

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**POMPA JETLİ SU ALTI ARAÇLARI İÇİN OPTİMİZASYON TEMELLİ
TASARIM METODOLOJİSİ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Efecan Oğuz DEMİR

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2025

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**POMPA JETLİ SU ALTI ARAÇLARI İÇİN OPTİMİZASYON TEMELLİ
TASARIM METODOLOJİSİ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Efecan Oğuz DEMİR
(508221002)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Uğur Oral ÜNAL

HAZİRAN 2025

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

**DEVELOPMENT OF AN OPTIMIZATION-BASED DESIGN
METHODOLOGY FOR UNDERWATER VEHICLES WITH PUMP JETS**

M.Sc. THESIS

**Efecan Oğuz DEMİR
(508221002)**

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

Naval Architecture and Marine Engineering Programme

Thesis Advisor: Prof. Dr. Uğur Oral ÜNAL

JUNE 2025

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 508221002 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Efecan Oğuz DEMİR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “POMPA JETLİ SU ALTI ARAÇLARI İÇİN OPTİMİZASYON TEMELLİ TASARIM METODOLOJİSİ GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Uğur Oral ÜNAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Şakir BAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Onur USTA
Milli Savunma Üniversitesi

Teslim Tarihi : 28 Mayıs 2025
Savunma Tarihi : 19 Haziran 2025





Beni her zaman destekleyen aileme ithafen,



ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince bilgi birikimi ve tecrübelerini benimle paylaşarak bu çalışmanın ortaya çıkmasını sağlayan, titiz ve mükemmeliyetçi duruşuyla örnek bir araştırmacı olan tez danışmanım, hocam Sayın Prof. Dr. Uğur Oral ÜNAL'a en içten teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans tezi çalışmamı destekleyen değerli şirketim ROKETSAN A.Ş.'ye değerli çalışma arkadaşlarım hidrodinamik tasarım birimi çalışanlarına teşekkürü borç bilirim.

Her anımda sevgi ve desteğiyle hayatta daha kararlı ve güvenli adım atmama yardımcı olan eşim Melis GÜNDEN DEMİR'e, eğitim hayatımda maddi ve manevi olarak her türlü desteklerini sunan, bana olan sonsuz güvenleri ve sabırlarıyla bu tez aşamasında da büyük katkıları olan annelerim Funda DEMİR ve Nurdan AYAS'a, babalarım Ali Uğur DEMİR ve Mehmet SUDA'ya, kardeşim Ege Sarp DEMİR'e ve tüm DEMİR, ÖZDENİZ, AYAS ve SUDA ailelerine sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2025

Efecan Oğuz DEMİR
(Hidrodinamik Tasarım Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Amaç	5
1.2 Kapsam.....	5
1.3 Literatür Araştırması	6
2. POMPA JETİ SİSTEMİ.....	11
3. HESAPLAMALI ÇALIŞMA	15
3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	15
3.1.1 RANS denklemleri.....	15
3.1.2 Türbülans modelleri.....	16
3.1.3 Momentum kaynağı denklemi	17
3.1.4 Kavitasyon modelleri.....	17
3.2 2B Analiz Modeli Çalışmaları.....	19
3.2.1 2B Sayısal yöntem, çözüm bölgesi ve sınır koşulları.....	19
3.2.2 2B Çözüm ağı yapısı.....	22
3.2.3 2B Doğrulama ve geçerleme çalışmaları sonuçları	23
3.3 3B Analiz Modeli Çalışmaları.....	27
3.3.1 3B Çözüm ağı yapısı.....	30
3.3.2 3B Doğrulama çalışmaları sonuçları	32
3.3.3 3B Geçerleme çalışmaları sonuçları	35
4. OPTİMİZASYON ARAÇLARI	39
4.1 Parametrizasyon Çalışmaları	39
4.1.1 Kuyruk formu	39
4.1.2 Nozul profili.....	41
4.2 Analiz Matrisi.....	42
4.3 Optimizasyon Algoritmaları	44
5. SONUÇ VE YORUMLAR	47
5.1 2B Analiz Sonuçları	47
5.2 3B Analiz Sonuçları	60
6. DEĞERLENDİRME	63
KAYNAKÇA	65
ÖZGEÇMİŞ.....	69



KISALTMALAR

2B	: 2 Boyut
3B	: 3 Boyut
A	: Alan
AUV	: Autonomous Underwater Vehicle
B	: Bin (10^3)
D	: Karakteristik Çap
DNS	: Direct Numerical Solutions
g	: Yerçekimi İvmesi
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
L	: Karakteristik Boy
m	: Metre
M	: Milyon (10^6)
N-S	: Navier – Stokes denklemleri
P	: Basınç
RANS	: Reynolds Avaraged Navier Stokes
Re	: Reynolds Sayısı
s	: Saniye
SHERPA	: Safety Handling Exploration with Risk PerceptionAlgorithm
SMP	: Symposium on Marine Propulsor
SST	: Shear Stress Transport
V	: Hız
x,y,z	: Kartezyen Koordinat Sisteminde Yön Gösterimleri
ZGB	: Zwart – Gerber – Belamri



SEMBOL LİSTESİ

μ	: Dinamik Viskozite
u^+	: Boyutsuz Hız
u_t	: Türbülans Viskozitesi
y^+	: Boyutsuz Yükseklik
α	: Hücum açısı
δ	: Sınır Tabaka Kalınlığı
π	: Pi sayısı
ρ	: Pearson korelasyon katsayısı
ρ_l	: Lokal Pearson korelasyon katsayısı
τ	: Kayma Gerilmesi
τ_{ij}	: Gerilme Tansörü
ν	: Kinematik Viskozite
α_v	: Buhar hacimsel kesir oranı
ρ	: Pearson korelasyon katsayısı
ρ_l	: Lokal Pearson korelasyon katsayısı



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : DARPA Suboff model bilgileri.	19
Çizelge 3.2 : Darpa suboff çözüm alanı kalite metrik sonuçları.	22
Çizelge 3.3 : Doğrulama çalışması sonuçları.	23
Çizelge 3.4 : Su altı aracı çözüm alanı girdi bilgileri.	24
Çizelge 3.5 : Çözüm alanından bağımsızlık sonuçları.....	25
Çizelge 3.6 : 3B çözüm hacmi analiz koşulları çizelgesi.	29
Çizelge 3.7 : 3 boyutlu çözüm hacmi genel kalite metrikleri tablosu.	31
Çizelge 3.8 : VP1304 pervane geometrisi ana parametreleri tablosu.....	32
Çizelge 3.9 : VP1304 pervanesi test koşulları tablosu.	34
Çizelge 3.10 : Doğrulama çalışması sonuçları tablosu.....	35
Çizelge 3.11 : Geçerleme çalışması çözüm hacimler eleman sayıları tablosu.	36
Çizelge 3.12 : Çözüm alanından bağımsızlık sonuçları tablosu.	36
Çizelge 4.1 : Kuyruk geometrisi parametreleri tablosu.	40
Çizelge 4.2 : Nozul geometrisi optimizasyon parametreleri tablosu.....	42
Çizelge 4.3 : Çözüm matrisindeki giriş parametreleri ve değerleri tablosu.	43
Çizelge 4.4 : Optimizasyon algoritmaları kıyaslama tablosu.	44
Çizelge 5.1 : Optimizasyon sonuçları.....	49
Çizelge 5.2 : En iyi kuyruk nozul geometrilerini oluşturan girdi parametreleri.....	49
Çizelge 5.3 : Global Pearson korelasyon katsayıları.	51
Çizelge 5.4 : Lokal Pearson korelasyon katsayıları.....	60
Çizelge 5.5 : 2B ve 3B analiz sonuçları.....	60



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Arşimet vidası.	2
Şekil 1.2 : Fitch'in 1790 tarihli pompa jeti patentinin taslağı.	2
Şekil 1.3 : Barnaby'nin 1884'teki fikrine dayanan “Hidrolik-Jet” tahrik.	3
Şekil 1.4 : Diyafram tipi puls jet motoru.	3
Şekil 1.5 : H. J. MacCollum'un (1946) darbeli jet dıştan takmalı motorunun Schult tarafından çizimi.	4
Şekil 1.6 : Spearfish torpido.	4
Şekil 1.7 : Su altı aracı konfigürasyonları.	6
Şekil 2.1 : Pumpjet bölümleri.	11
Şekil 2.2 : a) Statorun rotorun önünde konumlandığı konfigürasyon b) Stator rotorun arkasında konumlandığı konfigürasyon.	12
Şekil 2.3 : Eksenel akışlı pompa jeti.	12
Şekil 2.4 : Radyal akışlı pompa jeti.	13
Şekil 2.5 : Karışık akışlı pompa jeti.	13
Şekil 2.6 : Yavaşlatıcı ve hızlandırıcı nozul kesitleri.	14
Şekil 3.1 : Türbülans modellerinin girdap yapıları çözüm karşılaştırmaları.	15
Şekil 3.2 : DARPA Suboff çözüm alanı boyutlandırma görseli.	19
Şekil 3.3 : DARPA Suboff sınır koşulları.	20
Şekil 3.4 : Pompa jetli su altı aracı çözüm alanı boyutlandırması.	21
Şekil 3.5 : Pompa jetli su altı aracı sınır koşulları.	21
Şekil 3.6 : DARPA Suboff çözüm alanı.	22
Şekil 3.7 : Doğrulama çalışması deneysel ve HAD karşılaştırması.	23
Şekil 3.8 : Pompa jetli su altı aracı seyrek sıklıktaki çözüm ağı görseli.	26
Şekil 3.9 : Pompa jetli su altı aracı orta çözüm ağı görseli.	26
Şekil 3.10 : Pompa jetli su altı aracı yoğun çözüm ağı görseli.	26
Şekil 3.11 : Rotor çözüm hacmi sınır koşulları.	28
Şekil 3.12 : Stator çözüm hacmi sınır koşulu.	29
Şekil 3.13 : Su altı aracı çözüm hacmi sınır koşulları.	30
Şekil 3.14 : Rotor ve stator çözüm hacimleri.	31
Şekil 3.15 : Su altı aracı yüzeyindeki çözüm elemanları yapısı.	32
Şekil 3.16 : Doğrulama vakası çözüm hacimleri.	33
Şekil 3.17 : Doğrulama vakası sabit çözüm hacmi boyutlandırması.	33
Şekil 3.18 : Doğrulama vakası hareketli çözüm hacmi boyutlandırması.	34
Şekil 3.19 : Doğrulama vakası sınır koşulları.	34
Şekil 3.20 : VP1304 kavitasyon görüntüsü.	35
Şekil 3.21 : Geçerleme vakasındaki çözüm elemanı boyutları.	36
Şekil 3.22 : Geçerleme vakası basınç dağılım sonuçları (Pa).	37
Şekil 4.1 : Su altı aracı genel boyutlandırma.	39
Şekil 4.2 : Su altı aracı global ve lokal eksen takımı.	40
Şekil 4.3 : Oluşturulan kuyruk geometrileri.	41

Şekil 4.4 : Pompa jeti giriş parametreleri görseli.....	43
Şekil 4.5 : ANSYS Workbench ve SIEMENS HEEDS programı arayüzü.	45
Şekil 5.1 : Pareto diyagramı.....	48
Şekil 5.2 : En iyi tasarımların toplam basınç dağılım grafikleri.	50
Şekil 5.3 : Duyarlılık analizi sonucu x_2	52
Şekil 5.4 : Duyarlılık analizi sonucu P.	53
Şekil 5.5 : Duyarlılık analizi sonucu x	54
Şekil 5.6 : Duyarlılık analizi sonucu y''	55
Şekil 5.7 : Duyarlılık analizi sonucu y_2	56
Şekil 5.8 : Duyarlılık analizi sonucu α	57
Şekil 5.9 : Duyarlılık analizi sonucu XX.	58
Şekil 5.10 : Duyarlılık analizi sonucu M.	59
Şekil 5.11 : Soldan sağa doğru 3B ve 2B çözümlerinde basınç alanı karşılaştırması.....	61
Şekil 5.12 : Rotor ve stator kanat uçlarındaki akım hatları.	62
Şekil 5.13 : Rotor üzerindeki kavitasyon oluşumu.	62

POMPA JETLİ SU ALTI ARAÇLARI İÇİN OPTİMİZASYON TEMELLİ TASARIM METODOLOJİSİ GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Bu tez çalışmasında, su altı araçlarında kullanılması planlanan bir pompa jeti tahrik sistemi için yavaşlatıcı tipte nozul geometrisi tasarlanması üzerine optimizasyon temelli bir metodoloji geliştirmeyi amaçlamıştır. Su altında kullanılan pompa jetlerinde aracın kuyruk formu da sistemin bir parçası olarak davrandığı için nozul ve kuyruk geometrileri birlikte ele alınması gereklidir. Bu iki yapı birlikte bir akış alanı oluşturur ve bu alanın içerisine yerleştirilen rotor ve stator bileşenlerinin verimlerini doğrudan etkilerler. Bu sebeple bu çalışma kapsamında literatürdeki çalışmalardan farklı olarak su altı araçlarında kullanılması planlanan pompa jeti tahrik sistemine ait yavaşlatıcı nozul tasarım süreçlerine kuyruk formunun tasarımı da dahil edilmiştir.

Çalışmanın ilk aşaması, geometrik parametrelerin belirlenmesidir. Pompa jeti nozulu bir hidrofol kesitinden türetilmiş olup, optimizasyon sürecinde NACA 4-haneli serisi kullanılmıştır. Bu seride, maksimum sehim noktası, maksimum sehim ve maksimum kalınlık temel parametreler olarak ele alınmıştır. Tüm bunlara ek olarak nozul açısı ile nozulun uzaydaki konumu (x ve y koordinatları) da eklenince toplamda 6 parametre ile nozul geometrisi tanımlanmıştır. Kuyruk geometrisini parametreleştirmek için ise yüksek mertebeden polinomlar kullanılmış ve kuyruk geometrisinin matematiksel olarak ifade edilmesinde 6. dereceden bir polinom tercih edilmiştir. Bu polinomun sınır koşulları ile birlikte çözümünden elde edilen 3 parametre ile kuyruk geometrisi kontrol edilebilir hale gelmiştir. Sonuç olarak 6 tanesi nozul geometrisinden ve 3 tanesi kuyruk geometrisinden gelmek üzere toplamda 9 parametre ile optimizasyon kontrol altına alınmıştır.

Akışkan dinamiklerini doğru bir şekilde modellemek ve hesaplama maliyetlerini azaltmak için iki boyutlu aksel simetrik bir analiz modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan analiz modeli Siemens HEED programı içerisinde bulunan SHERPA algoritması entegrasyonu ile desteklenmiştir. SHERPA algoritması, 70 milyondan fazla olası varyasyon bulunmasına rağmen yaklaşık 1000 farklı yapılandırmayı değerlendirerek geniş tasarım alanında verimli bir şekilde gezinmiş ve optimum sonuca ulaşmıştır.

Optimum geometri olarak tanımlanan ID-336, toplam direnç kuvvetini azaltma ve yüksek rotor giriş basıncını koruma arasında en iyi dengeyi göstermiştir. Bu sonuçlar, su altı araçlarının performansını artırmak için nozul ve kuyruk geometrilerinin birlikte optimize edilmesinin kritik önem taşıdığını göstermektedir.

İki boyutlu optimizasyonun ardından, üç boyutlu analiz aşaması, optimize edilmiş nozul ve kuyruk geometrisinin yanı sıra rotor ve stator bileşenlerini de içerecek şekilde genişletilmiştir. İki boyutlu modelde basitleştirilmiş momentum kaynağı temsili yerini, gerçek rotor kanat geometrileri almıştır. Rotor-stator etkileşimlerinin entegrasyonu, nozul içindeki akış düzgünlüğünü iyileştirmiş, rotor girişindeki basınç

dağılımını artırmış ve kavitasyon risklerini en aza indirmiştir. Bu iyileştirmeler, karşılaştırmalı basınç alanı görselleştirmeleri ile doğrulanmıştır.

Optimum tasarımın doğrulaması, üç boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) simülasyonları ile gerçekleştirilmiş ve iki boyutlu ile üç boyutlu sonuçlar arasındaki tutarlılık doğrulanmıştır. Üç boyutlu model, iki boyutlu sonuçlardan sadece %1,9 oranında basınç katsayısı ve %3,3 oranında toplam direnç kuvveti farkı göstermiştir. Bu bulgular, iki boyutlu optimizasyon metodolojisinin üç boyutlu uygulamalara güvenilir bir şekilde genişletilebileceğini göstermektedir.

Çalışmada ayrıca rotor-stator etkileşimlerinin genel sistem performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Optimize edilmiş stator konumlandırması sayesinde rotor girişindeki akış hizalanması iyileştirilmiş, bu da itki üretimini istikrarlı hale getirmiş ve akustik emisyonları azaltmıştır. Ayrıca, 15 metre derinlikte Schnerr-Sauer modeli kullanılarak yapılan kavitasyon analizi, optimize edilmiş tasarımın kavitasyon oluşumunu başarıyla sınırladığını, özellikle rotor arayüzünde daha yüksek basınç seviyelerini koruyarak sağladığını ortaya koymuştur.

Sonuç olarak, optimize edilmiş nozul ve kuyruk yapılandırmasına rotor ve stator geometrilerinin entegrasyonu, pumpjet tahrik sistemlerinin genel performansını önemli ölçüde artırmaktadır. Bu çalışmada sunulan çoklu hedef optimizasyon yaklaşımı, yüksek hızlı su altı araçları için hem hidrodinamik verimlilik hem de kavitasyon kontrolü sağlayan verimli ve dayanıklı tahrik sistemleri tasarlamak için pratik bir çerçeve sunmaktadır.

DEVELOPMENT OF AN OPTIMIZATION-BASED DESIGN METHODOLOGY FOR UNDERWATER VEHICLES WITH PUMP JETS

SUMMARY

This study focuses on the optimization-based numerical investigation of decelerating ducted pumpjets for high-speed underwater vehicles. Pumpjets are widely utilized in marine propulsion systems due to their higher efficiency at high speeds, improved cavitation performance, and lower acoustic noise compared to conventional propellers. The key components of a pumpjet system include the rotor, stator, and duct, each playing a critical role in propulsion efficiency and cavitation mitigation. In this context, optimizing these components collectively can significantly enhance overall system performance.

In this study, a comprehensive numerical investigation of the aft-duct interaction in decelerating pumpjet propulsion systems for underwater vehicles is conducted. The primary objective is to optimize the effects of the pumpjet propulsion system on the total drag of the underwater vehicle and the pressure at the rotor inlet, while simultaneously considering the impact of aft geometry. Given that increased total drag directly escalates the power requirements of the underwater vehicle, and reduced pressure at the rotor inlet indirectly raises power demands by decreasing rotor efficiency due to cavitation, the optimization process is strategically designed within these two contexts. Numerical tools such as ANSYS Fluent, ANSYS CFX, and Siemens HEEDS were employed to achieve a systematic and efficient design process.

Firstly, the geometric configuration of the pumpjet system is mathematically formulated to establish the optimization parameters. The duct geometry of the pumpjet is derived from a hydrofoil section, utilizing the NACA 4-digit series within the optimization framework. The 4-digit NACA series is characterized by three fundamental parameters: the location of the maximum camber, the camber line profile, and the distribution of thickness along this line. In addition to these, the duct's angle and the spatial coordinates (x and y positions) are included, resulting in a total of six parameters governing the duct geometry.

To accurately parameterize the aft-body geometry, high-order polynomials are employed due to their efficacy in representing the complex curved surfaces typical of aft configurations. In this study, a sixth-order polynomial is specifically utilized to model the aft-body shape. This approach ensures a precise representation of the curvature and structural nuances inherent to underwater vehicle designs. Moreover, three additional parameters derived from the aft-body geometry are incorporated into the optimization process. Consequently, the comprehensive optimization methodology is initiated by systematically controlling a total of nine geometric parameters. In the first phase, the study focuses on the optimization of the duct and aft body configuration by using 2D axisymmetrical domain. Numerical simulations were performed using the $k-\omega$ turbulence model, with the rotor modeled as a momentum source. A wide range

of geometric variations were considered to explore the optimal configuration that reduces drag and increase pressure inside the duct.

To achieve a balanced optimization between these two conflicting performance criteria, the study adopts a multi-objective optimization approach, assigning equal weight (50%) to both total drag reduction and rotor inlet pressure increase. The SHERPA algorithm was employed to effectively reduce the computational cost by identifying the optimal point with fewer than 1000 analysis cases, despite the vast design space exceeding 70 million possible configurations. The use of two-dimensional axisymmetric models significantly reduced the computational burden without compromising accuracy.

The optimization process revealed that the most favorable design point (ID-336) lies at the intersection of the two primary objectives—minimum drag and maximum rotor inlet pressure—indicating that both goals are inversely related. The Pareto diagram generated from the analysis shows that the optimal point balances these conflicting objectives efficiently. The study also identified two extreme configurations: ID-605, which achieves the highest rotor inlet pressure but at the cost of significantly increased drag, and ID-405, which minimizes drag but suffers from a low rotor inlet pressure. These findings underscore the inherent trade-off between minimizing drag and maximizing inlet pressure.

Sensitivity analysis conducted to understand the influence of design parameters on performance metrics highlighted that the duct angle (α) and camber (M) of the duct cross-section have the most significant correlations with the total drag and pressure, as demonstrated by the Pearson correlation coefficients. For instance, the maximum camber location (P) showed a strong positive correlation with drag force but an insignificant correlation with rotor inlet pressure. Similarly, the angle of attack (α) exhibited a robust negative correlation with both drag and inlet pressure, indicating that its optimization is critical for achieving balanced performance.

Following the 2D axis-symmetrical duct optimization, the second phase involves the optimum configuration's performance in 3D domain together with 3D modeled rotor and stator. The validation of the optimized design was conducted through three-dimensional computational fluid dynamics (CFD) simulations, which confirmed the consistency between two-dimensional and three-dimensional results. The three-dimensional model demonstrated a minimal difference from the two-dimensional outcomes, with pressure coefficients varying by only 1.9% and total drag by 3.3%. These findings indicate that the two-dimensional optimization methodology can be reliably extended to three-dimensional applications without significant loss of accuracy.

The study also explored the effects of rotor-stator interactions on the overall system performance. The alignment of flow at the rotor inlet was improved through optimized stator positioning, which contributed to stabilizing thrust production and minimizing acoustic emissions. Furthermore, cavitation analysis performed using the Schnerr-Sauer model at a depth of 15 meters revealed that the optimized design successfully mitigated cavitation formation, primarily by maintaining higher pressure levels at the rotor interface.

In conclusion, the integration of rotor and stator geometries into the optimized duct and tail configuration significantly enhances the overall performance of pumpjet propulsion systems. The multi-objective optimization approach presented in this study offers a practical framework for designing efficient and robust propulsion systems for

high-speed underwater vehicles, ensuring both hydrodynamic efficiency and cavitation control. By integrating advanced CFD techniques with experimental validation, the study not only advances current methodologies but also lays the groundwork for future optimization efforts. The use of multi-objective algorithms like SHERPA enables balancing competing performance criteria, making it a valuable tool in propulsion system design.





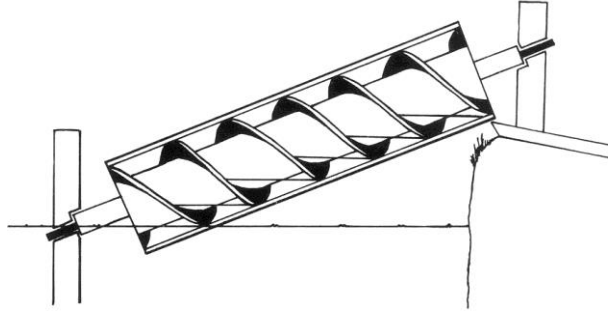
1. GİRİŞ

Su altı araçlarında kullanılan başlıca tahrik sistemlerinden biri de pompa jetidir. Bu sistemler, ortamdan emilen suyun kapalı bir nozul içinde basınçlandırılarak yüksek hızda dışarı atılması prensibine dayanmaktadır. Açık tip pervaneli konvansiyonel tahrik sistemlerine kıyasla daha kompakt bir yapı sunmaları nedeniyle, pompa jetleri su altı platformlarının entegrasyonunda çeşitli tasarım avantajları sağlamaktadır.

Her ne kadar ters dönüşlü pervaneler kadar yaygın olmasa da, son yıllarda geliştirilen mühendislik yaklaşımları sayesinde pompa jetlerinin kullanım alanı genişlemektedir. Bu sistemler, özellikle yüksek hızlardaki uygulamalarda klasik pervanelere kıyasla daha verimli bir itki üretme potansiyeline sahiptir. Ayrıca, pervane kanatlarının dış ortamla doğrudan temas etmemesi ve akışın kapalı bir kanal içerisinde yönlendirilmesi sayesinde kavitasyona bağlı performans kayıpları önemli ölçüde azaltılmakta, akustik iz de düşürülmektedir. Bu durum, özellikle tespit edilme riskinin minimize edilmesi gereken askeri su altı araçları için stratejik bir avantaj oluşturmaktadır.

Son yıllarda pompa jetlerinin tasarımında, sistem verimliliğini artırmayı ve türbülans kaynaklı kayıpları azaltmayı hedefleyen optimizasyon çalışmaları ön plana çıkmaktadır. Hidrodinamik ve yapısal açılardan gerçekleştirilen iyileştirmeler sonucunda, bu sistemler hem sivil hem de askeri uygulamalarda daha rekabetçi bir tahrik çözümü olarak değerlendirilmektedir.

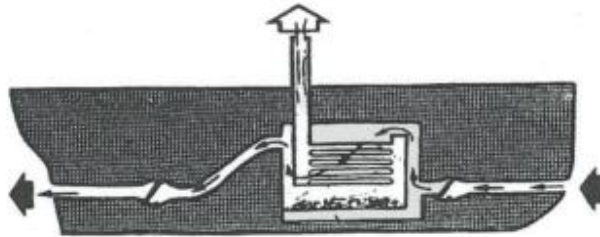
Pompa jetlerinin tarihsel kökeni Şekil 1.1’de gözüken Arşimet vidasına kadar uzanmaktadır. Antik dönemde gemi içerisindeki suyu dışarı tahliye etmek amacıyla kullanılan bu mekanizma, tarihsel anlamda ilk pompa tipi sistemlerden biri olarak kabul edilmektedir. Toogood ve Hays (1661) tarafından gemi pervanesi konseptiyle ilişkilendirilmesi ise, modern pompa jetlerinin erken dönem kavramsal temellerini oluşturmaktadır.



Şekil 1.1 : Arşimet vidası (Granger, 2014).

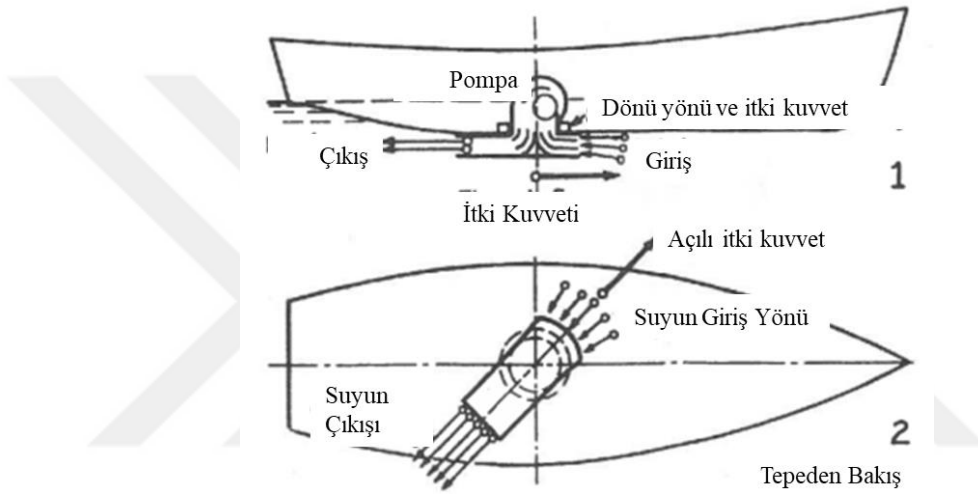
Pompa jeti prensibine dayalı ilk kavramsal çalışmalar, 18. yüzyılın başlarına kadar uzanmaktadır. Fransız bilim insanı Daniel Bernoulli (1700–1782), bir tekninin kış kısmından su hattının altına doğru su kütlesi atılması durumunda, oluşan reaksiyon kuvvetinin tekneyi ileri yönde iteceğini öne sürmüştür. Bu ilkeyi doğrudan uygulamaya geçirememiş olsa da, içerisine su dökülebilen L şeklinde bir boru kullanarak gerçekleştirdiği deneysel düzenek ile bu kavramı göstermeyi başarmıştır. Bernoulli'nin bu temel yaklaşımı, daha sonra Benjamin Franklin (1706–1790) tarafından geliştirilmiştir. Franklin, sistemin baş kısmından su emerek kıştan dışarı atan bir pompa yardımıyla daha işlevsel bir çözüm önermiştir. Bu yöntemin yalnızca deniz taşıtlarında değil, bazı senaryolarda itfaiye araçları gibi farklı alanlarda da kullanılabileceğini öngörmüştür. 18. yüzyılın son çeyreğinde, James Ramsey ve John Fitch isimli iki mühendis bağımsız olarak pompa jeti tahrik sistemleri geliştirmiştir. Ramsey'nin tasarımında, su, tekne omurgasına entegre edilen valfler aracılığıyla emilmekte ve kıştan dışarı atılmaktaydı. Bu sistemle yaklaşık 1.73 knot hız elde edilmiştir.

Fitch'in 1790 tarihli tasarımı ise Ramsey'ninkinden farklı olarak, baş bodoslamadaki vanaların kapatılması ve içeride biriken suyun güverteden alınan hava basıncıyla dışarı atılması prensibine dayanıyordu (Roy, 1994). Şekil 1.2, Fitch'in tasarımına ait bir taslağı göstermektedir (Schult, 1974).



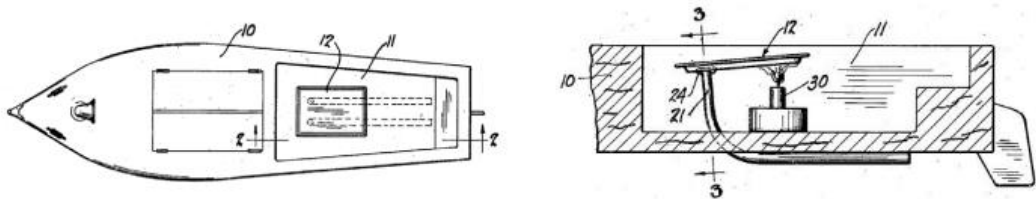
Şekil 1.2 : Fitch'in 1790 tarihli pompa jeti patentinin taslağı (Schult, 1974).

Farklı pompa jeti sistemleri konseptleriyle yapılan erken dönem denemeler sonrasında, uzun borular içerisinden suyun taşınması sırasında oluşan sürtünme kayıplarının sistemin genel verimliliğini ciddi şekilde düşürdüğü anlaşılmıştır (Roy, 1994). Bu sorunun çözümü için önerilerde bulunan Barnaby, santrifüj pompanın eksenel yönünü dikeyden yataya çevirerek ve su nozüllerinin yükseltilmesi veya döndürülmesi gereksinimini ortadan kaldırarak verim kayıplarının azaltılabileceğini belirtmiştir. Ayrıca, pompa sisteminin teknenin dış kısmına yerleştirilmesi durumunda Şekil 1.3'te gösterildiği üzere tekneye su alma işleminin kolaylaşacağı ve sistemde taşınması gereken su miktarının minimuma indirileceği ifade edilmiştir (Roy, 1994).



Şekil 1.3 : Barnaby'nin 1884'teki fikrine dayanan "Hidrolik-Jet" tahrik (Saunders, 1957, pp. 648–649).

Pompa jeti sistemlerinin evriminde bir sonraki önemli gelişme, enerji patlaması sistemleri (Energy Burst Systems) olarak adlandırılan motorların ortaya çıkmasıdır. Bu sistemler, bir ısıtıcı ve bir kazandan oluşan mekanik bir düzenek içermektedir. Kazan içinde üretilen buharın genişlemesiyle birlikte tüpler içinde bulunan su sütunu geriye doğru itilerek bir itme kuvveti oluşturulur. Ardından buhar kabarcığının yoğunlaşmasıyla kazan içindeki basınç düşer ve dış ortamdan su tüplerin içine geri emilir. Bu işlem sürekli olarak tekrarlandığında döngüsel bir itme kuvveti ortaya çıkar.



Şekil 1.4 : Diyafram tipi puls jet motoru (Jones & Harman, 1935).

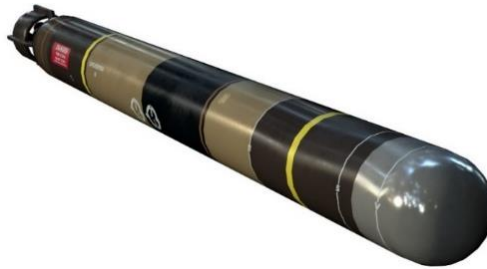
Şekil 1.4'te sistemin genel düzeni (sol) ve diyafram tipi enerji patlamalı pompa jeti motorunun yandan görünüşü (sağ) gösterilmektedir. Aynı şekilde, şekilde 12 numara ile kazan, 30 numara ile ısıtıcı ve 21 numara ile tekne dışına uzanan borular işaretlenmiştir.



Şekil 1.5 : H. J. MacCollum'un (1946) darbeli jet dıştan takmalı motorunun Schult tarafından çizimi (Schult, 1974).

Dıştan takmalı enerji patlamalı sistemlerin bir başka örneği ise Şekil 1.5'te sunulmaktadır. 1950 yılında Kenneth, yatay eksenli pervane içeren küçük boyutlu bir jet dıştan takma motor geliştirmiştir. Aynı yıl içinde, William Hamilton, günümüzde kullanılan modern jet tahrik sistemlerine benzerlik gösteren ilk yüksek hızlı tasarımı geliştirmiştir. Bu gelişmelerin ardından, pompa jeti tahrik sistemlerinin verimliliğini artırmak amacıyla çeşitli yapısal ve hidrodinamik iyileştirmeler gerçekleştirilmiş ve olumlu sonuçlar elde edilmiştir.

Bu gelişmelerin somut bir örneği, yaklaşık 70 knot hızla seyir yapabilen ve gaz türbini ile çalışan Spearfish Torpidosu'dur. Şekil 1.6'da bu torpidonun dış görünüşü gösterilmektedir.



Şekil 1.6 : Spearfish torpido (Dimensiva, 2023).

1.1 Amaç

Bu çalışmanın temel amacı, su altı araçlarında kullanılan pompa jeti itki sistemlerinde nozul ve kuyruk geometrilerinin birlikte optimize edilmesini sağlayan bir metodoloji geliştirmektir. Su altı araçları için tasarlanan pompa jeti sistemlerinin etkinliği, yalnızca nozul içerisindeki akış koşullarına değil, aynı zamanda kuyruk formunun oluşturduğu akış yapısına da bağlıdır.

Bu bağlamda çalışma, nozul ve kuyruk geometrisinin etkileşimini de dikkate alan bir optimizasyon stratejisi geliştirmeyi hedeflemektedir. Önerilen metodoloji, sistemin toplam direnç kuvvetini minimize etmesini amaçlarken, kavitasyon riskini kontrol altında tutmak adına nozul içerisindeki toplam basıncın artırılmasını da gözetmektedir.

Bu kapsamda, nozul geometrisinin optimizasyonu kuyruk formunun akış üzerindeki etkisiyle birlikte değerlendirilecek ve entegre bir tasarım süreci oluşturulacaktır.

Geliştirilecek optimizasyon yöntemi, farklı akış koşullarında sistem performansını değerlendirmek amacıyla Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri ile desteklenecek, tasarım parametrelerinin etkilerini incelemek üzere parametrik çalışmalar gerçekleştirilecektir. Sonuç olarak, su altı araçları için daha verimli, düşük direnç kuvvetine sahip ve kavitasyon açısından güvenli bir pompa jeti tahrik sistemi tasarımı ortaya konulacaktır.

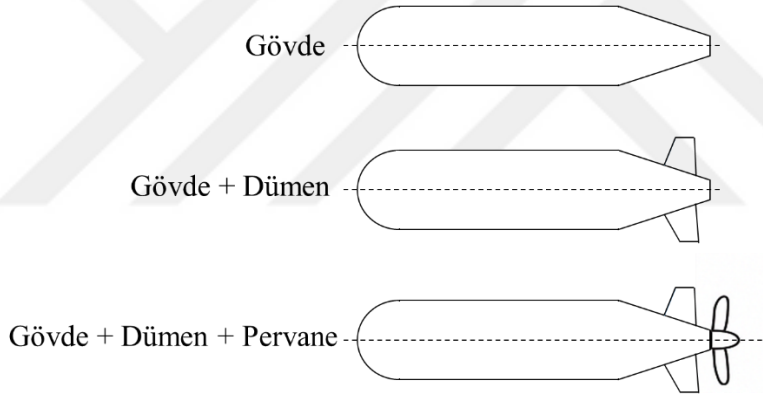
1.2 Kapsam

Bu çalışmada, su altı araçlarında kullanılmak üzere yavaşlatıcı nozullu pompa jeti tasarımı kapsamında yapılan nozul optimizasyonu ve HAD analizleri ele alınmaktadır. Su altı araçları, itki sistemi eklenmemiş haliyle eksenel simetrik bir geometriye sahiptir. Şekil 1.7’de su altı aracının çalışma kapsamında ele alınan farklı konfigürasyonları görülmektedir. Pompa jeti sisteminin nozul geometrisi de eksenel simetrik olup, bu özellik modelleme ve çözüm sürecinde önemli sadeleştirmeler yapılabilmesine olanak tanımaktadır. Bu çalışmada da bu avantajdan yararlanılarak, su altı aracı ve nozul geometrisi boy ekseninden kesilerek iki boyutlu eksenel simetrik olarak modellenmiştir. Rotor ve stator geometrileri iki boyutlu olarak temsil edilemeyeceğinden, doğrudan optimizasyon sürecine dahil edilmemiştir. Rotorun hareketinden kaynaklanan dinamik etkiler sistem karakterini etkilediği için, rotorun bulunduğu bölgede yapay olarak momentum üretecek bir alan matematiksel olarak

tanımlanmıştır. Böylece rotor fiziksel olarak modellenmemiş olsa da, etkileri optimizasyona dâhil edilmiştir.

Statorun, sistemin toplam direnç kuvvetine ve rotor giriş basıncına olan etkisinin rotor ve nozul bileşenlerine kıyasla ihmal edilebilir düzeyde olduğu, gerçekleştirilen üç boyutlu (3B) analizlerle gösterilmiştir. Bu sayede stator etkileri tamamen ihmal edilerek çalışma sürdürülebilmiştir.

Optimizasyon süreci, Siemens HEEDS yazılımında yer alan SHERPA algoritmasıyla yürütülmüş ve tüm tasarım uzayını taramaya gerek kalmadan global optimum noktaya ulaşılması hedeflenmiştir. HAD analizlerinde ANSYS Fluent'in iki boyutlu (2B) aksenal simetrik çözücüsü kullanılmıştır. Bu çözücü, aksenal simetrik geometrilerde üç boyutlu etkileri dikkate alarak, hem hızlı çözüm süresi hem de yüksek çözüm sadakati sağlamaktadır. Böylece, 3B çözüm yaklaşımlarına yakın doğrulukta sonuçlar elde edilmiştir.



Şekil 1.7 : Su altı aracı konfigürasyonları.

1.3 Literatür Araştırması

Pompa jeti tahrik sistemleri, özellikle su altı araçlarında düşük gürültü, yüksek verimlilik ve kavitasyon kontrolü gibi avantajları nedeniyle giderek daha fazla tercih edilmektedir. Bu sistemlerin tasarımı ve optimizasyonu üzerine yapılan çalışmalar, nozul geometrisi, rotor-stator etkileşimi ve kuyruk formunun akış üzerindeki etkileri gibi çeşitli parametreleri ele almaktadır.

Wu et al. (2022), parametrik modelleme ve HAD tabanlı optimizasyon tekniklerini bir arada kullanarak tüm pompa jeti tasarım sürecinin otomasyonunu hedeflemiştir. Nozul ve pervane geometri parametrelerinin performansa etkileri detaylı biçimde sunulmuştur. Benzer şekilde Huang et al. (2021), nozul uzunluk-çap oranı, daralma-

açılma oranları ve uç boşluğu gibi ölçütlerin performansa etkisini analiz etmiş ve özellikle nozul çıkış genliğinin sistem verimliliği açısından kritik olduğunu vurgulamıştır.

Wang et al. (2019), yüzey panel yöntemini kullanarak nozul parametrelerinin pompajet performansı üzerindeki etkilerini ortaya koymuş ve uç boşluğu boyutu, hücum açısı ve sehim gibi unsurların itki verimi ve yük dağılımında belirleyici olduğunu ifade etmiştir.

Gaggero et al. (2022) çalışmasında, RANS tabanlı çok hedefli optimizasyon yöntemiyle pompa jet pervaneleri tasarlanmış ve rotor-stator konfigürasyonunun birlikte optimize edilmesiyle verimliliğin arttığı ve kavitasyonun azaldığı görülmüştür. Aynı yıl Qiu et al. (2022), hibrit derin öğrenme modelleriyle pompa jet pervanelerinde itki tahmini yapmış ve geleneksel HAD yöntemlerine alternatif bir analiz yöntemi önermiştir.

Zhou et al. (2021) tarafından yürütülen çalışma, ters ve doğrudan tasarım yöntemlerini pompa jet sistemlerine uygulamış ve ters tasarım yönteminin yüksek verimlilik sağladığını ortaya koymuştur. Benzer bir HAD yaklaşımını kullanan Lu ve Pan (2016), nozul ve rotor geometrisinin sabit akış altındaki etkilerini RANS modelleri ile analiz etmiştir.

Çelik et al. (2009), yolcu feribotları için kullanılan ducted pervanelerde farklı nozul geometrilerinin performansa etkisini incelemiş ve decelerating duct geometrisinin özellikle koruma ve düşük hızda itki artırımı açısından avantaj sağladığını ortaya koymuştur. Lifting surface teorisine dayalı analizlerde, ductun geometrik karakteristiklerinin verim üzerinde belirleyici olduğu sonucuna varılmıştır (Çelik, Doğrul, & Arıkan, 2009).

Bontempo, Cardone ve Manna (2015) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, decelerating duct konfigürasyonuna sahip gemi pervanelerinin CFD analizleriyle detaylı performans karakteristikleri ortaya konmuştur. Bu çalışmada, özellikle düşük hızda çalışan sistemlerde ductun akışı düzenleyici etkisiyle birlikte rotor üzerindeki yüklenme dağılımını optimize ettiği ve kavitasyon eğilimini azalttığı gösterilmiştir (Bontempo, Cardone, & Manna, 2015).

Pompa jet tasarımlarında duct geometrisinin optimizasyonu yalnızca hidrodinamik performans değil, aynı zamanda akustik özellikler açısından da önem taşımaktadır.

Gaggero et al. (2017), viskoz çözücüler (RANS tabanlı CFD) ve optimizasyon algoritmalarını birleştirerek pervane nozzle tasarımı gerçekleştirmiştir. Çalışmada, geometrik parametrelerin ve nozzle açısının optimizasyonu ile hem thrust veriminin hem de akustik performansın artırılabilceği ortaya konmuştur (Gaggero, Villa, Tani, & Viviani, 2017).

Pompa jet sistemlerinin karmaşık iç akış yapısının en önemli unsurlarından biri olan pervane-nozul açıklığı (tip clearance) konusu Qin et al. (2017) tarafından detaylı şekilde incelenmiştir. Farklı açıklık oranlarının sistemin açık su verimi, basınç dağılımı ve rotor üzerindeki yüklenme karakteristiği üzerindeki etkileri CFD kullanılarak ortaya konmuş, açıklık arttıkça verimde düşüş gözlemlendiği belirtilmiştir (Qin, Huang, & Ke, 2017).

Pompa jet pervanelerinin zamana bağlı (transient) yüklemeler altındaki davranışı da sistemin yapısal güvenliği ve performans öngörülleri açısından kritik önemdedir. Qiu et al. (2020), oblik akış açıları altında çalışan pompa jet sistemlerinde yatak kuvvetleri ve titreşim kaynaklı basınç salınımlarını incelemiştir. Genişletilmiş zaman alanı verileri hızlı Fourier dönüşümü ile frekans alanına çevrilerek analiz edilmiş, özellikle düşük J değerlerinde (ilerleme katsayısı) daha yüksek basınç değişimleri gözlemlenmiştir (Qiu, Pan, Huang, & Shi, 2020).

Wang et al. (2019), pompa jet sistemlerinde duct geometrisinin aerodinamik performans üzerindeki etkilerini potansiyel akış bazlı bir panel yöntemi ile analiz etmiştir. Geliştirdikleri yüzey panel modeli ile kanat uçlarındaki sızma vortekslerinin etkisini içeren bir metodoloji sunmuş ve özellikle nozuldaki sehim (camber) ve açı (attack angle) parametrelerinin thrust ve yük dağılımını önemli ölçüde etkilediğini ortaya koymuştur (Wang, Weng, Guo, Chang, & Gu, 2019).

Yılmaz, Erdem ve Kavşaoğlu (2015) tarafından yapılan deneysel çalışmada ise VTOL İHA'lar için sıfır atak açısında çalışacak şekilde tasarlanmış bir ducted propeller sisteminin performansı test edilmiştir. Beş farklı duct formunun test edildiği çalışmada, düşük hız rejimlerinde ductun itki artırıcı etkisi gözlemlenmiş ancak ileri hızlarda (yüksek J) oluşan basınç dağılımı nedeniyle itkinin düştüğü rapor edilmiştir (Yılmaz, Erdem, & Kavşaoğlu, 2015).

Son olarak, Villa et al. (2023), yüksek hızlı deniz araçlarında sayısal öz-tahrik analiz prosedürlerini detaylandırarak CFD ile deniz deneyi verilerinin karşılaştırmasını

yapmıştır. StarCCM+ ve OpenFOAM yazılımları kullanılarak gerçekleştirilen analizlerde, CFD simülasyonlarının 1 knot ve %10 motor yükü hata payıyla gerçek hızları öngörebildiği, bu yöntemin optimize tasarım sürecine entegre edilebileceği gösterilmiştir (Villa et al., 2023).

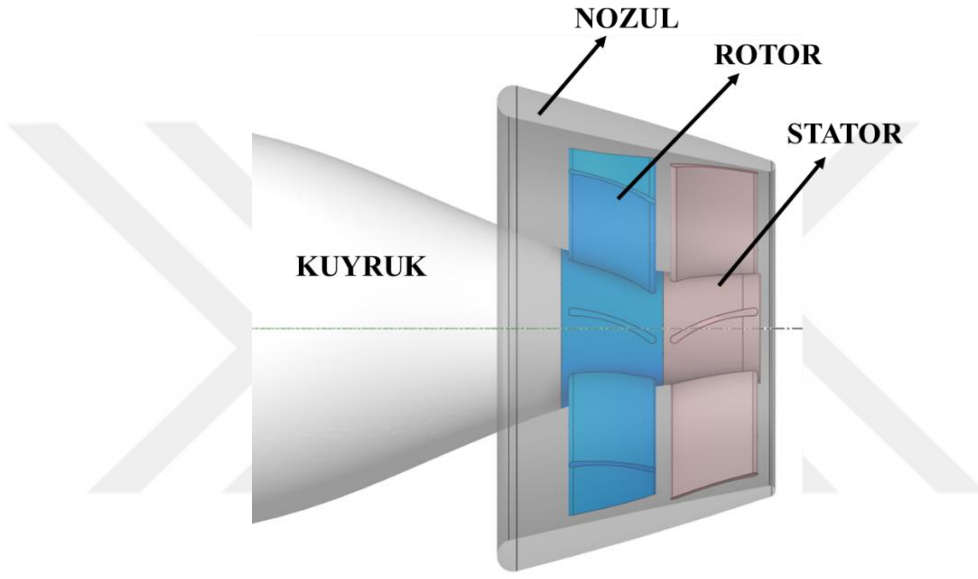
Yukarıda bahsi geçen çalışmaların birlikte değerlendirilmesi, pompa jeti sistemlerinde yalnızca nozul özelliklerine değil, tüm tahrik sistemine bütüncül bir şekilde odaklanması gerektiğini göstermektedir. Bu çalışma da kuyruk geometrisinin nozul içi basınç ve akış yapısı üzerindeki etkilerini optimize eden bütüncül bir yaklaşımla literatüre katkı sunmayı amaçlamaktadır.





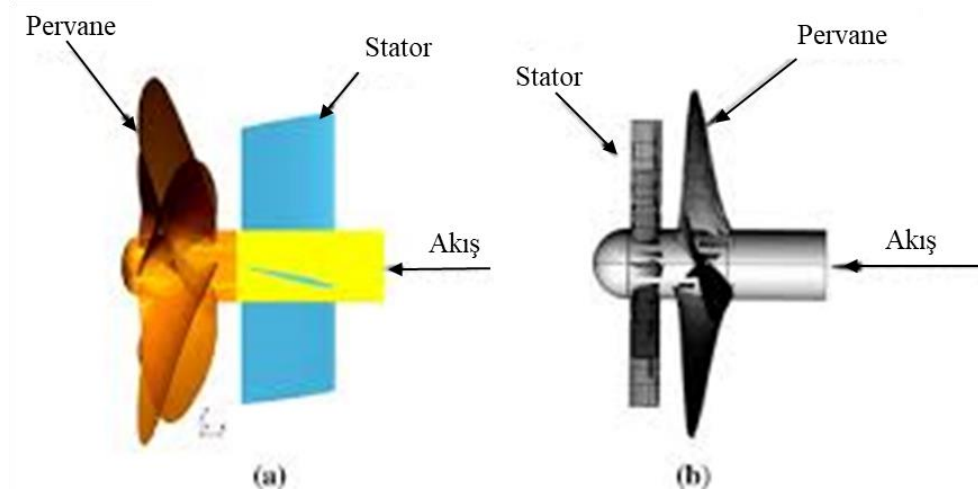
2. POMPA JETİ SİSTEMİ

Günümüzde su altı sistemlerinde kullanılan pompa jeti tahrik sistemleri stator, rotor ve nozul olmak üzere temelde üç ana bileşenden oluşmaktadır. Şekil 2.1’de ana bileşenler görülmektedir.



Şekil 2.1 : Pumpjet bölümleri.

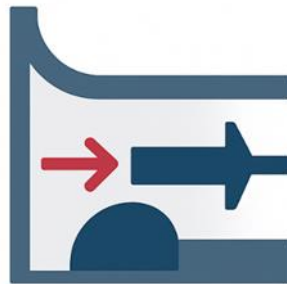
Rotor bileşeni ana bileşenler arasındaki tek hareketli parçadır. Rotor bileşeni kendi radyal hareketi sayesinde akışı ivmelendirerek enerjisini artırır ve sistemin itki üretmesini sağlar. İvmelenen akış rotor arkasında dönümlü olarak ilerler. Dönen akış sistem üzerinde yalpa momenti oluşmasına sebep olur. Bu etkiyi ortadan kaldırmak için rotor arkasında veya rotor önünde stator komponenti bulunur. Stator rotora giren akışı veya rotordan çıkan akışı yönlendirerek, pompa jeti sisteminden çıkan akışın dönümsüz olmasını sağlar. Pompa jetleri Şekil 2.2’de görüldüğü gibi stator, rotorun önünde veya rotorun arkasında konumlanmasına göre sınıflandırılır.



Şekil 2.2 : a) Statorun rotorun önünde konumlandığı konfigürasyon b) Stator rotorun arkasında konumlandığı konfigürasyon.

Rotor ve statorun etrafını saran, su altı aracı etrafındaki akışı rotora yönlendiren nozul geometrisi bulunur. Nozul geometrisi temel olarak nozul içerisindeki akışın dinamik basıncını sistemin tasarım koşullarına uygun olacak şekilde düzenleyerek itki sisteminin performansını artırır ve rotor-stator parçalarını koruyan bir kabuk görevi görür. Nozulsuz sistemlere göre rotorun çalışma koşullarında kavitasyon oluşumunu zorlaştırarak, yüksek devirlerdeki performansını iyileştirir.

Pompa jetleri sisteme giren ve çıkan akışın yönlerine göre; eksenel akışlı, santrifüj akışlı ve karışık akışlı olmak üzere 3 farklı sınıfa ayrılabilir. Torpido ve denizaltı sistemlerinde kullanıldığı gibi akış nozul geometrisi içerisine girdiği ekseninde çıkıyor ise eksenel akışlı pompa jeti olarak isimlendirilir. Şekil 2.3’de eksenel akışlı pompa jeti görseli görülmektedir.



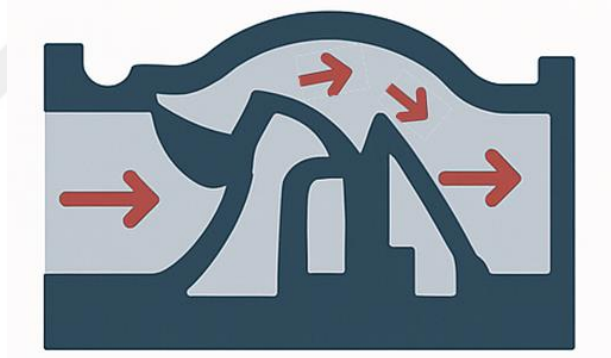
Şekil 2.3 : Eksenel akışlı pompa jeti.

Schottel sisteminde kullanılan santrifüj akışlı pompa sistemi ise radyal yönde akış yönünü değiştirerek sistemi basınçlandırır. Giren akış sistem içerisinde genellikle yaklaşık 90 derece yön değiştirerek dışarı atılır. Şekil 2.4’de radyal akışlı pompa jeti görseli görülmektedir.



Şekil 2.4 : Radyal akışlı pompa jeti.

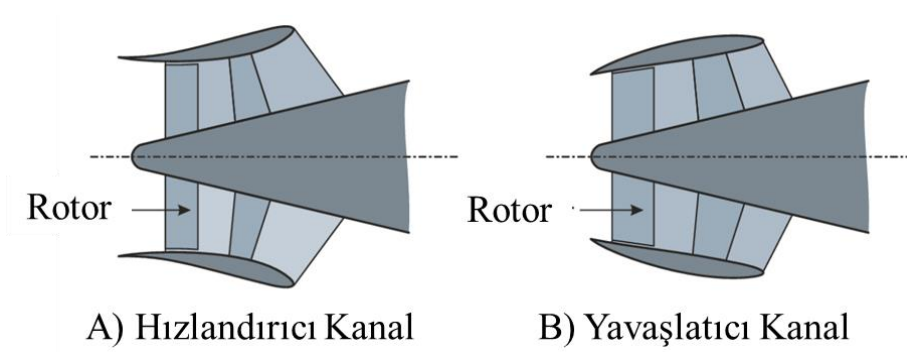
Rotor komponenti su alığından büyük olması gerektiği durumlarda ise karışık akışlı pompa jetleri kullanılır. Karışık akışlı pompa jetleri radyal sistemin avantajını kullanarak su alığından akışı eksenel akışlı pompa jetinin olduğu kısma iletir. Eksenel pompa jetinin olduğu kısımda Şekil 2.5’de de görüldüğü üzere su alığından daha büyük bir çapa sahip rotor parçasıyla su dışarıya yüksek hızlarda atılır. Bu şekilde hem eksenel hem de santrifüj akışın özelliklerini birleştirerek yüksek hızlarda daha verimli olabilmektedir.



Şekil 2.5 : Karışık akışlı pompa jeti.

Pompa jetleri nozul yapılarına göre de yavaşlatıcı nozullu ve hızlandırıcı nozullu pompa jetleri olmak üzere 2’ye ayrılırlar. Yavaşlatıcı nozullu pompa jetlerinde nozul giriş alanı çıkışa göre daha dar yapıdadır. Bernoulli prensibine göre amacı nozul içerisine gelen akışın hızını yavaşlatırken, basıncını arttırmaktır. Bu sayede düşük hızlı yüksek basınçlı akış rotor tarafından daha verimli bir şekilde işlenebilmektedir. Hızlandırıcı nozullu pompa jetlerinde ise yavaşlatıcı nozullu yapının tam tersi bir şekilde giriş alanı çıkış alanına göre daha geniş yapıdadır. Bu sayede nozul içerisine gelen akış hızlanır ve nozul içerisindeki akışın basıncı düşer. Hızlandırıcı nozullar, rotorun yüksek hızlı akışı işlemlerini sağladığı için yüksek momentum üretilmesini sağlar. Ancak düşük basınç bölgeleri oluşması sebebiyle kavitasyon ihtimali bu

sistemlerde fazla, verim açısından da yavaşlatıcı nozullu sistemlere göre daha zayıftır. Şekil 2.6’da hızlandırıcı ve yavaşlatıcı nozulların kesit görüntüsü farkları görülmektedir.



Şekil 2.6 : Yavaşlatıcı ve hızlandırıcı nozul kesitleri.

3. HESAPLAMALI ÇALIŞMA

3.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

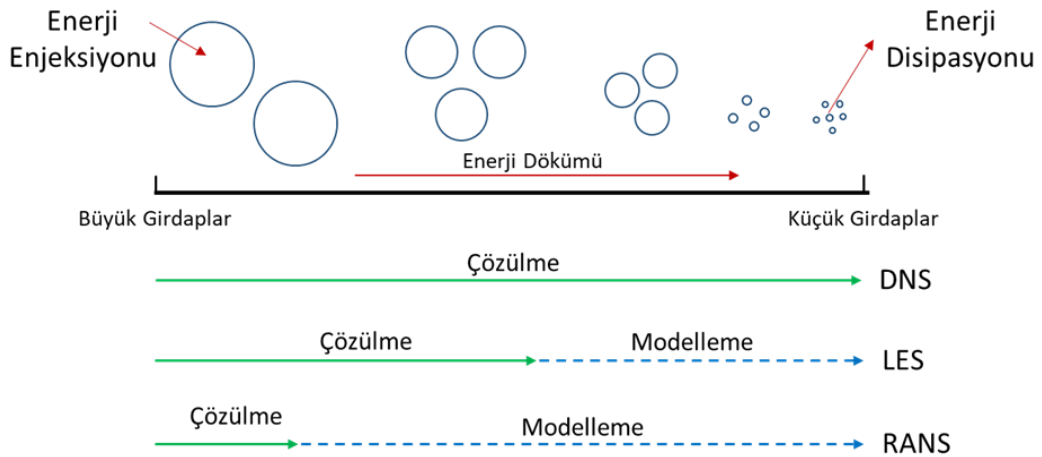
3.1.1 RANS denklemleri

Akışkan hareketlerinin düzenli ve çalkantısız olduğu durumlara laminar, düzensiz ve çalkantılı olduğu durumlara türbülanslı akış denir. Laminar ve türbülanslı akış arasında ise sürekli değişim gösteren bir geçiş akışı vardır. İlgilenilen akış probleminin türbülanslı veya laminar olduğuna Reynolds sayısı ile karar verilir. Reynolds sayısı (3.1)'de belirtildiği üzere akışkan içindeki cismin karakteristik boyu (L [m]), akışkanın dinamik viskozitesi (μ [kg/(m*sn)]), akışkanın yoğunluğu (ρ [kg/m³]) ve akışkan içindeki cismin hızına (V [m/sn]) bağlı boyutsuz bir büyüklüktür.

$$Re = \frac{\rho V L}{\mu} \quad (3.1)$$

- $Re < 2300$ ise akış laminardır.
- $2300 < Re < 4000$ ise akış geçiş rejimindedir.
- $4000 < Re$ ise akış türbülanslıdır. (Çengel & Cimbala, 2013)

Türbülans, akışkan dinamiğinde düzensiz ve kaotik bir akış şekli olarak tanımlanır. Türbülanslı akışlar, genellikle çok şiddetli girdap yapıları ve enerji dağılımı ile karakterize edilir.



Şekil 3.1 : Türbülans modellerinin girdap yapıları çözüm karşılaştırmaları.

Reynolds Ortalaması Alınış Navier-Stokes modelleri, Navier Stokes denklemlerinin Reynolds Ayırıklaştırması uygulayarak çözüm sunan bir türbülans modelidir. RANS modelleri diğer modellere göre daha hızlı ve az maliyetli olmaları sebebiyle endüstriyel ve mühendislik uygulamalarında yaygın olarak tercih edilir. Şekil 3.1’de girdap boyutlarına göre RANS, LES ve DNS türbülans modellerinin çözüm metotları karşılaştırmalı olarak gösterilmektedir.

Reynolds Ayırıklaştırması N-S denklemlerindeki terimler zamansal ortalaması alınmış değer ve çalkantı değeri olarak iki parçaya ayırır. (3.2)’de ortalaması alınmış terim üzerinde çizgiyle ifade edilir, çalkantı terimi ise kesme işareti ile ifade edilmiştir.

$$\phi(x, t) = \bar{\phi}(x) + \phi'(x, t) \quad (3.2)$$

Tüm terimler bu şekilde ayırıklaştırıldığında τ_{ij}^R ile temsil edilen (3.3)’teki reynolds gerilme tansörü ortaya çıkmaktadır. Bu gerilme tansörü analitik olarak çözülmesi çok maliyetlidir.

$$\tau_{ij}^R = -\overline{u_i' u_j'} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.3)$$

Tansörü açtığımızda μ_t ile ifade edilen türbülans viskozitesinin hesaplanması için bir çok türbülans modeli ortaya atılmıştır. Bunlardan en popüler olanları ise k-ε ve k-ω türbülans modelleridir. 2 modelde de benzer olarak kullanılan türbülans kinetik enerjisi taşınım denklemi (3.4)’de gösterildiği gibidir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.4)$$

3.1.2 Türbülans modelleri

k-ε Modeli: Türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans bozulma oranı (ε) denklemlerinin çözülmesiyle hesaplama yapar. Büyük ölçekli türbülansa odaklanır ve yüksek Reynolds sayılı akışlar için uygundur.

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = C_1 \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.5)$$

$$\mu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.6)$$

k-ω Modeli: Türbülans kinetik enerjisi (k) ve özgül bozulma oranı (ω) kullanılarak hesaplanır. Düşük Reynolds sayılı akışlarda ve duvar yakınlarında daha iyi performans gösterir.

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\mu_t} P_k - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \quad (3.7)$$

$$\mu_t = \frac{k}{\omega} \quad (3.8)$$

k- ω modeli, duvara yakın bölgelerde $y^+ \approx 1$ için direkt uygulanabilir, çünkü ω türbülans ölçekleriyle daha iyi ölçeklenir. Ayrıca ω , yüksek basınç gradyanı bölgelerinde daha hassastır ve özellikle ayrışan akışlar için avantaj sağlar.

Bu çalışmada hem yüksek hem de düşük Reynolds sayılı bölgelerde iyi çalışan bir model gerekmesi sebebiyle, bu iki modeli birleştiren "SST k- ω " modeli kullanılmıştır.

3.1.3 Momentum kaynağı denklemi

Navier-Stokes momentum denklemlerinden türetilerek, momentum kaynak terimi (S_m) (3.9)'da görüldüğü şekilde eklenir.

$$\rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{V} + S_m \quad (3.9)$$

Momentum kaynağı terimi, genellikle belirli bir bölgede uygulanan dış kuvvetleri (örneğin bir pervanenin oluşturduğu itki veya direnç, gözenekli ortamdaki basınç düşüşü vb.) tanımlamak için kullanılır. Bir pervane veya fanın etkisini simüle etmek için, fanın yarattığı basınç artışı bir ampirik model veya (3.10) deklemini ile doğrudan bir kuvvet kaynağı olarak modellenir.

$$S_m = \frac{\Delta P}{\Delta x} \quad (3.10)$$

Burada:

- ΔP : Pervane/rotor tarafından üretilen basınç farkı
- Δx : Pervanenin etkisinin uygulandığı bölgenin genişliği

3.1.4 Kaviteasyon modelleri

Kaviteasyon, sıvılar içerisindeki basınç düşüşüne bağlı olarak gaz veya buhar kabarcıklarının oluştuğu ve çöktüğü bir faz değişim fenomenidir. Özellikle denizcilik, hidromekanik sistemler ve pervane tasarımı gibi mühendislik alanlarında kaviteasyonun modellenmesi, performans analizleri açısından büyük önem taşımaktadır. Kaviteasyon miktarı genel olarak kaviteasyon sayısı ile ifade edilmektedir. Kaviteasyon sayısı ise denklem (3.11)'de görüldüğü gibi hesaplanmaktadır.

$$\sigma = \frac{P_{ortam} - P_{buharlaşma}}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (3.11)$$

Homojen kavitasyon modelleri, sıvı ve buhar fazlarını tek bir akışkan olarak ele alarak çözüm yapar ve faz değişim süreçlerini ampirik veya yarı-ampirik denklemlerle tanımlar. Bu tür modeller, özellikle mühendislik uygulamalarında yaygın olarak tercih edilmektedir. En sık kullanılan homojen modeller şunlardır:

- Schnerr-Sauer Modeli
- Zwart-Gerber-Belamri (ZGB) Modeli

Schneer ve Sauer tarafından geliştirilen bu model, kavitasyon kabarcıklarının büyümesini ve çökmesini Rayleigh-Plesset denklemi kullanarak tanımlar. Özellikle pervane, pompa ve pompa jeti sistemlerinde kullanılan bu model, yüksek doğruluk seviyesi ve hesaplama açısından verimliliği nedeniyle sıklıkla tercih edilmektedir.

Bu model, akış içindeki kabarcık yoğunluğunu sabit kabul ederek kavitasyon oluşumunu buhar hacim kesiri (α_v) üzerinden hesaplar. Faz değişimini tanımlayan temel denklem (3.12)'de görülmektedir.

$$\frac{\partial \alpha_v}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha_v u) = \frac{\dot{m}_{vap}}{\rho_{vap}} \quad (3.12)$$

Burada:

- α_v buhar hacim kesiridir,
- u akış hızı vektörüdür,
- $\dot{m}_{vap}$ buharlaşma ve yoğunlaşma kütle üretim terimidir,
- ρ_{vap} buhar yoğunluğudur.

Buharlaşma ve yoğunlaşma terimleri Rayleigh-Plesset denklemi temel alınarak (3.13)'de gösterildiği şekilde tanımlanır.

$$\dot{m}_{vap} = C_{vap} \frac{\rho_l}{\rho_v} \frac{3\alpha_v}{R} \sqrt{\frac{2}{3}} (\rho_{vap} - \rho) \quad (3.13)$$

Burada, C_{vap} model katsayısı olup, kabarcık büyümesi ve çökmesi sırasında faz değişim süreçlerini belirlemektedir.

3.2 2B Analiz Modeli Çalışmaları

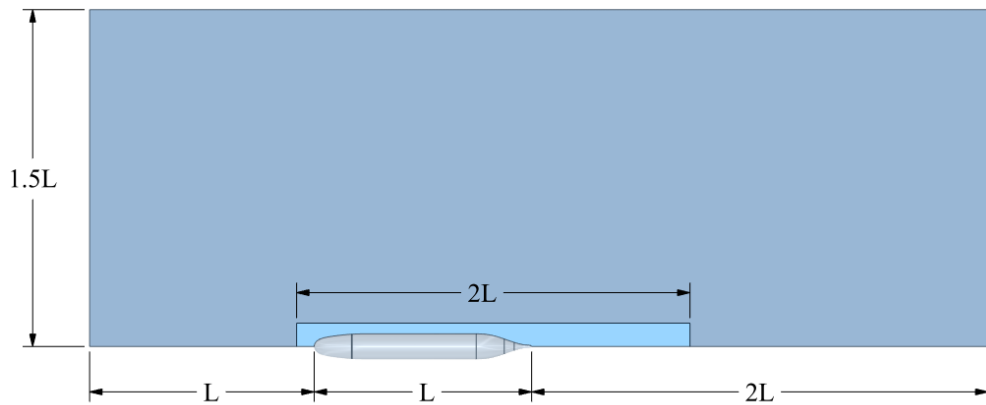
3.2.1 2B Sayısal yöntem, çözüm bölgesi ve sınır koşulları

DARPA-SUBOFF modeli $L=4.356\text{m}$ uzunluğa ve $B=0.508\text{m}$ maksimum genişliğe sahip literatürde doğrulama amacıyla sıkça kullanılan bir su altı aracı formudur. (Liu & Huang, 1998) Bu çalışma kapsamında incelenen sualtı aracı da DARPA-SUBOFF çıplak gövdesi ile benzer geometrik özelliklere sahip oldukları için DARPA-SUBOFF çıplak geometrisinin 3 farklı hızdaki deneysel verisi ile doğrulama çalışması yapılmıştır. Modelin geometrik özellikleri ve deney veri setinden seçilen hızlar Çizelge 3.1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : DARPA Suboff model bilgileri (Liu & Huang, 1998).

Tanım	Değer
Uzunluk [mm]	4356
Genişlik [mm]	508
	5.14
Hız Değerleri [m/sn]	6.10
	7.16

Şekil 3.2’de görülen çözüm alanı 2 boyutlu aksel simetrik çözüm metoduna uygun olarak oluşturulmuştur. Çözüm alanı sınırları ise su altı aracı katı geometrisinin önünde 1 boy, arkasında 2 boy ve eksenden 1.5 boy mesafe olacak şekilde oluşturulmuştur.



Şekil 3.2 : DARPA Suboff çözüm alanı boyutlandırma görseli.

DARPA-Suboff su altı aracının çıplak (takıntısız) hali, aksel simetriye sahip bir geometri oluşturduğundan, çözümde iki boyutlu aksel simetrik analiz modeli tercih

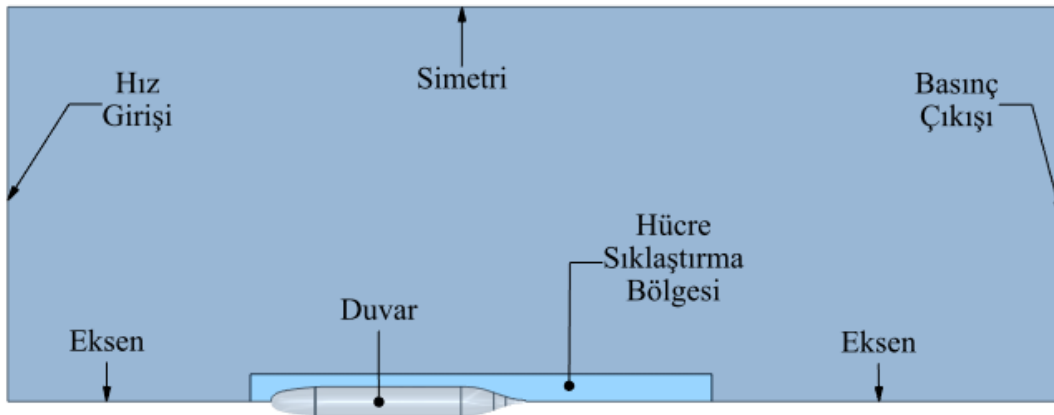
edilmiştir. Bu yaklaşım, hem hesaplama maliyetini düşürmekte hem de aksenel simetrik akış özelliklerinin doğru bir şekilde yakalanmasını sağlamaktadır. Çözüm sürecinde akış, zamandan bağımsız (kararlı) ve türbülanslı olarak kabul edilmiştir.

Türbülans modeli olarak Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$ modeli kullanılmıştır. Bu model, özellikle sınır tabakaların ayrılma eğilimi gösterdiği bölgelerde daha doğru sonuçlar vermesi ve düşük Reynolds sayılı bölgelerde geliştirilmiş performans sunması nedeniyle tercih edilmiştir.

Basınç-hız bağlaştırması için Eşleşik (Coupled) yöntem kullanılmış, gradyan hesaplamalarında Green-Gauss-Node-Tabanlı ayrıklaştırma yöntemi uygulanmıştır. Basınç, türbülans ve momentum denklemleri, çözüm hassasiyetini artırmak ve nümerik yayılmayı azaltmak amacıyla İkinci Derece Akış Yönlü (Second-Order Upwind) şemalar kullanılarak ayrıklaştırılmıştır.

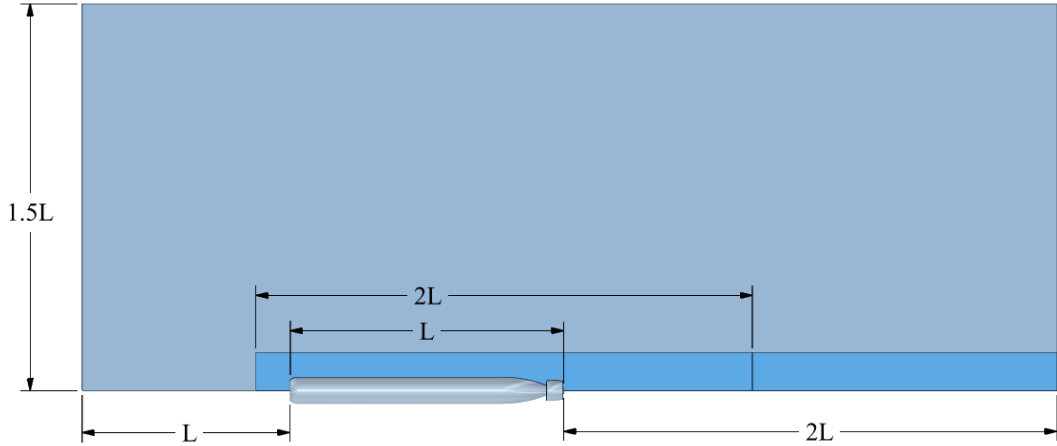
Sınır koşulları, Şekil 3.3'te gösterildiği şekilde tanımlanmıştır. Giriş sınırında sabit hız değeri uygulanmış; çıkış sınırında ise sabit basınç (atmosfer basıncı) sınır şartı tanımlanmıştır. Gövde yüzeylerinde ise kaymama (no-slip) sınır koşulu uygulanmıştır. Girişteki türbülans özellikleri, literatürde (Han-Lieh ve ark., 1998) raporlanan deneysel veriler dikkate alınarak belirlenmiş olup; türbülans yoğunluğu %1 ve türbülans viskozite oranı 1 olarak alınmıştır. Kullanılan modelde suyun yoğunluğu 1026 kg/m^3 ve dinamik viskozitesi $0,00122 \text{ N s/m}^2$ kabul edilmiştir.

Ayrıca, ortam basıncının iki boyutlu çalışma kapsamında direnç kuvveti üzerinde anlamlı bir etkisinin bulunmaması nedeniyle, ortam basıncı 1 atmosfer (atm) olarak sabitlenmiştir.



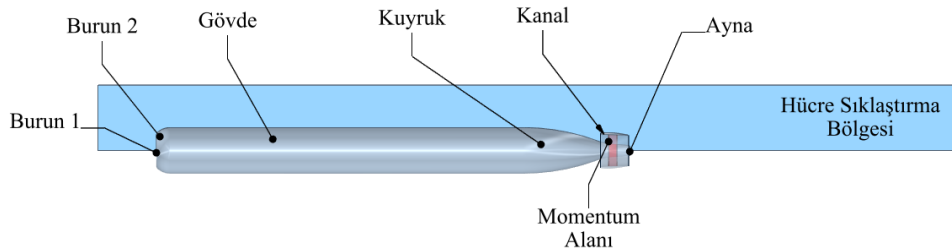
Şekil 3.3 : DARPA Suboff sınır koşulları.

Su altı aracı ve pompa jetinin nozul geometrileri de DARPA Suboff gibi aksenel olarak simetrik geometriler olduğu için, doğrulama çalışmasında olduğu gibi simetrik eksenden kesilen geometrinin 2 boyutlu çözüm alanı oluşturulmuştur. Çözüm alanı sınırlarının geometriye olan uzakları da doğrulama çalışmasında olduğu gibi önden 1 boy, arkadan 2 boy ve eksen 1.5 boy mesafe verilerek Şekil 3.4’de gözüktüğü gibi oluşturulmuştur.



Şekil 3.4 : Pompa jetli su altı aracı çözüm alanı boyutlandırması.

2 boyutlu aksenel simetrik olarak yapılan bu çalışmada pompa jetinin rotor ve stator geometrileri modellenmemiştir. Ancak rotor geometrisinin bulunduğu bölgeye 2 boyutlu bir momentum kaynağı eklenmiştir. Rotorun oluşturacağı momentum etkisini yapay olarak oluşturarak model direnç kuvvetini yenecek itkiyi üretecek olan bu kısım rotorun zamandan bağımsız olarak oluşturduğu dinamik etkileri çözüm alanına dahil edecektir. Momentum üreten alan Şekil 3.5’de hesaplama alanına ait isimlendirmelerin içerisinde kırmızı ile görülmektedir.



Şekil 3.5 : Pompa jetli su altı aracı sınır koşulları.

Diğer sınır koşulları, doğrulama modelinde olduğu gibi Şekil 3.3'te gösterilen şekilde tanımlanmıştır. Giriş sınırında sabit hız 45 kts değeri uygulanmış; çıkış sınırında ise sabit basınç (atmosfer basıncı) sınır şartı tanımlanmıştır. Gövde yüzeylerinde ise

kaymama (no-slip) sınır koşulu uygulanmıştır. Türbülans yoğunluğu %1 ve türbülans viskozite oranı 1 olarak alınmıştır. Kullanılan modelde suyun yoğunluğu 1026 kg/m^3 ve dinamik viskozitesi $0,00122 \text{ N s/m}^2$ kabul edilmiştir.

3.2.2 2B Çözüm ağı yapısı

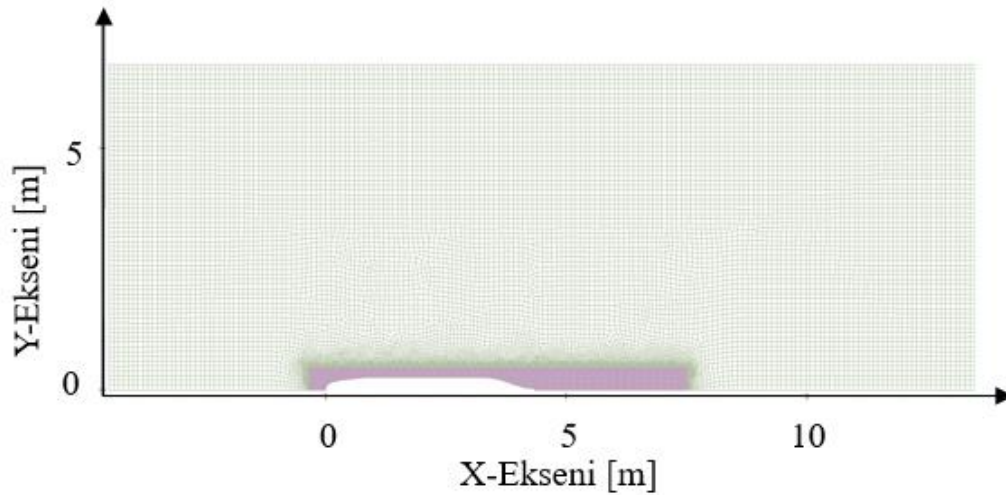
Şekil 3.6’da görüldüğü üzere çözüm alanının içerisine quaddominant tipinde çözüm ağı oluşturulmuştur. Çözüm ağı boyutlandırması yapılırken;

- İlk hücre yüksekliği 0-5 aralığında olmasına,
- Sınır tabaka içerisinde en az 25 katman olmasına,
- Ortalama yan oran değeri 250’nin altında olmasına,
- Ortalama çarpıklık değeri mümkün olduğu kadar 0’a yakın olmasına,
- Olabildiğince az sayıda hücre ile çözüm ağı oluşturulmasına,

dikkat edilmiştir. Bu kısıtlar dikkate alınarak oluşturulan çözüm ağının kalite metriklerine ait sonuçlar Çizelge 3.2’de verilmiştir. Oluşturulan çözüm ağı yaklaşık 155 bin hücre sayısına sahiptir.

Çizelge 3.2 : Darpa suboff çözüm alanı kalite metrik sonuçları.

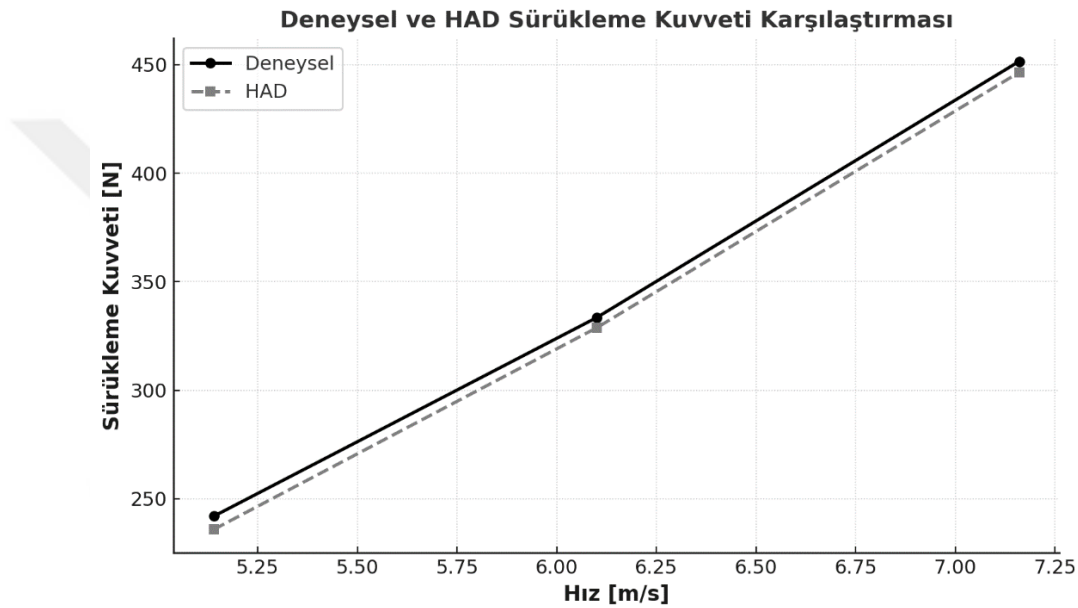
Tanım	Minimum Değer	Ortalama Değer	Maksimum Değer
y ⁺	0.36	1.46	4.37
Yan Oran	1	15	246
Çarpıklık	0	0.045	0.7



Şekil 3.6 : DARPA Suboff çözüm alanı.

3.2.3 2B Doğrulama ve geçerleme çalışmaları sonuçları

Deneysel sonuçlar ve HAD analizlerden elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak Çizelge 3.3'te ve Şekil 3.7'de paylaşılmıştır. Bu çalışmada tüm hızlar için hata oranı %3'ün altında olduğu görülmektedir. Eksenel simetrik olarak modellenebilecek tüm su altı araçları için 2 boyutlu çözüm hacmiyle 3 boyutlu etkilerin eksenel simetrik olarak hesaplamalarına dahil edilmesini sağlayan ANSYS-Fluent eksenel simetrik çözücüsü çözüm doğruluğu açısından yeterli sonuçlar verdiği değerlendirilmektedir. Çözüm hızı açısından ise 3 boyutlu problemlere göre daha hızlıdır.



Şekil 3.7 : Doğrulama çalışması deneysel ve HAD karşılaştırması.

Çizelge 3.3 : Doğrulama çalışması sonuçları.

Hız [m/sn]	Direnç Kuvveti (Deney) [N]	Direnç Kuvveti (HAD) [N]	Fark [%]
5.14	242	235.9	2.5
6.10	332.9	328.8	1.4
7.16	451.5	446.5	1.1

Yapılan çalışmanın çözüm ağından bağımsızlaştırmak için 3 farklı yoğunlukta hesaplama alanı oluşturuldu. Oluşturulan çözüm alanlarıyla yapılan HAD analiz sonuçlarının sistematik olarak kıyaslanabilmesi için GCI endeksi kullanılmıştır. GCI endeksinin hesaplanabilmesi için seyrek çözüm alanından yoğun çözüm alanına giderken aralarında 1.3 kattan yüksek bir oranla değişmesi tavsiye edilmektedir. Bu

çalışmada çözüm alanları sıklaştırılırken çözüm alanları arasında 2 kat oran olacak şekilde oluşturulmuştur. GCI endeksi hesaplamasında kullanılacak olan hücre sayıları oranı katsayıları r_{21} ve r_{32} değerleri 2'ye eşittir. Oluşturulan çözüm ağlarının boyut detayları Çizelge 3.4'de görülmektedir.

Çizelge 3.4 : Su altı aracı çözüm alanı girdi bilgileri.

Tanım	Seyrek Çözüm Ağı	Orta Çözüm Ağı	Sık Çözüm Ağı
Burun 1	2 mm	1 mm	0.5 mm
Burun 2	2 mm	1 mm	0.5 mm
Gövde	14 mm	7 mm	3.5 mm
Kuyruk	4 mm	2 mm	1 mm
Ayna	3 mm	1.5 mm	0.75 mm
Nozul	2 mm	1 mm	0.5 mm
Momentum Alanı	3 mm	1.5 mm	0.75 mm
Akış Alanı	60 mm	30 mm	15 mm
Momentum Alanı Çizgileri	3 mm	1.5 mm	0.75 mm
Hücre Sıklaştırma Bölgesi	10 mm	5 mm	2.5 mm
Sınır Tabaka Katman Sayısı	25 adet	30 adet	35 adet
Toplam Hücre Sayısı	75.000	150.000	300.000

Oluşturulan çözüm ağlarından çıkan sonuçlardan (3.14) denklemini kullanılarak bir çözüm derecesi hesaplanmalıdır. Eğer çözüm alanları arasındaki büyüme oranları çalışmada sabit ise $q(p)$ değeri sıfır olarak hesaplanabilir. Bu çalışmada da 2 katlık büyüme oranını 3 çözüm alanı için de sabit tuttuğumuz için mertebe hesabı basitleşmektedir.

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} |\ln|\varepsilon_{32}/\varepsilon_{21}| + q(p)| \quad (3.14)$$

Formülден çıkan sonuç ile analizlerde kullanılan çözücü şemaların mertebeleri uyumlu ise kullanılan çözüm alanının asimptotik aralıkta olduğunun iyi bir göstergesidir. Çalışmada pompa jetinin etki alanı inceleneceği için GCI endeksi hesaplamalarında pompa jeti nozulu üzerindeki direnç kuvveti, su altı aracı kuyruk kısmı üzerindeki direnç kuvveti ve rotor girişindeki basınç alanı kullanılmıştır.

Bu çalışmadan p değerleri nozul direç kuvveti için 3.49, kuyruk direnç kuvveti için 3.19 ve nozul içerisindeki basınç için 2.54 olarak hesaplanmıştır. Çalışma boyunca

2.derece çözücü şemaları kullandığımız için bu sayıların 2'den büyük çıkması analiz metodunun çözüm ağı ile uyumlu olduğunu gösterir.

Orta ve seyrek yoğunlukta oluşturulan çözüm ağı sonuçlarıyla yapılan ekstrapolasyon ile sık yoğunlukta oluşturulan çözüm ağının vereceği sonuçlar (3.15) denklemi kullanılarak hesaplanır.

$$\phi_{ext}^{21} = (r_{21}^p \phi_1 - \phi_2)(r_{21}^p - 1) \quad (3.15)$$

Ekstrapole edilen değerler ile gerçek değerler arasındaki fark (3.16) denklemi ile hesaplanır.

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{21}} \right| \quad (3.16)$$

İncelenen sonuçların birbirlerine göre değişimleri (3.17) denklemi kullanılarak hesaplanır.

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (3.17)$$

GCI²¹ endeksi aşağıdaki formül kullanarak (3.18) denklemi ile hesaplanır.

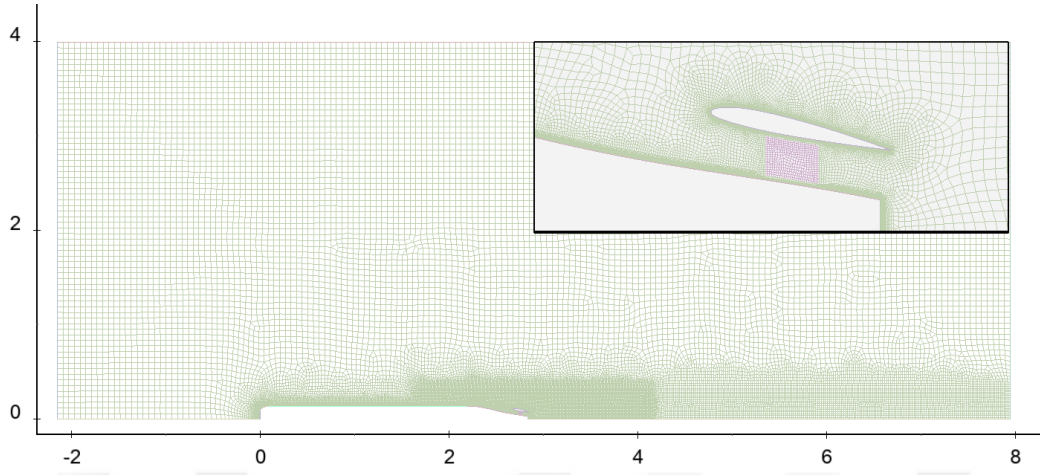
$$GCI_{yoğun}^{21} = \left| \frac{1.25 e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \right| \quad (3.18)$$

Ağdan bağımsızlık sonuçları toplu olarak Çizelge 3.5'de görülmektedir.

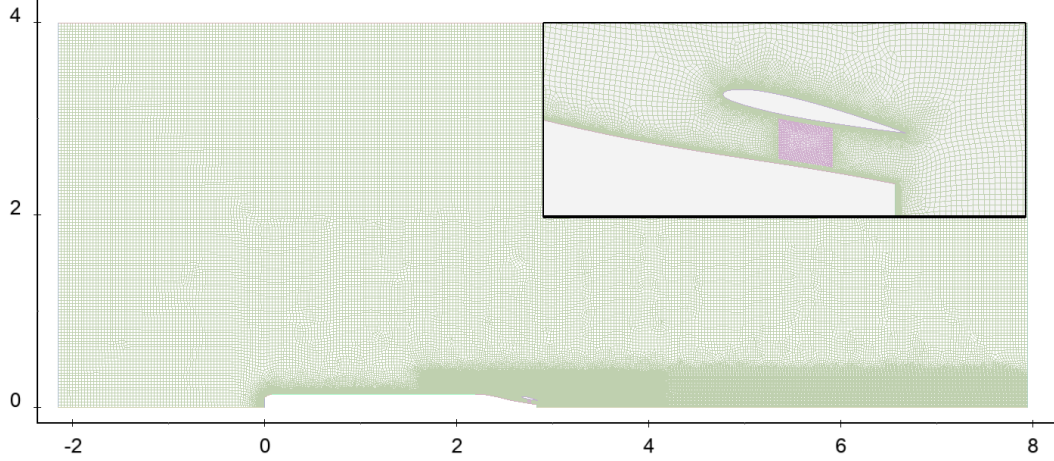
Çizelge 3.5 : Çözüm alanından bağımsızlık sonuçları.

	Nozul Direnç Kuvveti [N]	Kuyruk Direnç Kuvveti [N]	Rotor Giriş Basıncı [kPa]
Yoğun (300B)	1233,6	1935	191,6
Orta (150B)	1231,3	1932,2	191,5
Seyrek (75B)	1205,3	1907,4	190,9
r_{21}		2	
r_{32}		2	
p	3.49	3.19	2.54
ϕ_{ext}^{21}	1257.3	1957	192.1
ϵ_a^{21}	2%	1%	0%
ϵ_{ext}^{21}	2%	1%	0%
$GCI_{yoğun}^{21}$	3%	2%	0%

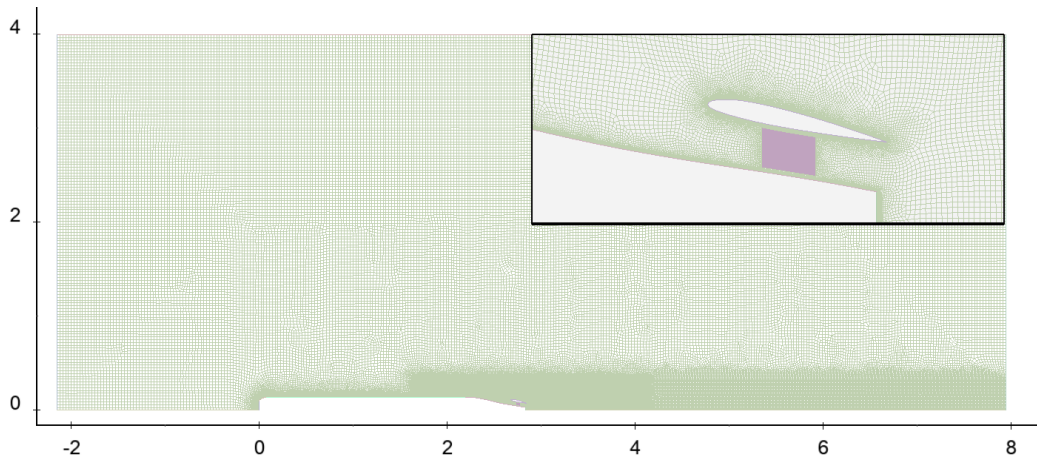
Hesaplama alanları görüntüleri Şekil 3.8, Şekil 3.9 ve Şekil 3.10'da sırasıyla görülmektedir.



Şekil 3.8 : Pompa jetli su altı aracı seyrek sıklıktaki çözüm ağı görseli.



Şekil 3.9 : Pompa jetli su altı aracı orta çözüm ağı görseli.



Şekil 3.10 : Pompa jetli su altı aracı yoğun çözüm ağı görseli.

Yoğun çözüm ağı sonucu en fazla %0.18 değiştirmektedir. Bunun karşılığında çözüm süresini yaklaşık 3 kat arttırdığı göz önüne alındığında ihmal edilebilir bir fark olduğu

değerlendirilmiştir. Bu sebeple orta sıklıktaki çözüm ağı sayısının yeteri kadar yakınsadığına karar verilerek, toplam çözüm ağı sayısını 150 bin civarında tutulmasına karar verilmiştir.

3.3 3B Analiz Modeli Çalışmaları

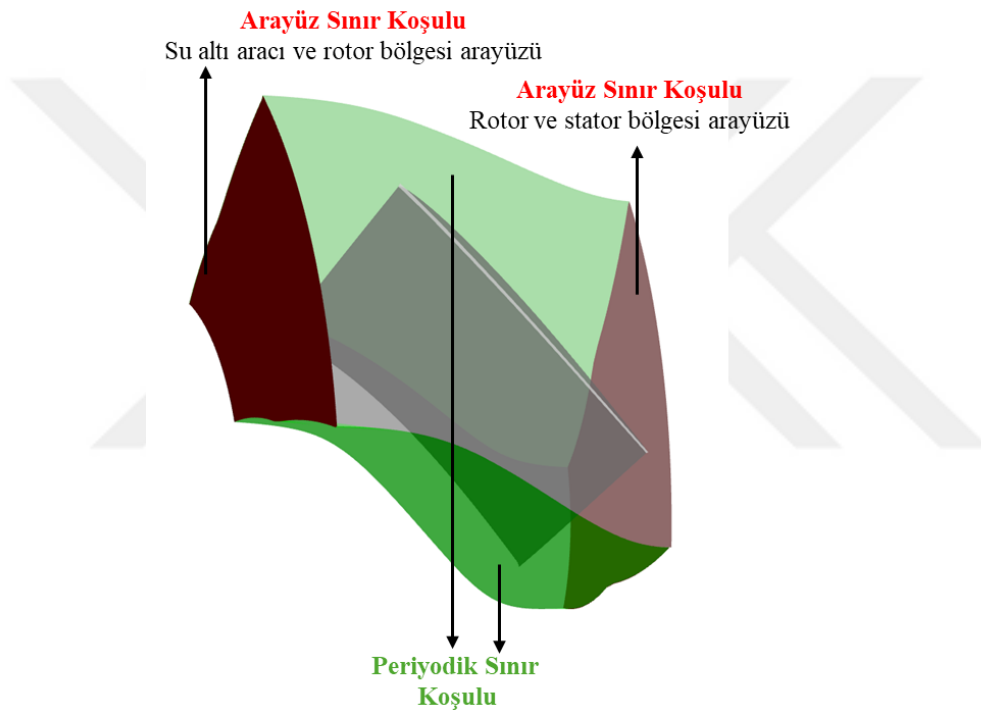
Rotor ve stator geometrilerinin eksenel simetrik olmadığı için 2 boyutlu çalışmalara geometrik modellenerek dahil edilememiştir. 3 boyutlu çalışmada ise rotor ve stator, geometrik olarak modellenerek analiz sonuçlarına etkisi araştırıldı. Çalışmada kullanılan su altı aracı ve nozul geometrisi 2 boyutlu analiz çalışmaları sonunda ortaya çıkan optimum su altı aracı nozul-kuyruk ikilisine sahip ID-336 geometrisidir. ID-336 geometrisine 8 kanatlı bir rotor ve 11 kanatlı bir stator geometrisi tasarlanmıştır.

Rotor ve stator geometrileri eksenel simetrik olmamaların rağmen birbirinin eşi birden fazla kanadın birleşiminden oluşmaktadır. Bu şekilde bir geometrinin belirli bir eksen etrafında kendini tekrar ettiği durumlarda periyodik sınır koşulu kullanılarak geometrinin sadece tekil bir parçasının modellenmesi, tüm cismin yüksek doğrulukla karakterize edilmesine olanak sağlamaktadır. Rotor ve stator için bu durum tek bir kanat ile tüm bileşenin temsil edilebilmesi anlamına gelmektedir. Bu durum da kanat sayısı oranında çözüm hacmindeki hücre sayısında azalma ve buna bağlantılı olarak çözüm süresini azaltılması anlamına gelmektedir.

Çalışmada rotor bölgesi (hareketli), stator bölgesi (sabit) ve su altı aracı bölgesi (sabit) olmak üzere 3 farklı çözüm hacmi oluşturuldu. 8 kanatlı rotor geometrisinin içinde bulunduğu çözüm hacmi bölgesi periyodik sınır koşulu özelliği kullanılarak 1/8'lik bir silindir dilimi ile modellendi. Aynı şekilde 11 kanatlı stator geometrisinin içinde bulunduğu çözüm hacmi bölgesi ise 1/11'lik bir silindir dilimi ile tek kanat olacak şekilde modellendi. Geri kalan ID-336 geometrisine sahip sabit bölge ise 1/4'lük bir silindir dilimi kullanılarak çeyrek model olarak bu çalışmada temsil edildi.

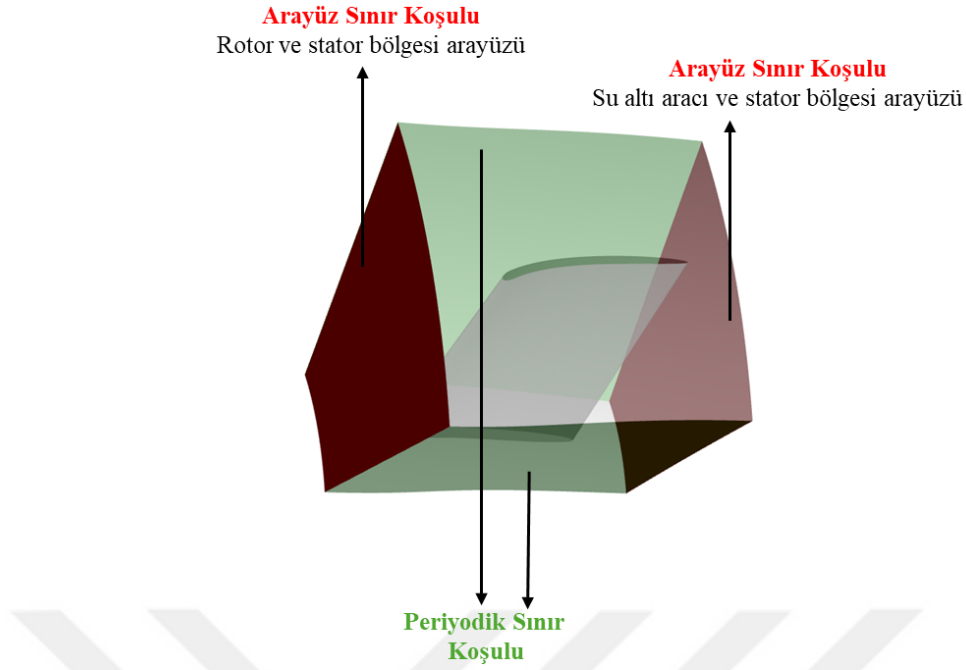
Rotor çözüm hacmi diğer çözüm hacimlerine kıyasla hareketli olan tek çözüm bölgesidir. Bu bölgede 2 adet arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Bir tanesi rotor bölgesine akışın giriş yüzeyidir, bu yüzey su altı aracı bölgesi ile rotor bölgesi arasında bir arayüz oluşturduğu için arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Diğeri ise rotor bölgesinden akışın çıkış yüzeyi, bu yüzey de rotor bölgesi ile stator bölgesi arasında bir arayüz oluşturduğu için arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Rotor çözüm hacminin

yanal yüzeylerine ise periyodik sınır koşulu uygulanmıştır. Rotor çözüm hacminin nozul geometrisinin iç kısmını tamamladığı yüzey ise kaymaz hareketli duvar sınır koşulu ile temsil edilmiştir. Duvar hızı rotor dönüş hızının relatif olarak ters işaretlisidir ancak mutlak olarak sıfırdır. Yani aslında bu yüzey gerçekte hareketsiz olduğu için bölge hareketiyle birlikte yer değiştirmesini engellemek diye bölge hareketine karşı bir hareket tanımlama gereksinimi vardır. Bu sınır koşulu sayesinde rotor ile nozul arasında oluşan kanat ucu boşluğuna sınır tabaka oluşturulması sağlanmıştır. Rotor kanadı ve göbeği ise kaymaz hareketsiz duvar sınır koşulu uygulanmıştır. Şekil 3.11’de sınır koşulları gösterilmektedir.



Şekil 3.11 : Rotor çözüm hacmi sınır koşulları.

Stator çözüm hacmi su altı aracı bölgesi gibi hareketsiz bir çözüm bölgesidir. Bu bölgede 2 adet arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Bir tanesi stator bölgesine akışın giriş yüzeyidir, bu yüzey rotor bölgesi ile stator bölgesi arasında bir arayüz oluşturduğu için arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Diğeri ise stator bölgesinden akışın çıkış yüzeyi, bu yüzey de stator bölgesi ile su altı aracı bölgesi arasında bir arayüz oluşturduğu için arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Stator çözüm hacminin yanal yüzeylerine ise periyodik sınır koşulu uygulanmıştır. Stator çözüm hacminin nozul geometrisinin iç kısmını tamamladığı yüzey ise kaymaz hareketsiz duvar sınır koşulu ile temsil edilmiştir. Stator kanadı ve göbeği de kaymaz hareketsiz duvar sınır koşulu uygulanmıştır. Şekil 3.12’de stator çözüm hacmine ait sınır koşulları gösterilmektedir.



Şekil 3.12 : Stator çözüm hacmi sınır koşulu.

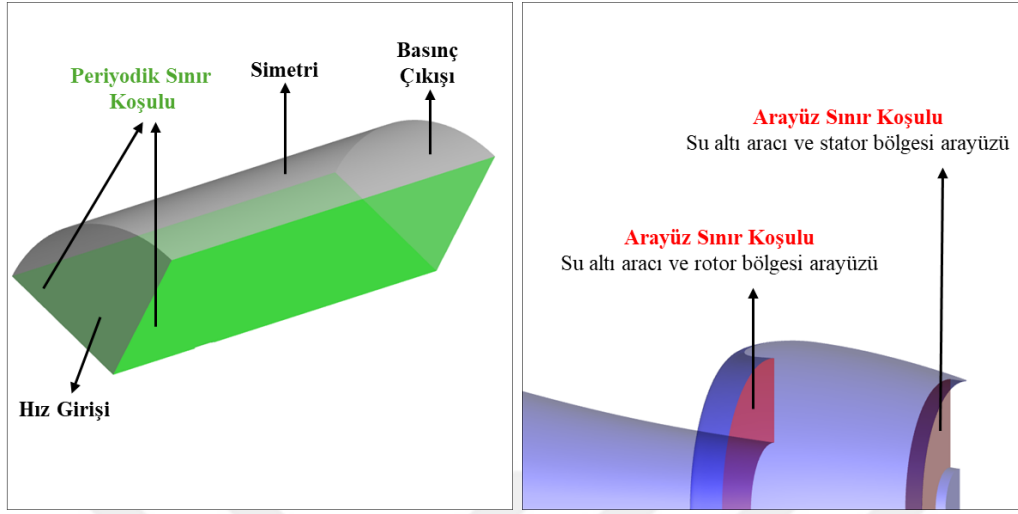
Su altı aracı çözüm hacmi de stator bölgesi gibi hareketsiz bir çözüm bölgesidir. Bu bölgede 2 adet arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Bir tanesi rotor bölgesine akışın giriş yüzeyidir, bu yüzey rotor bölgesi ile su altı aracı bölgesi arasında bir arayüz oluşturduğu için arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Diğeri ise stator bölgesinden akışın çıkış yüzeyi, bu yüzey de stator bölgesi ile su altı aracı bölgesi arasında bir arayüz oluşturduğu için arayüz sınır koşulu kullanılmıştır. Su altı aracı çözüm hacminin yanıl yüzeylerine ise periyodik sınır koşulu uygulanmıştır. Su altı çözüm hacmine akışın giriş yaptığı yüzeye dik olarak 45 kts sabit hız girişı sınır koşulu, akışın çıktığı yüzeye ise 15 m operasyonel derinlik için basınç çıkışı sınır koşulu uygulanmıştır. Çizelge 3.6’da tablo halinde analiz koşulları gösterilmektedir.

Çizelge 3.6 : 3B çözüm hacmi analiz koşulları çizelgesi.

Özellik	Sembolü	Değer
Suyun yoğunluğu	P [kg/m ³]	1026
Suyun dinamik viskozitesi	ν [Ns/m ²]	1.22×10^{-3}
Buharlaşıma basıncı	P_v [Pa]	2000
Akış hızı	U [kts]	45
Operasyonel derinlik	H [m]	15

Su altı aracından 5L uzaklıkta olan hacmin en dış yüzeyine ise simetri sınır koşulu uygulanmıştır. Su altı aracı yüzeylerine (burun, gövde, kuyruk, nozul ve kış ayna

yüzeylerine) ise kaymaz hareketsiz duvar sınır koşulu uygulanmıştır. Şekil 3.13’de su altı aracı çözüm hacminin sınır koşulları gösterilmektedir.



Şekil 3.13 : Su altı aracı çözüm hacmi sınır koşulları.

Analizlerde türbülans modeli olarak SST k- ω modeli kullanıldı. Basınç-Hız ayırıklaştırma şeması olarak Coupled, gradyan ayırıklaştırması ise Green-Gauss-Node-Based ve basınç, türbülans ve momentum denklemleri 2. Derece akış yönü şemaları kullanılarak ayırıklaştırıldı. Analizlerde iki fazlı akış buhar ve su olarak tanımlandı, fazlar arasındaki etkileşim Mixture çoklu faz etkileşimi yöntemiyle tanımlandı. Buhar ve su fazlar arasındaki faz geçişleri ise etkin hale getirildi. Kavitasyon oluşumunun modellenmesi ise matematiksel altyapısı Bölüm 3.1.4’de anlatılan Schnerr- Sauer kavitasyon modeli kullanılarak ele alındı. Akış problemi çözümlenirken zamana bağlı ve sıkıştırılamaz olduğu kabulü yapılmıştır.

3.3.1 3B Çözüm ağı yapısı

3 boyutlu çözüm ağı oluşturulurken rotor, stator ve su altı aracı bölgeleri için;

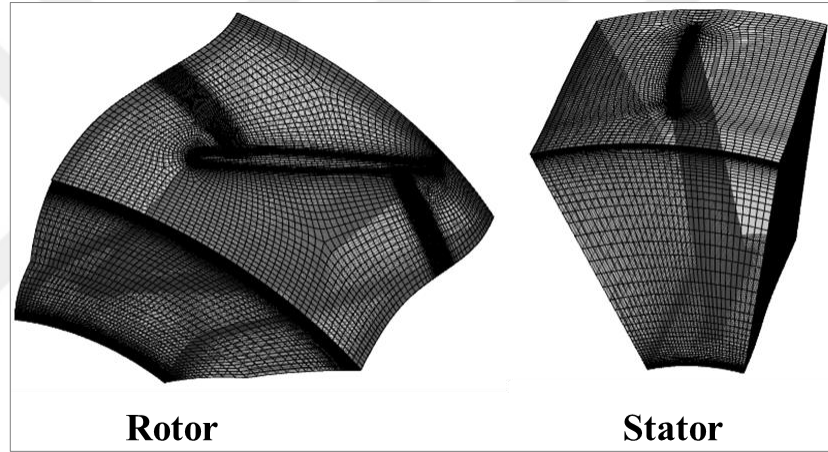
- İlk hücre yüksekliği 0-5 aralığında olmasına,
- Sınır tabaka içerisinde en az 25 katman olmasına,
- Ortalama yan oran değeri 250’nin altında olmasına,
- Ortalama çarpıklık değeri mümkün olduğu kadar 0’a yakın olmasına,
- Olabildiğince az sayıda hücre ile çözüm ağı oluşturulmasına,

dikkat edilmiştir. Yukarıdaki kalite metriklerine dikkat edilerek oluşturulan çözüm ağına ait sonuçlar Çizelge 3.7’de verilmiştir.

Çizelge 3.7 : 3 boyutlu çözüm hacmi genel kalite metrikleri tablosu.

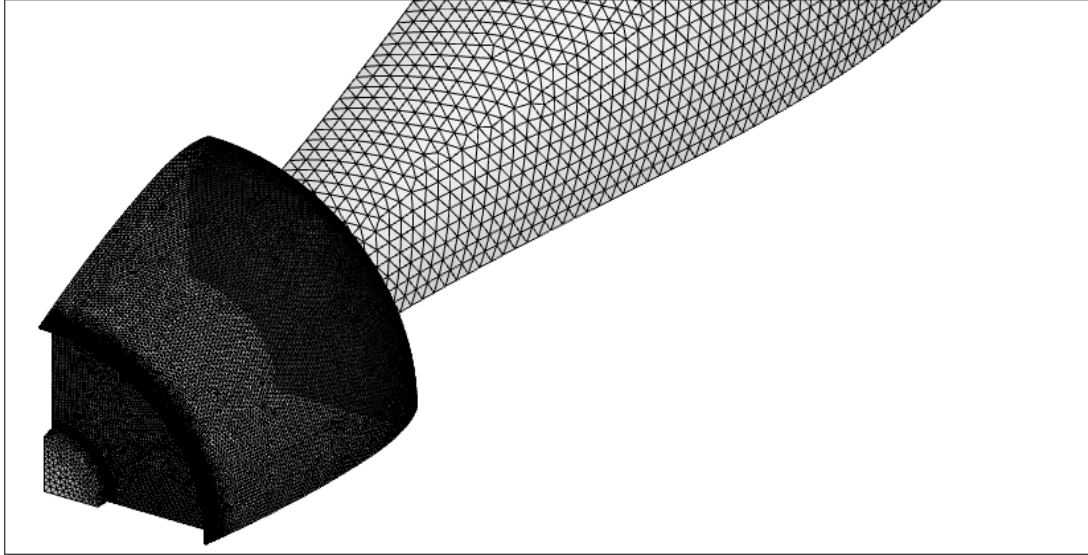
Tanım	Minimum Değer	Ortalama Değer	Maksimum Değer
y+	0.5	3.8	9.6
Yan Oran	1.2	145.6	249.8
Çarpıklık	0.01	0.09	0.89

Rotor ve stator bölgeleri için Şekil 3.14’de görüldüğü üzere ANSYS TurboGrid kullanılarak düzenli dörtgensel (hex) elemanlarla bir çözüm ağı oluşturulmuştur. Su altı aracı gövdesi çevresinde ise ANSYS Fluent Watertight Mesher ile üçgensel (tet) hücrelerden oluşan bir hacim yapılandırılmıştır. Rotor ve stator bölgeleri arasındaki geçiş tam olarak uyumlu, diğer geçişler ise eleman sayısı aynı tutularak olabildiğince uyumlu olacak şekilde sayısal stabilite ve çözüm doğruluğu artırılmıştır.



Şekil 3.14 : Rotor ve stator çözüm hacimleri.

Rotor ve stator bölgelerinde TurboGrid kullanılarak oluşturulan düzenli dörtgensel elemanlar sayesinde yüksek hız gradyanları etkin biçimde yakalanmıştır. İlk hücre yüksekliği 0–5 μm , sınır tabakada ise en az 25 hücre katmanı bulunacak şekilde tanımlanmıştır. Bu yapı, rotor çıkışında stator bölgesine uyumlu (conformal) geçiş sağlanacak şekilde optimize edilmiştir.



Şekil 3.15 : Su altı aracı yüzeyindeki çözüm elemanları yapısı.

Su altı aracı çözüm hacminde ise ANSYS Fluent programı ile karmaşık dış geometriyi daha iyi temsil etmek için Şekil 3.15’de görüldüğü üzere üçgensel elemanlar tercih edilmiştir. Rotor-stator ve su altı çözüm hacimlerindeki farklı tipteki elemanların kesiştiği arayüzlerde hücre eleman boyutları aynı tutulup; çarpıklık ve yan oran değerleri sınırlar içinde kalmasına dikkat edilmiştir.

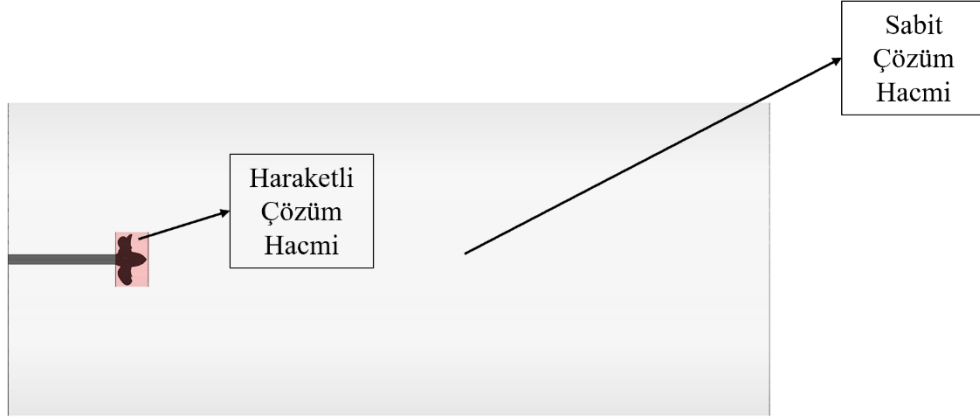
3.3.2 3B Doğrulama çalışmaları sonuçları

3 boyutlu doğrulama çalışmalarında 5 kanatlı literatürde VP1304 ismiyle bilinen Potsdam PPTC pervanesi kullanıldı. (Stapel, Heinke, & Szantyr, 2011)

Çizelge 3.8 : VP1304 pervane geometrisi ana parametreleri tablosu (Stapel, Heinke, & Szantyr, 2011).

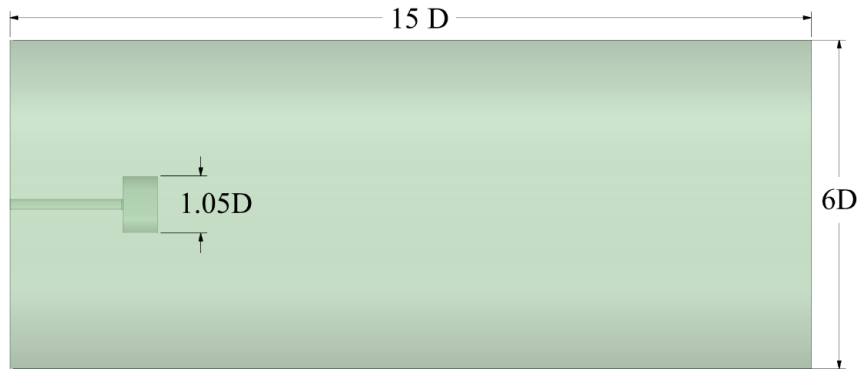
Özellik	Sembolü	Değer
Çap	D [m]	0.250
r/R 0.7’deki hatve	$P_{0.7} / D$	1.635
Açınım kanat alanı oranı	A_E / A_0	0.7789
r/R 0.7’deki giriş uzunluğu	$C_{0.7}$ [m]	0.1041
Çalıklık	θ_{EXT} (°)	18.837
Göbek çapı oranı	d_0 / D	0.3
Kanat sayısı	Z	5
Dönüş yönü	-	Sağ
Tipi	-	Hatve Kontrollü Pervane

Çizelge 3.8’de özellikleri verilen VP1304 pervanesi 1/1 ölçekte modellenmiş olup analizlerde 2 adet çözüm hacmi oluşturulmuştur. Şekil 3.16’da görüldüğü üzere pervanenin içinde bulunduğu kısım hareketli çözüm hacmi, geri kalan bölge bölge ise sabit çözüm hacmi olarak isimlendirilmektedir.



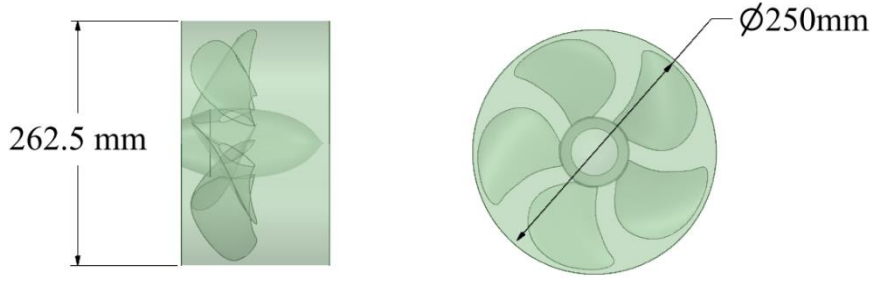
Şekil 3.16 : Doğrulama vakası çözüm hacimleri.

Sabit çözüm hacminin sınırları Şekil 3.16 Şekil 3.17’de görüldüğü gibi pervane şaft ekseninde $15D$ uzunluğunda ve diğer yönlerde $6D$ genişliğindedir.



Şekil 3.17 : Doğrulama vakası sabit çözüm hacmi boyutlandırması.

Pervane geometrisini kapsaması gereken hareketli çözüm hacmi analiz boyunca şaft ekseninin rotasyonel hareket yapacağı için hareketi boyunca sabit çözüm hacmindeki karşılık yüzeyleri üzerinde kaymalıdır. Bu koşulları sağlayabilen en uygun şekil silindir olduğu için Şekil 3.18’de görüldüğü üzere hareketli çözüm hacmi silindirik bir geometriye sahiptir ve pervanenin her yönde %5i kadar daha uzun oluşturulmuştur. Bu oran sınır tabaka kalınlığını da kapsadığı için 262.5 mm çapa



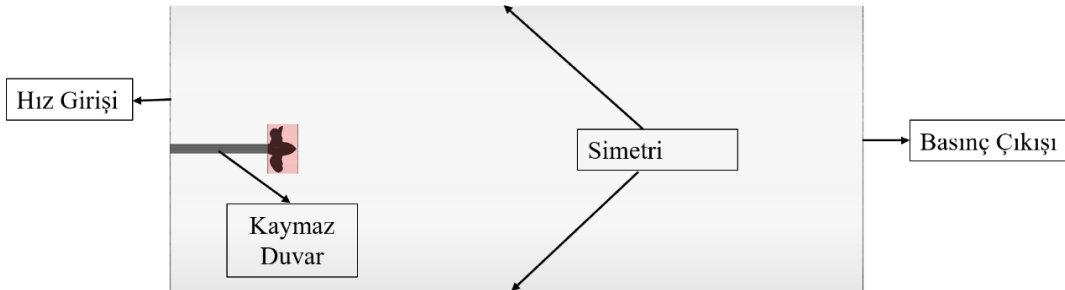
Şekil 3.18 : Doğrulama vakası hareketli çözüm hacmi boyutlandırması.

Farklı koşullarda testlerde kullanılan VP1304 pervanesi, bu çalışma kapsamında 2011 yılında SMP11’de sonuçları paylaşılan deney koşullarından bir tanesi seçilerek geçerleme çalışması yapıldı. Seçilen deney koşullarına ait detaylar Çizelge 3.9’de gösterilmektedir.

Çizelge 3.9 : VP1304 pervanesi test koşulları tablosu.

Özellik	Sembolü	Değer
İlerleme katsayısı	J	1.019
Kavitasyon sayısı	σ	2.024
Devir sayısı	n [1/sn]	24.987
Suyun yoğunluğu	P [kg/m ³]	997.44
Suyun kinematik viskozitesi	ν [m ² /s]	9.337×10^{-7}
Buharlaşma basıncı	P_v [Pa]	2818
Akış hızı	U [m/sn]	6.365

VP1304 açık su analizlerinde akış zamana bağlı ve türbülanslı olarak modellendi. Zaman adımı ise her adımda pervane 1° dönecek şekilde belirlenmiştir. Sınır koşulları Şekil 3.19’da gösterildiği gibi oluşturuldu.



Şekil 3.19 : Doğrulama vakası sınır koşulları.

Türbülans modeli olarak SST k- ω modeli kullanıldı. Basınç-Hız ayrıklaştırma şeması olarak Coupled, gradyan ayrıklaştırması ise Green-Gauss-Node-Based ve basınç,

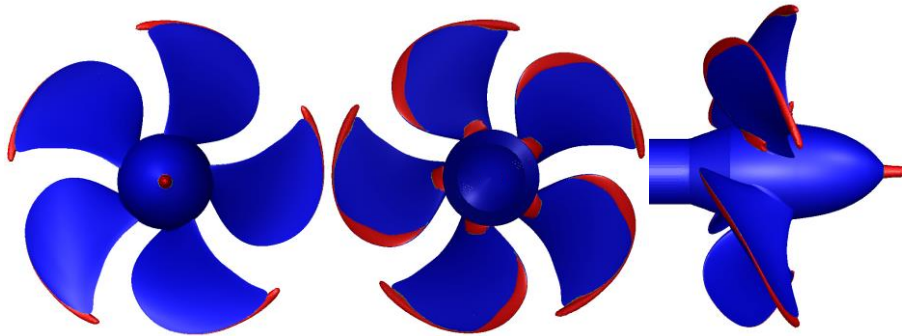
türbülans ve momentum denklemleri 2. Derece akış yönü şemaları kullanılarak ayrıklaştırıldı. Analizlerde iki fazlı akış buhar ve su olarak tanımlandı, fazlar arasındaki etkileşim Mixture çoklu faz etkileşimi yöntemiyle tanımlandı. Buhar ve su fazlar arasındaki faz geçişleri ise etkin hale getirildi. Kaviteasyon oluşumunun modellenmesi ise matematiksel altyapısı 3.1.4 'de anlatılan Schnerr- Sauer kaviteasyon modeli kullanılarak ele alındı.

Geçerleme çalışmasından alınan sonuçlar ve SMP'11 konferansında paylaşılan deney sonuçları karşılaştırılmalı olarak Çizelge 3.10'da görülmektedir. Tüm incelenen katsayılarda deney ile en fazla %3 farklılık olduğu görülmüştür.

Çizelge 3.10 : Doğrulama çalışması sonuçları tablosu.

	Deney	Analiz	Fark
KT	0.3725	0.3699	% 0.6
10*KQ	0.9698	0.9624	% 0.7
η	0.6246	0.6226	% 0.2

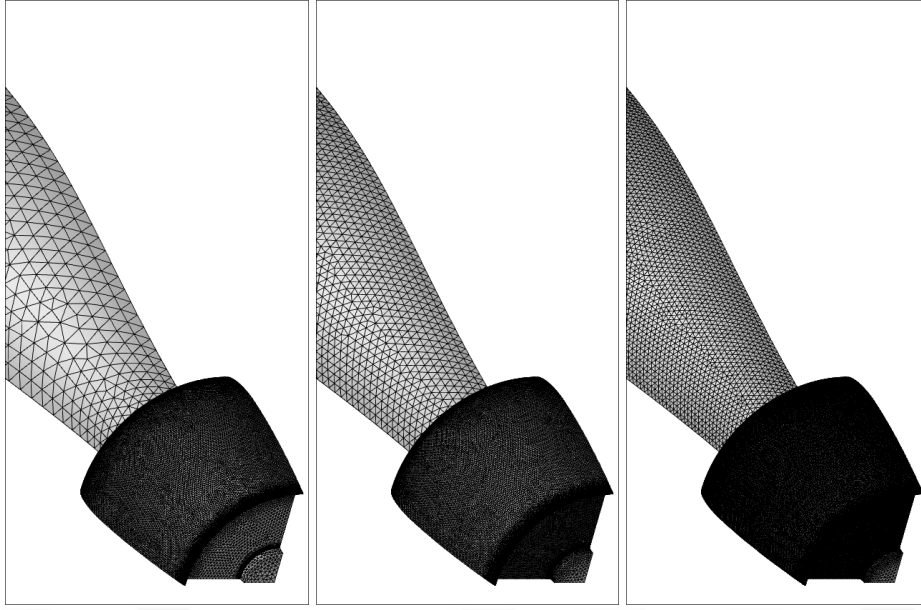
Yapılan çalışma kaviteasyon oluşumu açısından da deney sonuçlarıyla karşılaştırılmalı olarak incelenmiştir. Kaviteasyon oluşum görselleri buhar / su oranı %20 olan izoyüzeyler gösterilerek elde edilmiştir. Kaviteasyon oluşumu Şekil 3.20'de görülmektedir.



Şekil 3.20 : VP1304 kaviteasyon görüntüsü.

3.3.3 3B Geçerleme çalışmaları sonuçları

Yapılan çalışma sonuçlarının hücre sayısı miktarına bağlı olmadığını göstermek için 3 farklı yoğunlukta çözüm hacmi oluşturuldu. Oluşturulan çözüm hacimleriyle yapılan HAD analiz sonuçlarının sistematik olarak kıyaslanabilmesi için 2 boyutlu analizlerde olduğu gibi GCI endeksi kullanıldı. Şekil 3.21 'de seyrek hücre sayısından yoğun hücre sayısına doğru sıralı olarak çalışmada kullanılan çözüm ağları gösterilmektedir.



Şekil 3.21 : Geçerleme vakasındaki çözüm elemanı boyutları.

Bu çalışmada çözüm hacimleri seyrekten yoğunla doğru giderken hücre sayısı 2’şer kat artırılarak Çizelge 3.11’de gösterildiği gibi oluşturuldu.

Çizelge 3.11 : Geçerleme çalışması çözüm hacimler eleman sayıları tablosu.

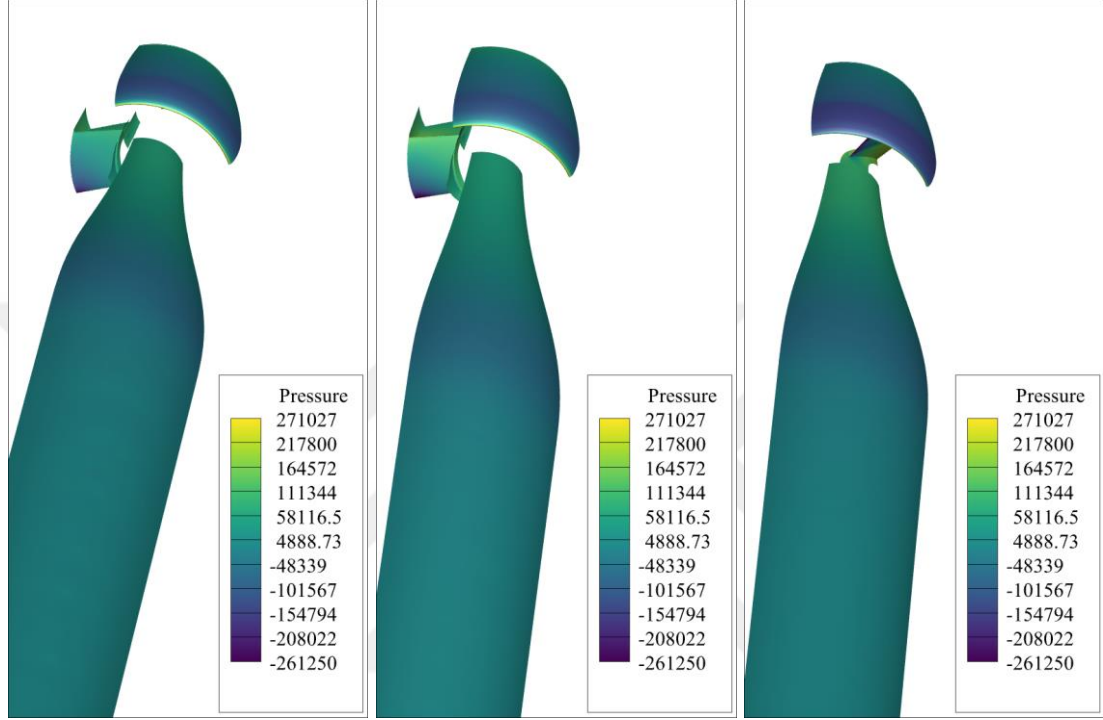
	Total Eleman Sayısı	Sabit Bölge Eleman Sayısı	Rotor Bölgesi Eleman Sayısı	Stator Bölgesi Eleman Sayısı
Yoğun	5.6M	3.8M	1.3M	0.5M
Orta	2.8M	1.9M	0.6M	0.25M
Seyrek	1.4M	0.95M	0.3M	0.15M

Çözüm ağından bağımsızlık sonuçları Çizelge 3.12’de görülmektedir.

Çizelge 3.12 : Çözüm alanından bağımsızlık sonuçları tablosu.

	Kuyruk Direnç Kuvveti [N]	Nozul Direnç Kuvveti [N]	Rotor Giriş Basıncı [C_p]
Yoğun (5.6M)	-294.3	1451.02	0.163
Orta (2.8M)	-281.4	1436.62	0.173
Seyrek (1.4M)	-215.9	1412.622	0.21
r_{21}		2	
r_{32}		2	
p	1,77	0,737	1,88
ϕ_{ext}^{21}	-306	1470	0,16
ϵ_a^{21}	%3	%1	%6
ϵ_{ext}^{21}	%2	%2	%2
$GCI_{yoğun}^{21}$	%2	%2	%3

Yoğun hücre sayısına sahip çözüm hacmi orta yoğunluktaki çözüm hacmine kıyasla sonuçları en fazla %3 değiştirmektedir. Şekil 3.22’de basınç 3 farklı sıklıktaki çözüm hacmine ait toplam basınç kontürleri görülmektedir. Seyrek yoğunluktaki çözüm hacmindeki kontür geçişlerinde bozulmalar göze çarpmaktadır. Ancak orta ve yoğun sıklıktaki çözüm hacimlerinde bu bozulmalar gözlemlenmemiştir.



Şekil 3.22 : Geçerleme vakası basınç dağılım sonuçları (Pa).

GCI endeksi sonuçları da orta yoğunluktaki hücre sayısına sahip çözüm hacmiyle işlem yapılmasının uygun olacağını göstermektedir. Bu sebeple orta sıklıktaki çözüm hacminin çözüm doğruluğu açısından yeterli olduğuna karar verilerek, toplam çözüm hücresi sayısını 2.8 milyonda tutulmasına karar verildi.



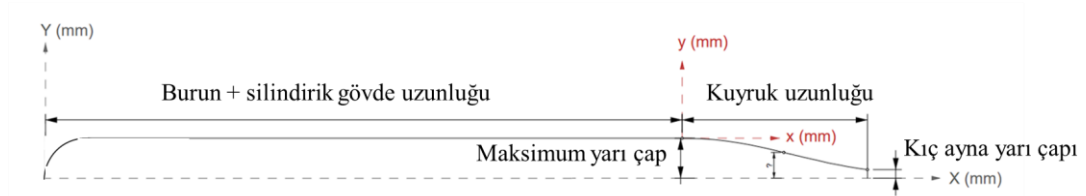
4. OPTİMİZASYON ARAÇLARI

4.1 Parametrizasyon Çalışmaları

Genel olarak su altı araçlarının ana gövdesi burun, silindirik gövde ve kuyruk bölümlerinden oluşur. Silindirik gövde kısmı su altı aracının maksimuma çapta sürekli olarak devam ettiği uzun kısımdır. Silindirik gövde kısmın önünde kalarak akışı ilk karşılayan bölüme ise burun ve arkasında kalan akışa eğim vererek çıkmasına sağlayan bölüm ise kuyruk olarak isimlendirilebilir. Bu çalışma pompa jeti nozulu ve kuyruk kısmının birlikte optimizasyonunu kapsadığı için kuyruk ve nozul yapısı ayrı ayrı matematiksel olarak modellenmiştir.

4.1.1 Kuyruk formu

Geometrinin kuyruk bölümünü parametrize edebilmek için matematiksel olarak ifade edilmeleri gerekmektedir. Bu sebeple Şekil 4.1’de gözüken kuyruk uzunluğu ile işlem yapılmıştır.



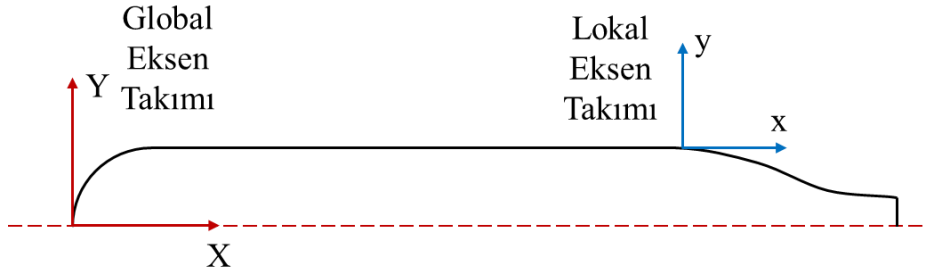
Şekil 4.1 : Su altı aracı genel boyutlandırma.

Bradner’ın bir nozul geometrisi optimizasyonu çalışmasında kullandığı gibi yüksek dereceli polinomlar, kuyruk formu gibi eğrileri matematiksel olarak ifade edebilmek için kullanılabilmektedir (Brander, et al., 2008).

Polinomun derecesinin artması eğri üzerindeki kontrolü arttırırken, eğri denkleminin karmaşıklığını arttırdığı için belirli bir seviyede tutulması gerekmektedir. Tüm bunlar göze alınarak 6. Derece genel bir polinom ile kuyruk geometrisinin ifade edilmesine karar verilmiştir.

$$F(x) = y = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 + ex^2 + fx + g \quad (4.1)$$

Şekil 4.1’de torpido yarı geometrisini kuyruk uzunluğu görülmektedir. Matematiksel denklem çıkartma sürecinde bu uzunluğun doğrudan kullanılması işlem kalabalığını arttıracığı için kuyruk uzunluğu normalize edilmiş ve Şekil 4.2’de görüldüğü gibi eksen takımı kuyruk geometrisinin başlangıç noktası olacak şekilde taşınmıştır.



Şekil 4.2 : Su altı aracı global ve lokal eksen takımı.

Şekil 4.2’deki local eksen takımına göre sınır koşulları ve başlangıç koşulları dikkate alındığında genel polinom denklemi (4.2)’deki şekilde basitleşmektedir.

$$F(x) = y = ax^6 + bx^5 + cx^4 + dx^3 \quad (4.2)$$

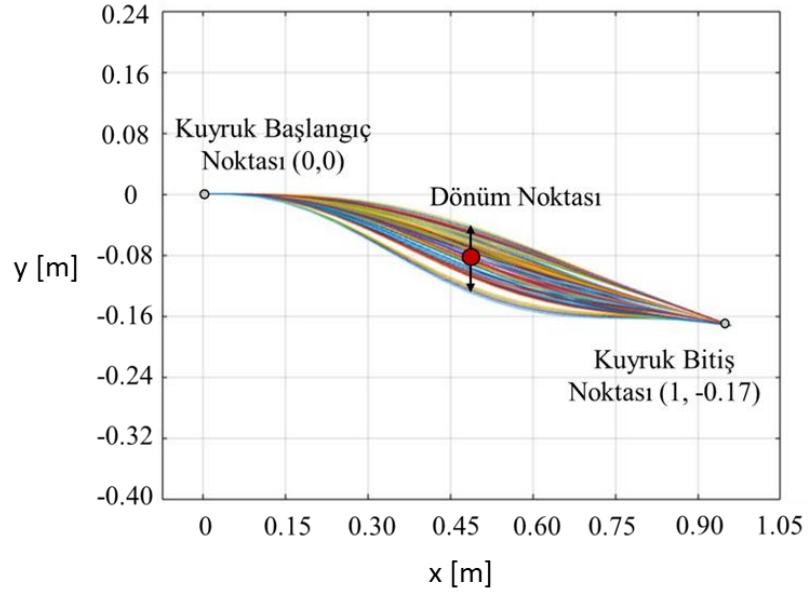
Polinom katsayılarını bulmak ve sistemi parametrize etmek istediğimiz yer olan kuyruk formunun düğüm noktasına ait türev ve değer parametrelerinin yerlerini yazdığımızda (4.3) denklem sistemi çıkmaktadır. Bu denklem sistemi çözülerek a, b, c ve d katsayıları düğüm noktasının parametreline bağlı olarak elde edilir ve kuyruk geometrisi parametrize edilmiş olur.

$$\begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ 6 & 5 & 4 & 3 \\ 30 & 20 & 12 & 6 \\ 30x^4 & 20x^3 & 12x^2 & 6x \end{pmatrix} \begin{pmatrix} a \\ b \\ c \\ d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.169 \\ y' \\ y'' \\ 0 \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

(4.3) matris sistemi çözüldüğünde su altı aracı kuyruk formunu ifade eden parametreler Çizelge 4.1’de verilmektedir. Çizelge 4.1’deki sınır koşullarından elde edilen farklı kuyruk geometrileri ise Şekil 4.3’te sunulmuştur.

Çizelge 4.1 : Kuyruk geometrisi parametreleri tablosu.

Parametreler	Tanım	Değer
X	Kuyruk Formu Düğüm Noktası X Koordinatı	[0.8,0.85,0.9,0.95]
y'	Kuyruk Formu Bitiş noktasındaki eğrinin 1. Türevi	[-0.2,-0.25,-0.15]
y''	Kuyruk Formu Bitiş noktasındaki eğrinin 2. Türevi	[0.0,-0.1,-0.2,-0.3]



Şekil 4.3 : Oluşturulan kuyruk geometrileri.

4.1.2 Nozul profili

Pompa jeti nozul geometrisi bir hidrofoil olduğu için optimizasyon sürecinde NACA 4 haneli seriler kullanılarak ilerlenmiştir. Temel olarak NACA kesitler, sehim hattı ve bu hat üzerinde kalınlıkların dağıtılmasıyla elde edilerek çizilir. (Jacobs, Ward, & Pinkerton, 1933) Bu prensibe göre maksimum sehim noktasının x-koordinatına (P) göre profilin y-koordinatı ve türevinin denklemleri, 2'ye ayrılır. Maksimum sehim noktası ile lider kenarı arasında kalan bölgeye ait y_c değerlerini ve onun x'e göre türevlerini bulmak için (4.4) ve (4.5) denklemleri kullanılır.

$$y_c = \frac{M}{p^2} (2Px - x^2) \quad (4.4)$$

$$\frac{dy_c}{dx} = \frac{2M}{p^2} (P - x) \quad (4.5)$$

Maksimum sehim noktası ile fırac kenarı arasında kalan bölgeye ait y_c değerlerini ve onun x'e göre türevlerini bulmak için (4.6) ve (4.7) denklemleri kullanılır.

$$y_c = \frac{M}{(1-P)^2} (1 - 2P + 2Px - x^2) \quad (4.6)$$

$$\frac{dy_c}{dx} = \frac{2M}{p^2} (P - x) \quad (4.7)$$

Nozul hidrofoilinin kalınlık dağılımı ise (4.8) numaralı denklem ve (4.9),(4.10),(4.11),(4.12) ve (4.13) numaralı katsayılar yardımıyla bulunur.

$$y_t = \frac{T}{0.2} (a_0 x^{0.5} + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 + a_4 x^4) \quad (4.8)$$

$$a_0 = 0.2969 \quad (4.9)$$

$$a_1 = -0.126 \quad (4.10)$$

$$a_2 = -0.3516 \quad (4.11)$$

$$a_3 = 0.2843 \quad (4.12)$$

$$a_4 = -0.1036 \quad (4.13)$$

Yukarıdaki formulleri kullanarak istenilen x noktasındaki sehim hattı ve ona ait gradyen değeri (4.14) numarlı denklem ile hesaplanıp, kalınlık ise (4.15) ve (4.16) numaralı denklemler ile hesaplanabilir.

$$\theta = \text{atan}\left(\frac{dyc}{dx}\right) \quad (4.14)$$

$$\text{Upper Surface} \quad x_u = x_c - y_t \sin(\theta) \quad y_u = y_c + y_t \cos(\theta) \quad (4.15)$$

$$\text{Lower Surface} \quad x_l = x_c - y_t \sin(\theta) \quad y_l = y_c + y_t \cos(\theta) \quad (4.16)$$

Sonuç olarak 4 haneli seriler toplamda 3 parametre ile kontrol edilirler. Bu parametreler Çizelge 4.2'de limitleri ile birlikte verilmiştir.

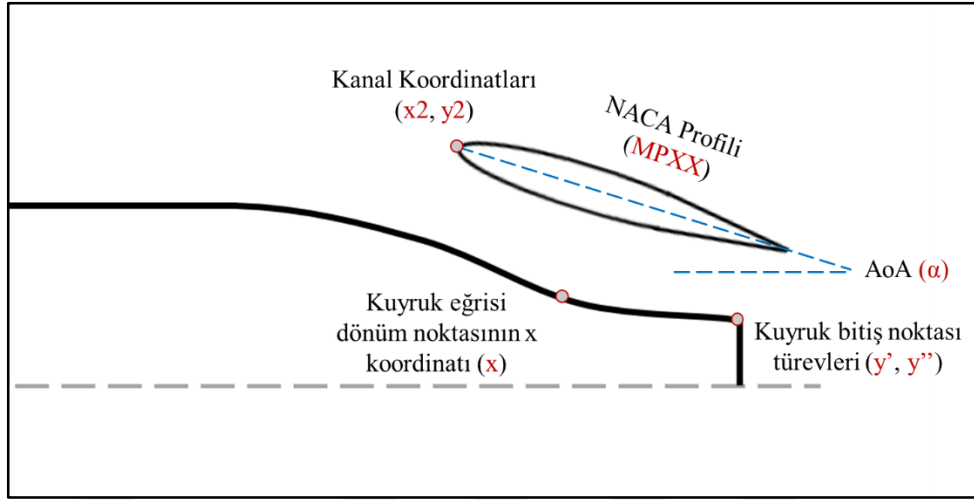
Çizelge 4.2 : Nozul geometrisi optimizasyon parametreleri tablosu.

NACA MPXX		
Parametre	Kısaltma	Limitleri
Maks. Sehim (%)	M	0 - 9.5%
Maks. Sehim Yeri (%)	P	0 - 90%
Kalınlık (%)	XX	1 - 40%

4.2 Analiz Matrisi

Parametizasyon çalışmaları sonucunda çıkan değerlere ek olarak, profilin atak açısı ve konumuna ait x koordinatı ve y koordinatı eklenmiştir. Bu giriş parametreleriyle

birlikte toplam parametre sayısı 10 olmuştur. Tüm parametrelerin fiziksel gösterimleri Şekil 4.4’de görülmektedir.



Şekil 4.4 : Pompa jeti giriş parametreleri görseli.

Her bir parametre için eğri çıkarmak adına en az 3 noktada incelenmesine karar verilmiştir. Çizelge 4.3’de parametreler ve çalışma kapsamının incelenen değerler tablo halinde görülmektedir.

Çizelge 4.3 : Çözüm matrisindeki giriş parametreleri ve değerleri tablosu.

Parametre	Tanım	Değer
x	Kuyruk Formu Düğüm Noktası X Koordinatı	[0.8,0.85,0.9,0.95]
y'	Kuyruk Formu Bitiş noktasındaki eğrinin 1. Türevi	[-0.2,-0.25,-0.15]
y''	Kuyruk Formu Bitiş noktasındaki eğrinin 2. Türevi	[0.0,-0.1,-0.2,-0.3]
x ₂	Hidrofoil’in X Koordinatı	(-40:1:-28)
y ₂	Hidrofoil’in Y Koordinatı	(-14:1:0)
M	Sehim	(0:1:9)
P	Sehimin Maksimum Olduğu Yer	(0:1:9)
XX	Maksimum Kalınlık	(4:1:12)
α	Atak Açısı	(-12:1:-4)

10 parametre için girilen tüm değerlerin kombinasyonları incelenmesi halinde 70 milyondan fazla kombinasyon çıkmaktadır. Bu sayıda geometriyi üretmesi, çözüm ağı oluşturması ve analiz etmesi için gereken süre çok fazla olduğu için yukarıda bahsedilen SHERPA algoritmayla tüm noktaları analiz etmeden optimum noktaya ulaşılması hedeflenmiştir.

4.3 Optimizasyon Algoritmaları

Bu çalışmada pompa jeti tahrik sisteminin nozul ve kuyruk geometrilerinin birlikte optimize edilmesi sürecinde Siemens HEEDS yazılımı içerisinde yer alan SHERPA (Simultaneous Hybrid Exploration that is Robust, Progressive and Adaptive) algoritması kullanılmıştır. SHERPA, tek bir algoritmaya bağlı kalmaksızın, birden fazla arama stratejisini aynı anda yürütebilen melez (hybrid) bir optimizasyon yaklaşımıdır.

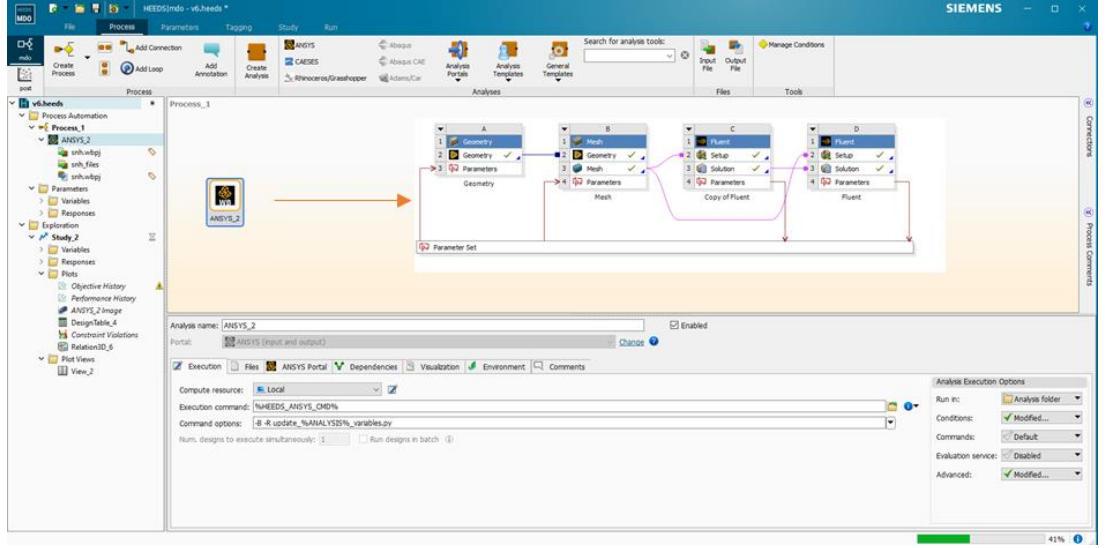
SHERPA algoritması; genetik algoritma (GA), tanjant hiper küre arama (SPO), yokuş yukarı tırmanma (hill climbing), cevap yüzeyi modelleme (response surface modeling) gibi farklı optimizasyon tekniklerini adaptif bir yapıda birleştirerek çalışır. Bu özellik, hem global arama kabiliyetini sürdürürken hem de lokal iyileştirme yeteneğini korumasını sağlar. SHERPA Algoritmasının temel özellikleri

- Adaptif strateji seçimi: Problem karakteristiğine göre en verimli algoritmaları seçip ağırlıklı olarak kullanabilir.
- Aynı anda çoklu strateji kullanımı: Global ve lokal arama yaklaşımlarını birlikte çalıştırabilir.
- Yüksek hesaplama verimliliği: Sınırlı sayıda çözüm değerlendirmesiyle optimuma yakın sonuçlara ulaşabilir.
- Paralel işlemeye uygunluk: CFD gibi zaman alıcı analizlerin olduğu mühendislik problemleri için idealdir.

SHERPA algoritmasının en bilinen 3 optimizasyon algoritması ile 4 farklı açıdan karşılaştırılması Çizelge 4.4’de verilmiştir.

Çizelge 4.4 : Optimizasyon algoritmaları kıyaslama tablosu.

Özellik / Algoritma	Genetik Algoritma	Grid Search	Gradient-based	SHERPA
Global arama yeteneği	Orta	Yok	Zayıf	Yüksek
Lokal iyileştirme gücü	Zayıf	Yok	Yüksek	Yüksek
Hesaplama maliyeti	Yüksek	Çok yüksek	Düşük	Orta
Adaptif Öğrenme	Yok	Yok	Yok	Var



Şekil 4.5 : ANSYS Workbench ve SIEMENS HEEDS programı arayüzü.

Siemens HEEDS yazılımı, Şekil 4.5'te gösterilen arayüz aracılığıyla, bünyesindeki SHERPA algoritması ile ANSYS Workbench uygulamalarını birbirine entegre edebilmektedir. Bu sayede, çalışma süresince parametrelerin hangi sırayla denenmesi gerektiğine ilişkin karar SHERPA algoritmasına bırakılmıştır. Bu bağlamda, SHERPA algoritması geleneksel yöntemlerden farklı olarak hem karmaşık çok parametrelili tasarım uzaylarında hızlı arama yapabilme kabiliyeti hem de CFD ile entegre çalışabilirliği nedeniyle bu tez çalışması için özellikle uygun bir seçim olmuştur. Özellikle nozul ve kuyruk formu gibi birlikte değerlendirilmesi gereken çok boyutlu geometrilerin olduğu bu tasarım probleminde SHERPA, minimum sayıda analizle global optimuma yakın çözümler sunma potansiyeli göstermiştir.



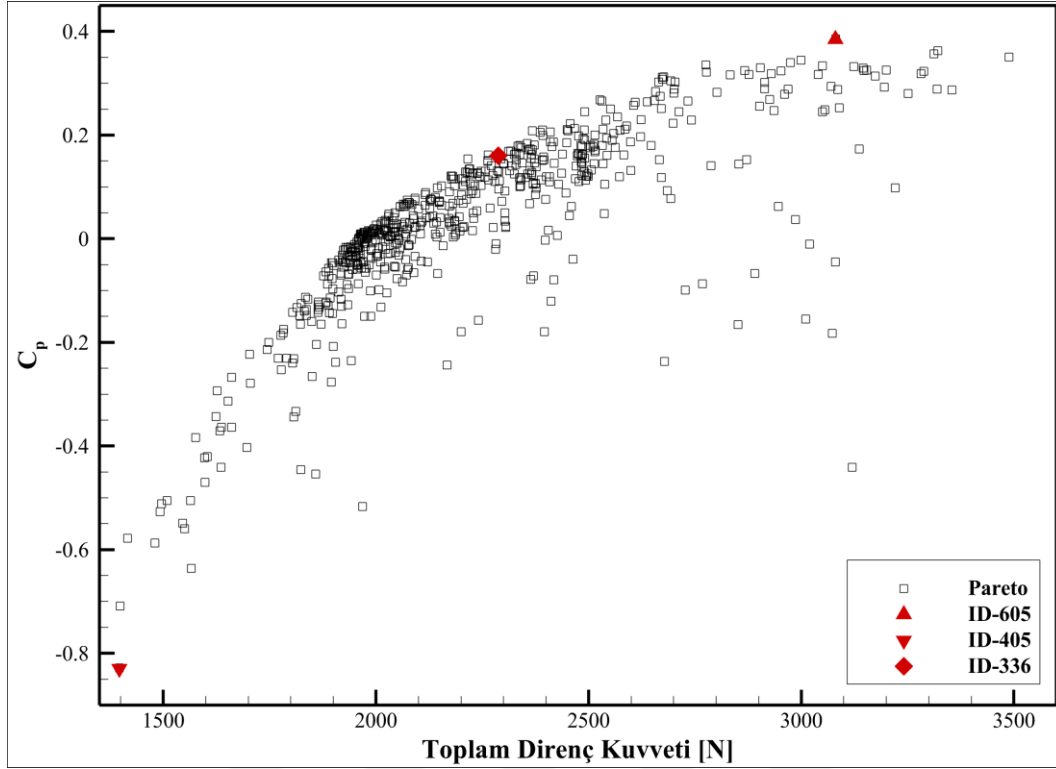
5. SONUÇ VE YORUMLAR

5.1 2B Analiz Sonuçları

Bu çalışma boyunca analiz matrisi sınırları içerisindeki 1000'e yakın sayıda farklı farklı nozul ve kuyruk formu varyasyonları analiz edilmiştir. Analiz matrisindeki tüm noktaların ele alınması durumunda 70 milyondan fazla farklı tasarım alternatifinin oluşturulması gerekmektedir. Ancak SHERPA algoritması kullanılarak analiz matrisindeki tüm noktalarda çözüm üretmeye gerek olmadan 1000'den az sayıda analiz yapılarak optimum noktaya ulaşılmıştır.

Bu çalışmada birden fazla amaç fonksiyonu hedeflenmektedir. Bu şekilde yapılan optimizasyonlara çoklu amaçlı optimizasyonlar (multi objective optimization) olarak adlandırılırlar. Çoklu amaçlı optimizasyon çalışmalarında çıktı hedeflerine bir önem değeri atanması gerekmektedir. Bu şekilde hangi hedef çıktısının optimum noktanın bulunmasında daha etkili olacağına karar verilmektedir. Bu çalışmadaki hedef çıktılarımız olan toplam direnç değerinin azaltılması ve rotor girişindeki basıncın artırılması hedeflerine eşit derecede önem değeri atanarak optimizasyon yapılmasına karar verilmiştir. 2 hedef çıktının da ağırlığı %50 alınarak optimum noktanın bulunması sağlanmıştır.

Analiz sonucunda çıkan pareto diyagramı Şekil 5.1'de görülmektedir. Pareto diyagramı üzerinde optimum tasarım noktası turuncu renk ile, en yüksek rotor giriş basıncını veren tasarım sarı renk ile ve en düşük direnç kuvvetini üreten tasarım mavi renk ile belirtilmiştir. Diyagram üzerindeki konumlarından da anlaşılacağı üzere 2 hedef için ayrı olarak oluşturulan en iyi tasarımlar ayrı ayrı eksenlerin uç noktalarına yerleşmişlerdir. Bu durum en yüksek basınç ve en düşük direnç hedeflerinin birbiri ile ters orantılı hedefler olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.1 : Pareto diyagramı.

Pareto diyagram optimum nokta için de ayrıca incelenirse, en düşük direnç kuvveti üreten tasarım noktası ile en yüksek rotor giriş basıncını üreten tasarım noktasının tam ortasında konumlandığı görülebilir. Optimum sonucun bu iki en iyi noktanın ortasında çıkmasının sebebi çoklu hedefli optimum nokta bulunması sırasında iki hedefin de sonuca eşit derecede katkı yapmasıdır. Çıktı hedeflerinin etki oranlarında değişiklik olması durumunda pareto diyagramının en dış noktalarını birleştiren hayali eğride ağırlık verilen hedef oranında optimum noktanın kayması gerekecektir. Ayrıca optimum nokta etrafında bulunan veri sayısının çok yoğun olması ve optimum noktadan uzaklaştıkça veri sayısının azalması SHERPA algoritmasının aslında istenilen optimum bölgeyi güçlü bir şekilde taradığını ama uzayın diğer noktalarını ihmal etmediğini seyrek de olsa denemeler yapılarak optimum bölgeye ulaşıldığını göstermektedir. ID-336 numaralı noktanın optimum nokta olarak bulunması da aslında 336. hesaplamalı vakada en iyi noktaya ulaşıldığını ancak sonuç sadakatini arttırmak için 1000'e yakın sayıda deneme yapıldığını işaret etmektedir.

Optimum sonuç olan ID-336, en yüksek rotor giriş basıncını veren tasarım kombinasyonu olan ID-605 ve en düşük direnç kuvvetini veren tasarım olan ID-405 tasarım kombinasyonları için elde edilen sonuçlar ise Çizelge 5.1'de ve tasarım parametreleri Çizelge 5.2'de sunulmaktadır.

Veritabanındaki tüm tasarım kombinasyonları arasında ID-605, rotor giriş basıncı açısından en yüksek değeri sağlamaktadır. Ancak bu kombinasyon, aynı zamanda en yüksek direnç kuvveti üreten tasarımlardan biri olarak da dikkat çekmektedir. ID-405 ise en düşük direnç kuvvetini üretmesine karşın rotor giriş basıncı açısından da en düşük değerlerden birini sunmaktadır. Bu bulgu, çalışmanın temel performans kriterleri arasında negatif yönlü bir ilişki olduğunu ortaya koymaktadır.

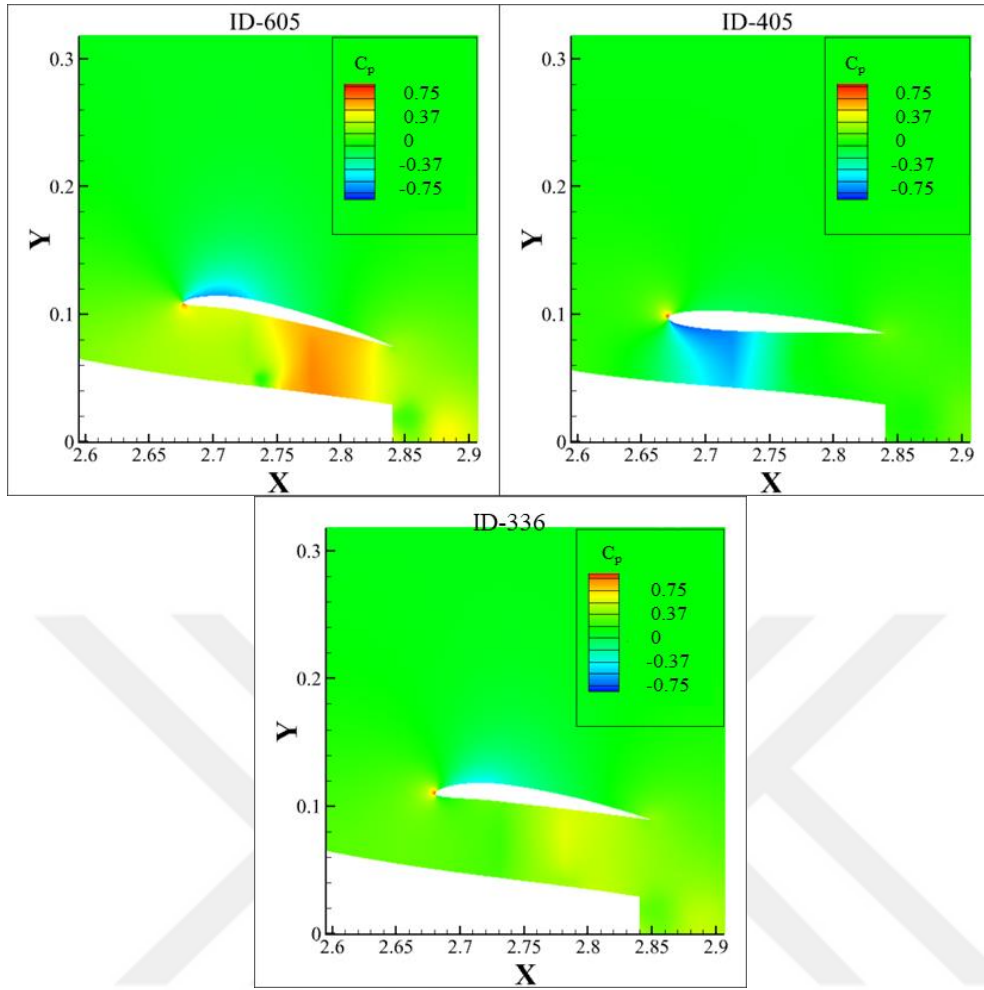
Çizelge 5.1 : Optimizasyon sonuçları.

ID	Kuyruk ve Nozul Toplam Direnç Kuvveti [N]	Rotor Giriş C_p
605 - En yüksek C_p	-2999.6	0.35
405 - En düşük Direnç	-1420.7	-0.58
336 - Optimum	-2288.3	0.16

Çizelge 5.2 : En iyi kuyruk nozul geometrilerini oluşturan girdi parametreleri.

ID	Kuyruk Parametreleri			Nozul (NACA) Parametreleri			Nozul Konum Parametreleri		
	x	y'	y''	M	P	XX	α	x_2	y_2
605	0.85	-0.15	-0.2	5	3	06	-12	-34	-2
405	0.8	-0.15	-0.3	6	1	09	-4	-28	-14
336	0.85	-0.15	-0.2	4	3	08	-7	-38	-1

ID-336, ID-405 ve ID-605 nozul iç basınçları açısından Şekil 5.2’de incelenmiştir. Şekilden de anlaşılabileceği üzere ID-605 nozul içerisinde en yüksek basınç alanına sahip olduğu görülmektedir. Genel olarak tüm bölge pozitif basınç üretmiştir. ID-405’in basınç alanı incelendiğinde nozul içerisinde negatif basınç alanı oluştuğu görülmektedir. Negatif basınç alanı rotorun kavitasyon oluşturmamasını kolaylaştıran ve rotor performansının düşmesine hatta itki üretememesine sebep olabilmektedir. Bu sebeple her ne kadar en düşük direnç kuvvetini üreten konfigürasyon olsa dahi bu nozula sahip bir pompa jetinin verimli bir itki üretmesi diğerlerine göre daha zordur. ID-336’da ise nozul içerisinde pozitif basınç alanı olmasına rağmen ID-605 kadar yüksek bir basınç alanı bulunmamaktadır. Ancak bu değerlerin rotor üzerindeki kavitasyon oluşumunu yeterince sınırlayacağı ön görülmektedir.



Şekil 5.2 : En iyi tasarımların toplam basınç dağılım grafikleri.

Bu optimizasyon çalışmasında, girdi parametreleri ile hedef çıktıları arasındaki ilişkiyi incelemek amacıyla bir duyarlılık analizi gerçekleştirilmiştir. Duyarlılık analizi gerçekleştirilirken, her bir parametre için tasarım uzayı içerisinde Pearson korelasyon katsayıları (ρ) hesaplanmıştır. Pearson korelasyon katsayısı, iki farklı değişken arasındaki korelasyonu incelemek için yaygın olarak kullanılan bir analiz aracıdır. Katsayı, -1 ile 1 arasında bir değer alır. ρ 'nun mutlak değeri 1'e ne kadar yakınsa, iki değişken arasındaki korelasyonun gücü o kadar yüksek olur. Pearson katsayısı, (5.1) numaralı denklem kullanılarak hesaplanır.

$$\rho = \frac{\sum(x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum(x_i - \bar{x})^2 \sum(y_i - \bar{y})^2}} \quad (5.1)$$

ρ = Pearson korelasyon katsayısı

x_i = Giriş parametresi değerleri

$\bar{x}$ = Giriş parametresi değerlerinin ortalaması

y_i = Hedef değerin sonucu

$\bar{y}$ = Hedef değer sonuçlarının ortalaması

Genellikle, Pearson korelasyon katsayısı mutlak değeri 0.8'in üzerinde ise iki değişken arasında güçlü bir ilişki olduğu, 0.4 ile 0.8 arasında bir değer elde edilirse zayıf bir korelasyon olduğu, 0 ile 0.4 arasında ise değişkenler arasında anlamlı bir korelasyon olmadığı değerlendirilir. Pearson korelasyon sayısının işareti pozitif ise aralarında doğrusal bir korelasyon olduğunu yani iki değişkenden biri artarken diğerrinin de aynı yönde değişim gösterdiğini işaret etmektedir. Eğer işareti negatif ise tam tersi bir ilişki olduğunu, bir değişken artarken diğerrinin tam tersine azaldığını belirtmektedir.

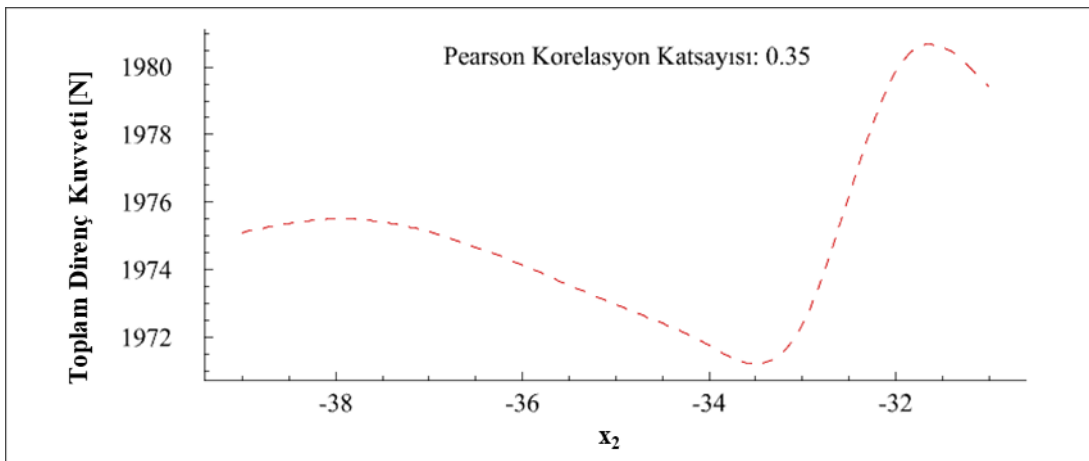
Bu çalışmada ρ değerleri, direnç kuvveti ve rotor giriş basıncı hedefleri doğrultusunda tüm girdi parametrelerine göre ayrı ayrı grafiklerde sunulmuştur. Ancak grafiklerde gösterilen Pearson korelasyon katsayıları, tüm veritabanı kullanılarak hesaplanan (global) katsayılar değildir. Her bir parametre için diğer parametrelerin sabit olduğu en fazla nokta sayısı kullanılarak hesaplanmıştır. Aksi takdirde diğer parametrelerdeki değişimler de hedef çıktı (örneğin direnç kuvveti) üzerinde ciddi değişimlere sebep olduğu için ilgili parametrenin etkisinin sonuca etkisini azaltmakta veya arttırarak gerçek etkisini ortaya koyulmasını zorlaştırmaktadır. Çizelge 5.3'te tüm girdi parametreleri için global Pearson korelasyon katsayıları gösterilmektedir. Çizelgede, hedef çıktılarıyla en yüksek korelasyon içerisinde olan parametrelerin maksimum sehim katsayısı (M) ve nozul hücum açısı (α) olduğu açıkça görülmektedir. Herhangi bir ikili arasında 0.8'den büyük bir korelasyon yakalanmadığı ancak M ile direnç kuvveti arasında 0.76 korelasyon sayısı ile güçlüye yakın bir ilişki olduğu da belirtilmelidir.

Çizelge 5.3 : Global Pearson korelasyon katsayıları.

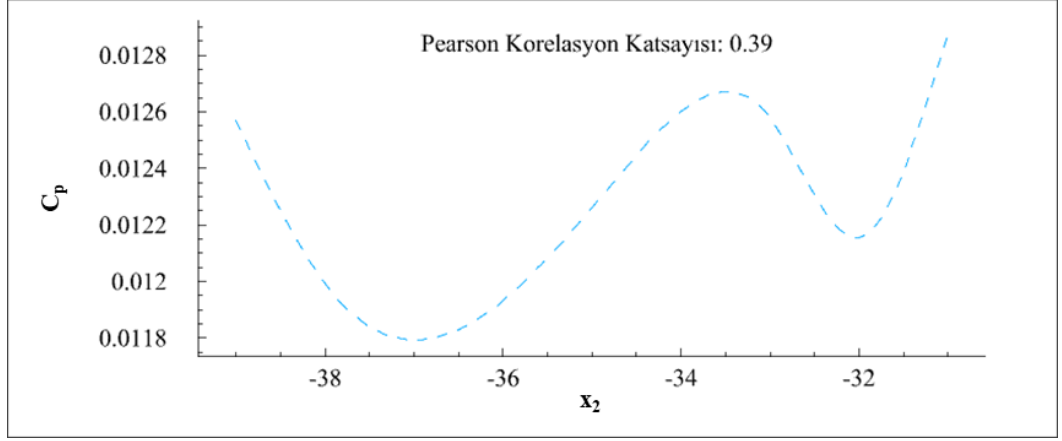
	Direnç Kuvveti	Rotor Giriş Basıncı
x	0.09	-0.05
y'	-0.12	0.05
y''	0.15	0.06
x2	0.08	-0.03
y2	-0.1	0.07
M	0.76	0.45
P	0.25	0.04
XX	-0.11	-0.2
α	-0.45	-0.57

Yukarıda da bahsedildiği gibi hassasiyet analizi yapılırken tüm veritabanı yerine ilgilenilen değişken dışındaki değişkenlerin sabitlenerek hedef çıktısına etki etmelerini engellemek daha sağlıklı bir yoldur. Yerel pearson korelasyon katsayısı (ρ_i) hesaplaması yapmak için, gözlenen değişken dışındaki tüm giriş parametreleri en çok veriyi üretecek şekilde sabitlenerek tüm veritabanı filtrelenir. Elde kalan verilerle tekrar Pearson korelasyon katsayısı hesaplanır. Direnç kuvveti ve C_p sonuçları ile her bir girdi parametresi için yerel değişim trendlerini göstermektedir. Tüm hedef çıktıları için Pearson korelasyon katsayıları da grafiklerde yer almaktadır.

Şekil 5.3'te x_2 değişkeni için iki hedef çıktısıyla ayrı ayrı duyarlılık analizi sonuçları sunulmaktadır. Grafiklerden de anlaşılacağı üzere doğrusal bir eğri her iki grafikte de oluşmamıştır. Bu durum sonuçların birbiri ile korelasyon içerisinde olmadıklarını işaret etmektedir. Pearson korelasyon katsayıları da bu durumu doğrulamaktadır. Direnç kuvveti ve rotor giriş basıncı boyutsuz katsayısı için sırasıyla pearson korelasyon katsayıları 0.35 ve 0.39 olarak hesaplanmıştır. Bu değerler mutlak 0.4'ten küçük oldukları için x_2 değişkeninin iki çıktı parametresi ile de korelasyon içerisinde olmadığı söylenebilir. Ancak iki grafiğin çıktı değerleri incelendiğinde çalışma hasasiyetine bağlı olarak x_2 değişkeninin sonuçlar üzerinde bir etkisi olmadığı yorumu da yapılabilir. Grafiklerden toplam direnç kuvvetine etkisi ~%0.3 civarındayken, rotor giriş basıncına etkisi ise ~%0.5 olarak görülmektedir. Bu durumda çalışma hasasiyeti bu değerlerin altında olan çalışmalarda x_2 değişkeninin toplam direnç kuvveti ve rotor giriş basıncına etkisi ihmal edilebilir.

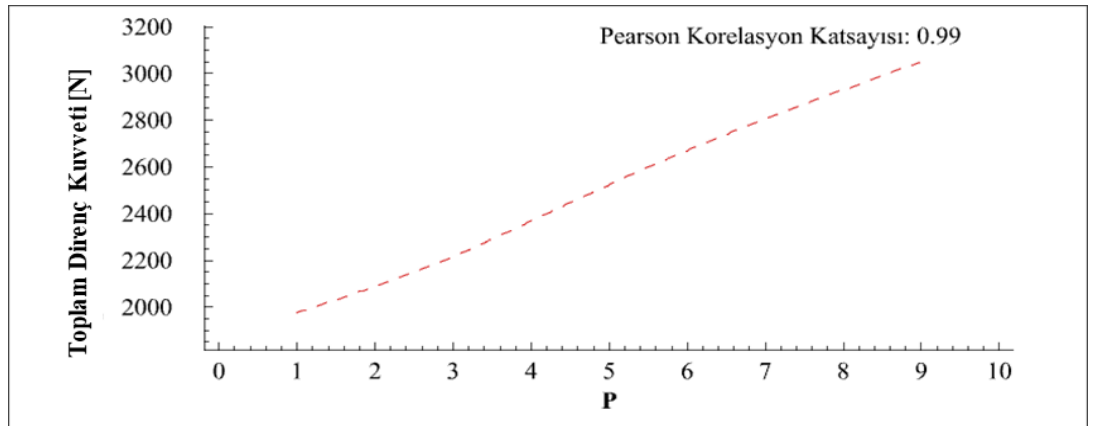


Şekil 5.3 : Duyarlılık analizi sonucu x_2 .

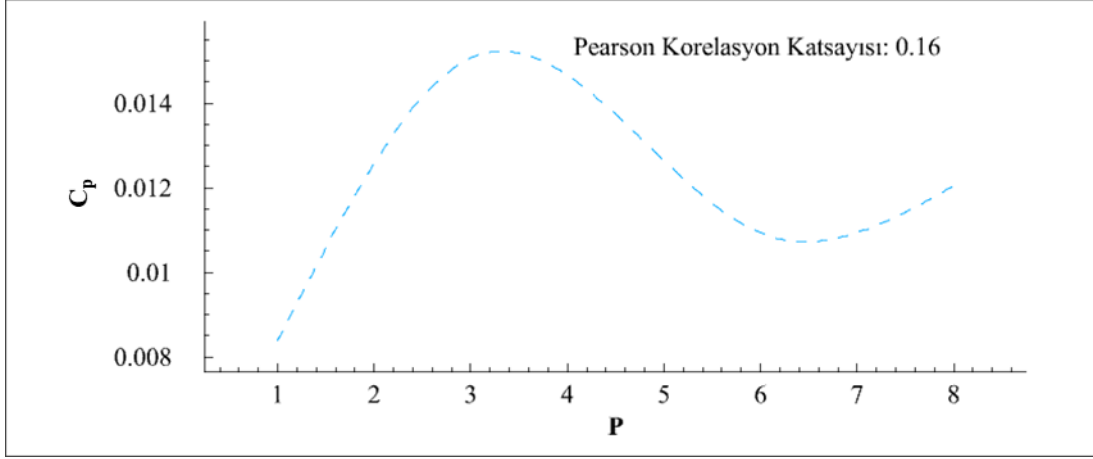


Şekil 5.3 (devam) : Duyarlılık analizi sonucu x_2 .

Şekil 5.4’de NACA maksimum sehim lokasyonu olan (P) giriş parametresi için rotor giriş basıncı boyutsuz katsayısı hedef çıktısıyla doğrusal bir eğilim içerisinde olmadığı ancak direnç kuvveti hedef çıktısıyla doğrusal bir eğilim içerisinde olduğu grafikten görülmektedir. Grafiklerde gözükten eğilimler lokal pearson korelasyon katsayıları ile de desteklenmektedir. P değişkeni - direnç kuvveti ve P değişkeni-rotor giriş basıncı ikilileri arasında hesaplanan ρ_1 değerleri de sırasıyla 0.97 ve 0.16 olarak görülmektedir. İki farklı çıktı parametresine göre oluşturulmuş grafiklerin ρ_1 değerleri ve eğrilerin eğilimleri incelendiğinde; P değişkeni - rotor giriş basıncı boyutsuz katsayısı arasında korelasyon olmadığı ancak P değişkeni - direnç kuvveti arasında pozitif korelasyon olduğu görülmektedir. Çıkan sonuçlara göre P değişkeninde yapılacak artışının toplam direnç kuvvetinde bir artışa sebep olacağı söylenebilir. Ancak grafik eğimine ve ρ_1 değerine göre P değişkeni artışının veya azalışının rotor giriş basıncı ile net bir ilişki kurulmadığını göstermektedir. Lakin x_2 değişkeninde olduğu gibi P değişkeninde de C_p değişimi çalışma hasasiyetine bağlı olarak ihmal edilebilir düzeylerdedir. Bu durumda C_p değerinin P değişkeni değişiminden etkilenmediği söylenebilir.

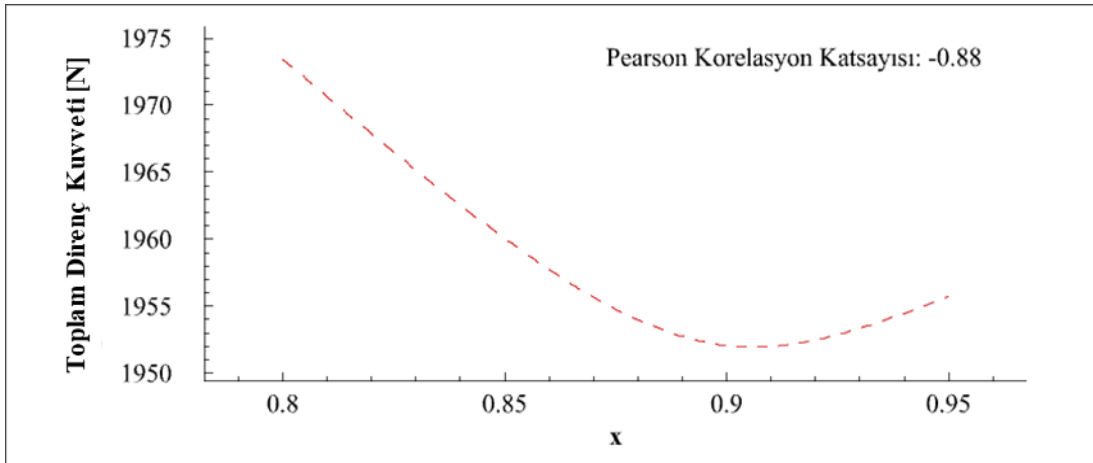


Şekil 5.4 : Duyarlılık analizi sonucu P.

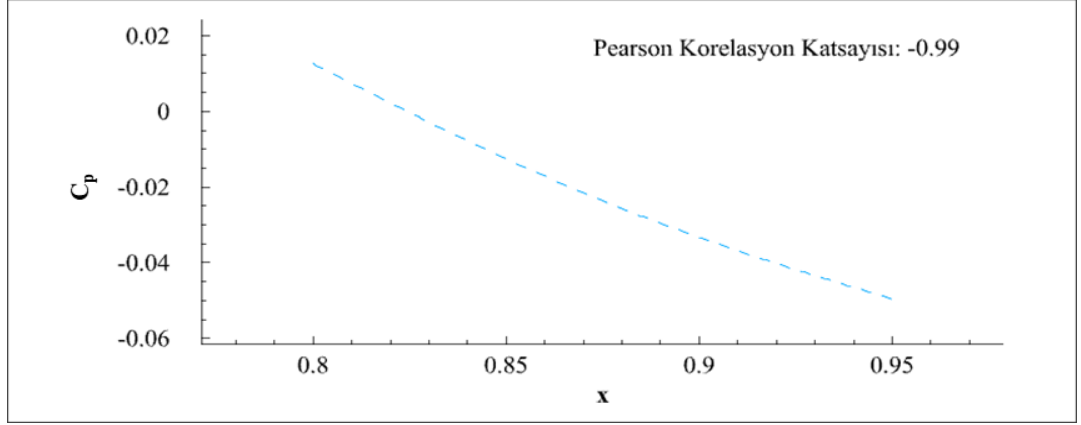


Şekil 5.4 (devam) : Duyarlılık analizi sonucu P.

Şekil 5.5'deki grafiklerden x değişkeni ile rotor giriş basıncı arasındaki eğrinin doğrusal eğilim içerisinde olduğu, x değişkeni ile toplam direnç kuvveti arasındaki eğrinin ise bir yere kadar doğrusal eğilimde olduğu sonrasında bu eğilimin bozulduğu görülmektedir. Grafiklerde gözüken eğilimler lokal pearson korelasyon katsayıları ile de desteklenmektedir. Direnç kuvveti-x değişkeni ve rotor giriş basıncı-x değişkeni ikilileri arasında hesaplanan ρ_1 değerleri de sırasıyla -0.88 ve -0.99 olarak görülmektedir. Bu değerler 0.8'den büyük olmaları sebebiyle iki hedef çıktısıyla da x değişkeni arasında güçlü bir korelasyon olduğu çıkarımı yapılabilir. Ancak Şekil 5.5'ten de görüleceği üzere x değişkenindeki artışın toplam direnç kuvvetinde düşüşe sebep olacağını söylemek her durum için doğru değildir. Bu durumda her ne kadar pearson varsayımına göre güçlü korelasyon olduğu yorumu yapılsa bile bu vaka için bu değerlerin korelasyon olduğunu iddia etmek için yeterli olmadığı söylenebilir. Ayrıca toplam rotor giriş basıncı-x değişkeni ikilisi için ise hem grafiğin eğiminden hem de ρ_1 değerinden aralarında güçlü bir korelasyon olduğu söylenebilir.

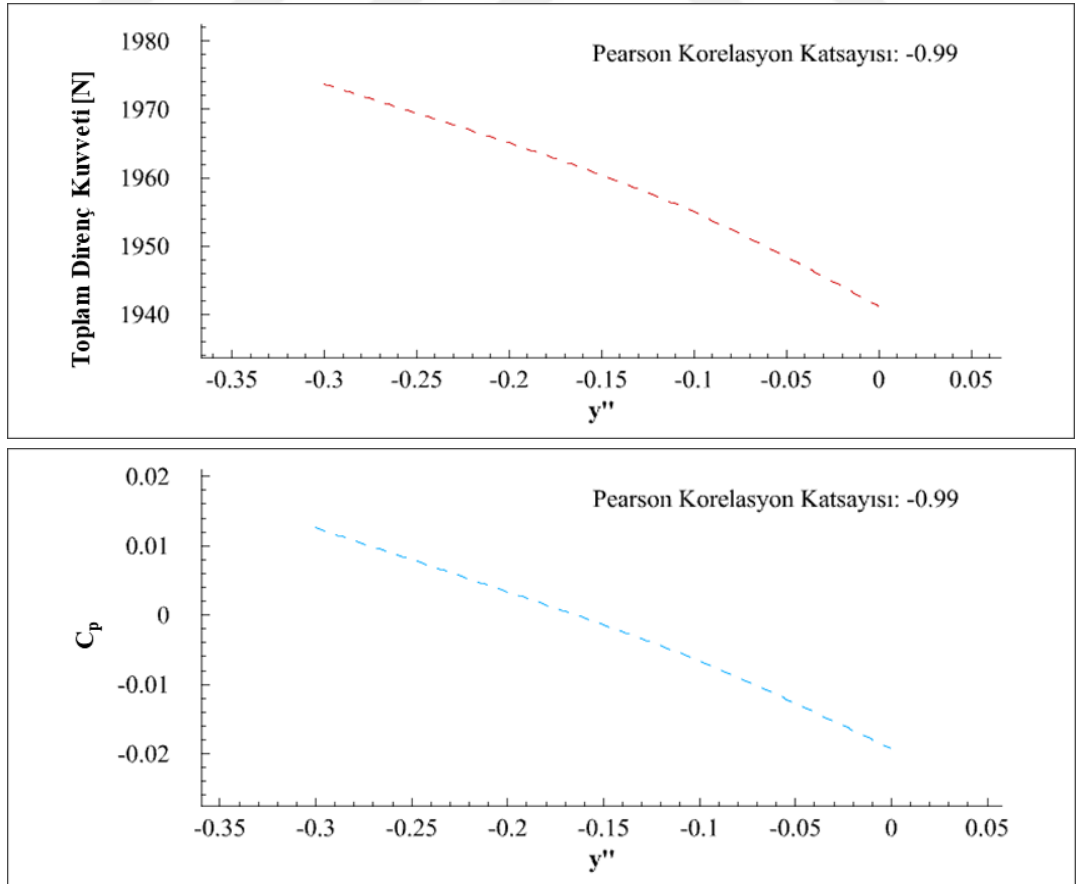


Şekil 5.5 : Duyarlılık analizi sonucu x.



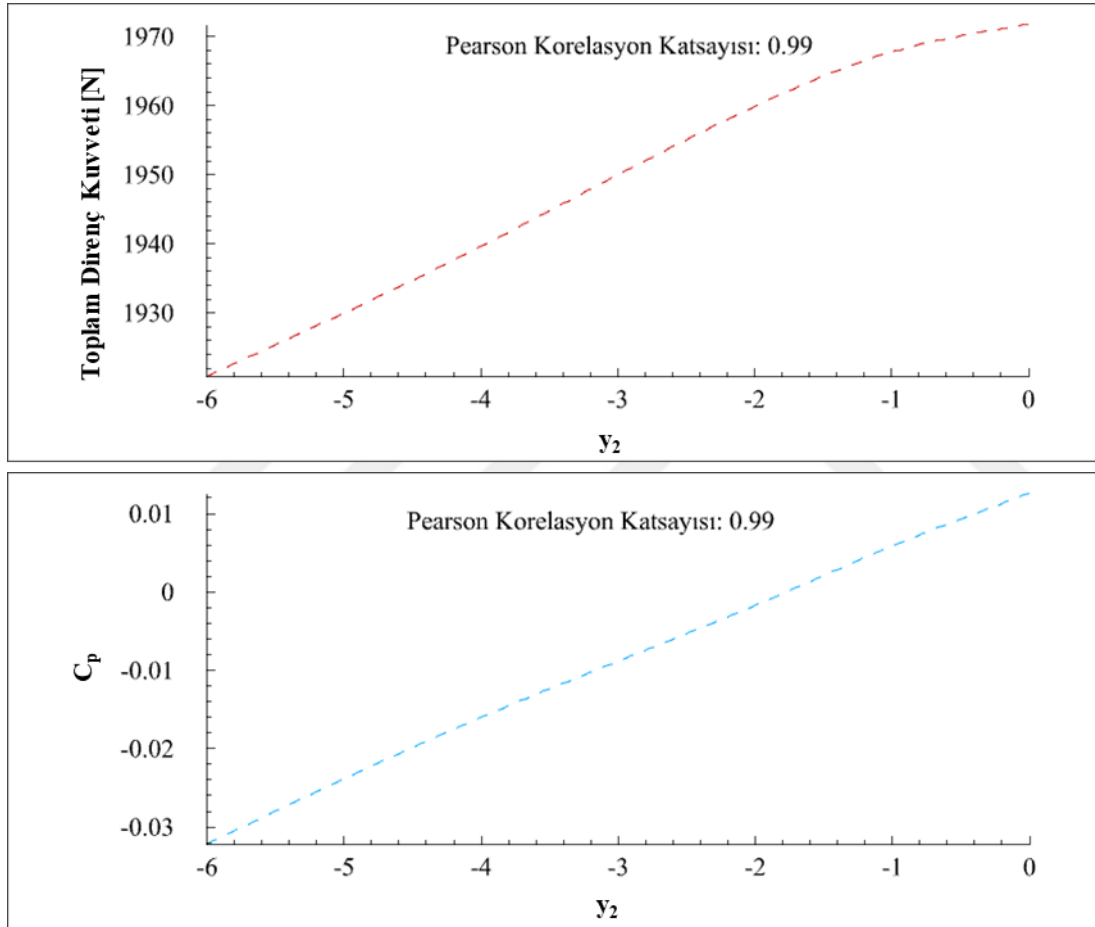
Şekil 5.5 (devam) : Duyarlılık analizi sonucu x.

Şekil 5.6'da grafiklerden y'' değişkeni ile rotor giriş basıncı ve toplam direnç kuvveti arasındaki eğrilerin doğrusal eğilim içerisinde olduğu görülmektedir. Grafiklerde gözükten eğilimler lokal pearson korelasyon katsayıları ile de doğrulanmaktadır. Rotor giriş basıncının ve toplam direnç kuvvetinin y'' değişkenine göre değişim eğilimlerini gösteren ρ_1 değerleri ikisi için de -0.99 olarak görülmektedir. Çıkan sonuçlar -0.8'den küçük oldukları için aralarında negatif güçlü korelasyon olduğunu göstermektedir. İki hedef parametresi de y'' değişkeninin artışı ile azalmaktadır.



Şekil 5.6 : Duyarlılık analizi sonucu y'' .

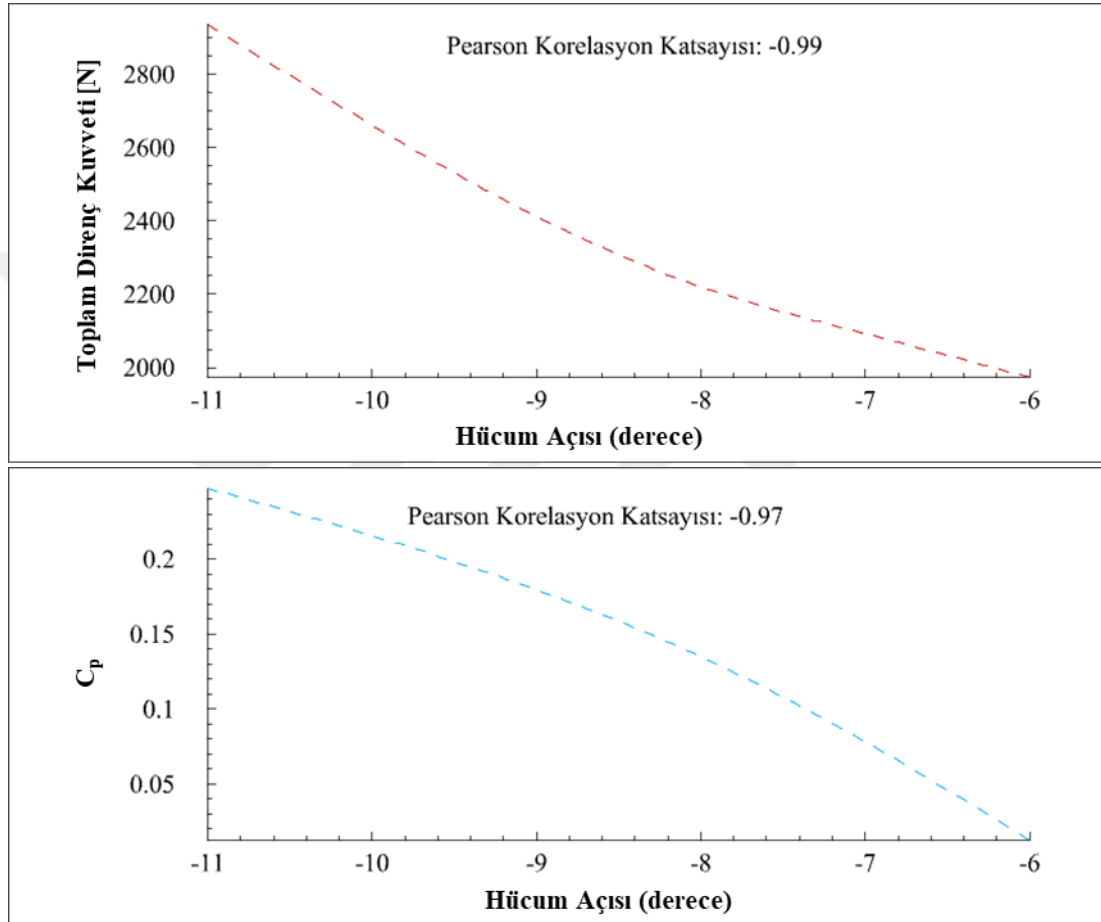
Şekil 5.7’de y_2 değişkeni ile rotor giriş basıncı ve toplam direnç kuvveti arasındaki eğrilerin doğrusal eğilim içerisinde olduğu görülmektedir. Lokal pearson korelasyon katsayıları da grafiklerde görünen eğilimleri doğrulamaktadır. Rotor giriş basıncının ve toplam direnç kuvvetinin y_2 değişkenine göre değişim eğilimlerini gösteren ρ_1 değerleri ikisi için de 0.99 olarak görülmektedir. Çıkan sonuçlar 0.8’den büyük oldukları için aralarında pozitif güçlü korelasyon olduğunu göstermektedir. Grafiklerdeki eğilimler ve ρ_1 değerleri iki grafik için de incelendiğinde hedef çıktıların y_2 değişkeninin artışı ile pozitif yönde değişim gösterdiği görülmektedir.



Şekil 5.7 : Duyarlılık analizi sonucu y_2 .

Şekil 5.8’deki grafiklerdeki eğilimler incelendiğinde hücum açısı ile rotor giriş basıncı ve toplam direnç kuvveti arasında doğrusal bir ilişki olduğu görülmektedir. Hücum açısı ile hedef çıktıları ayrı ayrı istatistiksel olarak da incelenmiş ve lokal pearson katsayıları hesaplanmıştır. Rotor giriş basıncının ve toplam direnç kuvvetinin hücum açısına göre hesaplanan ρ_1 değerleri ikisi için de sırasıyla -0.97 ve -0.99 olarak görülmektedir. Çıkan sonuçlar -0.8’den küçük oldukları için aralarında negatif güçlü korelasyon olduğunu göstermektedir. Hücum açısı değişkenindeki değişim iki hedef

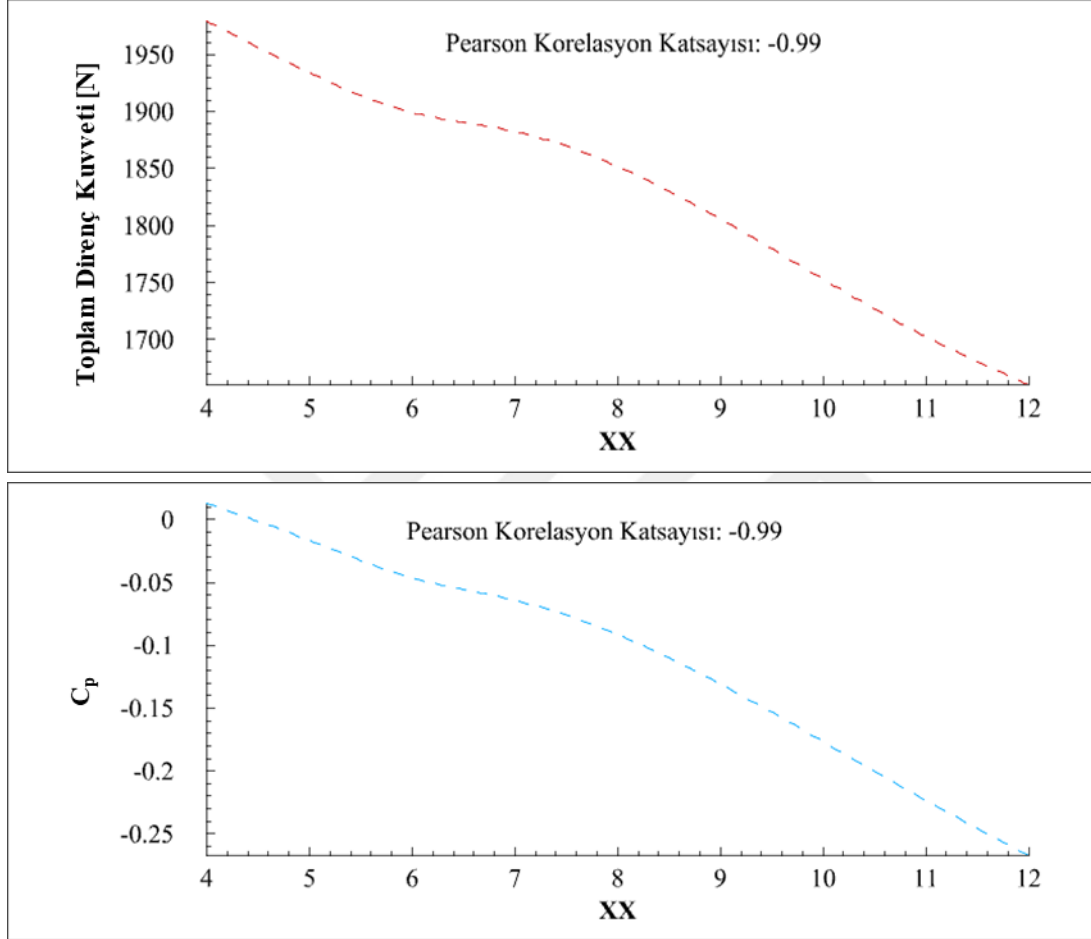
parametresi üzerinde de güçlü bir etkisi olduğu görülmektedir. Bunlara ek olarak hücum açısı değişkeninin hedef parametreler üzerindeki etki alanının da yüksek olduğu görülmektedir. Hücum açısı azalması ile toplam direnç kuvveti genel olarak %40 değişirken, rotor giriş basıncı %100'ün üzerinde değişim göstermiştir. Bu durum hücum açısının diğer parametrelere göre etkisinin daha yüksek olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.8 : Duyarlılık analizi sonucu α .

Şekil 5.9'deki grafiklerdeki eğilimler incelendiğinde NACA profilinin maksimum kalınlığını temsil eden "XX" değişkeni ile rotor giriş basıncı ve toplam direnç kuvveti arasında doğrusal bir ilişki olduğu görülmektedir. Profil kalınlığı ile hedef çıktıları ayrı ayrı istatistiksel olarak da incelenmiş ve lokal pearson katsayıları hesaplanmıştır. Rotor giriş basıncının ve toplam direnç kuvvetinin profil kalınlığı değişkeni ile birlikte incelenmeleri sonucu hesaplanan ρ_1 değerleri ikisi için de -0.99 olarak görülmektedir. Çıkan sonuçların ikisi de -0.8'den küçük oldukları için profil kalınlığının iki hedef çıktısı ile de negatif yönde güçlü korelasyonu olduğunu göstermektedir. Bunlara ek olarak profil kalınlığındaki değişim iki hedef parametresi üzerinde de güçlü bir etkisi

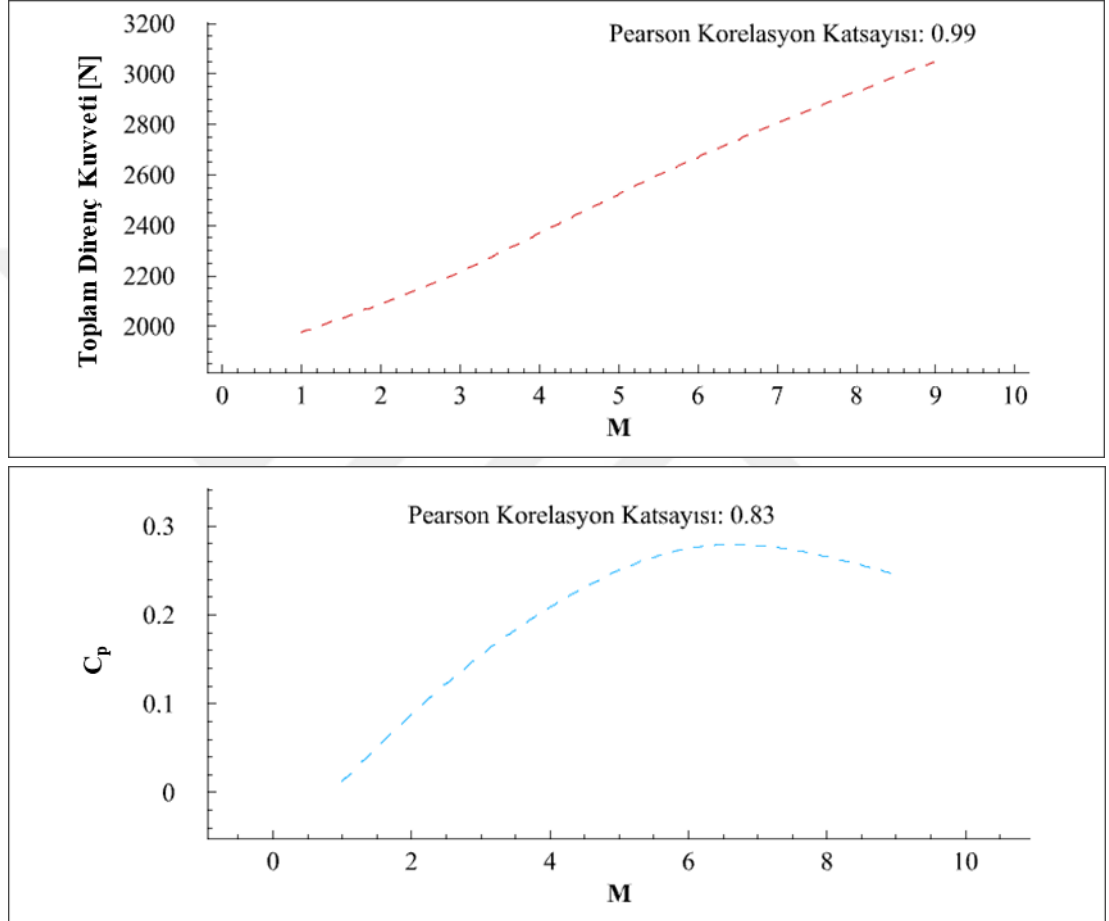
olduğu açıkça görülmektedir. Profil kalınlığı değişkeninin hedef parametreler üzerindeki etki alanının da hücum açısı değişiminde olduğu gibi yüksek olduğu görülmektedir. Profil kalınlığının değişimi ile toplam direnç kuvveti genel olarak %15 değişirken, rotor giriş basıncı %100'ün üzerinde değişim göstermiştir. Bu durum profil kalınlığının hücum açısı gibi yüksek etkili olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.9 : Duyarlılık analizi sonucu XX.

Şekil 5.10'daki eğilim grafikleri incelendiğinde NACA maksimum sehim değerini gösteren "M" değişkeni ile toplam direnç kuvveti arasında doğrusal, rotor giriş basıncı ile ise doğrusallığın %100 sağlanamadığı bir ilişki olduğu görülmektedir. Maksimum profil sehimini ile hedef çıktıları ayrı ayrı istatistiksel olarak da incelenmiş ve lokal pearson katsayıları hesaplanmıştır. Rotor giriş basıncının ve toplam direnç kuvvetinin profil kalınlığı değişkeni ile birlikte incelenmeleri sonucu hesaplanan ρ_1 değerleri sırasıyla 0.99 ve 0.83 olarak görülmektedir. Çıkan sonuçların ikisi de 0.8'den büyük oldukları için profil kalınlığının iki hedef çıktısı ile de istatistiksel olarak pozitif yönde güçlü korelasyonu olduğunu göstermektedir. Bunlara ek olarak profil sehimindeki

değişim iki hedef parametresi üzerinde de güçlü bir etkisi olduğu açıkça görülmektedir. Profil sehimli değişkeninin hedef parametreler üzerindeki etki alanının da hücum açısı ve profil kalınlığı değişimlerinde olduğu gibi yüksek olduğu görülmektedir. Profil sehimli değişimi ile toplam direnç kuvveti genel olarak %60 değişirken, rotor giriş basıncı %100'ün üzerinde değişim göstermiştir. Bu durum profil kalınlığının hücum açısı gibi yüksek etkili olduğunu göstermektedir.



Şekil 5.10 : Duyarlılık analizi sonucu M.

Çizelge 5.4'deki yeşil arka boyanmış hücreler pearson sayısına göre aralarında güçlü korelasyon olan ikilileri işaret ederken beyaz boyalı hücreler aralarında korelasyon olmayan ikilileri işaret etmektedir. Çizelgeden de anlaşılacağı üzere tüm parametreler istatistiksel olarak incelendiğinde x_2 ve y' dışında geri kalan tüm parametreler direnç kuvveti ile aralarında güçlü korelasyon içerisinde olduğu söylenebilir. Bu durum rotor giriş basıncı için ise x_2 , y' ve P parametreleri dışında hepsi güçlü korelasyon içerisinde olduğu söylenebilir.

Çizelge 5.4 : Lokal Pearson korelasyon katsayıları.

	Direnç Kuvveti	Rotor Giriş Basıncı
x	-0.88	-0.99
y'	-	-
y''	-0.99	-0.99
x2	0.35	0.39
y2	0.99	0.99
M	0.99	0.83
P	0.97	0.16
XX	-0.99	-0.99
α	-0.99	-0.97

Ancak grafiklerle birlikte bu değerler yorumlandığında Çizelge 5.4’de koyu renk ile belirtilen hücum açısı (α), profil sehim (M) ve profil kalınlığı (XX) değişkenlerinin tüm çıktı parametreleri üzerinde daha etkili olduğu görülmektedir. Profilin maksimum sehim lokasyonu olan (P) değişkeni ise sadece toplam direnç kuvveti açısından yüksek etkili olduğu gözlemlenmiştir. Bu çalışmada sunulan sonuçların ve korelasyonların optimizasyon ve tasarım alanının kapsamıyla sınırlı olduğunu belirtmek önemlidir. Parametreler arasındaki ilişkiler üst ve alt sınırlarıyla kısıtlanmıştır ve parametreler bu araştırmada kullanılan aralığın dışında incelenirse sonuçlar değişebilir.

5.2 3B Analiz Sonuçları

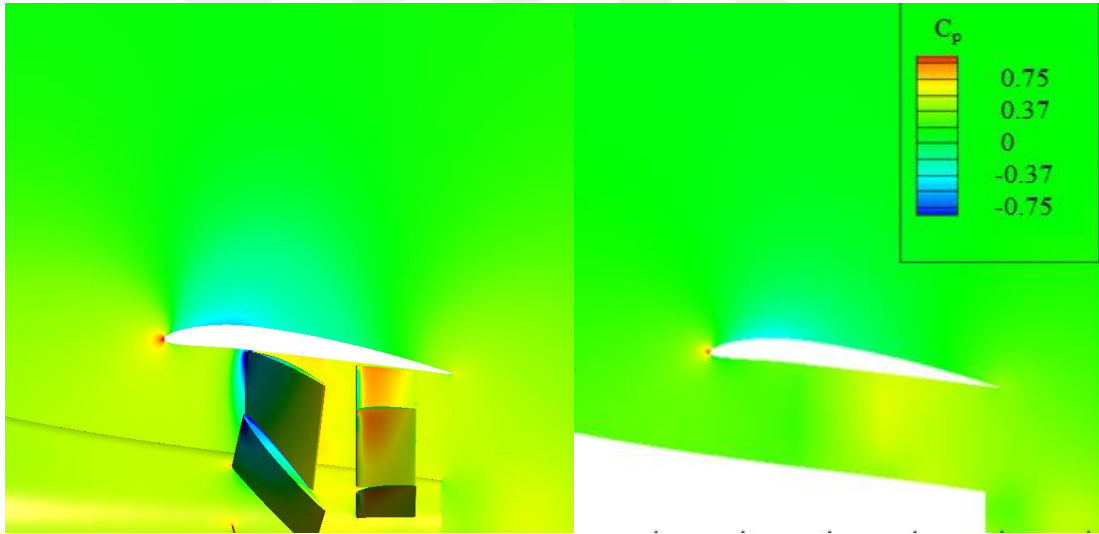
Bu çalışmanın üç boyutlu analiz sürecinde, ID-336 tasarımına rotor ve stator geometrileri sisteme entegre edilmiştir. Böylece nozul ve kuyruk formunun bir bütün olarak optimize edildiği tasarım, rotor ve stator etkileriyle birlikte değerlendirilmiştir. Çizelge 5.5’de analizleri yapılan iki boyutlu ve üç boyutlu çalışmaların karşılaştırmalı olarak sonuçları görülmektedir.

Çizelge 5.5 : 2B ve 3B analiz sonuçları.

	2B	3B	Fark	%Fark
C_p	0.159	0.157	0.002	1.9
Nozul Direnç [N]	1489	1540.2	51.2	3.3
Kuyruk Direnç [N]	-279.5	-277	1.5	0.8

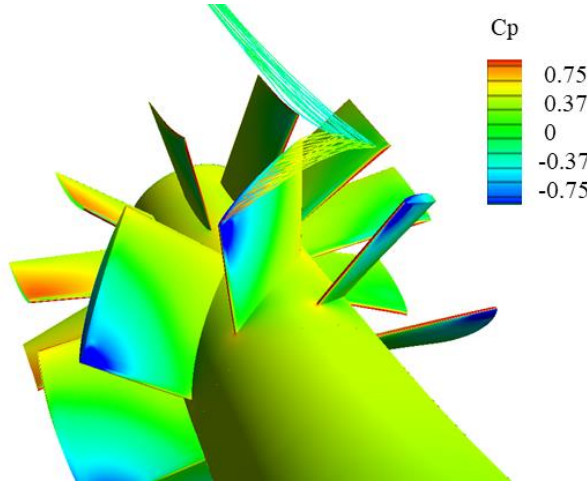
Çizelgede de görüldüğü üzere iki boyutlu aksel simetrik model sonuçları ile üç boyutlu model sonuçları arasında nozul ve kuyruk direnç kuvvetleri açısından oransal olarak sırasıyla %3.3 ve %0.8'lik farklar olduğu gözlemlenmiştir. Nozul iç basıncı açısından ise iki analiz modeli arasında %1.9'luk bir fark olduğu gözlemlenmiştir. Tüm sonuçlar birlikte incelendiğinde iki boyutlu analizlerle elde edilen sonuçların üç boyutlu analizlerle yüksek derecede tutatlılık gösterdiği ortaya konulmuştur.

İki boyutlu modelde yapay olarak tanımlanan momentum kaynağının yerine bu kez gerçek rotor kanatları kullanılmış ve bu bölgedeki basınç dağılımları ve itki üretimi doğrudan incelenebilmiştir. Şekil 5.11'de 2B ve 3B analizin toplam basınç kontürleri boyutsuz olarak karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Şekildeki basınç dağılımlarından 2 analizin de nozul üzerinde benzer basınç alanlarına sahip olduğu görülmektedir. Bu durum 2 boyutlu analiz modelinde rotorun oluşturduğu dinamik etkilerin doğrudan dahil edilmemesine ve stator etkilerinin ihmal edilmesine rağmen momentum kaynağı kullanarak benzer sonuçlar elde edilebildiğini göstermiştir.



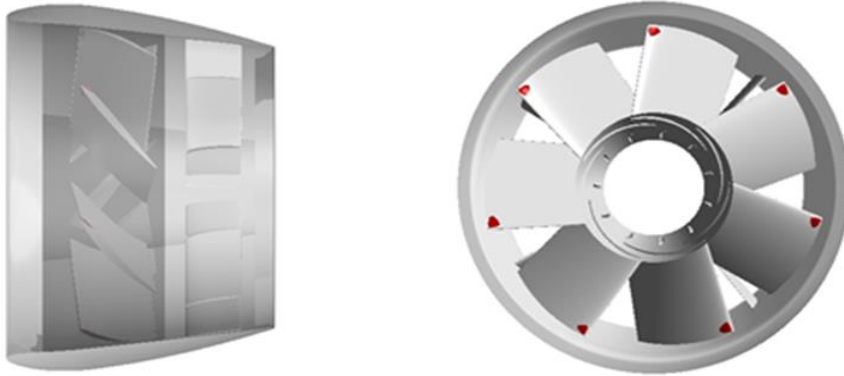
Şekil 5.11 : Soldan sağa doğru 3B ve 2B çözümlerinde basınç alanı karşılaştırması.

Şekil 5.12'de ise rotor kanat ucundan çıkan akışın stator ile doğru şekilde yönlendirilebildiğini göstermektedir. Bu durum rotor-stator etkileşimlerinin analiz modeline en iyi şekilde aktarıldığını, bu etkileşim sayesinde akışın yönlendirilmesi, nozul içerisindeki toplam basıncın artırılması ve çıkış akışının dönümsüzleştirilmesinin 3 boyutlu analiz çalışmalarında sağlanabildiği anlaşılmaktadır. Bu sayede itki üretimi istikrarlı hâle getirilmiştir.



Şekil 5.12 : Rotor ve stator kanat uçlarındaki akım hatları.

Yapılan 3 boyutlu analizlerde kavitasyon riski, rotorun çalıştığı bölgedeki basınç seviyeleriyle detaylı olarak incelenmiştir. Şekil 5.13'te rotor üzerindeki kavitasyon oluşumu sunulmaktadır. Schnerr-Sauer modeli ile 15 m derinlikte gerçekleştirilen analizlerde düşük basınç alanlarının nozul çıkışına kaydırıldığı ve rotor yüzeyinde kavitasyon oluşumunun sınırlandırıldığı görülmüştür. Genel olarak yüksek dönüş hızlarında çalışan pompa jeti sistemlerinde kavitasyon oluşumunu geciktirmek için kullanılan nozul sisteminin sistem isterleri açısından kavitasyonu sınırlama görevini başarılı bir şekilde yerine getirdiği görülmektedir.



Şekil 5.13 : Rotor üzerindeki kavitasyon oluşumu.

Bu durum, 2 boyutlu optimizasyonun üç boyutlu sistem düzeyine güvenle taşınabileceğini göstermekte ve önerilen optimizasyon metodolojisinin geçerliliğini desteklemektedir. Özellikle rotor girişindeki toplam basınç seviyelerinin yüksekliği, çıkış akışının düzgünlüğü ve sistemin toplam direnç değerindeki azalma; 3 boyutlu analizlerin en dikkat çekici bulgularındandır. Böylece önerilen tasarımın hem kavitasyon açısından güvenli hem de hidrodynamic açıdan verimli olduğu teyit edilmiştir.

6. DEĞERLENDİRME

Bu çalışma, su altı araçlarında kullanılacak pompa jeti tahrik sistemleri için nozul ve kuyruk geometrilerinin birlikte optimize ederek tasarım süreçlerini hızlandıran bir metodoloji geliştirmeyi amaçlamıştır. Optimizasyon temelli tasarım metodolojisinde rotorun dinamik etkileri momentum kaynağı kullanarak hesaplama hacmine dahil ederek 2 boyutlu eksenel simetrik bir HAD analiz modeli geliştirilmiştir. Oluşturulan analiz modeline SHERPA algoritması entegrasyonu, literatürdeki mevcut yaklaşımlara göre daha sistematik ve verimli bir metodoloji ortaya koymuştur. Takıntısız su altı araçlarının eksenel simetrik formundan yararlanılan bu metodoloji sayesinde nozul içindeki akış düzenli hali getirilerek rotor performansı iyileştirilmiştir ve su altı aracı toplam direnç kuvvetinin azaltılması sağlanmıştır.

Ayrıca çalışma kapsamında su altı araçlarında kullanılacak pompa jeti tasarımına kuyruk geometrisi dahil edilmiş ve kuyruk geometrisinin pompa jeti performansına etkisi ortaya konulmuştur. Nozul profili ve hücum açısı kadar etkili oldukları görülmese dahi ihmal edilmemesi gereken düzeyde her iki hedef çıktısını da etkiledikleri ortaya koyulmuştur.

Optimizasyon süreci sonucunda elde edilen sonuçlar, kullanılan değişkenlerin hedef çıktılarıyla ilişkileri hem grafik üzerinden hem de istatistiksel olarak incelenmiştir. Hücum açısı ve NACA profiline ait parametrelerin hedef çıktılarına en çok etki eden parametreler olduğu ortaya koyulmuştur. Optimizasyon sonucunda elde edilen en iyi sonuçlarla birlikte iki hedef çıktısına eşit derecede dikkate alındığında elde edilen optimum sonuç incelenmiştir. Optimum olarak elde edilen sonuç aynı zamanda 3 boyutlu olarak rotor ve stator etkileri de dahil edilerek modellenmiş ve analiz edilmiştir. Bu çalışmanın sonunda 2B analizlerde elde edilen sonuçların 3B analizlerle desteklendiği ve elde edilen en iyi tasarımı belirlemek için 2B eksenel simetrik analiz modelinin momentum kaynağı ile desteklenerek elde edilebileceği gösterilmiştir.

Bu çalışma, pompa jeti tahrik sistemlerinde nozul ve kuyruk geometrilerinin birlikte optimize edilmesi üzerine yapılan sınırlı sayıda araştırma katkı sağlamaktadır.

Özellikle çok hedefli optimizasyon tekniklerinin su altı araçlarına uyarlanması, ileride yapılacak çalışmalar için yeni bir metodolojik çerçeve sunmaktadır.



KAYNAKÇA

- Bontempo, R., & Manna, M.** (2018). Performance analysis of ducted marine propellers. Part II – Accelerating duct. *Ocean Engineering*, 160, 318–332. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.04.055>
- Bontempo, R., Cardone, M., & Manna, M.** (2015). Performance analysis of ducted marine propellers. Part I – Decelerating duct. *Applied Ocean Research*, 52, 192–203. <https://doi.org/10.1016/j.apor.2015.10.005>
- Brandner, P. A., Roberts, J., & Walker, G. J.** (2008). The influence of viscous effects and physical scale on cavitation tunnel contraction performance. *Journal of Fluids Engineering – Transactions of the ASME*, 130(5)
- Çelik, F., Doğrul, A., & Arıkan, Y.** (2009). Investigation of the optimum duct geometry for a passenger ferry. *Strait Crossings 2009*, Yıldız Technical University.
- Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M.** (2013). *Akışkanlar Mekaniği: Temel Kavramlar ve Uygulamalar*. Gazi Kitabevi.
- Dimensiva.** (2023). Spearfish torpedo [3D model]. TurboSquid. <https://www.turbosquid.com/3d-models/spearfish-torpedo-model-2152869>
- Gaggero, S., Villa, D., & Viviani, M.** (2022). Design of pumpjet propulsors using RANS-based multi-objective optimization. In *Proceedings of the 7th International Symposium on Marine Propulsors (smp'22)*. <https://www.marinepropulsors.com/proceedings/2022/5-1-2.pdf>
- Gaggero, S., Villa, D., Tani, G., & Viviani, M.** (2017). Propeller nozzles design using viscous codes and optimization algorithms. *Proceedings of Marine 2017*.
- Granger.** (2014). *Archimedes: Screw* [Illustration]. Granger Art on Demand. <https://grangerartondemand.com/featured/archimedes-screw-granger.html>
- Huang, Y., Liu, Z., Zhang, L., & Zhao, Y.** (2021). Study on hydrodynamic performance of pump-jet propulsors under different duct geometric parameters. *Journal of Marine Science and Engineering*, 11(10), 1926. <https://doi.org/10.3390/jmse11101926>
- Jacobs, E. N., Ward, K. E., & Pinkerton, R. M.** (1933). *The characteristics of 78 related airfoil sections from tests in the variable-density wind tunnel* (NACA Report No. 460). National Advisory Committee for Aeronautics.
- Jones, H. L., Jr., & Harman, P.** (1935). Toy boat (U.S. Patent No. 1,936,701). United States Patent and Trademark Office.

- Liu, H.-L., & Huang, T. T.** (1998). *Summary of DARPA SUBOFF experimental program data* (Report No. CRDKNSWC/HD-1298-11). Carderock Division, Naval Surface Warfare Center. <https://apps.dtic.mil/sti/pdfs/ADA359226.pdf>
- Menter, F. R.** (1994). "Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications." *AIAA Journal*, 32(8), 1598-1605.
- Pope, S. B.** (2000). *Turbulent Flows*. Cambridge University Press.
- Qin, D., Huang, Q., & Ke, J.** (2017). Numerical investigation of different tip clearances effect on the hydrodynamic performance of pumpjet propulsor. *International Journal of Computational Methods*, 15(5), 1850037. <https://doi.org/10.1142/S0219876218500378>
- Qiu, C., Pan, G., Huang, Q., & Shi, Y.** (2020). Numerical analysis of unsteady hydrodynamic performance of pump-jet propulsor in oblique flow. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 12, 102–115. <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2019.10.001>
- Roy, S. M.** (1994). The evolution of the modern waterjet marine propulsion unit. In *International Symposium on Waterjet Propulsion*. RINA.
- Saunders, H. E.** (1957). *Hydrodynamics in ship design* (pp. 648–649).
- Schult, J.** (1974). *Curious boating inventions*. Elek.
- Smagorinsky, J.** (1963). "General circulation experiments with the primitive equations." *Monthly Weather Review*, 91(3), 99-164.
- Stapel, H., Heinke, H.-J., & Szantyr, J. A.** (2011). Potsdam Propeller Test Case (PPTC) – Test Case Description and Experimental Results. In *Proceedings of the 2nd International Symposium on Marine Propulsors (smp'11)*, Hamburg, Germany, June 2011.
- Villa, D., Tani, G., Gaggero, S., Ferrando, M., Ausonio, P., Travi, P., & Viviani, M.** (2023). A comprehensive analysis of a numerical self-propulsion procedure for high-speed marine vehicles. *Ocean Engineering*, 287, 115766. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2023.115766>
- Wang, C., Weng, K., Guo, C., Chang, X., & Gu, L.** (2019). Analysis of influence of duct geometrical parameters on pump jet propulsor hydrodynamic performance. *Journal of Marine Science and Technology*, 24(4), 1062–1073. <https://doi.org/10.1007/s00773-019-00662-z>
- Wang, H., Huang, X., & Wu, X.** (2019). Analysis of influence of duct geometrical parameters on pump-jet propulsor hydrodynamic performance. *Journal of Hydrodynamics*, 31(2), 328–335. [https://doi.org/10.1016/S1001-6058\(19\)60038-6](https://doi.org/10.1016/S1001-6058(19)60038-6)
- Wilcox, D. C.** (2006). *Turbulence Modeling for CFD*. DCW Industries.
- Wu, H., He, L., & Zhan, S.** (2022). Integrated design method for pump-jet propulsor using parametric modeling and hydrodynamic optimization. *Journal of Marine Science and Engineering*, 10(6), 766. <https://doi.org/10.3390/jmse10060766>

- Yılmaz, S., Erdem, D., & Kavşaoğlu, M. S.** (2015). Performance of a ducted propeller designed for UAV applications at zero angle of attack flight: An experimental study. *Aerospace Science and Technology*, 45, 376–386. <https://doi.org/10.1016/j.ast.2015.06.005>
- Çelik, M., & Doğrul, A.** (2009). Yolcu feribotları için pompa jeti kanal geometrisinin optimizasyonu. *Türk Denizcilik ve Gemi İnşaatı Dergisi*, 6(2), 45–53.
- Zhou, Y., Wang, L., Yuan, J., & Fu, Y.** (2021). Comparative Investigation on Hydrodynamic Performance of Pump-Jet Propulsion Designed by Direct and Inverse Design Methods. *Mathematics*, 9(4), 343. <https://doi.org/10.3390/math9040343>
- Zhou, Y., Pavesi, G., Yuan, J., & Fu, Y.** (2022). A Review on Hydrodynamic Performance and Design of Pump-Jet: Advances, Challenges and Prospects. *Journal of Marine Science and Engineering*, 10(10), 1514. <https://doi.org/10.3390/jmse10101514>





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad

: Efecan Oğuz DEMİR

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Deniz bilimleri Fakültesi, Gemi İnşaatı ve Gemi Makinaları Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2019-2022 ROKETSAN Motor Entegrasyon Proses Mühendisi
- 2022-2023 ROKETSAN Hidrodinamik Tasarım Uzman Mühendisi
- 2023- ROKETSAN Hidrodinamik Tasarım Kıdemli Uzman Mühendisi
- 2025- ROKETSAN Proje Teknik Sorumlusu

TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Demir, E. O., Şahin, E., Şengül, M., & Özdemir, B.** (2024, July). *Optimization-based numerical investigation of decelerating ducted pumpjet for a high-speed underwater vehicle*. Paper presented at the **35th Symposium on Naval Hydrodynamics (SNH)**, Nantes, France