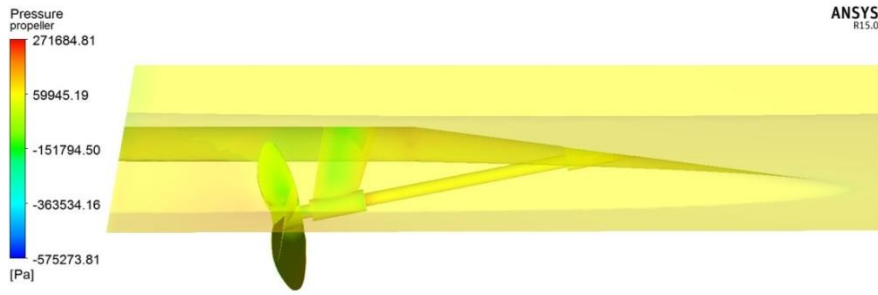
6.4.2.3 Sonuçlar ve karşılaştırmalar

Şekil 6.54, teknenin 0.7 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



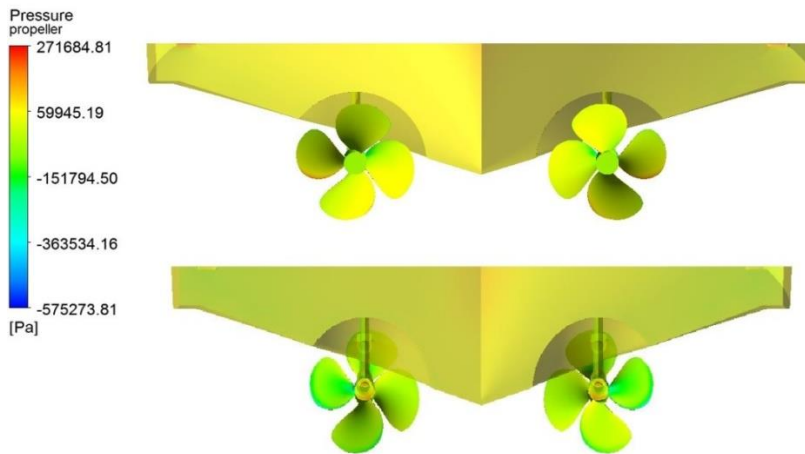
Şekil 6.54 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.7$).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.7 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.55’ de gösterilmiştir.



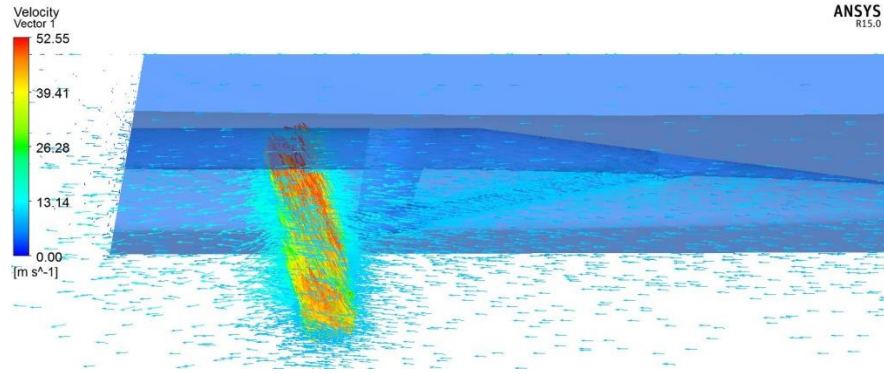
Şekil 6.55 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.56’ da, 0.7 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



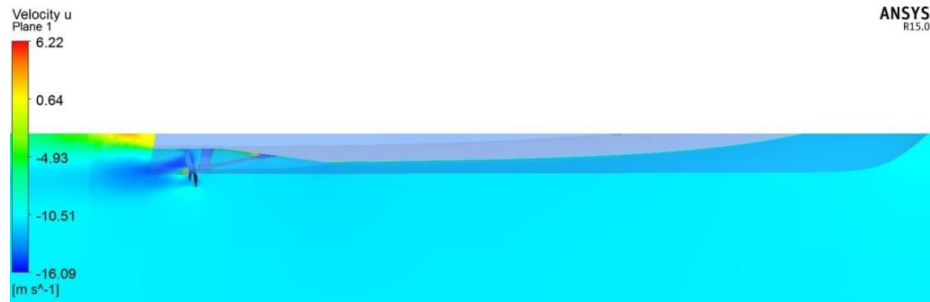
Şekil 6.56 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.7$).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.7 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.57’ de verilmiştir.



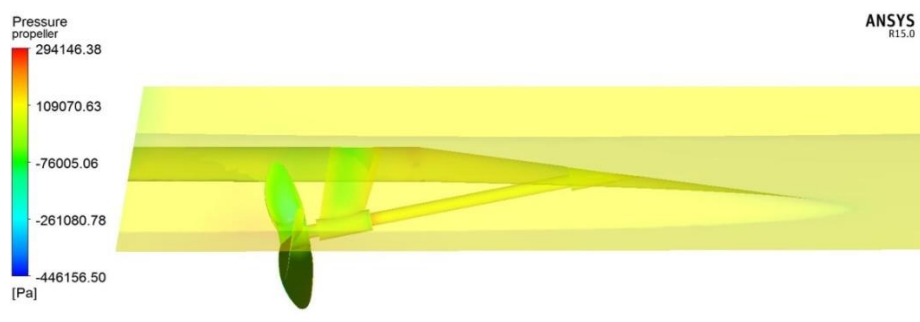
Şekil 6.57 : Hız vektörleri (J=0.7).

Şekil 6.58, teknenin 0.8 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



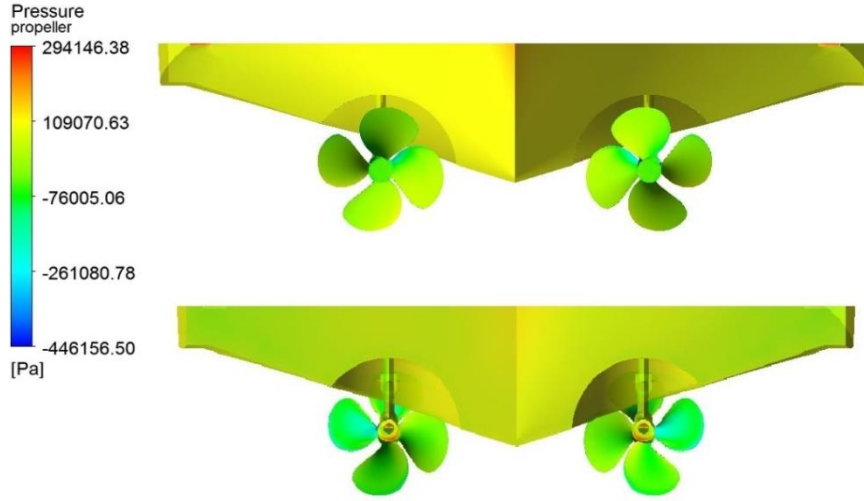
Şekil 6.58 : Pervane arkasında hız dağılımı (J=0.8).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.8 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.59' da gösterilmiştir.



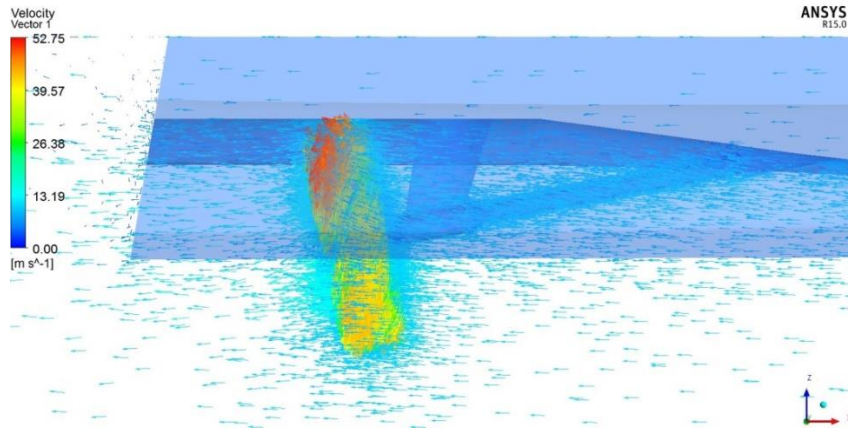
Şekil 6.59 : Pervane üzerinde basınç dağılımı (J=0.8).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.60' da, 0.8 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



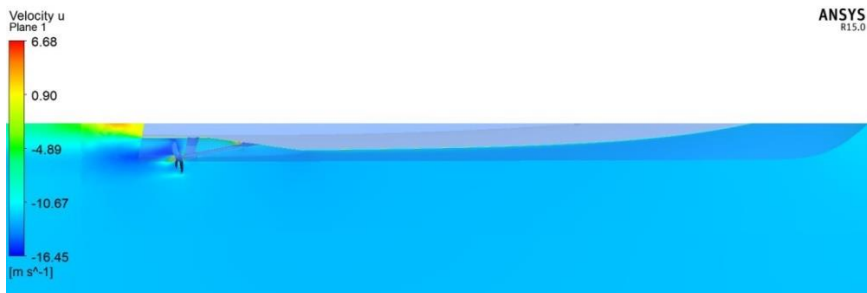
Şekil 6.60 : Pervane üzerinde basınç dağılımı ($J=0.8$).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.8 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.61’de verilmiştir.



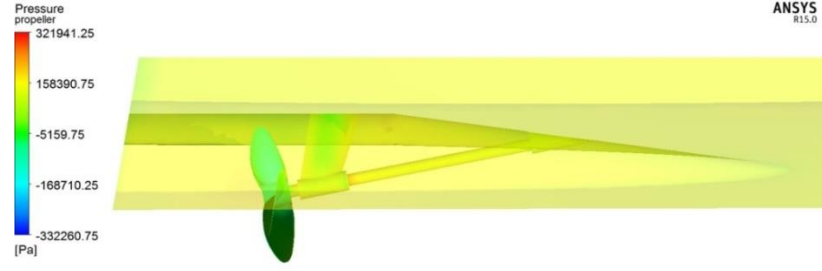
Şekil 6.61 : Hız vektörleri ($J=0.8$).

Şekil 6.62, teknenin 0.9 ilerleme katsayısı değerindeki pervane arkası hız dağılımların göstermektedir.



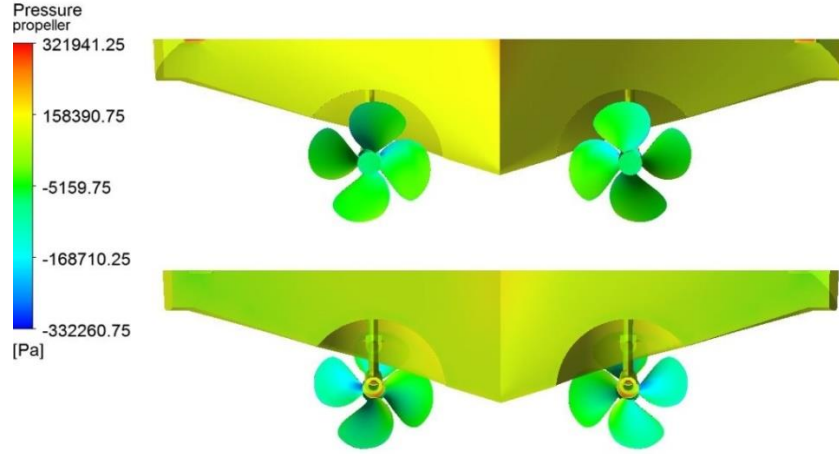
Şekil 6.62 : Pervane arkasında hız dağılımı ($J=0.9$).

Pervane, şaft, karina ve diğer ekipmanların üzerindeki basınç dağılımı değerleri, 0.9 ilerleme katsayısı değeri için, Şekil 6.63’ de gösterilmiştir.



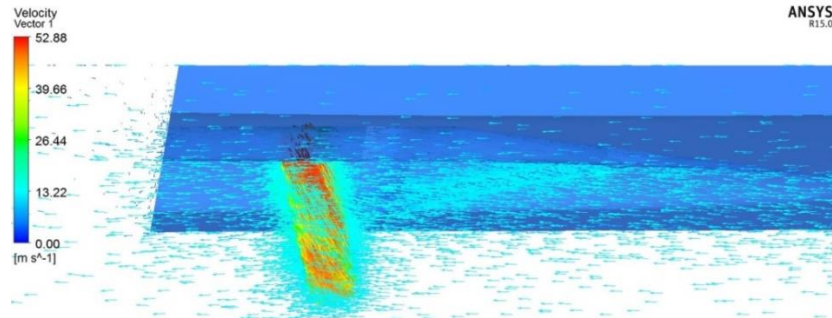
Şekil 6.63 : Pervane üzerinde basınç dağılımı (J=0.9).

Pervaneye ait, düşük basınç ve yüksek basınç yüzeylerine ait basınç dağılımları da Şekil 6.64’ da, 0.9 ilerleme katsayısına göre yapılan analiz değerlerine göre gösterilmiştir.



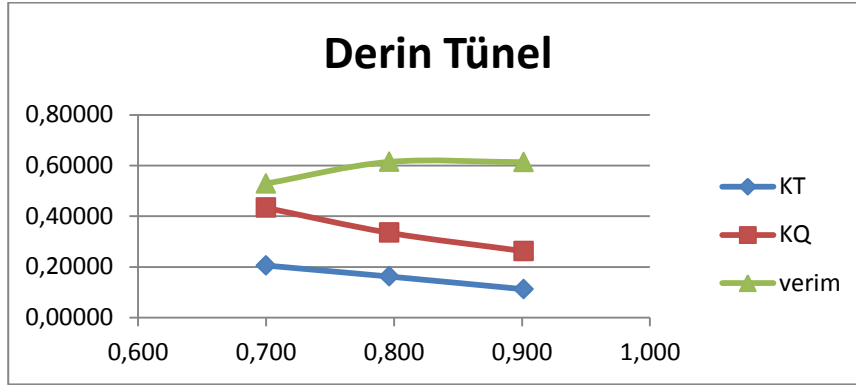
Şekil 6.64 : Pervane üzerinde basınç dağılımı (J=0.9).

Karina ve özellikle pervane etrafında oluşan akışa ait hız vektörleri, 0.9 ilerleme katsayısına göre Şekil 6.65’de verilmiştir.



Şekil 6.65 : Hız vektörleri (J=0.9).

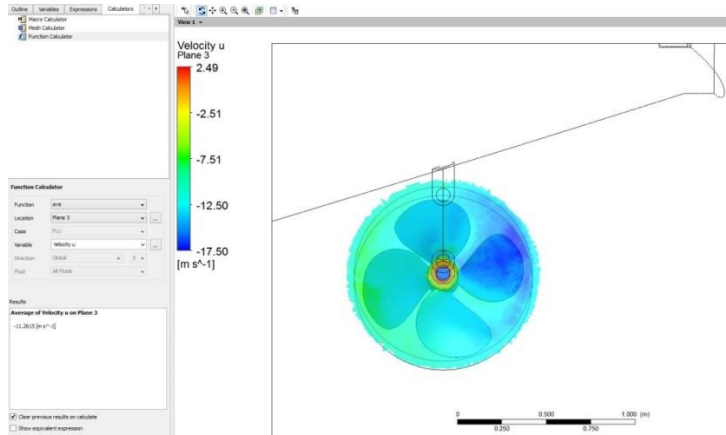
Elde edilen sonuçlar doğrultusunda hazırlanan, derin tünel geometrisi analizlerine ait performans eğrileri Şekil 6.66’ de gösterilmiştir.



Şekil 6.66 : Derin tünelli pervane performans eğrileri.

6.5 Tekne Formlarına Ait Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması

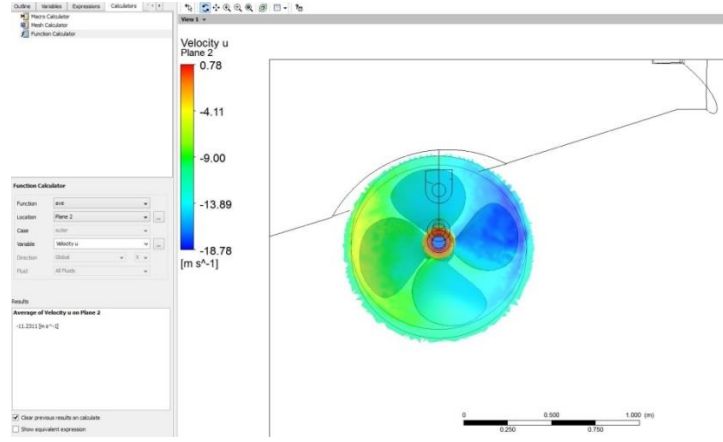
Şekil 6.67, Şekil 6.68 ve Şekil 6.69’ da, her analiz için oluşturulan pervane diski önündeki hız dağılımları gösterilmektedir.



Şekil 6.67 : Konvansiyonel form pervane önü hız dağılımı.

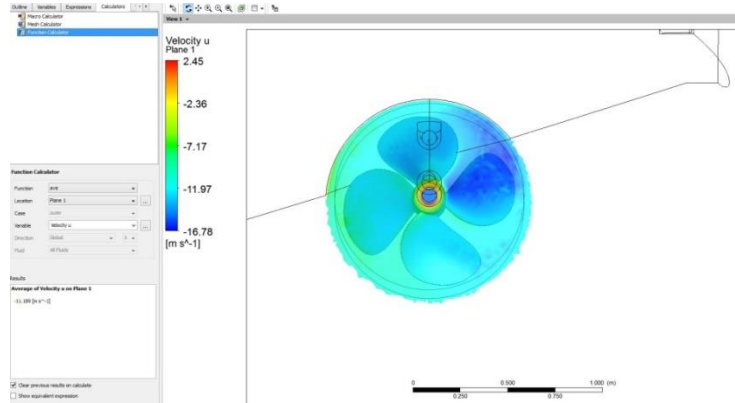
Bu değerlerin elde edilmesi için, kullanılan akışkanlar dinamiği yazılımının sonuç görselleştirme modülünden faydalanılmıştır. Pervane diskine gelen akış, tünelsiz formda ve farklı tünel formlarında değişim göstereceği için, elde edilelen pervane hızı değerlerinde farklılık gözlemlenmiştir.

Analiz süreçlerinde, pervane önündeki hız dağılımlarını elde etmek amacıyla, analizler her bir senaryo için, pervanesiz olarak koşturulabilir. Bu sayede, pervaneye gelecek olan nominal iz değışimlari elde edilebilir.



Şekil 6.68 : Sığ tünelli form pervane önü hız dağılımı.

Pervane önünde bulunan hız dağılımlarının ortalama değeri hesaplanmıştır. Bu değere göre sonuç çizelgeleri ve grafiklerinde kullanılan V_A değeri elde edilmiştir.



Şekil 6.69 : Derin tünelli form pervane önü hız dağılımı.

Tekne kış formu kombinasyonlarına göre hazırlanan çizelgeler, farklı ilerleme katsayılarına göre pervanenin itme, tork, itme katsayısı, tork katsayısı ve verim değeri içermektedir.

Pervane açık su hesapları için yapılan analizlerde, giriş bölgesinden verilen hız değeri, açık suda tekne formu etkileri gibi iz değıştirici etkenler bulunmadığı için, pervane ilerleme hız değeri ile aynı kabul edilmiştir.

Çizelge 6.16’ dan Çizelge 6.19’ a kadar olan tablolar, pervane açık su, konvansiyonel form, sığ ve derin tünel yapılarına sahip kış formları için elde edilen sonuçları göstermektedir.

Çizelge 6.16 : Açık su sonuçları.

Açık Su					
Çap	0.921	0.921	0.921	0.921	0.921
VA	8.3	9.7	11.0	12.5	13.8
Devir(rpm)	900	900	900	900	900
Devir	15	15	15	15	15
İtme	40276.43	32469.72	24786.67	15915.23	7243.45
Tork	6517.77	5544.82	4586.76	3494.16	2404.59
J	0.600	0.700	0.796	0.901	1.000
K_T	0.24251	0.19551	0.14925	0.09583	0.04361
10K_Q	0.42611	0.36251	0.29987	0.22844	0.15721
Verim	54%	60%	63%	60%	44%
K_Q	0.04261	0.03625	0.02999	0.02284	0.01572

Çizelge 6.17 : Konvansiyonel form sonuçları.

Konvansiyonel Form			
Çap	0.921	0.921	0.921
VA	10.4	11.3	12.2
Devir(rpm)	900	900	900
Devir	15	15	15
İtme	32367.807	24651.462	16031.865
Tork	5541.1509	4513.0207	3402.7781
J	0.752	0.815	0.885
K_T	0.19489	0.14843	0.09653
10K_Q	0.36227	0.29505	0.22246
Verim	64%	65%	61%
K_Q	0.03623	0.02950	0.02225

Çizelge 6.18 : Sığ tünelli form sonuçları.

Sığ Tünel			
Çap	0.921	0.921	0.921
VA	10.4	11.2	12.1
Devir(rpm)	900	900	900
Devir	15	15	15
İtme	33889.012	26600.194	18166.397
Tork	5989.1064	5041.9334	3944.7055
J	0.754	0.813	0.879
K_T	0.20405	0.16017	0.10938
10K_Q	0.39155	0.32963	0.25789
Verim	63%	63%	59%
K_Q	0.03916	0.03296	0.02579

Çizelge 6.19 : Derin tünelli form sonuçları.

Derin Tünel			
Çap	0.921	0.921	0.921
VA	10.4	11.2	12.0
Devir(rpm)	900	900	900
Devir	15	15	15
İtme	34175.637	26966.785	18645.005
Tork	6628.7789	5122.7525	4015.1485
J	0.755	0.810	0.872
K_T	0.20578	0.16237	0.11227
10K_Q	0.43337	0.33491	0.26250
Verim	57%	62%	59%
K_Q	0.04334	0.03349	0.02625

Şekil 6.70 tüm analizlere ait verim değerlerinin karşılaştırmasını içermektedir. Pervaneye ait açık su değerleri 0.6 ile 1 ilerleme katsayısı arasında için, 0.1 aralık ile

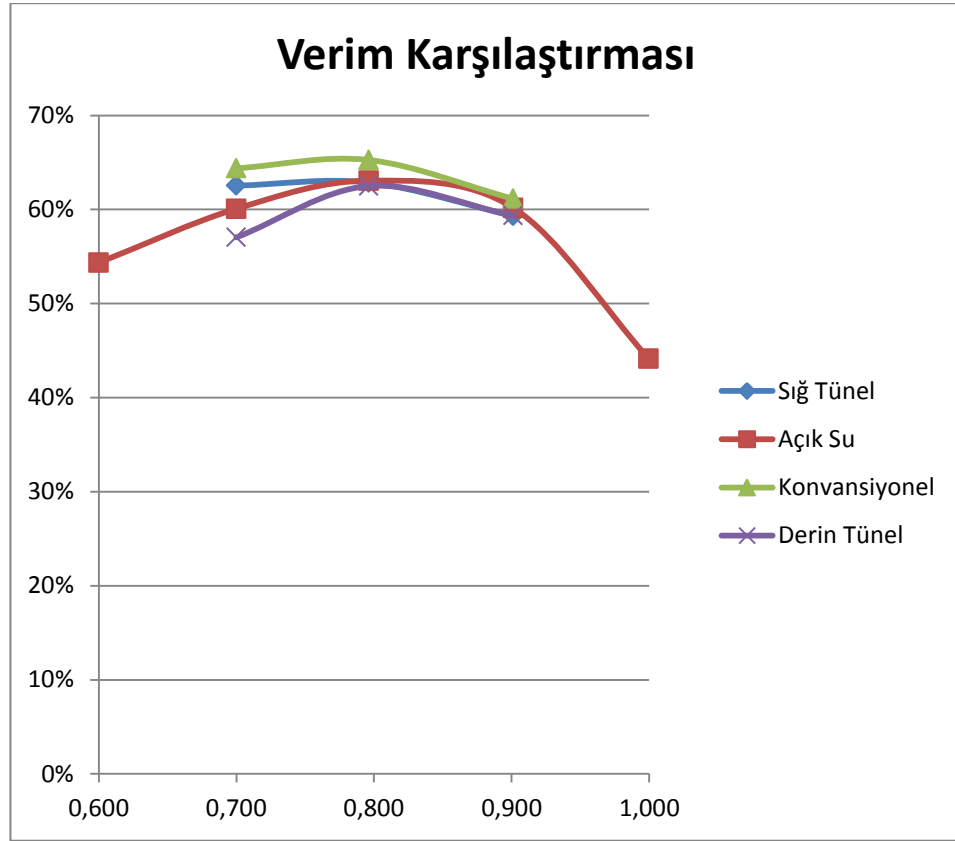
bulunmuştur. Ancak tekne formlarını içeren analiz değerleri 0.7 ile 0.9 arasındaki değerleri için bulunmuştur. Bunun en büyük nedeni, tekne formunu da içeren analizlerin, pervane ile birlikte çözüldüğünde, çözüm sürelerinin oldukça uzun olmasıdır. Tekne formunu ve pervane rotasyon hareketini içeren analizlerin yakınaması 10000 iterasyondan uzun sürmüştür.

Elde edilen verim değerlerinin doğrultusunda, daha küçük ilerleme katsayısı değerlerinde, tünel formunun pervane üzerindeki etkileri daha yüksekken, daha büyük ilerleme katsayısı değerleri için, form ile pervane etkileşiminin verim üzerinde yarattığı etki azalmıştır. Özellikle 0.7 ilerleme katsayısı için elde edilen sonuçlarda, derin tünel yapısının pervane veriminde yarattığı düşüş daha net görülebilir.

Konvansiyonel form sonuçlarında, açık su değerleri ile karşılaştırma yapıldığı zaman, verim değerlerinde artış olduğu görülmüştür. $J=0.9$ değeri bölgesi için elde edilen değerlerde açık su pervane verimi ile yakın değerler elde edilirken, $J=0.7$ civarında %4 verim artışı gözlemlenmiştir.

Sığ tünel formu ile tasarlanan tekne kıç yapısının etkisi, konvansiyonel tekne formu ile benzerlik göstermektedir. $J=0.7$ değeri için elde edilen verim konvansiyonel form ile kıyaslandığında % 1 daha düşüktür. Ancak, açık su verim değerinin üzerinde olan verim, $J=0.8$ ' den itibaren açık su değerlerinin altında kalmıştır. Bununla birlikte, ilerleme katsayısı arttıkça düşen verimin, açık su değerlerine oldukça yakın seyrettiği söylenebilir.

Derin tünel yapısı için alınan sonuçlar incelendiğinde, en büyük verim değişiminin bu kıç formunda olduğu görülmüştür. Özellikle $J=0.7$ civarında, verim değeri açık su pervane veriminin %3 altında kalmıştır. Ancak ilerleme katsayısı arttıkça, derin tünel formunun da verim değerlerinin diğer formların verim değerlerini yakaladığı görülmektedir. Verim karşılaştırması grafiği Şekil 6.70' de gösterilmektedir.



Şekil 6.70 : Verim karşılaştırması.

Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, analizleri yapılan farklı tekne formlarına ve ilerleme katsayılarına göre iz katsayısı ve itme azalması katsayısı bulunabilir. Gemi hızı ve pervane diski önündeki hız değerleri Çizelge 6.21’ de verilmiştir. Bu değerler doğrultusunda bulunan iz katsayısı değerleri de Çizelge 6.22’ de görülebilir.

Rölatif rotatif verim değeri (η_R), açık su analizlerinde elde edilen pervane tork değeri ile tekne formu kullanılarak yapılan analizlerde elde edilen pervane tork değerinin bölümünden elde edilir.

$$\eta_R = \frac{Q_0}{Q} \quad (6.1)$$

$$V_A = V_S (1 - w) \quad (6.2)$$

Açık su pervane verimi (η_0) ve toplam verim (η) değerleri analiz sonuçlarından okunmuştur. Ayrıca, transmisyon verimi (η_{tr}) 0.98 kabul edilmiştir. Tüm bu bilinen değerler doğrultusunda, tekne verimi (η_H) denklemden çekilerek bulunmuştur. Tekne verimi değerleri Çizelge 6.23’ de görülmektedir.

$$\eta = \eta_H \cdot \eta_R \cdot \eta_0 \cdot \eta_{tr} \quad (6.3)$$

İlerleme katsayılarına göre tüm formlara ait itme azalması değerleri Çizelge 6.24' de verilmiştir.

$$\eta_H = \frac{(1-t)}{(1-w)} \quad (6.4)$$

İz katsayısı ve tekne verimi değerleri bulunmuş olduğu için, iz katsayısı ve itme azalması değerlerini içeren tekne verimi formülü kullanılarak, tüm itme azalması değerleri bulunmuştur. Çizelge 6.20, verim değerlerini içermektedir.

Çizelge 6.20 : Tüm formlara ait verim değerleri.

İlerleme		J = 0.7	J = 0.8	J = 0.9
Konvansiyonel Form	η_R	1.0007	1.0163	1.0269
	η_0	0.60	0.63	0.60
	η	0.64	0.65	0.61
Sığ Tünel Fomu	η_R	0.9258	0.9097	0.8858
	η_0	0.60	0.63	0.60
	η	0.63	0.63	0.59
Derin Tünel Formu	η_R	0.8365	0.8954	0.8702
	η_0	0.60	0.63	0.60
	η	0.57	0.62	0.59

Tekne ve pervane hızı değerleri, Çizelge 6.21' de bulunmaktadır.

Çizelge 6.21 : Tekne ve pervane hızı değerleri.

İlerleme	(m/s)	J = 0.7	J = 0.8	J = 0.9
Konvansiyonel	V_A	10.3877	11.2615	12.2312
Form	V_S	9.6700	11.0000	12.4500
Sığ Tünel	V_A	10.4169	11.2311	12.1386
Fomu	V_S	9.6700	11.0000	12.4500
Derin Tünel	V_A	10.4268	11.1890	12.0442
Formu	V_S	9.6700	11.0000	12.4500

Çizelge 6.22, tüm formların iz katsayısı değerlerini içermektedir.

Çizelge 6.22 : İz katsayısı değerleri.

İlerleme	J = 0.7	J = 0.8	J = 0.9
Konvansiyonel Form --- w	-0.074219	-0.02377	0.017574
Sığ Tünel Formu --- w	-0.077239	-0.02101	0.025012
Derin Tünel Formu --- w	-0.078263	-0.01718	0.032594

Analiz edilen tekne formlarına ait tekne verimi değerleri, Çizelge 6.23’ de görülmektedir.

Çizelge 6.23 : Tekne verimi değerleri.

İlerleme	J = 0.7	J = 0.8	J = 0.9
Konvansiyonel Form --- ηH	1.087715	1.035877	1.010284
Sığ Tünel Formu --- ηH	1.157278	1.12167	1.132782
Derin Tünel Formu --- ηH	1.158894	1.12156	1.153011

İtme azalması değerlerinin karşılaştırma tablosu Çizelge 6.24’ de bulunmaktadır.

Çizelge 6.24 : İtme azalması değerleri.

İlerleme	J = 0.7	J = 0.8	J = 0.9
Konvansiyonel Form --- t	-0.168445	-0.060502	0.007471
Sığ Tünel Formu --- t	-0.246665	-0.145235	-0.10445
Derin Tünel Formu --- t	-0.249592	-0.14083	-0.11543

7. SONUÇ

Yapılan tüm analizler değerlendirildiğinde, konvansiyonel tekne formunun pervane verimi değerlerinin olumsuz yönde etkilemediği görülmüştür. Ancak, bu çalışmada tüm kık formları için aynı pervane kullanılarak, kık formundaki değişimlerin pervane üzerinde yarattığı etkiler direk gözlemlenmeye çalışılmıştır. Bu noktada pervane tasarımı önem kazanmaktadır. Çünkü tünel ve benzeri yapılar operasyonel draftı düşürmenin yanında, pervane çapı konusunda da tasarım esnekliğini arttırmaktadır. Özellikle derin tünel yapısının, kanat geçişlerinde basınç dalgalanmasını azalttığı ve bu sayede pervane kanat ucu ile karina arasındaki boşluğun, pervane çapının %5' ine kadar azaltılmasına müsaade ettiği bilinmektedir. Tünel tasarımlarının yapılmasının ardından, yeni oluşan nominal iz dağılımı hesaba katılarak yeni pervane tasarımı yapılabilir. Bu tasarım, pervane çapının da artması ile birlikte yükselerek, konvansiyonel form değerleri yakalanabilir, hatta geçilebilir. Bu metotla, hem daha yüksek verim, hem düşük titreşim değerleri, hem de daha düşük operasyonel su çekimi değerleri elde edilebilir.

Bu çalışmada elde edilen değerler, tasarlanan yapılardaki nominal iz dağılımının değişimine karşılık, pervane tasarımında değişiklik içermediği için, verim değerleri tüm formlar için karşılaştırılabilmiştir. Bu değerler göstermektedir ki; tünel yapısına sahip kık formları, tasarım limitlerine dikkat edildiği sürece verimde büyük bir düşüşe neden olmamaktadırlar.

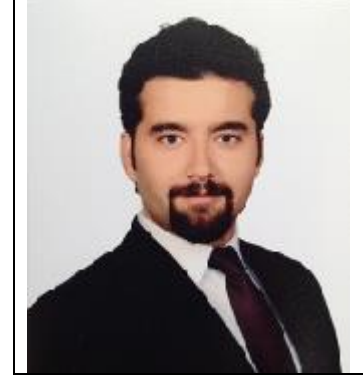
KAYNAKLAR

- Arıkan, Yasemin** (2010), Yüksek Lisans Tezi, “*Podlu Sevk Sistemlerinin Performans Analizi ve Çevreye Olan Etkilerinin İncelenmesi*”
- Becchi P., Pittaluga C.** (2005), “Comparison between RANSE calculation and Panel Method Results for the Hydrodynamic Analysis of Marine Propeller”, *RINA Marine CFD*, Royal Institution of Naval Architects.
- Brizzolara, S. ve Villa, D** “A systematic Comparison between RANS and Panel Methods for Propeller Analysis”, *Marine CFD group*, University Genova Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Genova, Italy
- Brizzolara, S. ve Villa, D. ve Gaggero, S.** A Systemcatic Comparison Between RANS And Panel Methods For Propeller Analysis, University of Genova Department of Naval Architecture and Marine Engineering, Genova, Italy.
- Bulten N., Prea I.** (2006), “Evaluation of McCormick’s rule for propeller tip vortex cavitation inception based on CFD results”, *Proceedings of CAV 2006 Internatioanl Symposium on Propeller Cavitation*, Wageningen (NL).
- Carlton, J.** “Marine Propellers and Propulsion,” Butterworth-Heinemann, Second Edition, August 6, 2007 USA, ISBN-10: 0750681500.
- Çelik, Fahri** (2010), Gemi Sevki Ders Notları
- Da-Qing, LI** ‘Validation of RANS Predictions of Open Water Performance of a Highly Skewed Propeller With Experiments’, *Conference of Global Scholars on Hydrodynamics*.
- Donald L. Blount** (2004). Design of Propeller Tunnels For High Speed Craft School of Marine Science and Technology, University of Newcastle, UK.

- Gaggero S., Brizzolara S.** (2007), “Exact Modelling of Trailing Vorticity in Panel Method for Marine Propeller”, *Proceedings of ICMRT*, Ischia (IT), 2007
- Hamn – Ching Chen ve Sing – Kwan Lee** (2003). ‘Chimera RANS Simulation of Propeller-Ship Interactions Including Crash-Astern Conditions’. American Bureau of Shipping ABS Plaza, 16855 Northchase Drive Houston, USA.
- Hamn – Ching Chen, Sing – Kwan Lee** (2003). ‘Time-Domain Simulation of Propeller-Ship Interactions Under Turning Conditions’. *16th ASCE Engineering Mechanics Conference*, University of Washington, Seattle.
- Kawamura T., Takekoshi Y., Minowa T., Maeda M., Yamaguchi H., Fujii A., Kimura K., Taketani T.** (2006), “Simulation of Unsteady Cavitating Flow around Marine Propeller using a RANS code”, *Proceedings of CAV 2006 International Symposium on Propeller Cavitation*, Wageningen (NL).
- Kulczyk, J., Skraburski, L. Ve Zawislak, M.** “Analysis of Screw Propeller 4119 using the Fluent System”, Wroclaw University of Technology, WybrzeSe Wyspianskiego 27, 50-370 Wroclaw.
- Lee C.S., Kim G.D., Kerwin J.E.** (2004) “A B-Spline Based High Order Panel Method for the Analysis of Steady Flow around Marine Propeller”, *25th Symposium on Naval Hydrodynamics*, St. John’s Newfoundland.
- Morgut, M. ve Nobile, E.** (2011) “Influence of the Mass Transfer Model on the Numerical Prediction of the Cavitating Flow Around a Marine Propeller,” *Second International Symposium on Marine Propulsors*, SMP’11, Hamburg, Germany.
- Rhee S.H., Joshi S.** (2005), “Computational Validation for Flow around Marine Propeller using Unstructure Mesh Based Navier-Stokes Solver”, *JSME International Journal Series B*, Vol. 48, pp.562-570,
- Rhee , Shin Hyung ve Joshi, S** (2003). ‘CFD Validation For a Marine Propeller Using An Unstructured Mesh Based RANS Method’. *4th ASME_JSME Joint Fluids Engineering Conference*, Honolulu, Hawaii, USA.

- Sing – Kwan Lee, Min Liao, and Suqiu Wang** (2006). ‘Propeller – Induced Hull Vibration’. *Proceedings of the 2nd International Ship Noise and Vibration Conference*, London, UK.
- Sing – Kwan Lee, Hamn – Ching Chen** (2005). ‘The Influence of Propeller/Hull Interaction on Propeller Induced Cavitating Pressure’. *Presented at the ISOPE 2005 Conference*, Held in Seoul, Korea.
- Seil, G.J., Widjaja, R., Anderson, B, ve Brandner, P.A.** (2008) “Computational Analysis of Submarine Propeller Hydrodynamics and Validation Against Experimental Measurement,” *Conference Proceeding UDT Pacific*, 4-6 November, Sydney.
- Villa, D. ve Gaggero, S ve Brizzolara, S** (2008) “A systematic comparison between RANS and Panel Methods for Propeller Analysis”, *Marine CFD Group, International Conference on Hydrodynamics*, Nantes, France.
- HydroComp Technical Report**, Definition of Propeller Tunnels for PropExpert.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Murat Burak Şamşul

Doğum Yeri ve Tarihi: Ankara – 03/07/1984

E-Posta: buraksamsul@gmail.com

Lisans: İstanbul Teknik Üniversitesi – Deniz Teknolojisi Mühendisliği

Mesleki Deneyim ve Ödüller: Tasarım Uzmanı - Milper Pervane Teknolojileri

Tasarım Mühendisi – Hexagon Studio

Gemi İnşaatı Mühendisi – Nestek Marine

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR/SUNUMLAR

- Şamşul, M.B. and Görener, N., 2014: Usage of Propeller Tunnels For Higher Efficiency and Lower Vibration. *A. Yücel ODABAŞI Colloquium Series 1st International Meeting on Propeller Noise & Vibration*, 2014 İstanbul, Turkey.