

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TORK KONVERTÖRÜN KAVİTASYONSUZ VE
KAVİTASYONLU HAD MODELLERİYLE
HİDRODİNAMİK PERFORMANS ANALİZLERİ

AYDIN TEKEREK
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2022

**T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR TORK KONVERTÖRÜN
KAVİTASYONSUZ VE KAVİTASYONLU HAD
MODELLERİYLE HİDRODİNAMİK
PERFORMANS ANALİZLERİ**

**AYDIN TEKEREK
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**DANIŞMANI
DR. ÖĞR. ÜYESİ SALİH ÖZEN ÜNVERDİ**

**GEBZE
2022**

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

**HYDRODYNAMIC PERFORMANCE ANALYSIS
OF A TORQUE CONVERTER WITH NON-
CAVITATION AND CAVITATION CFD MODELS**

AYDIN TEKEREK
**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE**
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

THESIS SUPERVISOR
ASSIST. PROF. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE

2022



YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 17/02/2022 tarih ve 2022/11 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 08/03/2022 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Aydın Tekerek'in tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI)

: Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen ÜNVERDİ

ÜYE

: Prof. Dr. Süleyman KARSLI

ÜYE

: Dr. Öğr. Üyesi Ahmet YURTSEVEN

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Tork konvertörler, özel bir hidrolik kaplin olup motorlu taşıt sistemleri içerisinde bulunan aktarma organına bağlı bir turbomakinedir. Ana elemanları pompa, stator, türbin ve baskı plakasıdır. Motordan gelen gücü ve torku, aralarında mekanik bir bağlantı olmaksızın sadece hidrodinamik etkileşimlerle şanzıman ve dişli kutusuna iletimini sağlarlar. Pompa komponenti genel olarak bir shaft vasıtasıyla motora, türbin komponenti ise şanzıman tarafına bağlıdır. Aralarında bulunan stator elemanı vasıtasıyla, motordaki torkun katlanarak şanzımana iletilmesini sağlar. Tork konvertörlerin çalışması esnasında, konvertör içerisinde sirküle olan ve hidrodinamik etkileşimini sağlayan hidrolik sıvının basıncında ciddi düşüşler meydana gelir ve içerisinde buhar kabarcıkları oluşturur. Bu duruma kavitasyon denmekte, araçlarda vuruntu gibi ciddi problemlere yol açabilmektedir. Konvertörün hidrodinamik performansında kayıplar meydana getirmekte ve motordan türbine iletilen torku azaltmaktadır.

Bu çalışmada, bir tork konvertör modeli içerisindeki kavitasyon problemi Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) methodu uygulanarak yapılan analizlerle incelenmiştir. Model üzerinde kavitasyonlu ve kavitasyonsuz fizik modeli kullanılarak analizler gerçekleştirilmiş, hidrodinamik performansı hesaplanmıştır. Tork konvertörün dönüş methodu olarak literatürde sıklıkla uygulanan MRF (Hareketli Referans Sistemi) kullanılmış, türbülans modeli olarak ise gerçekleştirilebilir k-epsilon modeli tercih edilmiştir. Analizlerde sıkıştırılmaz akış kabulü yapılmış, kavitasyonsuz analizler tek fazlı fizik modeli ve zamandan bağımsız, kavitasyonlu analizler ise çift fazlı fizik modeli ve zamana bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Kavitasyonlu akış analizlerinde Schnerr-Sauer kavitasyon modeli tercih edilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde, kavitasyon oluşumu kalkış anında motordan şanzımana iletilen tork üzerinde %12'lik kayba neden olmuştur. Kavitasyonun stator kanatlarının emme yüzeylerinde yoğun bir şekilde olduğu ve ani faz değişiminin özellikle bu bölgede ciddi zarar oluşturabileceği ihtimali tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Tork Konvertör, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), Kavitasyon, Schnerr-Sauer , Sonlu Hacimler Methodu, Çift Fazlı Akışlar.

SUMMARY

Torque converters are a special type of hydraulic coupling and are a turbomachine connected to the driveline in motor vehicle systems. Its main elements are pump, stator, turbine and pressure plate. They transmit the power and torque from the engine to the gearbox only by hydrodynamic interactions, without any mechanical connection between them. The pump component is generally connected to the engine via a shaft, while the turbine component is connected to the transmission side. Through the stator element located between them, it ensures that the torque in the engine is transmitted to the gearbox by folding.

In this study, the hydrodynamic performance of a torque converter in cavitation and non-cavitation situations was calculated by applying the finite volume-based Computational Fluid Dynamics (CFD) method. MRF (Moving Reference System) was used as the rotation method in the performance calculations of the torque converter, and the realizable k-epsilon model was preferred as the turbulence model. For the analyses, a 3D flow field containing all torque converter blade areas was created. Incompressible flow was assumed in the analyses, non-cavitation analyses were performed in single-phase model and steady-state, and cavitation analyses were performed in multiphase model and time-dependent. Performance analyses of both models at 5 different speeds were performed and the results were compared. Schnerr-Sauer cavitation model was preferred in cavitation flow analysis. When the results were examined, cavitation formation caused a loss of 12% on the torque transmitted from the engine to the gearbox at the stall (H.O.=0) condition.

Key Words: Torque Converter, Computational Fluid Dynamics (CFD), Cavitation, Schnerr-Sauer , Finite Volume Method, Multiphase Flow

TEŞEKKÜR

BaŐta, yüksek lisans eđitimimde ve akademik hayatımda desteđini ve yardımlarını hićbir zaman esirgemeyip bilgisi ile bu ćalıŐmanın oluŐmasının yolunu aćan danıŐmanım Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen ÜNVERDİ'ye,

Bütün ćalıŐmam boyunca yanımda olan, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaŐan deđerli ćalıŐma arkadaŐım Dr. Metin Kemal GÖKÇE'ye,

göstermiŐ olduđu desteklerinden dolayı sevgili eŐım Merve TEKEREK'e ve aileme en ićten teŐekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLolar DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1. Tork Konvertörler	1
1.2. Tork Konvertörlerde Kavitasyon	2
1.3. Tezin İçeriği ve Kapsamı	5
2. TORK KONVERTÖR YAPISI VE PERFORMANS PARAMETRELERİ	6
2.1. Tork Konvertör Yapısı	6
2.2. Tork Konvertör Performans Parametreleri	8
2.2.1. Hız Oranı	8
2.2.2. Tork Oranı	9
2.2.3. Verimlilik	10
2.2.4. Kapasite Faktörü	10
3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD) YÖNTEMİ	13
3.1. HAD Yöntemine Genel Bakış ve Korunum Denklemleri	13
3.1.1. HAD Yönteminin Uygulanması	16
3.2. Türbülans Modelleri	17
4. TORK KONVERTÖRÜN SAYISAL ANALİZ YÖNTEMİ İLE HİDRODİNAMİK PERFORMANSININ BELİRLENMESİ	18
4.1. Akış Çevresi	18
4.2. Ağ Yapısının Oluşturulması	22

4.3. Fizik Modeli Seçimi	26
4.3.1. Kavitasyonsuz Fizik Modeli	26
4.3.2. Kavitasyonlu Fizik Modeli	30
4.3.2.1. Schnerr-Sauer Kavitasyon Modeli	33
4.3.2.2. Zwart-Gerber-Belamri Kavitasyon Modeli	34
4.3.2.3. Signhal Kavitasyon Modeli	34
4.2.3.4. Analizin Fiziksel Özellikleri ve Sınır Şartları	35
4.2.3.5. Uygulanan Kavitasyon Modeli İçin Bir Doğrulama Çalışması	36
4.2.3.6. Analiz Sonrası Kesit Görselleri	40
4.4. HAD Analizi Sonuçları	42
4.4.1. Kavitasyonsuz HAD Analizlerinin Sonuçları	42
4.4.1.1. Farklı Türbülans Modeli ile Karşılaştırma Çalışması	53
4.4.2. Kavitasyonlu HAD Analizlerinin Sonuçları	56
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR	79
ÖZGEÇMİŞ	84
EKLER	85

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar

Kısaltmalar

n_p	: Pompa Açısal Hızı
n_t	: Türbin Açısal Hızı
T_p	: Pompa Torku
T_t	: Türbin Torku
η	: Verimlilik
C	: Kapasite Sabiti
D	: Akış Çevresi Çapı
∂	: Kısmi Türev
ρ	: Yoğunluk
t	: Zaman
u	: Hız Bileşeni (x Yönünde)
v	: Hız Bileşeni (y Yönünde)
w	: Hız Bileşeni (z Yönünde)
$\overline{g_x}$: Ortalama Yer Çekimi İvmesi (x Yönünde)
$\overline{g_y}$: Ortalama Yer Çekimi İvmesi (y Yönünde)
$\overline{g_z}$: Ortalama Yer Çekimi İvmesi (z Yönünde)
μ	: Dinamik Viskozite
Γ	: Difüzyon
S_ϕ	: Kaynak Terim
\mathbf{u}	: Hız Vektörü
k	: Türbülanslı Kinetik Enerji
ε	: Türbülans Dağılım Hızı
Dk_{eff}	: Türbülans Kaynaklı Difüzyon

$D\varepsilon_{eff}$: Türbülans Kaynaklı Difüzyon
G_k	: Hız Gradyanları Kaynaklı retilen Türbülans Miktarı
ν	: Kinematik Viskozite
ν_t	: Türbülanslı Kinematik Viskozite
S_{ij}	: Gerilme Hızı Tensörü
$\bar{\Omega}_{ij}$: Ortalama Dönüş Hızı Tensörü
U^*	: Türbülans Hızı
w_t	: Açısal Hız
σ_ε	: Sabit
A_0	: Sabit
A_s	: Sabit
C_μ	: Sabit
C_{1e}	: Sabit
C_{2e}	: Sabit
F	: Adım Fonksiyonu
α_v	: Buharın Hacimsel Oranı
V_v	: Buhar Hacmi
V_l	: Sıvı Hacmi
V_{cell}	: Toplam Hacim
n_0	: Buhar Kabarcığı Yoğunluğu
R	: Buhar Kabarcık Yarıçapı
α_l	: Sıvının Hacimsel Oranı
α_v	: Buharın Hacimsel Oranı
div	: Diverjans
$grad$: Gradyan
n_o	: Buhar Kabarcığı Yoğunluğu
\dot{m}^+	: Yoğuşma Debisi
\dot{m}^-	: Buharlaşma Debisi
p_{sat}	: Buharlaşma Basıncı
p	: Sıvının Lokal Basıncı

σ	: Sıvının Yüzey Gerilmesi
μ_l	: Sıvının Dinamik Viskozitesi
\dot{m}	: Kütle Transfer Hızı (Debi)
α_{nuc}	: Çekirdeklenme Hacimsel Oranı
F_{vap}	: Buharlaşma Katsayısı
F_{con}	: Yoğuşma Katsayısı
$N_{bubbles}$: Buhar Kabarcığı Sayısı
f_v	: Buharın Kütleli Oranı
f_g	: Yoğuşmayan Gazın Kütleli Oranı
σ	: Kavite Sayısı
p_∞	: Giriş Basıncı
v_t	: Sirkülasyon Hızı
A	: Sirküle Olan Akışa Dik Alan
CLC	: Chemical Looping Combustion (Kimyasal Döngü Yakımı)
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
H.O.	: Hız Oranı
K	: Kapasite Faktörü
RANS	: Reynolds Ortalamalı Navier Stokes
SST	: Shear Stress Transport
T.O.	: Tork Oranı

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa:</u>
1.1: Tork Konvertör.	1
1.2: Tork Konvertörde Kavitasyon Oluşumu.	3
2.1: Tork Konvertörün Otomatik Şanzımda Konumu.	7
2.2: Tork Konvertör Kesit Görsel (Torus Kesit).	8
2.3: Kapasite Faktör – Motor Tork Eğrisi.	11
4.1: Tork Konvertör Üç Boyutlu Akış Çevresi.	19
4.2: Tork Konvertör Torus Kesiti.	19
4.3: Tork Konvertör Kanat Kesitleri (Soldan Sağa Pompa, Türbin ve Stator).	21
4.4: Tork Konvertörde Kullanılan Arayüzlerin Konumu.	22
4.5: Ağ Türlerinin Şekli. (Kırmızı Renk-Tetrahedral, Yeşil Renk-Polihedral, Mavi Renk-Hekzahedral).	23
4.6: Ağdan Bağımsızlaştırma Çalışması Sonuçları.	25
4.7: Tork Konvertör Modelinde Kullanılan Ağ Yapısı.	26
4.8: Bir Hidrofoil Üzerinde Kavitasyon Kaynaklı Yoğunluk Değişimi.	31
4.9: 6 Derece Hücum Açısına Sahip NACA66-012 Kanat Profili.	37
4.10: Hidrofoil Etrafı Akış Çevresi.	37
4.11: Hidrofoil Modelinde Kullanılan Ağ Yapısı.	38
4.12: Hidrofoil HAD Analizi Sonuçları.	40
4.13: Torus Kesiti.	41
4.14: Pompa-Türbin Bölgesi Silindirik Kesit.	41
4.15: Stator Bölgesi Silindirik Kesit.	41
4.16: H.O. = 0 Koşulunda Tork Değerleri.	43
4.17: H.O. = 0 Koşulunda Y+ Değeri.	43
4.18: H.O. = 0.2 Koşulunda Tork Değerleri.	44
4.19: H.O. = 0.2 Koşulunda Y+ Değeri.	44
4.20: H.O. = 0.4 Koşulunda Tork Değerleri.	45

4.21: H.O. = 0.4 Koşulunda Y+ Değeri.	45
4.22: H.O. = 0.6 Koşulunda Tork Değerleri.	46
4.23: H.O. = 0.6 Koşulunda Y+ Değeri.	46
4.24: H.O. = 0.8 Koşulunda Tork Değerleri.	47
4.25: H.O. = 0.8 Koşulunda Y+ Değeri.	47
4.26: Kavitasjonsuz Analizler Pompa ve Türbin Torku Sonuçları.	48
4.27: Hız Oranı 0 ile 0.8 de Hız Vektörlerinin Büyüklüğü.	49
4.28: Hız Oranı 0 ile 0.8 de Hız Vektörlerinin Dağılımı.	50
4.29: Kavitasjonsuz HAD Analizleri Hidrodinamik Performans Sonuçları.	51
4.30: H.O. = 0 ve H.O. = 0.8 Koşulunda Stator Üzerindeki Hız Vektörleri.	52
4.31: Konvertör Üzerindeki Mutlak Basınç Dağılımları.	53
4.32: k-w SST Türbülans Modeli Kullanıldığında Elde Edilen Y+ Değeri (H.O. = 0).	54
4.33: k-w SST Türbülans Modeli Kullanarak Elde Edilen Tork Değeri (H.O. = 0).	55
4.34: k-w SST Türbülans Modeli Kullanıldığında Elde Edilen Y+ Değeri (H.O. = 0.8).	55
4.35: k-w SST Türbülans Modeli Kullanarak Elde Edilen Tork Değeri (H.O. = 0.8).	56
4.36: H.O. = 0 Koşulunda Tork Değerleri.	57
4.37: H.O. = 0.2 Koşulunda Tork Değerleri.	57
4.38: H.O. = 0.4 Koşulunda Tork Değerleri.	58
4.39: H.O. = 0.6 Koşulunda Tork Değerleri.	58
4.40: H.O. = 0.8 Koşulunda Tork Değerleri.	59
4.41: H.O. = 0 Koşulunda Giriş Basıncı.	60
4.42: H.O. = 0 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.	60
4.43: H.O. = 0.2 Koşulunda Giriş Basıncı.	61
4.44: H.O. = 0.2 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.	61
4.45: H.O. = 0.4 Koşulunda Giriş Basıncı.	62

4.46:	H.O. = 0.4 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.	62
4.47:	H.O. = 0.6 Koşulunda Giriş Basıncı.	63
4.48:	H.O. = 0.6 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.	63
4.49:	H.O. = 0.8 Koşulunda Giriş Basıncı.	64
4.50:	H.O. = 0.8 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.	64
4.51:	H.O. = 0 Koşulunda Courant Sayısı.	65
4.52:	H.O. = 0 Koşulunda Y+ Değeri.	65
4.53:	H.O. = 0.2 Koşulunda Courant Sayısı.	66
4.54:	H.O. = 0.2 Koşulunda Y+ Değeri.	66
4.55:	H.O. = 0.4 Koşulunda Courant Sayısı.	67
4.56:	H.O. = 0.4 Koşulunda Y+ Değeri.	67
4.57:	H.O. = 0.6 Koşulunda Courant Sayısı.	68
4.58:	H.O. = 0.6 Koşulunda Y+ Değeri.	68
4.59:	H.O. = 0.8 Koşulunda Courant Sayısı.	69
4.60:	H.O. = 0.8 Koşulunda Y+ Değeri.	69
4.61:	Kavitasyonlu Analizlerin Pompa ve Türbin Tork Sonuçları.	70
4.62:	Kavitasyonlu Analizlerin Hidrodinamik Performans Sonuçları.	72
4.63:	a) H.O. = 0 Koşulunda Kavitasyon Oluşumu (3 Boyutlu Konvertör İçerisinde), b) H.O. = 0 Koşulunda 3 Boyutlu Kesit Görsel İçerisinde Kavitasyon Oluşumu.	72
4.64:	a) H.O. = 0 Koşulunda Stator Bölgesi Kavitasyon Görseli, b) H.O. = 0 Stator Kanat Kesiti Kavitasyon Görseli.	74
4.65:	a) H.O. = 0.2 Koşulunda Stator Bölgesi Kavitasyon Görseli, b) H.O. = 0.2 Stator Kanat Kesiti Kavitasyon Görseli.	75
4.66:	a) H.O. = 0.4 Koşulunda Stator Bölgesi Kavitasyon Görseli, b) H.O. = 0.4 Pompa Bölgesi Kavitasyon Görseli.	75
4.67:	a) H.O. = 0.6 Koşulunda Pompa Bölgesi Kavitasyon Görseli, b) H.O. = 0.8 Koşulunda Pompa Bölgesi Kavitasyon Görseli.	76

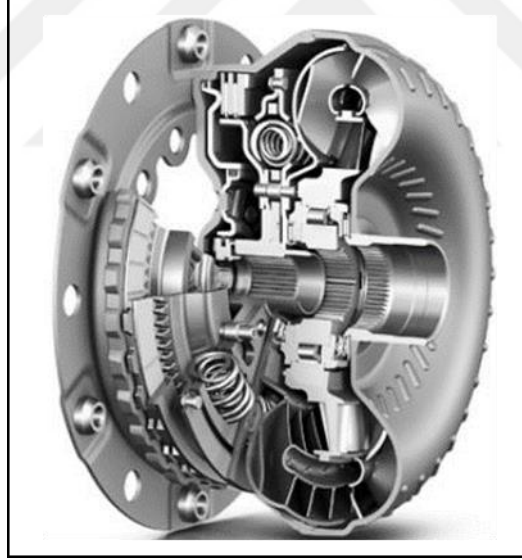
TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa:</u>
4.1: Kanat Sayıları ve Kanat Giriş-Çıkış Açılıarı.	21
4.2: Ağdan Bağımsızlaştırma Çalışması Sonuçları.	24
4.3: Kavitasjonsuz HAD Analizin Fiziksel Özellikleri.	29
4.4: Pompa ve Türbin Dönüş Hızları.	30
4.5: Kavitasjonlu Analizlerin Fiziksel Özellikleri ve Sınır Koşulları.	35
4.6: Hidrofoil Kavitasjon Analizi Sınır Şartları ve Fizik Modeli.	39
4.7: Kavitasjonsuz Analizler Pompa ve Türbin Torqu Sonuçları.	42
4.8: Kavitasjonsuz Analizler Hidrodinamik Performans Sonuçları.	51
4.9: k-w SST Türbülans Modeli Kullanılarak Elde Edilen Sonuçlar.	54
4.10: Kavitasjonlu Analizlerin Pompa ve Türbin Torqu Sonuçları.	70
4.11: Kavitasjonlu Analizlerin Hidrodinamik Performans Sonuçları.	71

1. GİRİŞ

1.1. Tork Konvertörler

Tork konvertör otomotiv aktarma organlarının önemli bir parçasıdır. Otomatik şanzımanlı kara, deniz ulaşım ve savunma araçlarında yaygın olarak kullanılır. Hidrodinamik bir eleman olan tork konvertörünün araç güç aktarım sistemindeki fonksiyonu motordan gelen gücü mekanik bir bağlantı olmadan hidrodinamik etkileşimlerle şanzımana aktarmak ve gerektiğinde içerdiği çalışma sıvısı vasıtasıyla torku ayarlayarak aracın sorunsuz çalışmasını sağlamaktır [1]. Şekil 1.1'de tork konvertörün kesit alınmış görseli verilmiştir [49].



Şekil 1.1: Tork Konvertör.

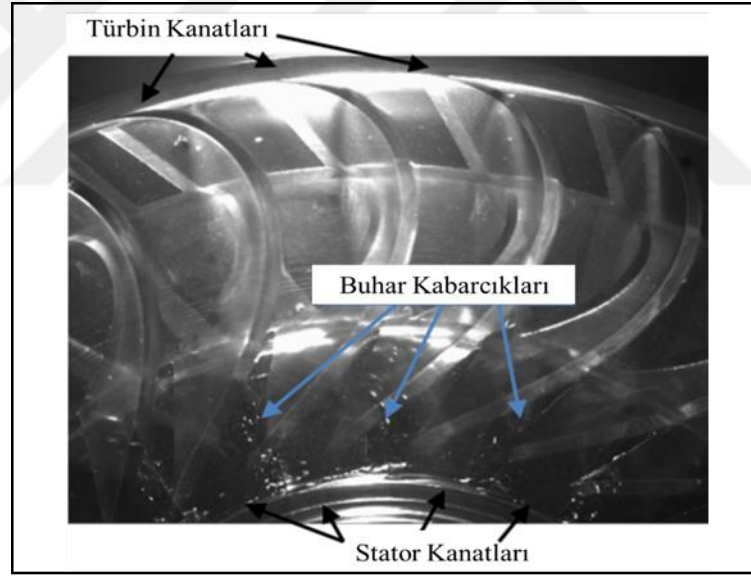
Tork konvertörler, üç boyutlu ve kanatlı geometrisinden dolayı oldukça karmaşık bir yapıya sahiptir. Son yıllarda bilgisayar teknolojisinin ve HAD yazılımlarının gelişmesiyle turbomakinelerin 3-Boyutlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri olgunlaşmış ve tork konvertör içerisindeki akış alanı tahmin edilebilir hale gelmiştir. Bu nedenle HAD yöntemiyle yapılan sayısal analizler tasarlanan bir tork konvertörünün performansını belirlemede harcanan zamanı ve maliyeti azaltmaktadır [5],

[14]. Literatürde tork konvertör performansının HAD yöntemiyle belirlendiği birçok çalışma bulunmaktadır. Srinivasan vd. yedi farklı tork konvertör tasarımının HAD yöntemiyle analizlerini gerçekleştirmiş ve hesaplanan hidrodinamik performans sonuçlarını deneysel verilerle doğrulamışlardır. Çalışmalarında farklı pompa ve türbin hızlarında (0 ile 0,99 arasında değişen H.O. (hız oranı) için HAD ile hesaplanan tork oranı, kapasite faktörü ve verimlilik gibi performans parametrelerinin değerlerini deneysel verilerle karşılaştırıp %5'ten daha az bir farkla uyum yakalamışlardır [2]. Kim vd. deneysel verilerle kıyaslayarak bir tork konvertörünün performans tahmini için bir boyutlu modellerin yeterli olmadığı sonucuna varmışlar ve daha güvenilir bir performans tahmin modeline ihtiyaç duymuşlardır. Bu doğrultuda tersine mühendislikle tasarladıkları üç boyutlu bir tork konvertörünün HAD analizleri sonucunda elde ettikleri performans parametreleriyle geliştirdikleri teorik modeli kalibre etmişler ve model ile deney sonuçları arasındaki farkı %3 civarına indirmişlerdir [3]. Dong vd. stator kanat geometrisini değiştirerek aracın kalkış anında (H.O. = 0) hidrodinamik performansını iyileştirmişlerdir. Çalışmalarında, temel alınan bir tork konvertöre göre stator kanat sayısını artırıp, giriş ve çıkış açılarını değiştirerek tork oranını artırmışlardır. Geometrisi değiştirilmiş tork konvertörlerin HAD analizleriyle bulunan performans parametrelerini deneysel verilerle doğrulamışlardır [4]. Jeyakumar vd. geliştirdikleri bilgisayar destekli tasarım yöntemiyle 0 ile 0,9 arasında değişen hız oranlarında hedefledikleri hidrodinamik performans değerlerine ulaşan bir tork konvertör tasarlayarak önce HAD analizlerini gerçekleştirmiş, daha sonra deneysel verilerle hesap sonuçlarını doğrulamışlardır [5]. Schweitzer vd. farklı torus hacimleri ve farklı stator kanat geometrilerine sahip tek akış geçişli tork konvertörlerin HAD analizlerini gerçekleştirmiş ve sonuçları deneysel verilerle doğrulamışlardır [6].

1.2. Tork Konvertörlerde Kaviteasyon

Otomatik şanzımanlı araç teknolojisinde güç yoğunluğunu artırmaya yönelik tasarım çalışmaları sonucunda daha küçük boyutlarda, daha yüksek tork kapasitesine sahip tork konvertörler geliştirilmiştir. Tork pompa kanat yüzeylerinin basınç farkından kaynaklandığından, modern tork konvertörlerde artan tork kapasitesi nedeniyle stator ve

pompa kanatlarında basınç ile emme yüzeyleri arasındaki basınç farkı yüksektir. Kanatların emme yüzeylerinde akışın daha yüksek hızlara çıkması sebebiyle yerel basınç önemli ölçüde düşer. Mutlak basıncın çalışma sıcaklığındaki buharlaşma basıncının altına düştüğü bölgelerde sıvı akışkanın faz değiştirerek gaz kabarcıkları oluşmasına kavitasyon denir [8]. Yerel basınç düşüşü nedeniyle çalışma sıvısının içinde saçılmış gaz kabarcıklarıyla birlikte çift fazlı akışına kavitasyonlu akış denir. Kavitasyon özellikle motordan aktarma organlarına en yüksek torkun iletildiği araç kalkış anında oluşmakta, kavitasyonlu akış tork konvertör performansının düşmesine, akışla birlikte daha yüksek basınç bölgelerine taşınan kavitasyon hubblelerinin titreterek hızla çökmeleri sonucunda kanat yüzeylerine uyguladıkları darbeler erozyona sebep olmaktadır [11]. Şekil 1.2’de tork konvertör içerisinde oluşan kavitasyon oluşumu verilmiştir [11].



Şekil 1.2: Tork Konvertörde Kavitasyon Oluşumu.

Literatürde tork konvertörlerde kavitasyonlu akışın deneylerle ve HAD analizleriyle incelendiği birçok çalışma yer almaktadır. Robinette vd. deneysel çalışmalarında çeşitli tork konvertör tasarımlarının araç kalkış anında ($H.O. = 0$) çalışma noktası parametrelerine bağlı kavitasyon başlangıcında tork ve akustik ölçümleri gerçekleştirmiştir. Torus şekli ve çapı, aksenal uzunluğu ve kanat geometrisinin kavitasyon başlangıcına ve tork konvertörü performansına etkilerini deneysel olarak

belirlemişlerdir. Çalışmada ayrıca farklı giriş ve çıkış basınç değerlerinin kavitasyon üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Sonuçlar incelendiğinde, farklı tasarımların kavitasyon başlangıcına olan duyarlılığını belirlemede kalkış anındaki stator torkunun en iyi metrik olduğu anlaşılmış, akustik ölçümlerde kavitasyon başlangıcında gürültü seviyesinin aniden yükseldiği tespit edilmiştir. Giriş basıncını yükseltmenin stator torkunu artırması sebebiyle kavitasyon oluşumunu azalttığı anlaşılmıştır. Aynı zamanda çıkış basıncını yükseltmenin de stator torkunu artırdığı ve kavitasyon oluşumunu azalttığı görülmüştür. Torus çapının ve konvertör eksenel uzunluğunun büyütülmesinin de stator torkunu artırdığı belirlenmiştir. Yüksek negatif kanat giriş açısına sahip pompa tasarımlarında düşük negatif giriş açılara sahip tasarımlara göre kavitasyon üretiminin daha düşük stator torklarında başladığı görülmüş, orta derecede pozitif giriş açısına sahip olanların aşırı yüksek ve aşırı düşük olanlara göre kavitasyona karşı daha dirençli olduğu belirlenmiştir. Düşük çıkış açısına sahip stator kanatlarında kavitasyon daha yüksek stator torklarında başlamaktadır. Ayrıca ince kanatlı statorlar kavitasyona kalın kanatlı statorlara göre daha az hassasiyet göstermişlerdir [7]. Liu vd. pompa ve türbin kanat geometrilerinin tork konvertör kavitasyonu üzerindeki etkisini araştırmışlar ve kavitasyon oluşumunun performans parametrelerinden biri olan tork kapasitesine olan etkisini incelemişlerdir. Bu doğrultuda çeşitli pompa ve türbin kanat geometrilerine sahip tork konvertör tasarımlarının HAD ile kavitasyon analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak pompa kanat çıkış açısının arttığı tasarımlar, kavitasyon oluşumunu artırmış ve tork kapasitesini azaltmıştır. Yüksek kanat çıkış açısına sahip olan türbinler ise akış ayrılmasını ve kavitasyon oluşumunu azaltmıştır [8]. Liu vd. stator üzerinde pasif akış (ikincil akış) kontrol tekniği uygulamanın kavitasyon üzerine etkisini incelemişlerdir. Stator kanadı üzerine gelen akışın yüksek geliş açısına ve yüksek hıza sahip olmasından dolayı akış ayrılmasına bağlı olarak meydana gelen kavitasyonu bastırmak amacıyla kanadın ön bölgesinde ikincil akış geçitleri oluşturmuşlardır. Geçidin genişlik ve uzunluk değişiminin kavitasyona etkisi belirlenmiştir. Zamana bağlı HAD benzeşimleriyle bulunan kavitasyon analizi sonuçları deneysel verilerle doğrulanmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, pasif akış kontrol tekniği kavitasyonu bastırmış ve hidrolik performansı iyileştirmiştir. Geçit genişliğinin ve geçit uzunluğunun artması kavitasyonu daha da azaltmış ve kapasite sabitini iyileştirmiştir [9]. Liu vd. tork konvertör yağ giriş basıncının kavitasyona etkisini

incelemişlerdir. Tork konvertöre giren yağın basıncı değiştirilerek gerçekleştirilen HAD ile zamana bağlı kavitasyon analiz sonuçları deneylerle doğrulanmıştır. Sonuç olarak, analiz sonuçlarına göre, stator bölgesinde yoğunlaşan kavitasyon habbeleri oluşumunun tork konvertör yağ giriş basıncı artırılarak azaltılabileceği belirlenmiştir [10]. Tsutsumi vd. bir tork konvertörde kavitasyon mekanizmasını anlamak ve hidrodinamik performansa olan etkisini incelemek amacıyla, bir homojen kavitasyon modeliyle zamana bağlı HAD analizleri gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde tek kanat geçişli akış modeli kullanılmıştır. Hız oranının 0 ile 0,8 arasında değiştiği dokuz farklı çalışma noktasında gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre, düşük hız oranlarında stator kanat yüklerinin oldukça yüksek olması nedeniyle, stator bölgesinde kavitasyon oluştuğu görülmüştür. Yüksek hız oranlarında ise stator kanat yüklerinin azalması sebebiyle kavitasyon oluşumu zayıflamıştır [11]. Liu vd. bir tork konvertörde oluşan kavitasyona stator kanat geometrisinin etkisini araştırmışlardır. Stator kanat sayıları ve açıları değiştirildiğinde oluşan kavitasyon miktarları kıyaslanmıştır. HAD yöntemiyle yapılan kavitasyon analizlerinde, yüksek kanat eğim açılı statora sahip tasarımlarda kavitasyon oluşumu ve tork kapasite kaybının azaldığı belirlenmiştir. Aynı zamanda stator kanat sayısını azaltmanın da kavitasyon oluşumunu bastırdığı tespit edilmiştir [12]. Guo vd. bir tork konvertörün HAD ile yapılan kavitasyon analiz parametrelerine odaklanarak, çekirdek hacim oranı, buharlaşma katsayısı, ortalama çekirdek çapı gibi parametreleri değiştirmek suretiyle analiz ve test sonuçları arasındaki farkı önemli ölçüde iyileştirmişlerdir [13].

1.3. Tezin İçeriği ve Kapsamı

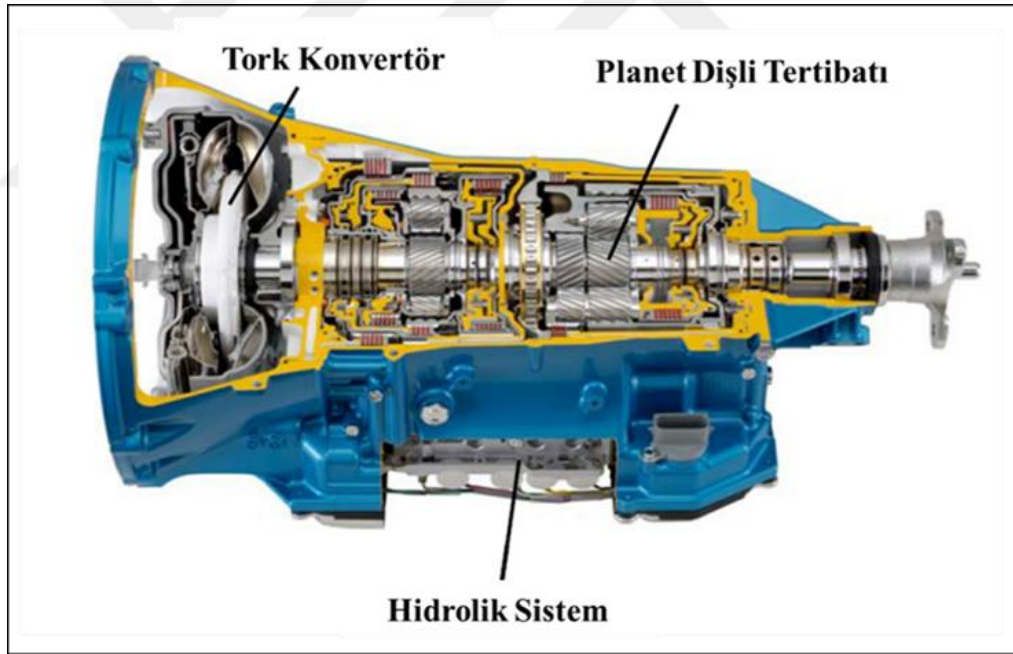
Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda, önce bir tork konvertörü oluşturan parçaların fonksiyonları tanıtılmış ve konvertör performansını belirleyen parametreler tanıtılmıştır. Bir tork konvertör akış çevresiyle farklı pompa ve türbin hızlarında (farklı hız oranlarında) HAD analizleri gerçekleştirilerek konvertörün performans eğrileri oluşturulmuştur. Son olarak kavitasyonun oluştuğu çalışma koşulları ve bölgeler belirlenmiş, kavitasyonun tork konvertör performansına olan etkisi incelenmiştir.

2. TORK KONVERTÖR YAPISI VE PERFORMANS PARAMETRELERİ

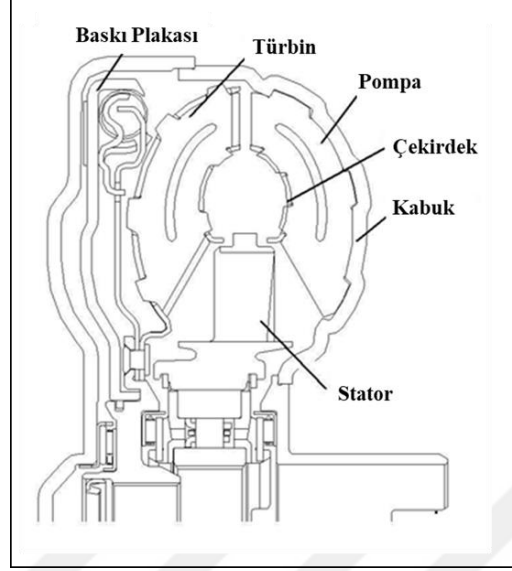
2.1. Tork Konvertör Yapısı

Tork konvertörü tarihte ilk olarak Foettinger tarafından 20. yüzyılın başlarında gemi tahriki için geliştirilmiş, daha sonra başkaları tarafından ek kullanım alanlarına geçiş yaptırılmıştır. 1930'lu yılların başlarında America Birleşik Devletleri'nde önce şehir içi otobüslerine, daha sonra 2. Dünya Savaşı sırasında ağır askeri araçlara uygulamaları yapıldı. 1950'li yıllara gelindiğinde ise traktör, vinç, kamyon gibi araç türlerinde tork konvertör uygulaması yaygın olarak kullanılmaktaydı [15]. Tork konvertör, günümüzde 4 ana parçadan oluşmaktadır. Bu parçalar pompa, stator, türbin ve baskı plakası olarak adlandırılmaktadır. Pompa, motor volanına bağlı olup motordan gelen torku ve gücü, santrifüj kuvvetin etkisiyle içerisinde bulunan hidrolik sıvı vasıtasıyla türbine aktarmaktadır. Pompa üzerinde bulunan kanatlar, konvertör içerisinde bulunan otomatik şanzıman sıvısının açısız momentumunu ve enerjisini artırır. Türbin, şanzımana bir şaft aracılığıyla bağlı olup pompa vasıtasıyla sıvıdan gelen torku şanzımana aktarır. Türbin içerisinde bulunan kanatların yapıları, diğer komponentlere göre daha kavislidir. Türbin kanadında şanzıman sıvısının akış yönü tersine döner [16]. Stator, tork konvertörü hidrolik kaplinlerden ayıran ve torkun katlanmasını sağlayan parçadır. Tek yönlü kavrama ile şanzıman şaftına sabitlenmiştir. Türbinden çıkan hidrolik sıvının akış yönünü saptırarak, akışın pompa kanadına doğru yönlendirmesini sağlar. Bu durumda pompa çıkışında, statorun gelen hidrolik sıvının açısız momentumu eklenir, türbine çok daha büyük miktarda açısız momentuma sahip hidrolik sıvı girişi sağlanmış olur. Böylece pompadan türbine geçen tork miktarı katlanmış olur. Türbin hızlandıkça hidrolik sıvının geliş açısı, tek yönlü kavramanın statorun dönüşüne izin verdiği yönde gelmeye başlar. Bu noktada stator üzerindeki giriş ve çıkış açısız momentumları birbirine eşit olur ve tork konvertör hidrolik kaplin gibi davranmaya başlar [17]. Bu duruma eşleşme noktası denmektedir ve bu noktada pompa torku, türbin torkuna eşittir. Hidrolik kaplin işlevi sırasında tork değerleri eşit olsa da türbin hızı, pompa hızının bir miktar gerisinde kalacaktır. Bunun sebebi hidrolik sıvısının konvertör içerisinde türbülanslı akışı,

konvertörün yüzeylerinde meydana gelen sürtünme ve konvertörlerde bulunan sızıntı hatlarından kaynaklanmakta ve hidrolik sıvısında güç kaybına neden olmaktadır. Hidrodinamik etkilerden meydana gelen kayıplar hidrolik sıvısının sıcaklığı aşırı artırır. Bu durumu önlemek amacıyla konvertörlerde baskı plakaları kullanılmaktadır. Baskı plakası, türbin ve pompayı kilitleyerek oluşan kayıpları sönümler ve motor ile şanzıman arasında mekanik bir bağlantı sağlar. Tork konvertörün kesiti alındığında parçalar arasında dairesel bir çevrim söz konusudur. Akışın bu çevrimi yaptığı alana torus kesiti denmektedir. Hidrolik sıvının pompa, türbin ve stator parçaları içerisinde döndüğü bölgeyi sınırlandıran yüzeylere çekirdek ve kabuk adı verilir [1]. Şekil 1.1 ve Şekil 1.2’de tork konvertörün otomatik şanzımanda yeri ve oluşturan parçaların kesit resmi gösterilmiştir [18].



Şekil 2.1: Tork Konvertörün Otomatik Şanzımanda Konumu.



Şekil 2.2: Tork Konvertör Kesit Görsel (Torus Kesit).

2.2. Tork Konvertör Performans Parametreleri

Tork konvertör hidrodinamiğinin genel olarak anlaşılabilmesi için belirli formüller türetilmiştir. Bu formüller hız oranı, tork oranı, kapasite faktörü ve verimlilik ifadeleridir [8].

2.2.1. Hız Oranı

Tork konvertör uygulamalarında türbinin bir şanzıman giriş şaftına, pompanın ise motor volanına doğrudan bağlı olduğu yukarıda belirtilmiştir. Tork katlama işlemi, bu iki parça arasında açısal hız farkının olduğu durumlarda gerçekleşmekte ve tork miktarları eşit olsa bile kayıplar nedeniyle pompa ve türbin hızları eşit olmamakta, bu nedenle baskı plakası devreye girmektedir. Eşleşme noktası denilen bu anı yakalayabilmek ve tork konvertörün hidrodinamik performansı ile ilgili parametreleri tanımlamak amacıyla, çıkış açısal hızının giriş açısal hızına oranı belirlenmiştir [1], [19]. Bu orana “Hız Oranı” denmekte ve kısaca “H.O.” ile gösterilmektedir.

$$H.O. = \frac{\text{Türbin Açısal Hızı}}{\text{Pompa Açısal Hızı}} = \frac{n_t}{n_p} \quad (2.1)$$

2.2.2. Tork Oranı

Tork oranı ifadesi, çıkış torku yani türbin parçası üzerindeki torkun, giriş torku yani pompa torkuna oranıdır ve kısaca “T.O.” olarak ifade edilir.

$$T. O. = \frac{\text{Türbin Torku}}{\text{Pompa Torku}} = \frac{T_t}{T_p} \quad (2.2)$$

Burada türbin ve pompa torkunun mutlak değerleri alınmaktadır. Tork konvertör içerisinde pompa, türbin ve stator aynı yöne doğru dönüş içerdiğinden analizlerde pompa komponentin değeri negatif çıkmaktadır. Bu durum pompanın, akışkana enerjisini ve gücünü aktarmasıyla; türbinin ise akışkandan enerji ve gücü almasıyla açıklanabilir. Tork oranının yüksek olduğu konvertörler büyük akış yönlendirmesi içerir, özellikle kalkış anında (H.O. = 0) türbin durduğu için sürtünme ve türbülans kaynaklı kayıplar daha yüksek olur ve akışın aşırı ısınmasına neden olabilir. [19]. En yüksek tork oranı H.O. = 0 (pompa ile türbin komponenti arasındaki bağıl hızın en yüksek olduğu durum) koşulunda gerçekleşmektedir. Hız oranı arttıkça (bağıl hız azaldıkça) tork oranı azalmakta, yüksek hız oranlarında tork oranı 1'e eşit olmaktadır. Bu koşul önceki bölümde bahsedildiği üzere konvertörün eşleşme noktası olarak adlandırılır. Düşük hız oranlarında türbinden çıkan akış, statorun dönmesine izin verilmediği yönde tork oluşturacak şekilde girer. Bunun sonucunda sirküle olan akış statorda yüksek açısız momentum değişimine uğrar ve böylelikle kendisi ve türbin üzerinde yüksek tork değerleri oluşur. Açısız momentum korunumunun sağlanması adına pompa, türbin ve stator komponentleri üzerinde oluşan torkların toplamı sifıra eşit olmalıdır. (Türbin Torku = Pompa Torku + Stator Torku)). Hız oranı arttıkça geliş açısına bağlı olarak stator üzerinde oluşturduğu açısız momentum değişimi ve dolayısıyla tork miktarı azalır. Eşleşme noktasında, türbinden çıkan akışın geliş açısı, stator komponenti üzerinde herhangi bir tork oluşumuna neden olmaz. Eşleşme noktasının üzerindeki hız oranlarında ise tork oluşumu kanadının dönüşüne izin verilen yönde gerçekleşir. Bu durumda stator serbestçe döneceğinden, ataletini yendikten sonra üzerinde herhangi bir tork oluşmayacaktır. Statorda tork oluşmaması nedeniyle

konvertörün tork oranı teorik olarak 1 olacak şekilde gerçekleşir (Türbin Torku = Pompa Torku) [19]

2.2.3. Verimlilik

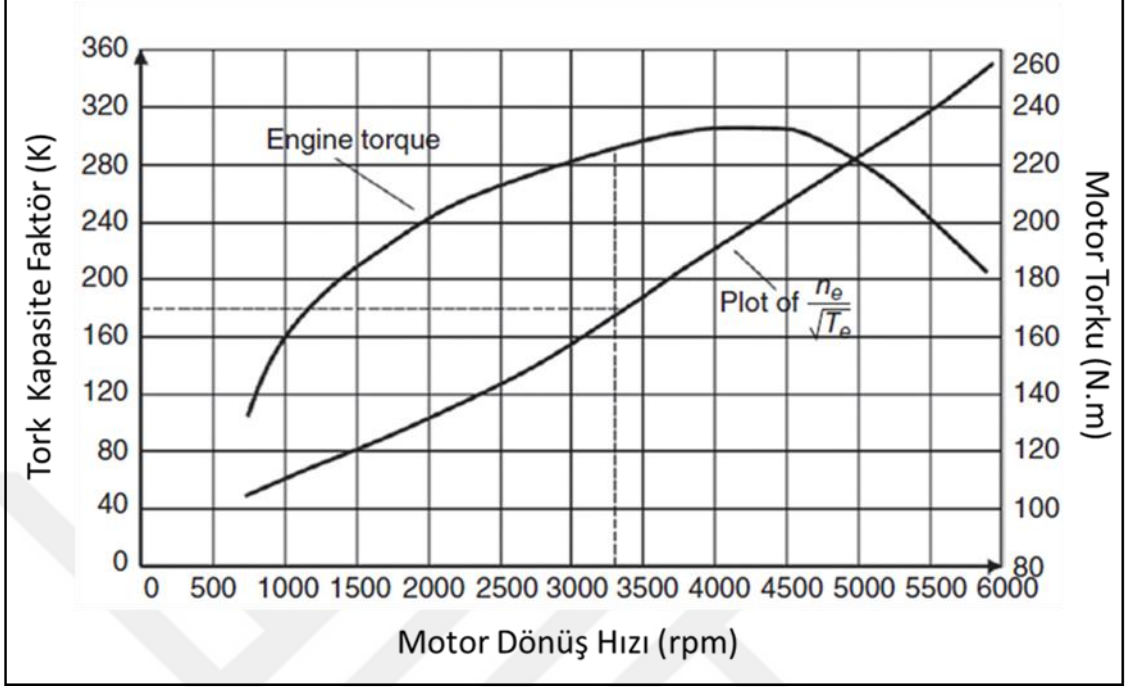
Tork konvertörlerde verimlilik, çıkış gücünün giriş gücüne oranı olarak ifade edilir. İfade açıldığında tork oranı ile hız oranının çarpımına eşit olacaktır [1].

$$\eta = \frac{\text{Çıkış Gücü}}{\text{Giriş Gücü}} = \frac{T_t n_t}{T_p n_p} = T.O. \times H.O. \quad (2.3)$$

2.2.4. Kapasite Faktörü

Tork konvertörlerde giriş torku, giriş hızının karesiyle doğru orantılı olarak değişmektedir. Kapasite faktörü, giriş hızının (pompa hızı) giriş torkunun (pompa torku) kareköküne bölümüne eşittir. Kısaca “K” simgesi ile gösterilmektedir. Tork konvertör – motor bağlantısında en temel parametre olarak değerlendirilir, bunun nedeni belirli bir hız oranı karşısında pompanın sahip olduğu tork, atalet momenti ihmal edilirse motorun torkuna eşittir. (Pompa motor shaftına bağlı olduğundan dönüş hızları da aynıdır.) Bu durumda araca takılacak en iyi performanslı tork konvertörün, kalkış anında motorun maksimum tork verdiği nokta civarında olması beklenir. Bu durum sayısal olarak kapasite faktörü ifadesi ile belirlenir. Şekil 2.3’de kalkış anındaki (H.O. = 0) motorun tork eğrisi ile konvertörün kapasite faktör grafiği arasındaki ilişkiyi gösteren grafik verilmiştir [1].

$$K = (Pompa Hızı) / \sqrt{(Pompa Torku)} = \frac{n_p}{\sqrt{T_p}} \quad (2.4)$$



Şekil 2.3: Kapasite Faktör – Motor Tork Eğrisi.

Bir hidrolik kaplinin performans özellikleri, komponentlerinin belirli geometrik özellikleri ve kullanılan akışkan tarafından belirlenir. Bu doğrultuda hidrolik kaplin türü olan tork konvertörlerin performansı (ilettiği tork değeri) aşağıdaki denklem (2.5)'de açıklanabilir:

$$T_p = C n_p^2 D^5 \quad (2.5)$$

Burada T_p pompa torku değerini, w_p pompanın dönüş hızını, D ise akış çevresi çapını temsil etmektedir. C ise kapasite sabitini göstermekte olup her hız oranında farklı değere sahiptir ve şu değerlere bağlıdır:

- Hız oranı,
- Torus alanı ve şekli,
- Akışkan yoğunluğu,
- Akışkan viskozitesi.

Tork konvertörlerde pompa komponentinin torku yoğunluk, viskozite, torus şekli gibi yapıların sabit olduğu koşullarda yalnızca açisal hızın karesiyle ve çap değişiminin beşinci kuvvetiyle orantılıdır, bu koşul tork konvertörün boyutundaki küçük bir çap değişimiyle motordan iletilen torkun artırılabilceğini göstermektedir [42]. Ayrıca kapasite faktörü değeri aşağıdaki formüle sadeleştirilerek, çap ve kapasite sabitine bağı olarak yazılabilir:

$$K = \frac{\text{Pompa Hızı}}{\sqrt{(\text{Pompa Torku})}} = \frac{n_p}{\sqrt{T_p}} = \frac{1}{\sqrt{C \cdot D^5}} \quad (2.6)$$

3. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI (HAD) YÖNTEMİ

3.1. HAD Yöntemine Genel Bakış ve Korunum Denklemleri

Hesaplmalı akışkanlar dinamiği (HAD), ısı transferi, kimyasal reaksiyonlar veya akışkan akışı gibi problemleri içeren sistemleri bilgisayar tabanlı simülasyonlar aracılığıyla analiz edilmesi methodudur. Bazı örnekleri aşağıda verilmiştir:

- Aerodinamik uygulamaları (kara ve hava araçları uygulamaları),
- Hidrodinamik uygulamaları (deniz taşıtları uygulamaları),
- Turbomakine uygulamaları (kanat geçişi içerisindeki akışlar, difüzörler),
- İçten yanmalı motorlarda ve gaz türbinlerinde yanma uygulamaları,
- Çift fazlı akış uygulamaları (kavitasyon, kaynama, yoğunlaşma) [32].

Son yıllarda birçok mühendislik disiplininde Hesaplmalı Akışkanlar Dinamiği'ne olan ilgi oldukça fazladır. Bilgisayar sistemlerinin artan kabiliyetleri sayesinde analizler daha detaylı yapılabilmekte, akışkan davranışının çözümüne ilişkin talepler de bu duruma bağlı olarak artmaktadır [20]. HAD yöntemini içeren tüm problemlerin çözümünde korunum denklemleri kullanılmaktadır. Sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz tüm akış türlerinin çözümünü, Navier-Stokes denklemleri de denilen korunum denklemleri ile çözülebileceği varsayılmıştır [33]. Genel olarak akışın sıkıştırılabilir veya sıkıştırılamaz olması Mach sayısı ile belirlenmektedir. Mach sayısının 0.3'ün altında olduğu durumlarda, akışkanın sistem içerisindeki yerel yoğunluğunun değişimi ihmal edilebilecek düzeyde küçüktür ve sıkıştırılamaz akış olarak kabul edilir [34]. Tez kapsamında yapılan mevcut çalışmada sıkıştırılamaz akış kabulü ile analizler gerçekleştirilmiştir. Navier-Stokes denklemleri kütle, momentum ve enerji korunum denklemleriyle açıklanır [33]. Enerji korunumu denklemi, mevcut çalışma sıkıştırılamaz akış kabulü ile çözümü gerçekleştirildiğinden aktif edilmemiştir. Aşağıda denklem (3.1)'den denklem (3.4)'e kadar üç boyutlu akışlar için Navier-Stokes denklemleri verilmiştir [32].

i) Kütle Korunum Denklemi:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.1)$$

ii) Momentum Korunumu Denklemi (x yönündeki):

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{u}\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \text{div}(\text{grad } u) + \rho \bar{g}_x \quad (3.2)$$

iii) Momentum Korunumu Denklemi (y yönündeki):

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{v}\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \text{div}(\text{grad } v) + \rho \bar{g}_y \quad (3.3)$$

iv) Momentum Korunumu Denklemi (z yönündeki):

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{w}\mathbf{u}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \text{div}(\text{grad } w) + \rho \bar{g}_z \quad (3.4)$$

Yukarda verilen denklemlerin arasında ortak noktalar olduğu açıkça görülebilmektedir. Genel bir akışkan özelliği olarak ϕ eklenerek aşağıdaki denklem (3.5) ile elde edilebilir [32].

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\phi\mathbf{u}) = \text{div}(\Gamma \text{grad } \phi) + S_\phi \quad (3.5)$$

Korunum denklemlerinin genel ifadesi olarak verilen bu denkleme transport denklemi denmektedir. ϕ ifadesi, akış çevresinde dağılan veya üretilen ikinci bir akışkanı temsil etmektedir. Γ terimi ise akışkan içerisindeki ϕ ifadesinin hareketini (difüzyon) temsil etmektedir. Mevcut çalışmada, akışkan içerisinde oluşan buhar fazının özellikleri ϕ terimi için örnek verilebilir. S_ϕ ise kaynak terimi olarak verilmektedir ve mevcut çalışmada akış çevresi içerisinde üretilen buhar fazının miktarı bu terim için örnek olarak

verilebilir. Bu bölümde sıkıştırılmaz ve daimi akışların genel formüllerinin üretimi verilecek, bu nedenle ϕ ifadesi 1 olarak alınacak, yoğunluğun zamana bağlı değişimi ve yer çekimi etkisi ihmal edilecektir. Transport denkleminin sıkıştırılmaz akışlar için ifadesi aşağıda denklem (3.6)'dan, denklem (3.9)'a kadar verilmiştir [32].

i) Kütle Korunum Denklemi (Sıkıştırılmaz akışlar için):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.6)$$

ii) Momentum Korunumu Denklemi (x yönündeki) (Sıkıştırılmaz akışlar için):

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{uu}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \text{div}(\text{grad } u) \quad (3.7)$$

iii) Momentum Korunumu Denklemi (y yönündeki) (Sıkıştırılmaz akışlar için):

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{vu}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \text{div}(\text{grad } v) \quad (3.8)$$

iv) Momentum Korunumu Denklemi (z yönündeki) (Sıkıştırılmaz akışlar için):

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \text{div}(\mathbf{wu}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \text{div}(\text{grad } w) \quad (3.9)$$

Korunum denklemlerinin günümüzde belirli hesaplama teknikleri kullanılarak, sayısal yöntemler aracılığıyla yukardaki kısmi diferansiyel denklemler cebirsel denklem sistemlerine dönüştürülür. Bu işleme ayrıklaştırma denir ve yaklaşık bir çözüm elde etmek amacıyla kullanılırlar. Bu hesaplama teknikleri arasında en yaygın olanı Sonlu Hacimler Yöntemi olarak da adlandırılan, sade veya karmaşık yapıya sahip üç boyutlu birçok geometriyi küçük kontrol hacimlerine ayrıklaştırırlar [34]. Günümüzde çoğu ticari HAD yöntemini kullanan yazılım programları, sonlu hacimler tabanlı kodlara sahiptir.

3.1.1. HAD Yönteminin Uygulanması

HAD yöntemini kullanan yazılım programları, bir akış problemini üç ana başlıkta çözmektedir. Bu başlıklardan ilki olan ön işlemci bölümünde sırasıyla, nümerik olarak çözülecek geometrinin tanımlanması (akış çevresinin oluşturulması), ağ yapısının oluşturulması (akış çevresinin çok küçük kontrol hacimlerine veya hücrelere ayrılarak hesaplanabilir seviyeye getirilmesi), modellenmesi gereken fiziksel ve kimyasal olayların seçimi, akışkan özellikleri ve sınır koşullarının geometri üzerinde tanımlanması kısımlarından oluşmaktadır. HAD yönteminde, problem çözümü için ağ yapısı içerisindeki her bir hücreye kontrol hacmi adı verilir. Bu kontrol hacimleri içerisinde düğüm noktaları bulunur ve bu noktalara sıcaklık, basınç ve hız değerleri tanımlanır. Genel olarak, ağ eleman sayısını olabildiğince yüksek tutmak, analizin doğru sonuçlar vermesi adına önemli bir husustur, ancak hesaplama süresinin de göz önünde bulundurulması gereklidir. Bir akış çevresine uygun ağ yapısı uygulanabilmesi için tek tip ağ yapıları kullanılmamaktadır. Düğüm noktaları arasında büyük değişikliklerin meydana geldiği (sınır tabaka bölgesi vb.) bölgelerde nispeten daha küçük boyutlarda ağ yapısı kullanılması gereklidir.

İkinci ana başlık çözücünün kullanılmasıdır. Bu bölümde ticari yazılım programları içerisindeki HAD kodları devreye girer. İlk olarak sonlu hacimler methoduyla tüm kontrol hacimlerine korunum denklemleri uygulanır. Daha sonra ayrıklaştırma yöntemi ile cebirsel denklemlere dönüştürülür. En son bölümde ise bu denklem sistemlerinin iteratif method ile çözümü sağlanır.

Üçüncü ana başlık ise son işlemci olarak adlandırılır. Bu bölüm analizlerin çözümü sonrasında oluşan verileri çeşitli yöntemlerle (vektör, kontor, parçacık izleme vb.) görselleştirilmesini kapsar. Son yıllarda HAD yöntemi ile analiz yapan ticari yazılım programları, üst düzey veri görselleştirme araçlarına sahiptirler. Çoğu yazılım programı dinamik görselleştirme araçları kullanarak artık animasyonlarla verileri gösterebilmekte, analiz konusunda uzman olmayan kişiler bile bu yöntemlerle veri sonuçlarını anlayabilmektedir [32].

3.2. Türbülans Modelleri

Tork konvertörler içerisindeki tork ve güç aktarımı, kanatlı yapıları nedeniyle karmaşık, yüksek girdaplara ve türbülanslı akışa sahip hidrolik sıvı vasıtasıyla gerçekleşmektedir. Bu nedenle hidrodinamik performansı incelenen bu tarz makinelerde, içerisinde yer alan hidrolik sıvının davranışı iyi analiz edilmelidir [35].

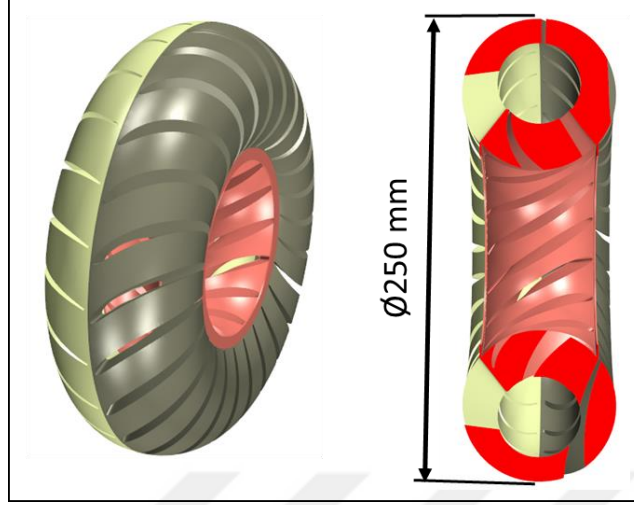
Günümüzde türbülanslı akışları tam anlamıyla hesaplamak, oldukça uzun ve maliyetli bir iştir. Türbülanslı akışların kesin yönetim denklemlerini DNS (Doğrudan Sayısal Simülasyon) ile çözmek yerine, RANS (Reynolds Ortalamalı Navier Stokes) denklemleri ile ortalama veya filtrelenmiş miktarları çözmek ve küçük dalgalı yapıların etkisini yaklaşık olarak hesaplamak daha az maliyetlidir [21]. HAD yöntemi ile yapılan analizler, türbülanslı akışlar konusunda tasarımcıya, deney yapmadan oldukça iyi tahminler sunabilmektedir. Ticari yazılım programları içerisinde RANS denklemlerini içeren türbülans modelleri aşağıda verilmiştir [36].

- i) Spallart-Almaras (Tek Denklemliler)
- ii) k-epsilon Modelleri (İki Denklemliler)
 - Standart
 - Gerçeklenebilir (Realizable)
 - RNG (Re-normalization)
- iii) k-omega Modelleri (İki Denklemliler)
 - Wilcox (Standart)
 - SST (Shear Stress Transport)
- iv) v^2-f Model
- v) Reynolds Stress Model (Beş Denklemliler)

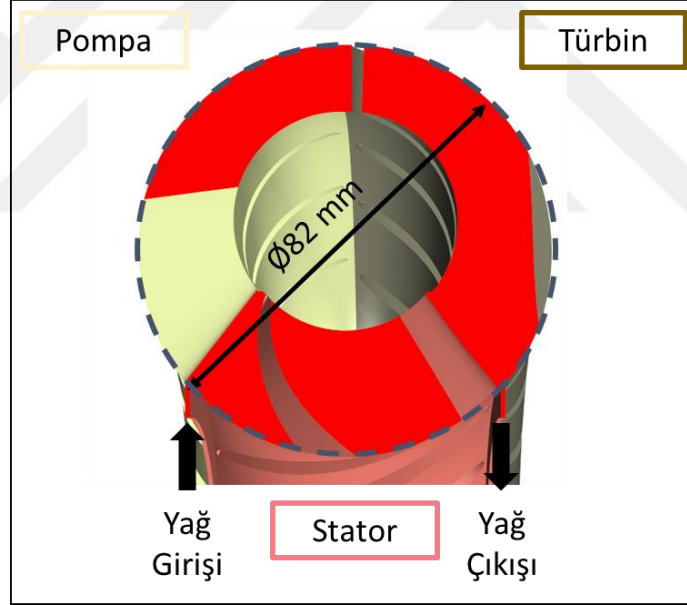
4. TORK KONVERTÖRÜN SAYISAL ANALİZ YÖNTEMİ İLE HİDRODİNAMİK PERFORMANSININ BELİRLENMESİ

4.1. Akış Çevresi

Bu bölümde mevcut çalışma için hazırlanan tork konvertör modeli tanıtılmıştır. Tork konvertörün amacı, motordan gelen torkun katlanarak şanzımana aktarımını, içerisindeki kanatlı yapılar sayesinde hidrodinamik etkileşimler ile gerçekleştirmektir. Bu doğrultuda amaç tork aktarımını sağlayan ana parçalar pompa, türbin ve stator akış çevresini oluşturmaktadır. Ayrıca tork konvertör çalışırken meydana gelen enerji kayıpları (sürtünme ve parçaların farklı dönüş hızlarından kaynaklı şok kayıpları vb.) akışkanın aşırı ısınmasına neden olmaktadır. Aşırı ısınma durumunu engellemek için akış çevresine giriş-çıkış kanalları eklenmiştir. Yataklama elemanları, dış gövde ve baskı plakası, yapısal dayanımı ilgilendiren parçalar (et kalınlıkları gibi) akış çevresinin dışında kalan parçalar hidrodinamik performansı etkilemediğinden dahil edilmemiştir. Tork konvertör modelinin çapı 250 mm, akış çevriminin gerçekleştiği torus bölgesinin çapı 82 mm'dir. Şekil 4.1 ve Şekil 4.2'de tork konvertör akış çevresini ve torus kesiti ile giriş çıkış kanallarının konvertör üzerindeki pozisyonları verilmiştir.



Şekil 4.1: Tork Konvertör Üç Boyutlu Akış Çevresi.



Şekil 4.2: Tork Konvertör Torus Kesiti.

Tork konvertör tasarımında dikkat edilmesi gereken diğer bir konu da kanat yapısıdır. Turbomakinelerde kanatların görevi akışkanı dönme eksenine göre farklı açılara saptırarak açısal momentum kazanmasını sağlamaktır. Bu doğrultuda kanat yapısında incelenecek ilk parametre kanat açılarıdır. Hidrolik kaplin sınıfında yer alan konvertörlerde tork oluşumu, kanat açısı ile bağlı hız farkından kaynaklı şok kaybı ve sürtünmeye bağlı kayıplar ihmal edilirse, kanatlar vasıtasıyla akışkan üzerinde oluşan

açısal momentum değişimine eşittir. Açısal momentumu oluşturan parametrelerden biri de kanat giriş ve çıkış açılarıdır [17], [27]. Kanat yapısıyla ilgili diğer parametre olan parçalarda bulunan kanat sayılarıdır. Çok düşük kanat sayılarında, açısal momentumu sağlamak adına yeterli yönlendirme sağlanamaz. Benzer şekilde çok yüksek kanat sayıları, torus içerisinde sirküle olan debi miktarını azaltacaktır [27]. Mevcut tork konvertör modeli içerisinde yer alan pompa, türbin ve stator parçalarındaki kanat giriş-çıkış açıları Tablo 4.1'de verilmiştir. Açılar, saat yönünün tersine doğru pozitif değerdedir.



Tablo 4.1: Kanat Sayıları ve Kanat Giriş-Çıkış Açıları.

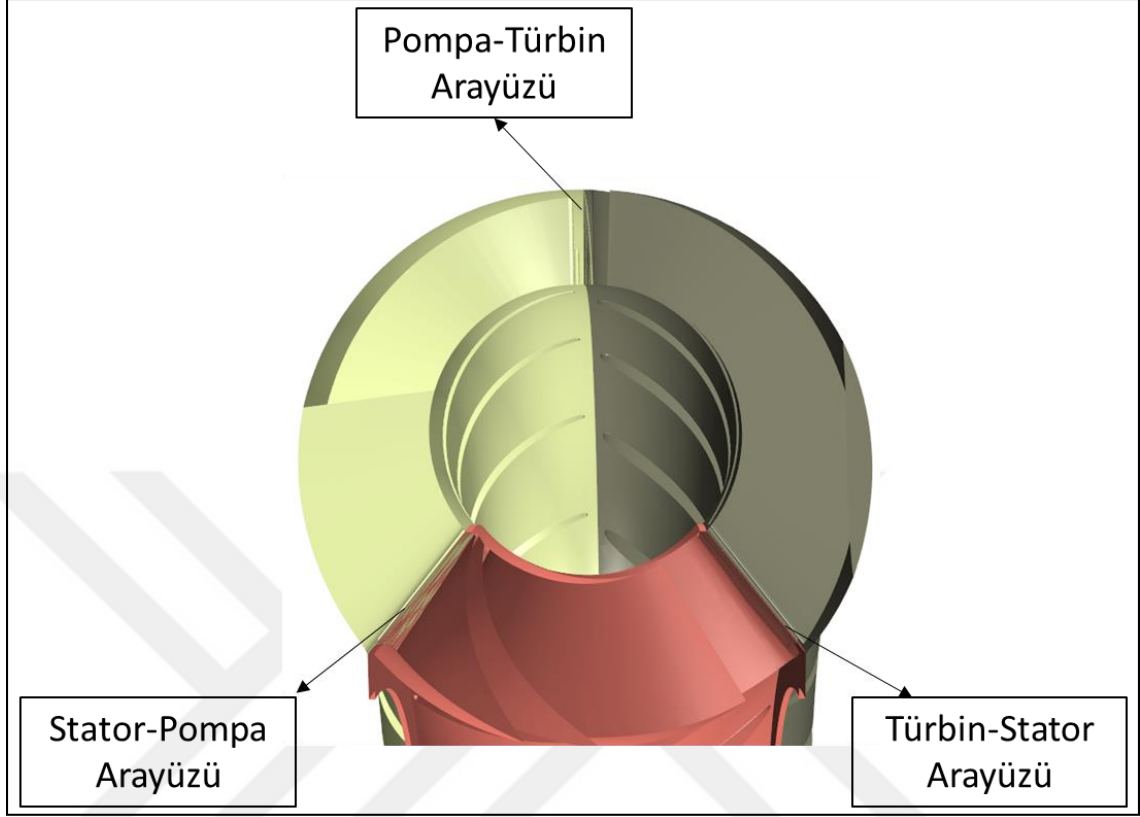
	<u>Pompa</u>	<u>Türbin</u>	<u>Stator</u>
Giriş Açısı	0°	51.71°	28.30°
Çıkış Açısı	-18.92°	-36.16°	-40.43°
Kanat Sayısı	24	25	15

Tork konvertör üzerinde yer alan pompa, türbin ve stator parçalarının kanat kesitleri Şekil 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.3: Tork Konvertör Kanat Kesitleri (Soldan Sağa Pompa, Türbin ve Stator).

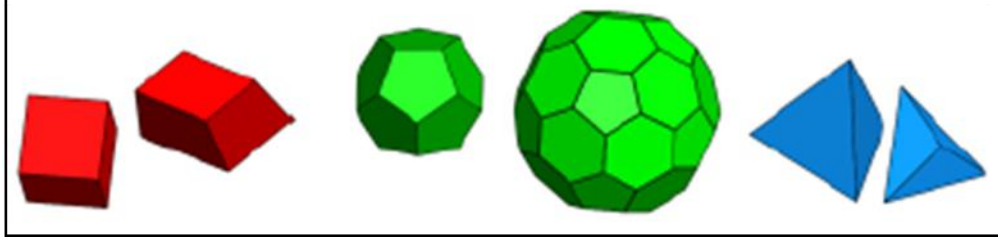
Tork konvertör üzerindeki parçaları birbirinden ayırmak için arayüzler kullanılmıştır. Arayüzler, bir simulasyonda, farklı fiziksel koşullara sahip (pompanın, türbinin ve statorun farklı dönüş hızlarına sahip olması gibi) bölgeleri ağ kurulumu veya analiz süreci sırasında ayırmak için kullanılırlar. Üç boyutlu ağ yapılarında kütle, enerji, momentum gibi niceliklerin bir bölgeden diğerine aktarılmasına izin verirler [21]. Arayüzlerin konumu Şekil 4.4’de incelenebilir.



Şekil 4.4: Tork Konvertörde Kullanılan Arayüzlerin Konumu.

4.2. Ağ Yapısının Oluşturulması

Sonlu hacimler methodunu kullanan HAD yazılımları, akışkan davranışının çözümünde üç boyutlu akış çevresini yine çok küçük üç boyutlu yapılara ayırır. Ağ yapısı olarak adlandırılan bu işlem, akış çevresinin matematiksel olarak çözülebilmesi için ayrıklaştırılmış bir temsilini ifade eder [21]. Bu kısımda tork konvertör akış çevresi için optimum ağ yapısı belirleme çalışmasından bahsedilmiştir. İlk olarak ağ yapısının türü belirlenmiş, kaynak olarak geçmişte yapılan çalışmalardan faydalanılmıştır. Günümüzde HAD yazılımları ile yapılan analizlerde farklı ağ yapısı türleri kullanılmaktadır. Literatürde 3 boyutlu olarak tetrahedral, hegzahedral ve polihedral ağ türleri karşımıza çıkmaktadır. Şekil 4.5’de ağ türlerinin şekli gösterilmiştir [25].



Şekil 4.5: Ağ Türlerinin Şekli (Kırmızı Renk-Tetrahedral, Yeşil Renk-Polihedral, Mavi Renk-Hekzahedral).

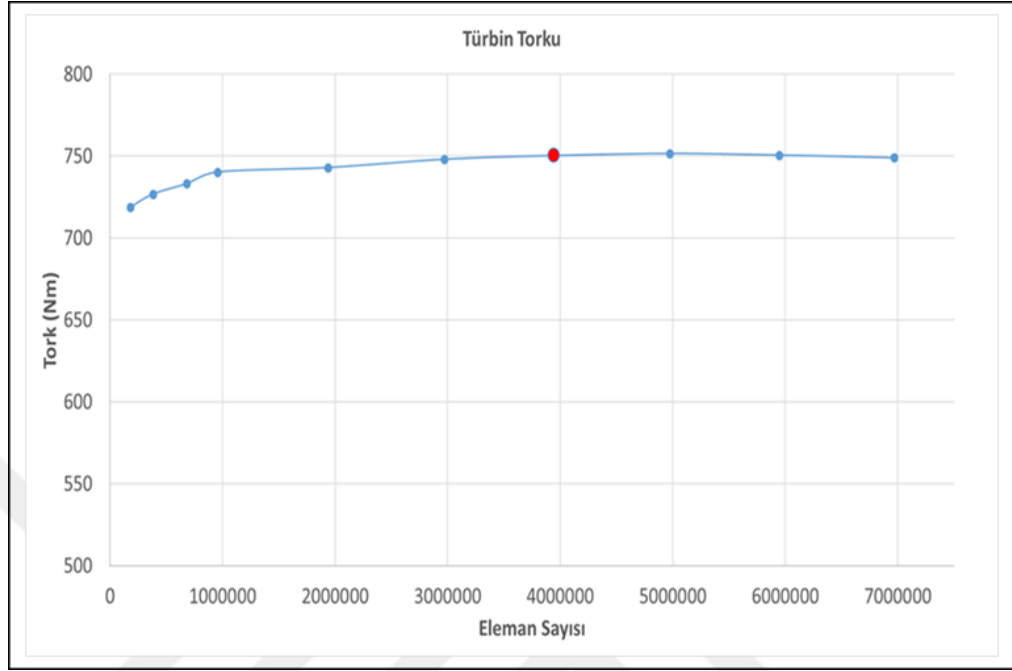
Bu ağ türlerinden polihedral ağ türü, çok yüzlü yapısı nedeniyle tork konvertör gibi karmaşık geometrileri daha iyi temsil etmektedir. Literatürde, HAD yaklaşımı ile yapılan analizlerde ağ yapısı olarak polihedral ağ türünü tercih eden bir çok çalışma bulunmaktadır. Spiegel vd., beyne giden damarlarda oluşan anevrizmalara, damarlardaki hemodinamik faktörlerden kaynaklı duvar kayma gerilmelerinin etkisini HAD yaklaşımı ile yapılan analizlerle incelemişlerdir. Çalışmada tetrahedral ve polihedral ağ türleri kullanılmış olup, iki ağ türünün kıyaslaması yapılmıştır. Sonuç olarak polihedral ağ türü, damar içerisinde oluşan kanın akış hızı ve damar çeperlerinde meydana gelen kayma gerilmelerinde çok yüzlü yapısı nedeniyle tetrahedral ağ türüne göre daha az elemanla daha isabetli sonuçlar elde etmiştir [22]. Sosnowski vd., bir ısı değiştiricide meydana gelen ısı transferinin analizinde polihedral ağ türü kullanmanın endüstride sıklıkla kullanılan tetrahedral ağ türüne göre avantajlarını deneysel sonuçlarla desteklemiştir. Çalışmada polihedral ağ türünün çok yüzlü yapısının karmaşık geometrileri matematiksel olarak daha iyi temsil edebilmesinden bahsedilmektedir. Ayrıca altı yüzlü yapısı nedeniyle çok daha fazla komşu hücreye sahip olabilmesi nedeniyle hız ve basınç gradyanlarını tetrahedral ağ türüne göre çok daha iyi tahmin edebildiği ve sayısal kararlılığını yükselttiği açıklanmıştır [23]. Chen vd., iç ortam simülasyonunda polihedral ağ türünü tercih etmiştir. Polihedral ağ yapısını kullanarak aynı miktardaki tetrahedral ve hekzahedral ağ türlerine göre hesaplama süresinde %95 tasarruf edip, karmaşık geometriyi daha üstün performans ile ayrıklaştırdığını tespit etmişler ve deneysel verilerle daha uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir [24]. Sosnowski vd., akışkan yataklı bir CLC ünitesine HAD yaklaşımı ile analizler gerçekleştirmiştir. Analizlerde polihedral ağ türünü kullanmış, sebep olarak hem çok fazla komşu ağ hücresine sahip olması nedeniyle sayısal difüzyonu azaltması, hem de zaman maliyetini düşürmesi olarak gösterilmiştir [25].

Samsudin vd., pompa çukurunda meydana gelen vorteks oluşumunu HAD analizleriyle incelemiştir. Çalışma sonuçlarında polihedral ağ türünün diğer ağ türlerine göre deneysel verilerle daha uyumlu olduğu belirlenmiştir. [26]

Ağ yapısının türü seçildikten sonra, optimum ağ yapısının miktarını belirlemek için bir ağdan bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. Bu bölümde polihedral ağ türünde elemanlar kullanılarak ağ eleman boyutları düzenli olarak değiştirilmiş, bir çalışma koşulu altında (3000 rpm pompa torku, 0 hız oranı) HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Farklı ağ elemanı sayıları ile gerçekleştirilen analizlerde ağ eleman sayısının, sonuçları büyük oranda değiştirmediği nokta belirlenmiş ve çalışma kapsamında kullanılacak optimum ağ yapısına karar verilmiştir.

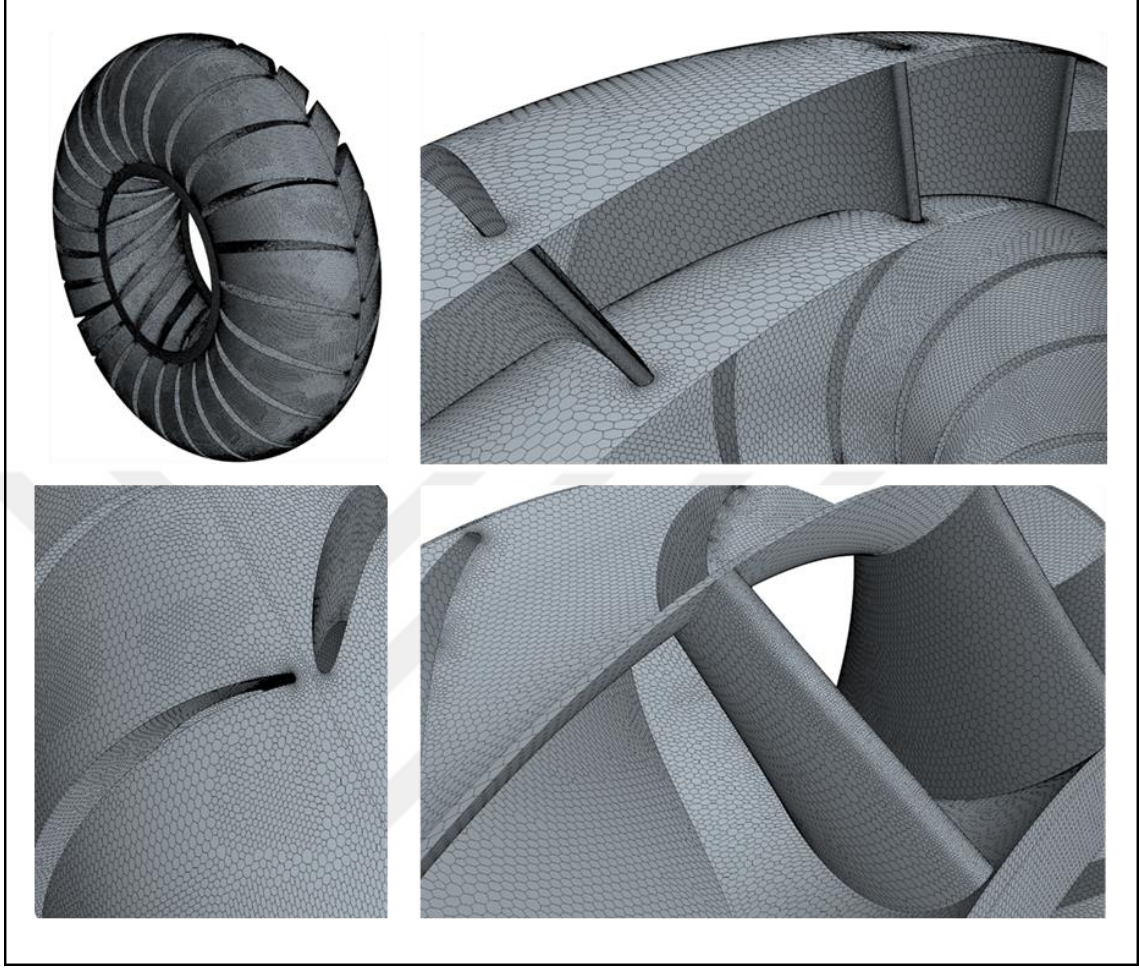
Tablo 4.2: Ağdan Bağımsızlaştırma Çalışması Sonuçları.

Eleman Sayısı (Pompa)	Eleman Sayısı (Türbin)	Eleman Sayısı (Stator)	Toplam Eleman Sayısı	Pompa Dönüş Hızı (dev/dk)	Türbin Dönüş Hızı (dev/dk)	Türbin Torku (Nm)
2530816	1983139	2454290	6968245	3000	0	749
2158757	2087343	1699700	5945800	3000	0	751
1751735	1778373	1445037	4975145	3000	0	752
1383175	1407136	1157135	3947446	3000	0	750
996443	1044403	929994	2970840	3000	0	748
673938	665150	598396	1937484	3000	0	743
299215	321070	335446	955731	3000	0	740
197528	223157	262041	682726	3000	0	733
108752	137934	134825	381511	3000	0	727
53990	72658	54933	181581	3000	0	719



Şekil 4.6: Ağdan Bağımsızlaştırma Çalışması Sonuçları.

Ağdan bağımsızlaştırma çalışmasında toplam ağ eleman sayısının 181581 bin ile 6968245 arasında değiştiği, 3000 rpm pompa hızı ve türbinin durağan olduğu (0 hız oranı) çalışma koşulunda 10 farklı analiz gerçekleştirilmiştir. Söz konusu çalışma ile ilgili şekil ve tablo incelendiğinde, 2970840 eleman ve üzeri sayılardaki elemana sahip modeller için tork değerinde önemli bir değişim görülmemektedir. Bu doğrultuda HAD yaklaşımıyla bundan sonra gerçekleştirilecek analizlerde 3947446 elemana sahip ağ yapısıyla devam edilecektir. Şekil 4.7’de tercih edilen ağ yapısının görseli verilmiştir.



Şekil 4.7: Tork Konvertör Modelinde Kullanılan Ağ Yapısı.

4.3. Fizik Modeli Seçimi

4.3.1. Kavitasyonsuz Fizik Modeli

Çalışma kapsamındaki HAD analizleri, sonlu hacim yöntemiyle çalışan RANSE (Reynolds-Ortalama Navier-Stokes Denklemleri) tabanlı ticari bir yazılım ile gerçekleştirilmiştir. Kavitasyonsuz CFD simülasyonlarında hidrodinamik performansı incelemek için zamandan bağımsız (steady-state) durum koşulları kullanıldı. Sıkıştırılamaz akış kabulü ile çözümler gerçekleştirilmiş olup, sıcaklığa bağlı enerji denklemleri aktif edilmemiştir. Tork konvertör gibi hidrolik kaplin sınıfında yer alan

turbomakineler için önceki çalışmalarda farklı türbülans modelleri kullanılmıştır. Mevcut çalışmada bu türbülans modellerinden biri olan gerçekleştirilebilir (realizable) k-epsilon türbülans modeli tercih edilmiştir. Bu türbülans modeli, dönme hareketi ve sınır tabakasında güçlü ters basınç gradyanları içeren, akış ayrılması ve resirküle olan akışlarda oldukça iyi tahminler sunmaktadır. [28]. Literatürde gerçekleştirilebilir k-epsilon modelini kullanan birçok çalışma bulunmaktadır. Jeyakumar vd., bir tork konvertörünün hidrodynamic performansını HAD yöntemi ile gerçekleştirdiği analizlerle hesaplarken gerçekleştirilebilir k-epsilon türbülans modelini kullanmışlardır [5]. Wu vd., bir tork konvertör içerisinde optimizasyon çalışması gerçekleştirirken hidrodynamic performansını HAD yöntemi ile yaptığı analizlerle hesaplamışlardır. Çalışmalarında gerçekleştirilebilir k-epsilon türbülans modelini tercih etmişler, deneysel verilerle oldukça uyumlu sonuçlar elde etmişlerdir [29]. Chen vd., bir hidrolik retarder içerisinde yer alan giriş ve çıkış kanallarının pozisyonlarını yeniden ayarlamışlar ve tork değerlerini HAD yöntemiyle yapılan nümerik analizlerle karşılaştırmışlardır. Çalışmalarında türbülans modeli olarak gerçekleştirilebilir k-epsilon modelini tercih etmişlerdir [30]. Bir diğer çalışmada Jeyakumar vd., tork konvertörünün bilgisayarlı tasarım metodolojisi oluşturmak için bir tork konvertörü üzerinde hidrodynamic performans analizi yapmışlar ve tork oranı, kapasite faktörü ve verimlilik gibi performans parametre değerlerini hesaplamışlardır. Hesapladıkları sonuçların hedefledikleri değerlere yakın olması ve deneysel sonuçlarla uyumluluğu sonucunda, kullandıkları metodolojinin doğru olduğu sonucuna varmışlardır. Çalışmalarında türbülans modeli olarak gerçekleştirilebilir k-epsilon türbülans modelini kullanmışlardır [31]. Denklem (4.1) ve (4.2)'de transport denklemlerinin kısmi diferansiyel denklemleri verilmiştir.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial k u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(D k_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + G_k - \varepsilon \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \varepsilon u_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(D \varepsilon_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \sqrt{2 C_{1\varepsilon} S_{ij} \varepsilon} - C_{2\varepsilon} \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \quad (4.2)$$

Burada k türbülanslı kinetik enerjiyi, ε türbülanslı kinetik enerjinin dağılım hızını, G_k ortalama hız gradyanları nedeniyle üretilen türbülanslı kinetik enerji miktarını, v ise

kinematik viskoziteyi ifade eder. Dk_{eff} ve $D\varepsilon_{eff}$ ise k ve ε kaynaklı difüzyon terimleri olup formülleri aşağıda denklem (4.3) ve (4.4)'de verilmiştir.

$$Dk_{eff} = \nu + \nu_t \quad (4.3)$$

$$D\varepsilon_{eff} = \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \quad (4.4)$$

ν_t türbülanslı kinematik viskoziteyi temsil etmektedir ve denklem (4.5) ile formülü açıklanmıştır.

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

C_μ ifadesi sabit olup standart k-epsilon modelinde 0.09 olarak alınır ancak gerçekleştirilebilir k-epsilon modelinde denklem (4.6) ile açıklanır.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\varepsilon}} \quad (4.6)$$

U^* türbülans hızı olup formülü denklem (4.7)'de verilmiştir.

$$U^* = \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \bar{\Omega}_{ij}\bar{\Omega}_{ij}} \quad (4.7)$$

S_{ij} değeri gerilme hızının tensörünü, $\bar{\Omega}_{ij}$ ise akış çevresi içerisinde oluşan türbülansın ortalama dönüş hızının tensör halini temsil etmektedir ve denklem (4.8)'de verilmiştir.

$$\bar{\Omega}_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}w_k - 2\varepsilon_{ijk}w_k \quad (4.8)$$

Yukardaki formülde w_k açısal hızı ifade etmektedir. Gerçekleştirilebilir k-epsilon modelinin yukarıda verilen ana denklemleri içerisinde yer alan 5 adet sabitin denklem (4.9)'da yer alan değerlerde olduğu varsayılmaktadır [41].

$$\sigma_\varepsilon = 1.3, A_0 = 6.5, A_s \cong \sqrt{6}, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92 \quad (4.9)$$

Gerçeklenebilir k-epsilon türbülans modeliyle ilgili daha detaylı bilgi için [41] numaralı referans çalışmaya başvurulabilir. Kullanılan türbülans modeliyle ilgili bir diğer konu da duvar yakını bölgede (sınır tabaka) oluşan vorteks yapılarıdır. Sınır tabakada oluşan akış ve türbülans parametrelerinin doğru tahmin edilebilmesi gerekmektedir. Bu tahminin hesaplanması için boyutsuz sınır tabaka parametresi olan Y^+ değeri kullanılmaktadır [21]. Literatürde, gerçeklenebilir k-epsilon türbülans modelini kullanan çalışmalar, Y^+ değerinin 30 ile 100 arasında olması gerektiğini göstermiştir. Gökçe, farklı türde deniz taşıtlarının gemi özıtme parametrelerini HAD yaklaşımıyla yapılan analizlerle hesaplamış, türbülans modeli olarak gerçeklenebilir k-epsilon türbülans modelini kullandıkları analizlerinde Y^+ değerini 30 ile 100 arasında almıştır [34]. Setiawan vd., bir Savonius(dikey eksenli) rüzgar türbini üzerinde yaptıkları HAD yaklaşımıyla analizlerinde gerçeklenebilir k-epsilon türbülans modelini kullanmış, Y^+ değerinin 30 ile 100 arasında olacak şekilde almışlardır [48]. Yang vd., sedan bir aracın dış yüzeylerindeki basınç dağılımını incelemek için HAD yaklaşımını kullanmış, bazı bölgeleri için gerçeklenebilir k-epsilon türbülans modelini tercih etmiştir. Gerçeklenebilir k-epsilon türbülans modelini kullandığı alanlarda Y^+ değeri 30 ile 100 arasında olacak şekilde sınır tabaka oluşturmuştur [49].

Yukarıda verilen bilgiler doğrultusunda mevcut tork konvertör modeli üzerinde kavitasyonsuz fizik modeli kullanılarak yapılan analizlerin özellikleri ve sınır koşulları aşağıdaki tabloda özetlenmiştir.

Tablo 4.3: Kavitasyonsuz HAD Analizin Fiziksel Özellikleri.

Analiz Tipi	Zamandan Bağımsız
Türbülans Modeli	Gerçeklenebilir (Realizable) k-epsilon
Akışkan Yoğunluğu (kg/m³)	860
Akışkanın Dinamik Viskozitesi (Pa.s)	0.009
Giriş Basıncı (Statik) (bar)	2.0
Giriş Debisi (lt/dk)	150.0

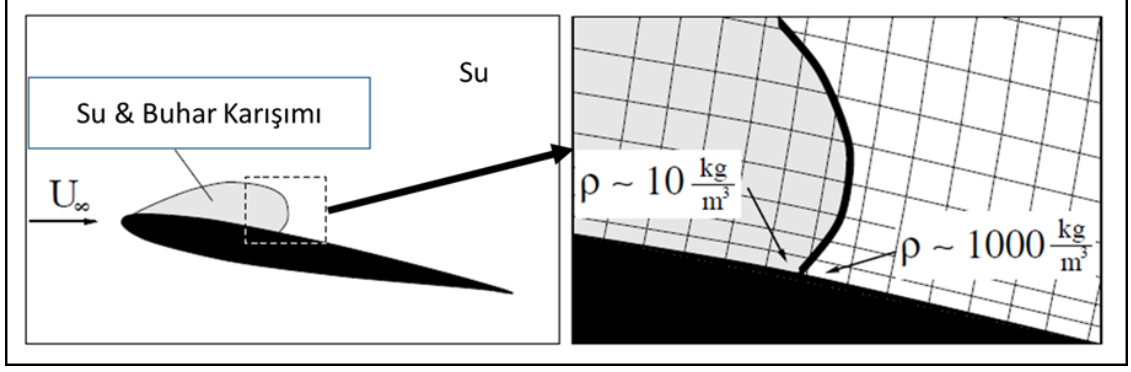
Zamandan bağımsız (steady-state) durum koşulları ile gerçekleştirilen analizlerde pompa ve türbin parçalarının dönüş hareketi, tork konvertör gibi turbomakinelere sıklıkla kullanılan MRF (Moving Reference Frame) yöntemi tercih edilmiştir. Mevcut çalışma kapsamında farklı hız oranları ile gerçekleştirilen HAD analizleri için pompa ve türbinin dönüş hızları Tablo 4.4’de verilmiştir.

Tablo 4.4: Pompa ve Türbin Dönüş Hızları.

Hız Oranı (H.O.)	Pompa Dönüş Hızı (dev/dk)	Türbin Dönüş Hızı (dev/dk)
0	3000	0
0.2	3000	600
0.4	3000	1200
0.6	3000	1800
0.8	3000	2400

4.3.2. Kavitasyonlu Fizik Modeli

Turbomakinelere kavitasyon sabit sıcaklıkta basınç düşüşünün sonucunda ortaya çıkan bir durumdur [37]. Kavitasyon oluşan bölgede, buharla dolu bir hacimden ziyade sıvı içerisinde tek tek kabarcıkların olduğu gözlemlenmiştir. Bu nedenle kavitasyonun sayısal olarak modellenmesi yapılırken sıvı ile buhar kabarcıklarından oluşan iki fazlı akışa sahip olduğu bilinmelidir. Buhar kabarcığı, sıvının sahip olduğu statik basıncın çok düşük seviyelere düştüğü bölgelerde oluşmakta, tekrar yükseldiği bölgelerde ise çökmektedir. HAD yöntemiyle yapılan kavitasyon analizlerinin başarılı olmasının altında yatan, kullanılan fizik modelinin faz geçişini ayrıntılı olarak inceleyebilmesidir. Öncelikle akışkan kavitasyon bölgesine girdiğinde yoğunluğu saf sıvınıninkine göre oldukça azalır, kavitasyon bölgesinden ayrıldıktan sonra ise tekrar eski haline döner. Şekil 4.8’de bir hidrofoil üzerinde kavitasyon oluşumundan kaynaklı yoğunluk değişimi gösterilmiştir [38].



Şekil 4.8: Bir Hidrofoil Üzerinde Kaviteasyon Kaynaklı Yoğunluk Değişimi.

Bu düzensiz yoğunluk dağılımını içeren problemin çözümü için özel bir sayısal model gereklidir. Tez kapsamında yapılan çalışmada arayüz izleme yöntemi (Volume of Fluid ,VOF) olarak bilinen model tercih edilmiştir. VOF modeline göre kavite olan bölge içerisinde sıvı ve gaz fazları arasında süreksiz bir arayüz olduğunu ve bu arayüz sınırını bir basınç akım hattının belirlediği varsayılmaktadır [40]. VOF methodunun üç boyutlu transport denkleminde eklenmiş hali aşağıdaki denklem (4.9)'da verilmiştir [39].

$$\frac{\partial F}{\partial t} + \frac{\partial(Fu)}{\partial x} + \frac{\partial(Fv)}{\partial y} + \frac{\partial(Fw)}{\partial z} = 0 \quad (4.9)$$

F burada bir adım fonksiyonudur ve akış içerisindeki bir özelliğin değişimini tanımlamak için verilmiştir. Bu denklem, kaviteasyonlu modellerde buharın hacimsel oranı ve yoğunluğu olarak genişletilebilir. Buharın hacimsel oranı (α_v) aşağıdaki denklem (4.10) ile bulunabilir [38].

$$\alpha_v = \frac{V_v}{V_{cell}} = \frac{V_v}{V_v + V_l} = \frac{N_{bubbles} \cdot \frac{4}{3}\pi R^3}{N_{bubbles} \cdot \frac{4}{3}\pi R^3 + V_l} = \frac{n_0 V_l \frac{4}{3}\pi R^3}{n_0 V_l \frac{4}{3}\pi R^3 + V_l} \quad (4.10)$$

Burada V_{cell} hesaplanan toplam ağ hücresi hacmini, $N_{bubbles}$ buhar kabarcığı sayısını verir, bu değer de toplam ağ hücresindeki sıvı hacmi (V_l) ile içerisinde bulunan buhar kabarcığı yoğunluğunun (n_0) çarpımıdır. V_v , hücrede bulunan buhar hacmi, R ise kabarcık yarıçapını vermektedir. Bir sıvının buharlaşma süreci, yoğunlaşma sürecine göre

oldukça hızlıdır [10]. Bu nedenle denklem (3.2.1)'de verilen transport denkleminin sağ tarafına akışkanın buharlaşma ve yoğuşma kütle transfer hızları eklenmiştir [11].

$$\frac{\partial \alpha_v \rho_v}{\partial t} + \frac{\partial (\alpha_v \rho_v u)}{\partial x} + \frac{\partial (\alpha_v \rho_v v)}{\partial y} + \frac{\partial (\alpha_v \rho_v w)}{\partial z} = \dot{m}^+ + \dot{m}^- \quad (4.11)$$

Sırasıyla ρ_v , \dot{m}^+ ve \dot{m}^- buhar fazının yoğunluğu, akışkanın buharlaşma ve yoğuşma proseslerinin debilerini ifade etmektedir. Kaviteasyon sürecinde birim hacim başına kütle transfer hızı (debi) değeri aşağıdaki denklem (4.12)'de verilmiştir [21].

$$\dot{m} = n_0 \alpha_l 4\pi \rho_v R^2 \frac{\partial R}{\partial t} \quad (4.12)$$

α_l sıvının hacimsel oranını, $\frac{\partial R}{\partial t}$ ise kabarcığın oluşma veya yok olma hızını göstermektedir. Kaviteasyonun sayısal modellemesini tamamlamak için, kabarcığın oluşma ve çökme hızlarının türetilmesi gerekmektedir. Bu konuda temel denklem Rayleigh-Plesset denklemi olarak bilinmektedir ve aşağıdaki denklem (4.13)'de verilmiştir [38].

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{p_{sat} - p}{\rho_l} + \frac{2\sigma}{\rho_l R} + \frac{4\mu_l}{\rho_l R} \frac{dR}{dt} \quad (4.13)$$

Burada p_{sat} sıvının ilgili sıcaklıktaki buharlaşma basıncını, p sıvının lokal basıncını, σ buhar kabarcığının yüzey gerilmesini, μ_l ise sıvının dinamik viskozitesini temsil etmektedir.

Literatürde HAD yöntemiyle yapılan analizlerde buhar kabarcıklarının oluşma ve çökme hızlarını belirlemek için yaygın olarak aşağıdaki modeller kullanılmaktadır.

- i) Schnerr-Sauer Kaviteasyon Modeli
- ii) Zwart-Gerber-Belamri Kaviteasyon Modeli
- iii) Signhal Kaviteasyon Modeli

4.3.2.1. Schnerr-Sauer Kavitasyon Modeli

Kavitasyon uygulamalarında Rayleigh-Plesset denkleminde yer alan yüzey gerilmesi, dinamik viskozite ve kabarcığın oluşma ivmesi (ilgili denklemdeki ikinci türevli terim), $p_{sat} - p$ ifadesinin yanında ihmal edilebilir kadar küçük kalmaktadır. Bu nedenle denklem (4.14)'e indirgenebilir [38].

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{\rho_l}} \quad (4.14)$$

Schnerr-Sauer modeli indirgenmiş Rayleigh-Plesset denklemini ve buharın hacimsel oranını kullanarak transport denklemlerinde yer alan buharlaşma ve yoğuşma debilerini denklem (4.15) ve (4.16) ile bulabiliriz [37], [38].

$$\dot{m}^- = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{\rho_l}} \quad (4.15)$$

$$\dot{m}^+ = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_{sat}}{\rho_l}} \quad (4.16)$$

Yukarda verilen denklemlerden ilki (buharlaşma), akışkanın lokal basıncının buharlaşma basıncından küçük olduğu ($p_{sat} > p$), ikinci denklem ise (yoğuşma) büyük olduğu koşullarda gerçekleşmektedir ($p_{sat} < p$). Denklemlerde kullanılan ρ ifadesi, sıvı-buhar karşımın yoğunluğu olup denklem (4.17) ile ifade edilmektedir [38].

$$\rho = \alpha_v \rho_v + (1 - \alpha_v) \rho_l \quad (4.17)$$

4.3.2.2. Zwart-Gerber-Belamri Kavitasyon Modeli

Bu kavitasyon modeli, Schnerr – Sauer modeline benzer olarak, akış çevresi içerisinde üretilen bütün kabarcıkların aynı boyutta olduğunu varsaymış ve Rayleigh-Plesset denklemindeki yüzey gerilmesi, dinamik viskozite ve kabarcığın oluşma ivmesi terimlerini ihmal etmiştir. Bu modele göre transport denkleminde buharlaşma ve yoğuşma debileri denklem (4.18) ve (4.19) verilmiştir [43].

$$\dot{m}^- = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc}(1 - \alpha_v)}{R} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{\rho_l}} \quad (4.18)$$

$$\dot{m}^+ = F_{con} \frac{3\alpha_v \rho_v}{R} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_{sat}}{\rho_l}} \quad (4.19)$$

Yukarda verilen denklemlerde F_{vap} buharlaşma katsayısı, F_{con} yoğuşma katsayısı, α_{nuc} çekirdeklenme hacimsel oranını ifade etmektedir. Schnerr-Sauer modelinin aksine, buharlaşma debisi $\alpha_{nuc}(1 - \alpha_v)$ ifadesi ile orantılıdır [43]. Literatürde yapılan tork konvertör kavitasyon çalışmalarının çoğunda Zwart-Gerber-Belamri modeli tercih edilmiştir. Çalışmalarda F_{vap} katsayısı 50, F_{con} katsayısı 0.01, α_{nuc} ise 5×10^{-4} değerini almaktadır.

4.3.2.3. Signal Kavitasyon Modeli

Bu kavitasyon modeli buhar kabarcıklarının oluşumunun yanı sıra akışın sahip olduğu basınç ve hız değerlerinden kaynaklı türbülans dalgalanmalarını ve sıvı içerisinde çözünmüş ancak yoğuşmamış gazların miktarını hesaba katar. Bu nedenle literatürde “tam kavitasyon modeli” olarak adlandırılmaktadır. Faz değişim miktarları hesaplanırken (buharlaşma ve yoğuşma debileri) türbülansın ve yüzey geriliminin de etkisi dikkate alınmaktadır [43].

$$\dot{m}^- = F_{vap} \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{\rho_l}} (1 - f_v - f_g) \quad (4.20)$$

$$\dot{m}^+ = F_{con} \frac{\sqrt{k}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_{sat}}{\rho_l}} (f_v) \quad (4.21)$$

Yukardaki denklemlerde k türbülans kinetik enerjisini, σ ise yüzey gerilmesini, f_v buharın kütle oranını, f_g ise yoğuşmayan gazın kütle oranını göstermektedir.

4.2.3.4. Analizin Fiziksel Özellikleri ve Sınır Şartları

Tez kapsamında gerçekleştirilen analizlerde kaviteasyonlu fizik modeli olarak Schnerr-Sauer kullanılmış olup, analizin fiziksel özellikleri ve sınır koşulları aşağıdaki Tablo 4.5’de verilmiştir. Akışkan özellikleri “Influence of Stator Blades Geometry of Torque Converter Cavitation” adlı çalışmadan alınmıştır [12]. Analizlerde pompa ve türbin dönüş yöntemi ve hızları, karşılaştırma yapma amaçlı kaviteasyonsuz fizik modeli ile aynı verilmiştir. Zamana bağlı olarak yapılan analizlerde, zaman adımı ortalama Courant sayısı 0.5’in altında olacak şekilde verilmiştir. Analizin kararlı olabilmesi adına Courant sayısının 1’den küçük olması önemlidir [50].

Tablo 4.5: Kaviteasyonlu Analizlerin Fiziksel Özellikleri ve Sınır Koşulları.

Analiz Tipi	Transient (Zamana Bağlı)
Akışkan Yoğunluğu (Sıvı Fazı) (kg/m ³)	860
Akışkanın Dinamik Viskozitesi (Sıvı Fazı) (Pa.s)	0.009
Akışkan Yoğunluğu (Gaz Fazı) (kg/m ³)	2.1
Akışkanın Dinamik Viskozitesi(Gaz Fazı) (Pa.s)	1.2x10-5
Giriş Basıncı (Statik) (bar)	2.0
Giriş Debisi (lt/dk)	150.0

Tork konvertörlerde kaviteasyon potansiyelini karakterize etmek adına denklem (4.22)’de verilen boyutsuz sayı kullanılmaktadır.

$$\sigma = \frac{p_{\infty} - p_{sat}}{0.5\rho_l v_t} \quad (4.22)$$

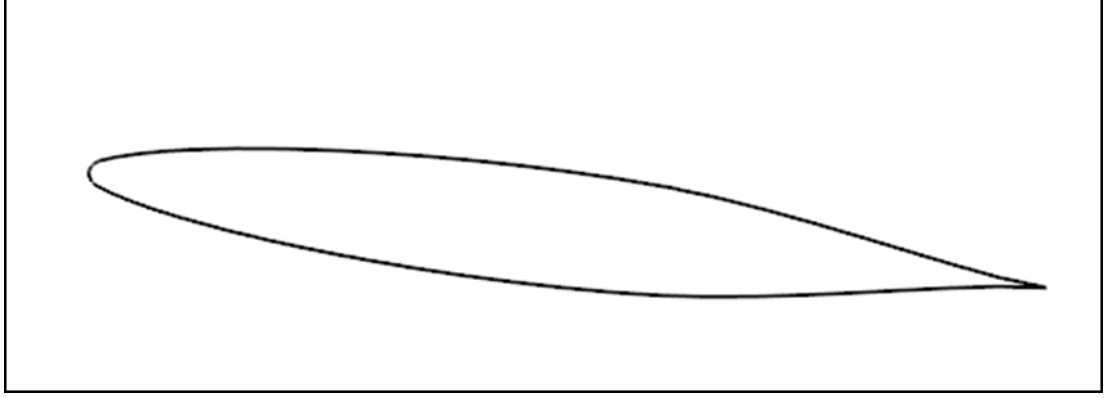
Yukarda verilen formülde σ boyutsuz kavitasyon sayısını, p_{∞} tork konvertöre giriş sınırından gönderilen besleme debisinin mutlak basıncını, p_{sat} buharlaşma basıncını göstermekte, v_t ise torus kesitinde sirküle olan hidrolik sıvının ortalama hızını göstermekte olup, denklem (4.23) ile açıklanabilir.

$$v_t = \frac{\dot{m}}{A\rho_l} \quad (4.23)$$

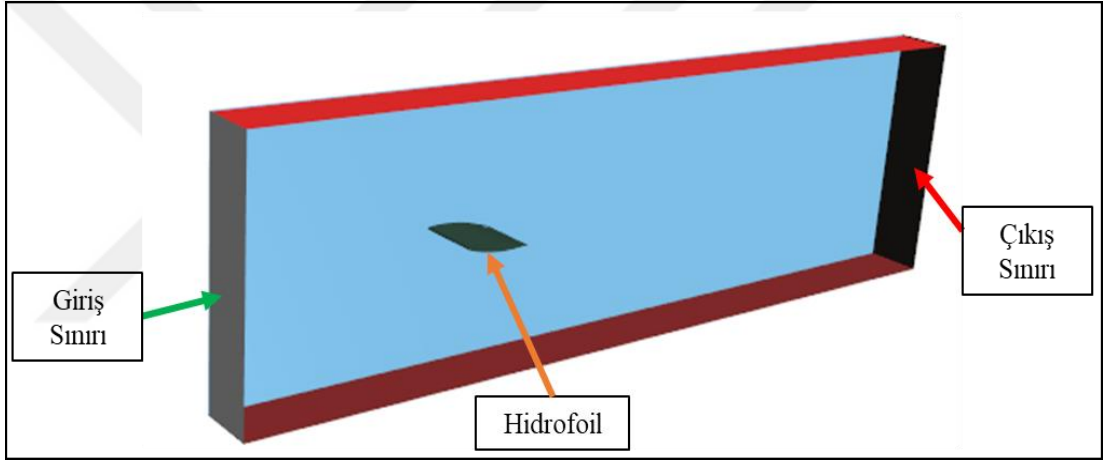
A , torus kesiti içerisinde sirküle olan akışa dik alandır ve konvertör içerisinde değeri sabittir. Mevcut çalışmada $A = 9.9 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ olarak verilmiştir. p_v , p_{∞} değerinin yanında ihmal edilecek kadar küçük bir sayıdır. Oluşan kavitasyon miktarını azaltmak için σ sayısının artırılması gerekmektedir. Bu koşulu sağlamak adına besleme debisinin mutlak basıncının artırılması veya hidrolik sıvının torus kesitinde sirküle olan ortalama hızının azaltılması tercih edilmelidir [12]. Mevcut çalışmada besleme debisinin basıncı sabit olduğundan, söz konusu hız oranlarında sirkülasyon debisinde değişime bağlı olarak farklı boyutsuz kavitasyon sayıları elde edilmiş ve ilerleyen bölümlerde paylaşılmıştır.

4.2.3.5. Uygulanan Kavitasyon Modeli İçin Bir Doğrulama Çalışması

Bu bölümde, mevcut çalışmada kullanılan kavitasyon modeli ile ilgili doğrulama çalışması yapılmıştır. Literatürde kavitasyon ile ilgili deneysel verileri bulunan NACA66-012 kanat kesitine sahip bir hidrofoil üzerinde kavitasyon oluşumu HAD yaklaşımıyla yapılan analizler ile incelenmiştir. Çalışmada Schnerr-Sauer kavitasyon modeli kullanılmış olup, sabit bir kavitasyon sayısında farklı hücum açılarında oluşan kaldırma katsayıları (C_L) hesaplanmış ve Kermeen[44]'in çalışmasındaki deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Kanat profili ile ilgili geometrik büyüklükler ve akış çevresi, deney düzeneğine uygun olarak oluşturulmuştur.

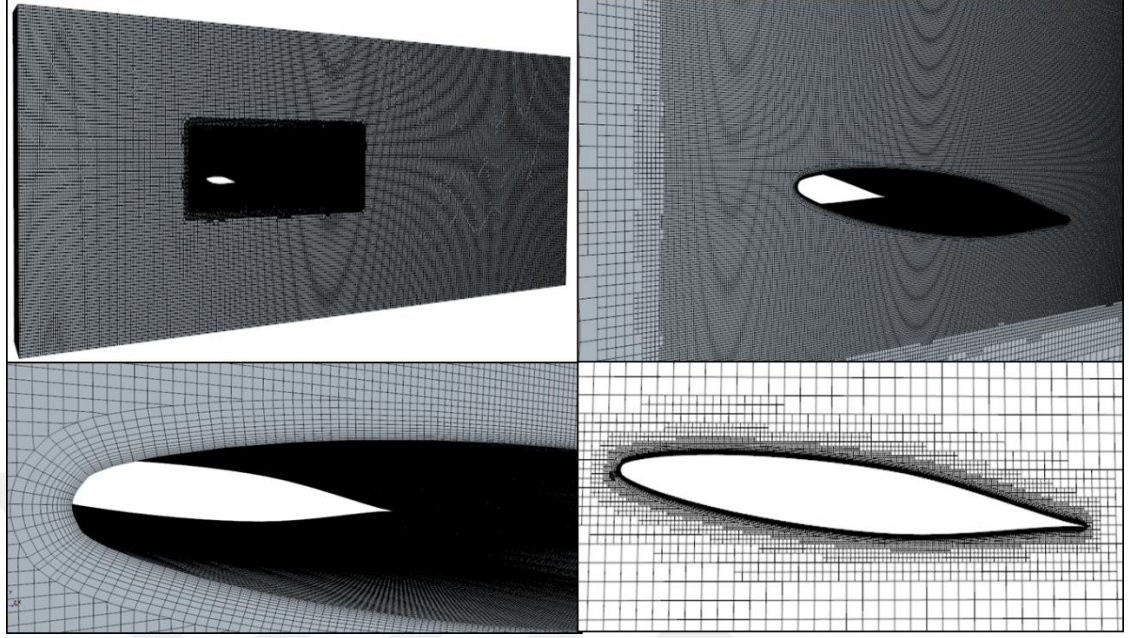


Şekil 4.9: 6° Hücüm Açısına Sahip NACA66-012 Kanat Profili.



Şekil 4.10: Hidrofoil Etrafı Akış Çevresi.

Söz konusu akış çevresine 4283875 eleman sayısına sahip ağ yapısı oluşturulmuş, ağ eleman türü olarak tetrahedral seçilmiştir. Kanat yakını bölgede türbülansın etkisi dikkate alınarak daha ince ağlar kullanılmıştır.



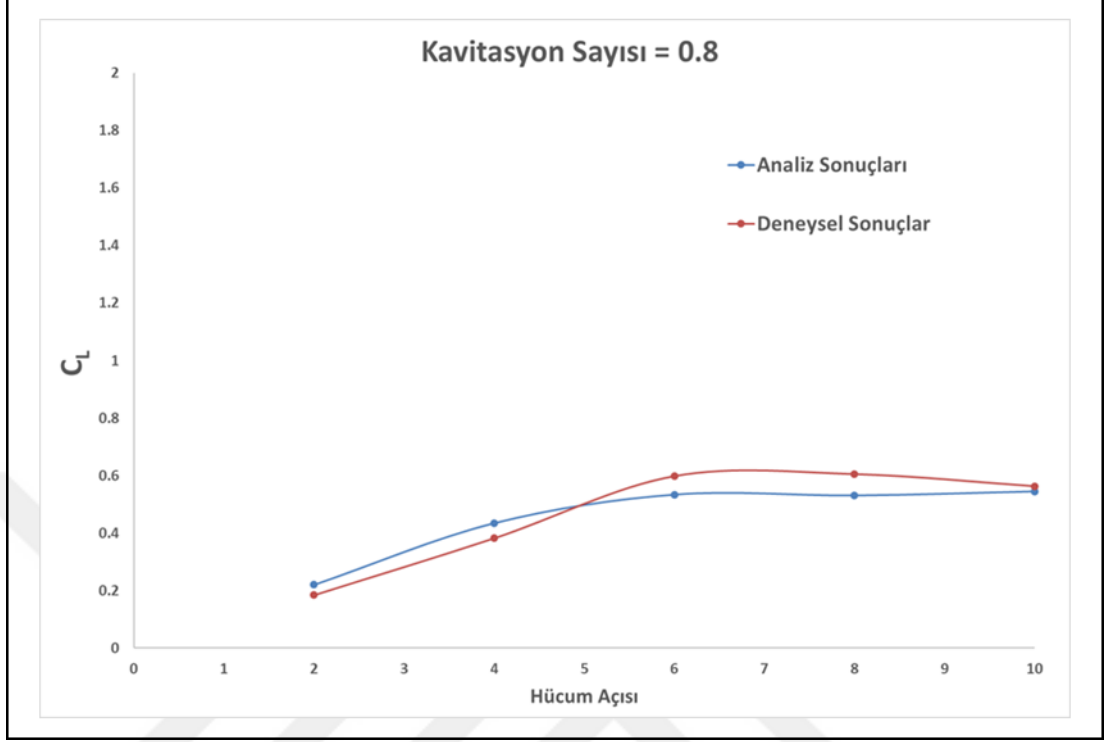
Şekil 4.11: Hidrofoil Modelinde Kullanılan Ağ Yapısı.

Analizin sınır şartları ve kavitasyonlu fizik modeli özellikleri Tablo 4.6'da verilmiştir. Akışkan özellikleri olarak Kermeen[44]'in çalışmasında yer alan su ve su buharının yoğunluk ve dinamik viskozite değerleri kullanılmıştır. Analizin zaman adımı ortalama Courant sayısının 0.5'ten küçük olacak şekilde seçilmiştir.

Tablo 4.6. Hidrofoil Kaviteasyon Analizi Sınır Şartları ve Fizik Modeli.

Analiz Tipi	Transient (Zamana Bağlı)
Akışkan Yoğunluğu (Sıvı Fazı) (kg/m ³)	997.3
Akışkanın Dinamik Viskozitesi (Sıvı Fazı) (Pa.s)	8.887x10 ⁻⁴
Akışkan Yoğunluğu (Gaz Fazı) (kg/m ³)	0.595
Akışkanın Dinamik Viskozitesi (Gaz Fazı) (Pa.s)	1.268x10 ⁻⁵
Giriş Hızı (m/s)	12.12
Çıkış Basıncı (bar)	1.0
Kaviteasyon Modeli	Schnerr-Sauer
Kabarcık Yarıçapı	1.0x10 ⁻⁶
Akışkanın Buharlaşma Basıncı (Pa)	3170.34
Ortalama Courant Sayısı	< 0.5
Zaman Adımı (s)	1.0x10 ⁻⁴

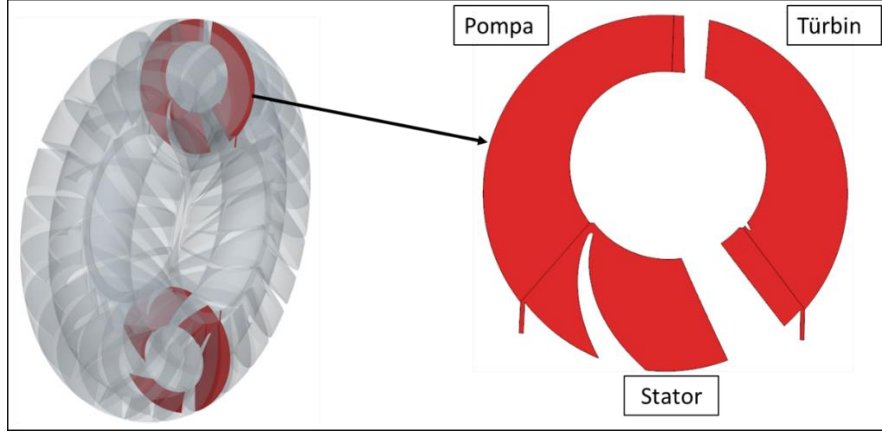
Analiz sonuçları olarak kaviteasyon sayısının (σ) 0.8 olduğu durumlarda farklı hücum açılarındaki C_L değerleri, deneysel verilerle birlikte grafik halinde paylaşılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde, Schnerr-Sauer kaviteasyon modeli kullanılarak yapılan analizin, deneysel verilerle uyumlu olduğu belirlenmiştir. Bu durum, kaviteasyon analizlerinde Schnerr-Sauer modelinin uygulanabileceğini göstermiştir.



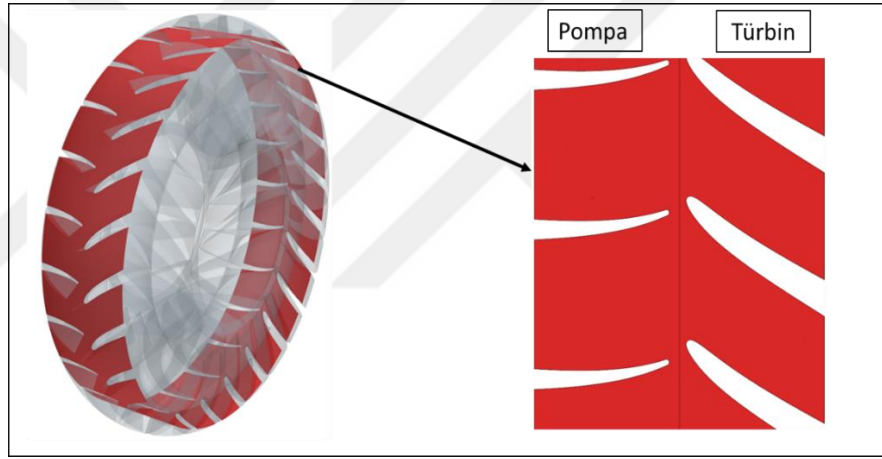
Şekil 4.12: Hidrofoil HAD Analizi Sonuçları.

4.2.3.6. Analiz Sonrası Kesit Görselleri

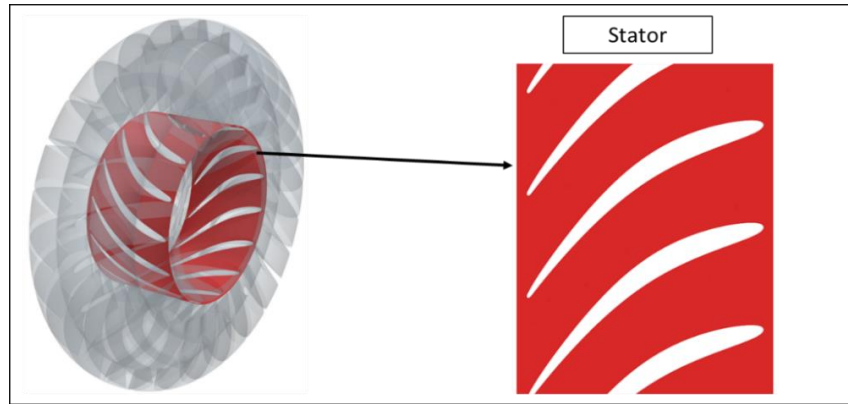
Mevcut tork konvertör modeli üzerinde gerçekleştirilen analiz çalışmalarının sonuçlarını anlatmak için bazı kesit görseller kullanılmıştır. Aşağıda verilen silindirik ve aksenal görseller vasıtasıyla akışla alakalı skaler ve vektörel büyüklükler gösterilmiştir. Bu görseller, farklı hız oranlarındaki hidrodinamik performans değişimini ve kavitasyon oluşumlarını anlatma açısından önem teşkil etmektedir.



Şekil 4.13: Torus Kesiti.



Şekil 4.14: Pompa-Türbin Bölgesi Silindirik Kesit.



Şekil 4.15: Stator Bölgesi Silindirik Kesit.

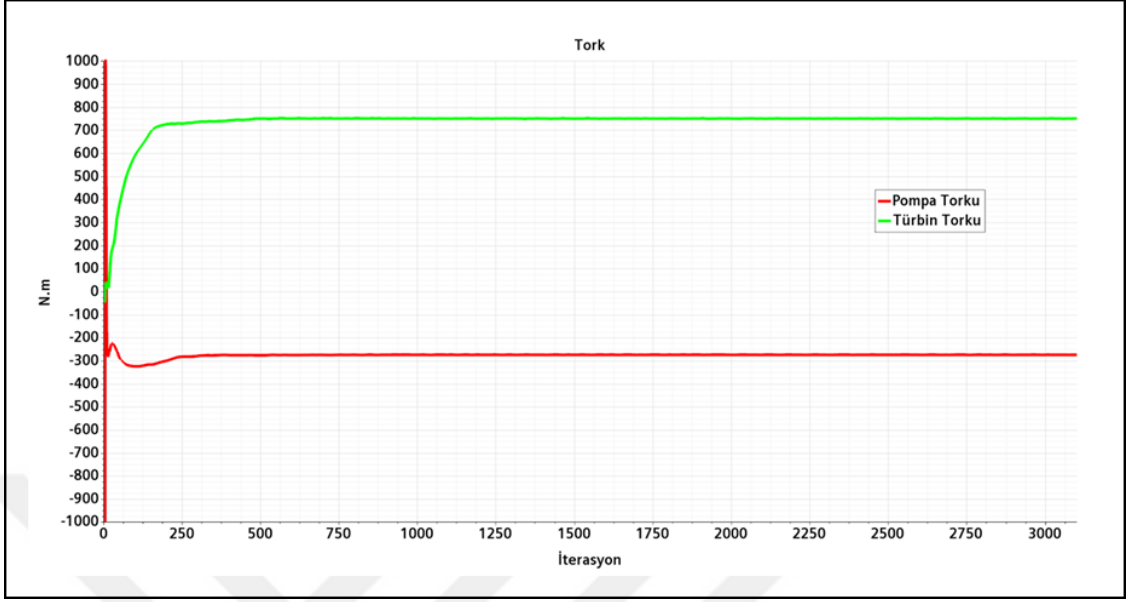
4.4. HAD Analizi Sonuçları

4.4.1. Kavitasyonsuz HAD Analizlerinin Sonuçları

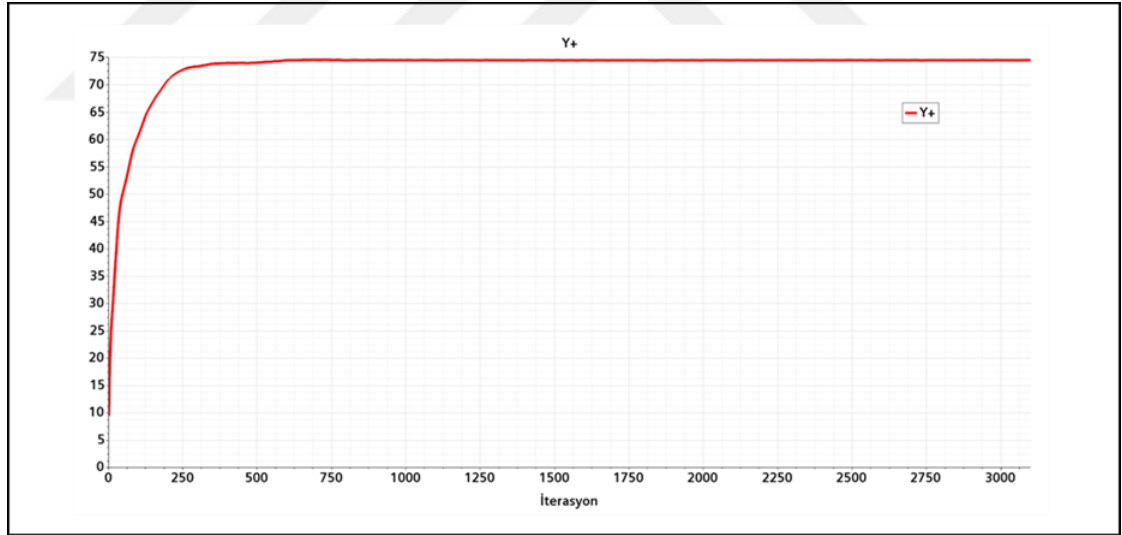
Mevcut çalışmada ilk olarak kavitasyonsuz fizik modeli ile yapılan HAD analizlerinin sonuçları verilmiş, konvertörün hidrodinamik performans değerleri incelenmiştir. İlk olarak her hız oranındaki pompa ve türbin torku sonuçları aşağıdaki tablo ve grafiklerde verilmiştir. Ayrıca tablo ve grafiklerde Y+ değerleri de verilmiş, literatürde yer alan çalışmalar dikkate alınarak k-epsilon sınıfında yer alan türbülans modellerinde 30'dan büyük olmasına dikkat edilmiştir.

Tablo 4.7: Kavitasyonsuz Analizler Pompa ve Türbin Torku Sonuçları.

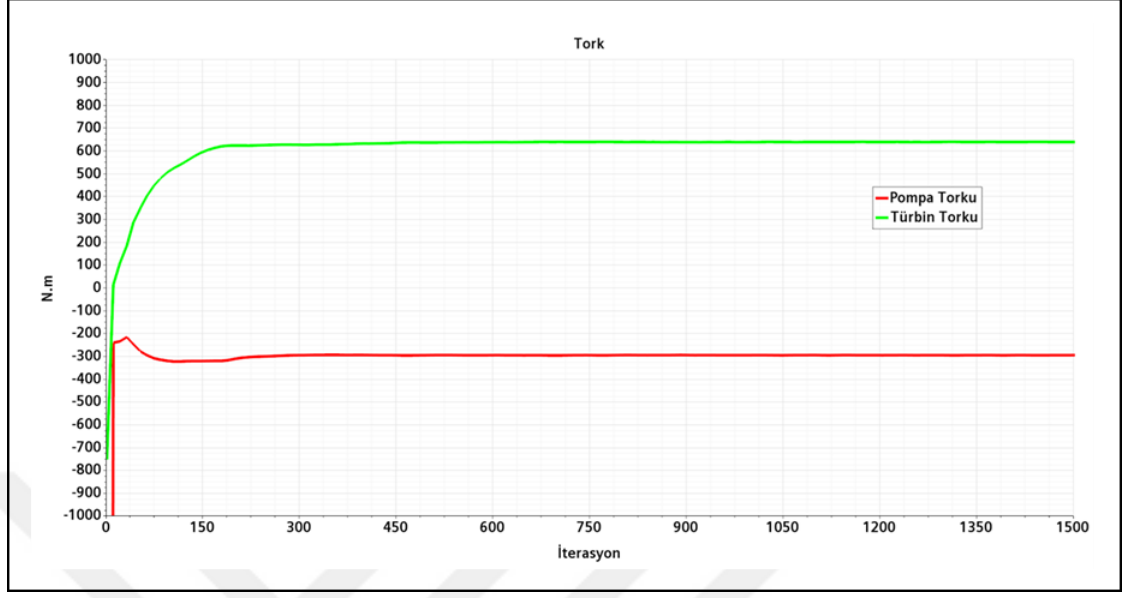
Hız Oranı (H.O.)	Pompa Dönüş Hızı (dev/dk)	Türbin Dönüş Hızı (dev/dk)	Pompa Torku (Nm)	Türbin Torku (Nm)	Y+
0	3000	0	275	750	74.5
0.2	3000	600	296	639	64.9
0.4	3000	1200	305	506	56.2
0.6	3000	1800	297	384	49.2
0.8	3000	2400	260	260	43.6



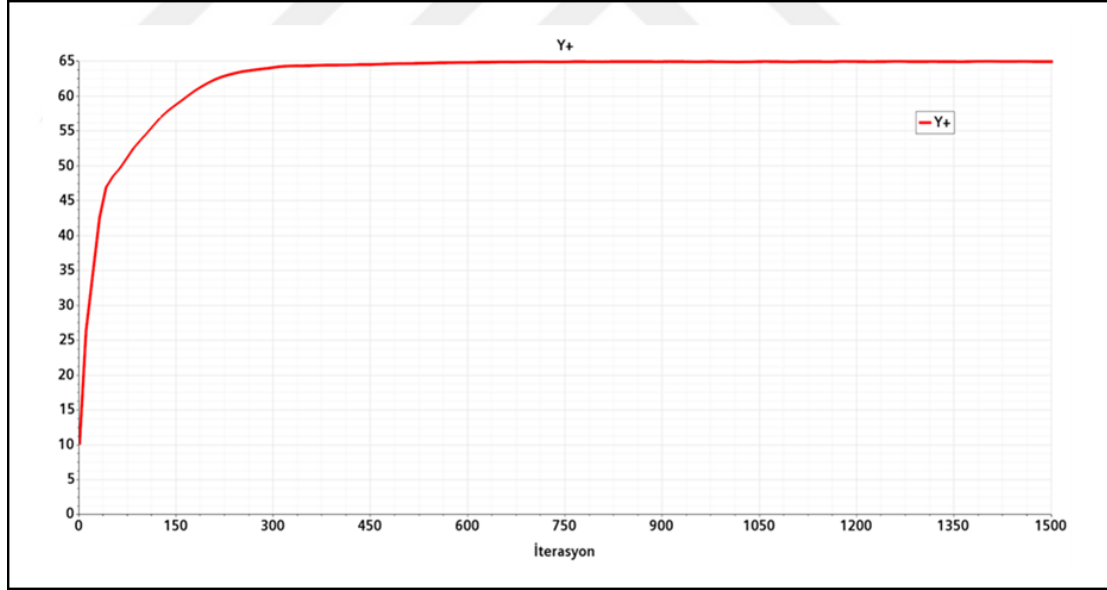
Şekil 4.16: H.O. = 0 Koşulunda Tork Değerleri.



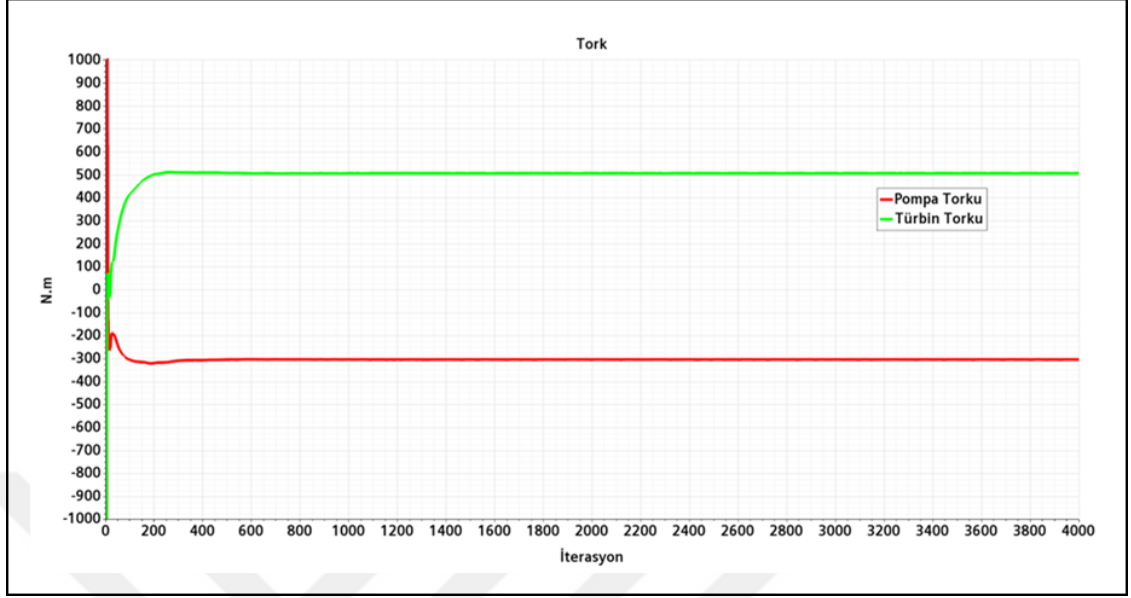
Şekil 4.17: H.O. = 0 Koşulunda Y+ Değeri.



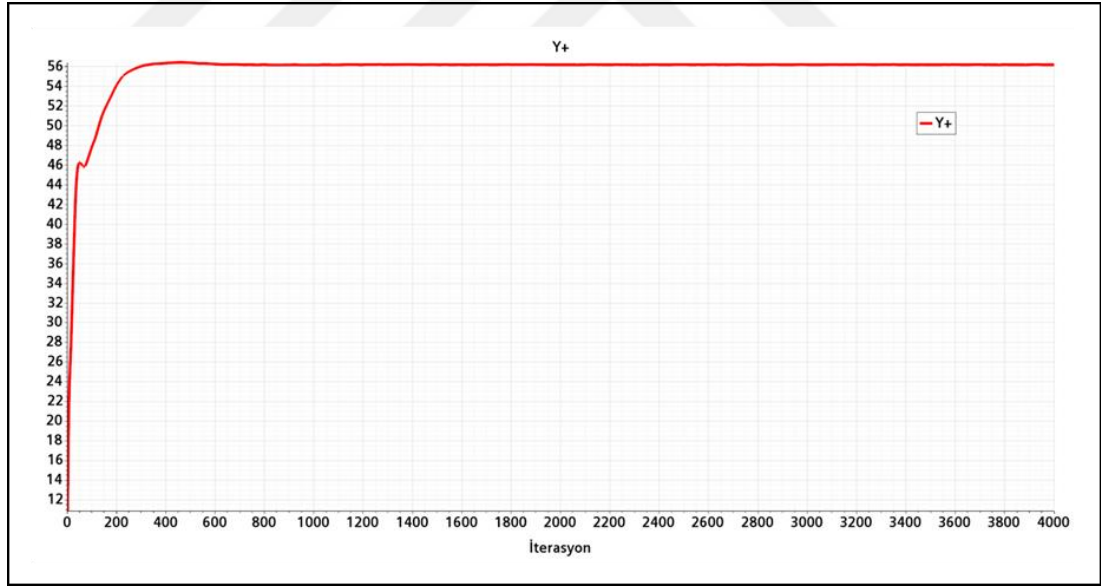
Şekil 4.18: H.O. = 0.2 Koşulunda Tork Değerleri.



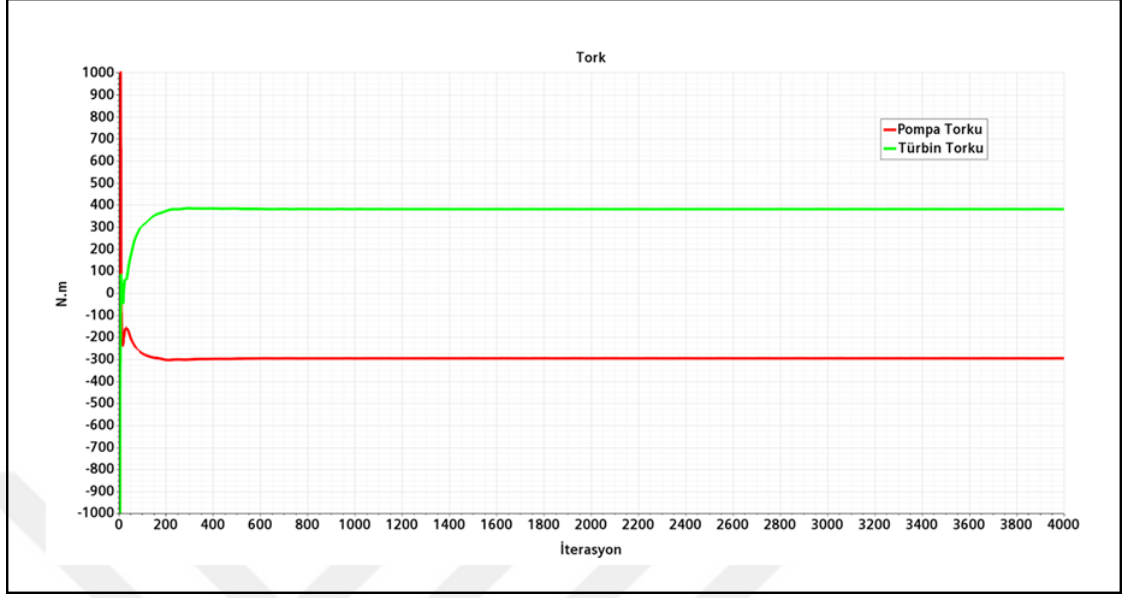
Şekil 4.19: H.O. = 0.2 Koşulunda Y+ Değeri.



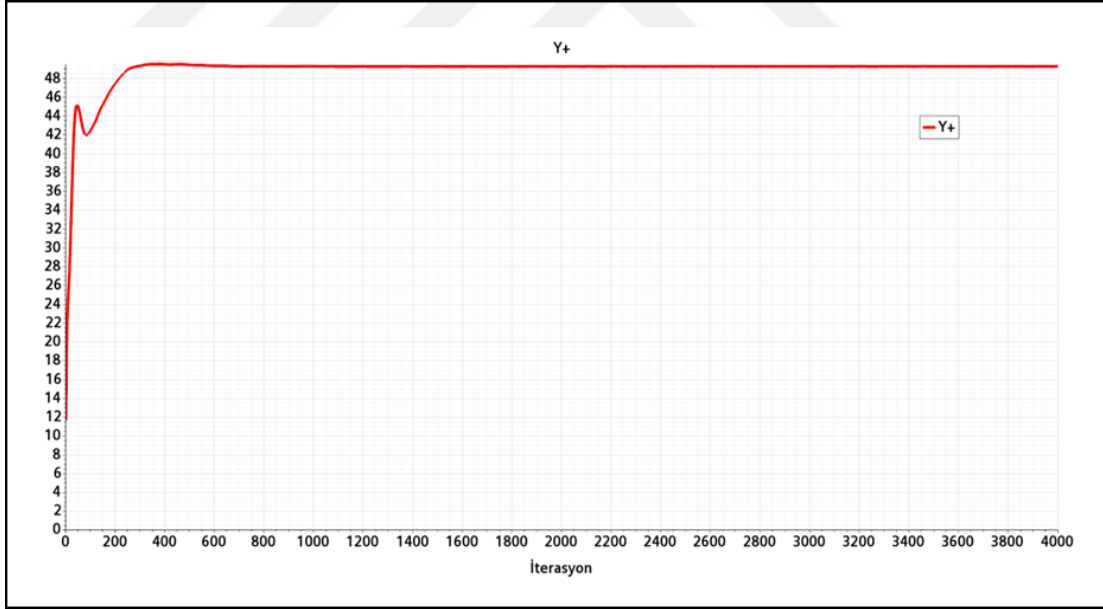
Şekil 4.20: H.O. = 0.4 Koşulunda Tork Değerleri.



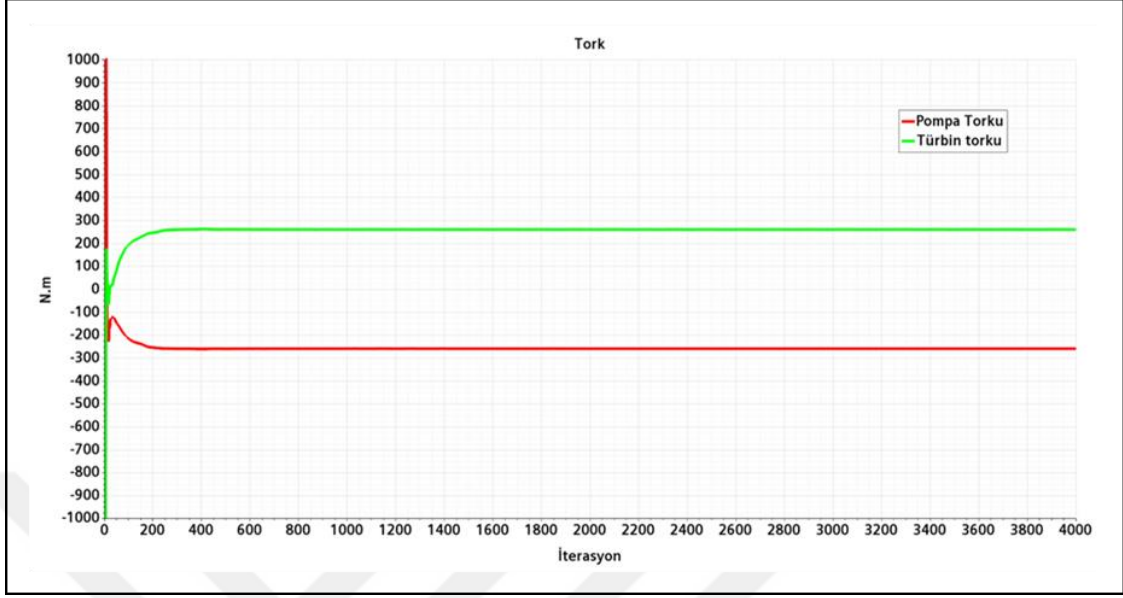
Şekil 4.21: H.O. = 0.4 Koşulunda Y+ Değeri.



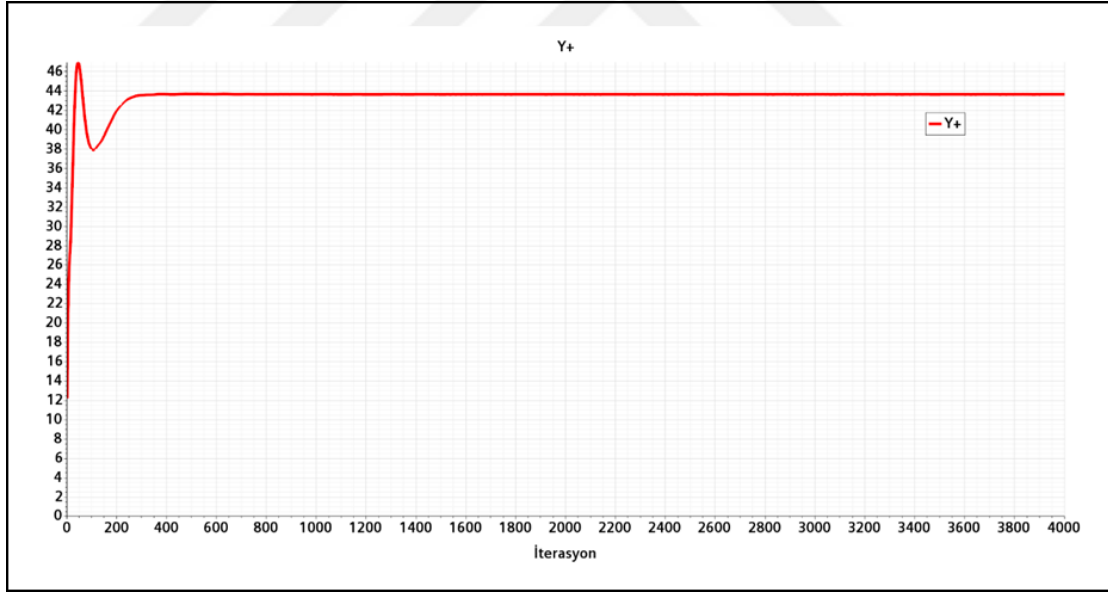
Şekil 4.22: H.O. = 0.6 Koşulunda Tork Değerleri.



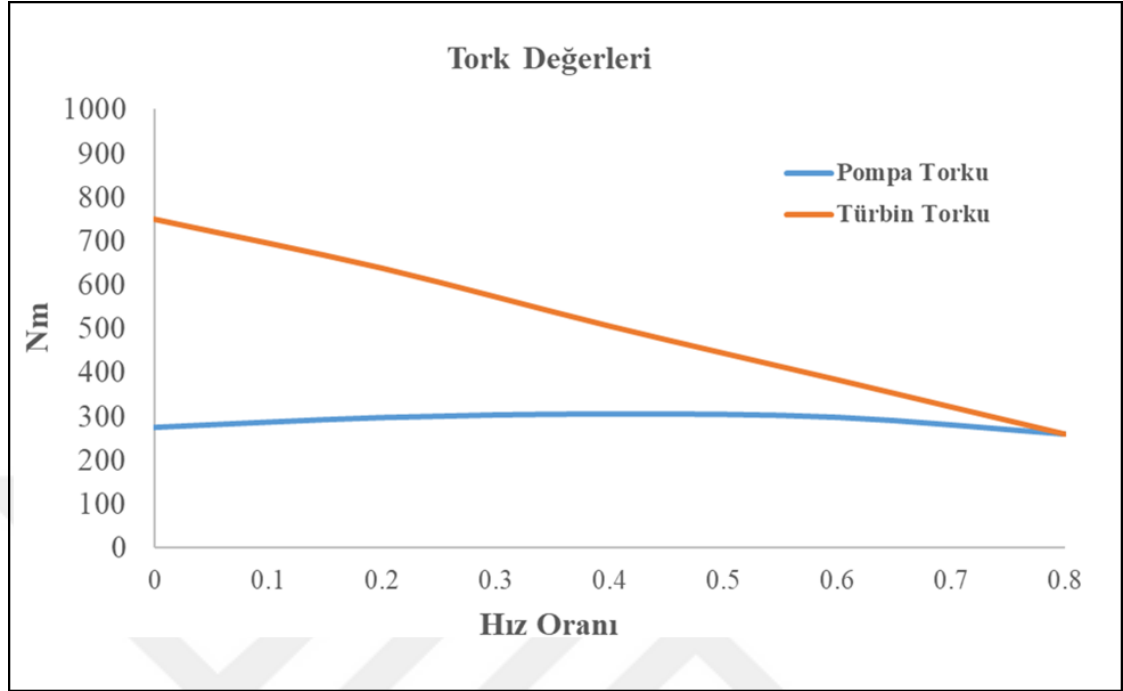
Şekil 4.23: H.O. = 0.6 Koşulunda Y+ Değeri.



Şekil 4.24: H.O. = 0.8 Koşulunda Tork Değerleri.



Şekil 4.25: H.O. = 0.8 Koşulunda Y+ Değeri.



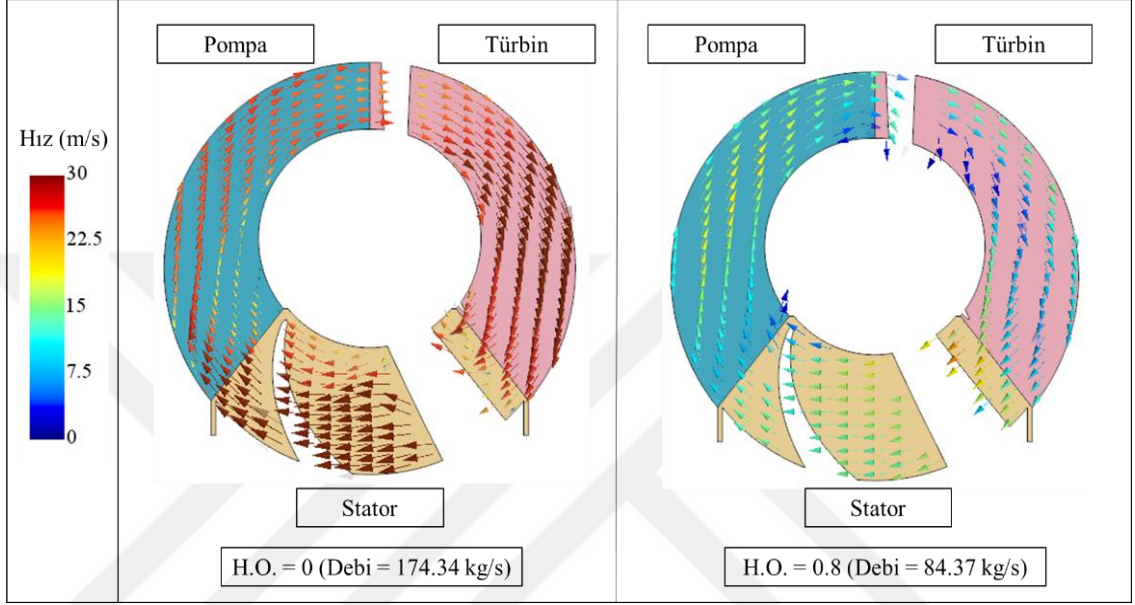
Şekil 4.26: Kavitasjonsuz Analizler Pompa ve Türbin Torku Sonuçları.

Şekil 4.26 incelendiğinde hız oranı arttıkça türbin üzerinde oluşan tork miktarında doğrusal bir azalma meydana gelmektedir. Bu durum Euler'in turbomakine denklemiyle açıklanabilir. Denkleme göre pompa ve türbin üzerinde oluşan tork değerleri, bu komponentlerin giriş ve çıkışlarında akışkan üzerinde oluşan açısız momentum farkına eşittir.

$$T = \dot{m}(V_{t_2}r_2 - V_{t_1}r_1) \quad (4.24)$$

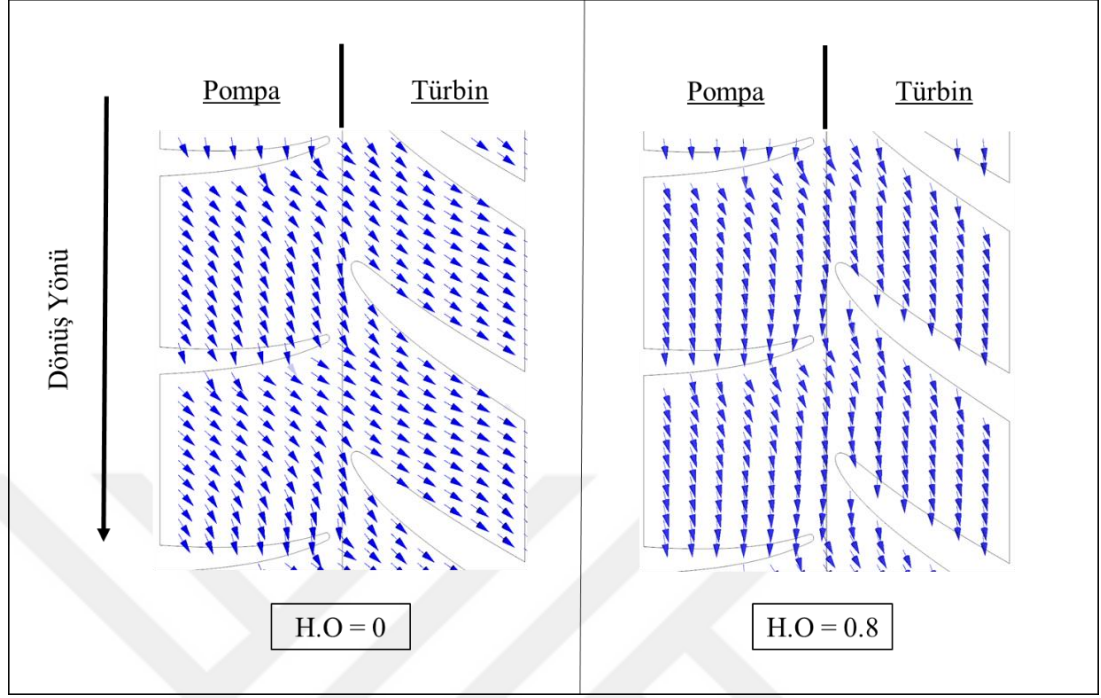
Burada \dot{m} konvertör içerisinde oluşan sirkülasyonun kütleli debisini, V_{t_2} ve V_{t_1} komponent içerisinde yer alan kanatların sırasıyla çıkış ve girişinde dönme eksenine göre teğetsel hız bileşenlerini, r_2 ve r_1 ise sırasıyla komponentin dönme eksenine göre çıkış ve girişindeki yarıçapları tanımlamaktadır. Yarıçap değerleri her hız oranı için aynıdır, bu nedenle tork değerleri arasındaki fark diğer iki parametre üzerinden değerlendirilebilir. İncelenen parametrelerden ilki sirkülasyon debisini göstermektedir. Hız oranındaki artış sirkülasyon debisini etkilemiş, türbin komponenti hızlandıkça sirkülasyon debisi azalmıştır. Tork konvertörden torus kesiti alınarak, hız oranının 0 ile 0.8 olduğu

durumlardaki hız vektörlerinin büyüklüğü Şekil 4.27’de verilmiştir. 0.8 hız oranında torus içerisindeki hız vektörlerinin büyüklüğü, 0 hız oranına göre oldukça azdır. Bu durum türbin kanatlarına gelen debinin, hız oranı arttıkça azaldığını göstermektedir.



Şekil 4.27: Hız Oranı 0 ile 0.8 de Hız Vektörlerinin Büyüklüğü.

İncelenen parametrelerden ikincisi teğetsel hız bileşenini göstermektedir. Konvertör içerisinde türbin komponentinin dönmeye başlaması ve hızlanması, pompadan türbine geçen akışkanın hız vektörlerinin dönüş yönüne doğru sapmasına ve pompadan türbine geçen akışın teğetsel hız büyüklüğünün azalmasına neden olmuştur. Şekil 4.28’de verilen şekilde hız oranının 0 ile 0.8 olduğu durumlarda pompa çıkışı ile türbin girişindeki hız vektörlerinin yönü gösterilmiştir.

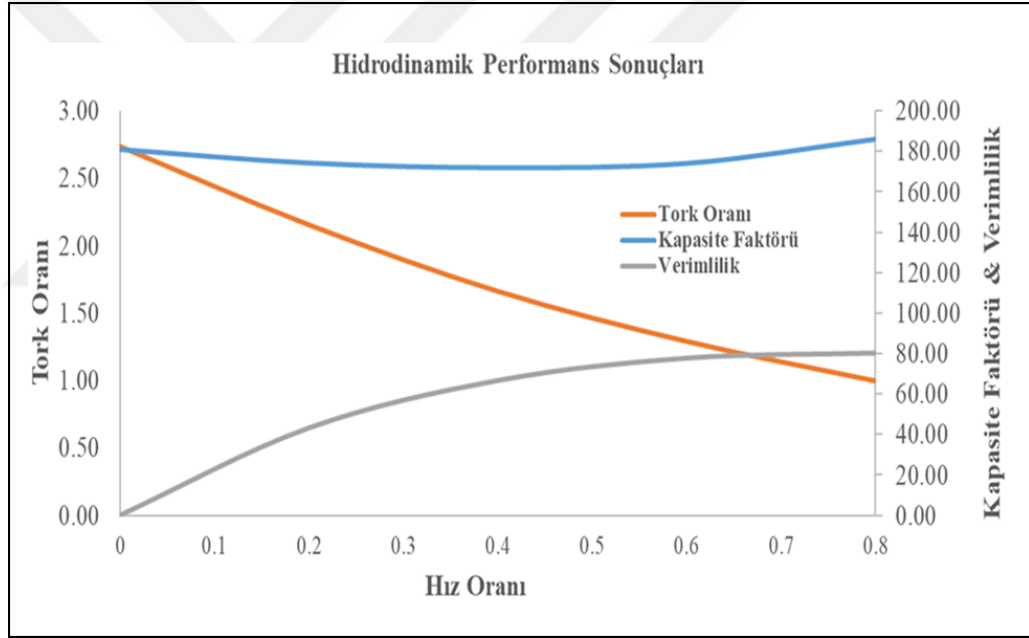


Şekil 4.28: Hız Oranı 0 ile 0.8 de Hız Vektörlerinin Dağılımı.

Türbin torklarında meydana gelen düşüş konvertörlerin hidrodinamik performans değerlerine yansımaktadır. Aşağıdaki tablo ve şekilde konvertörün hidrodinamik performans sonuçları verilmiştir.

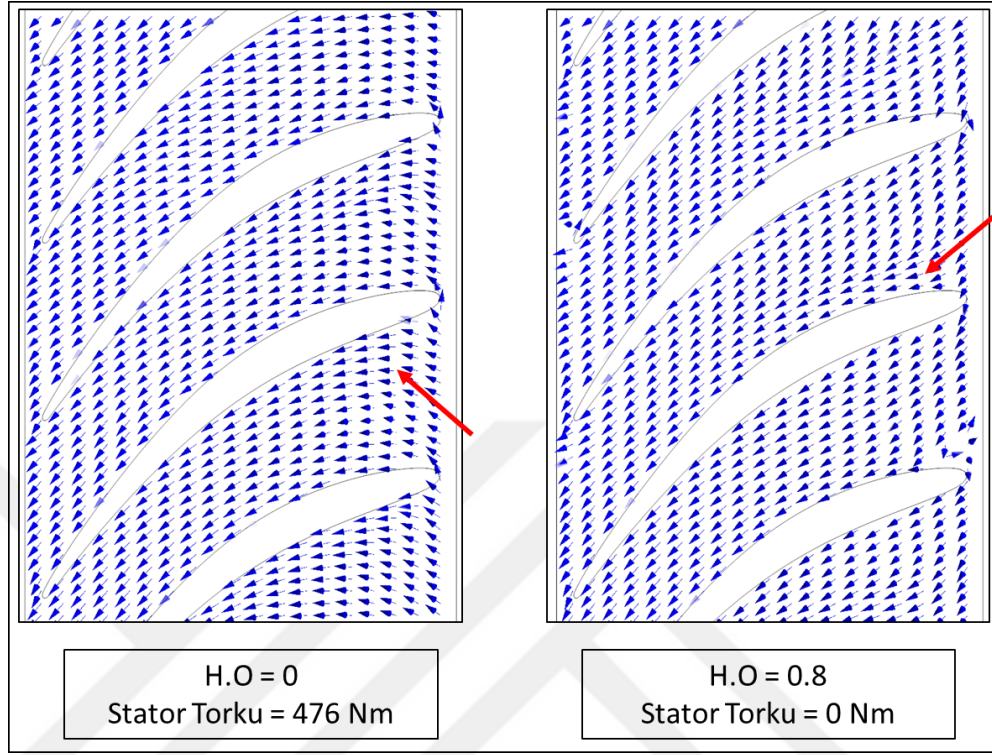
Tablo 4.8: Kavitasyonsuz Analizler Hidrodinamik Performans Sonuçları.

Hız Oranı (H.O.)	Pompa Dönüş Hızı (dev/dk)	Türbin Dönüş Hızı (dev/dk)	Tork Oranı (TO)	Kapasite Faktör (K)	Verimlilik (η) (%)
0	3000	0	2.73	181.05	0.0
0.2	3000	600	2.15	174.25	43.1
0.4	3000	1200	1.66	171.92	66.5
0.6	3000	1800	1.29	174.08	77.6
0.8	3000	2400	1.00	186.16	80.0



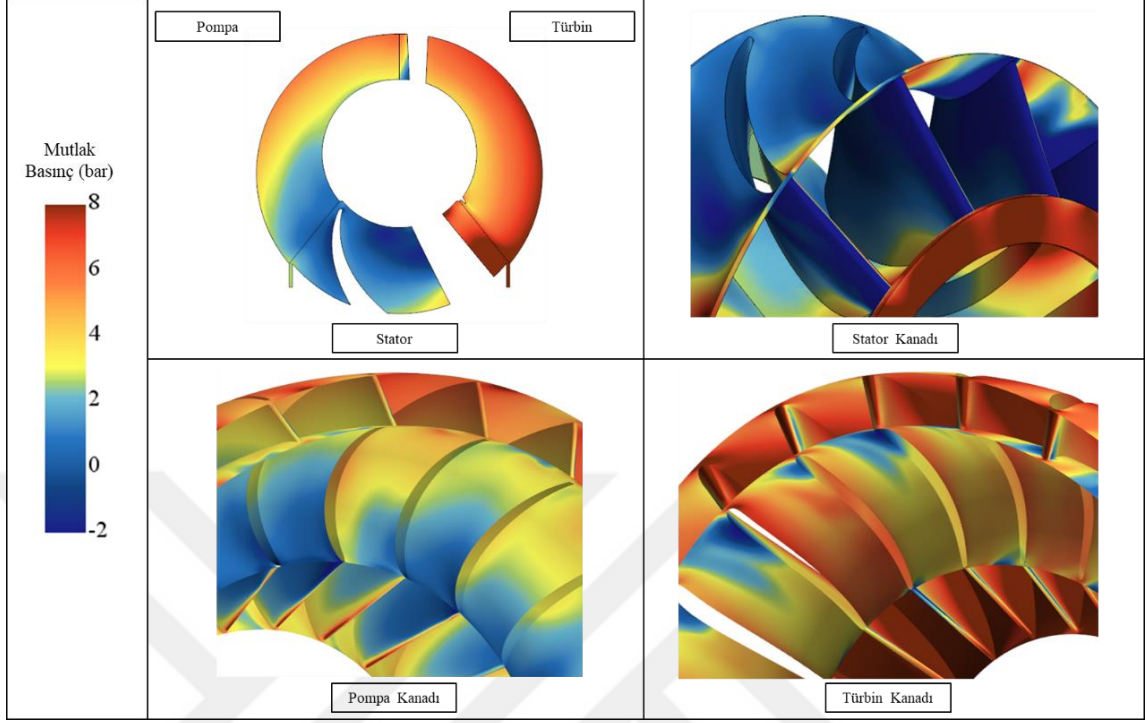
Şekil 4.29: Kavitasyonsuz HAD Analizleri Hidrodinamik Performans Sonuçları.

Sonuçlar incelendiğinde, en yüksek tork oranı H.O. = 0 koşulunda, eşleşme noktası ise H.O. = 0.8 olduğu koşulda gerçekleşmektedir. Aşağıdaki şekilde H.O. = 0 ve H.O. = 0.8 olduğu durumlarda stator kanadı üzerine gelen akışın hız vektörleri gösterilmiştir. Kalkış anında türbinden çıkan akış kanadın basınç yüzeyine doğru (alt bölgesi) gelmekte ve bu yönde statorun dönüşüne izin verilmemektedir. Eşleşme noktasına geldiğinde ise türbinden çıkan akış, kanadın emme yüzeyine doğru (üst bölgesi) gelmekte ve bu yönde statorun serbest halde dönmesine izin verilmektedir.



Şekil 4.30: H.O. = 0 ve H.O. = 0.8 Koşulunda Stator Üzerindeki Hız Vektörleri.

Hidrodinamik performansının incelenmesi sonrası akış çevresindeki basınç dağılımları incelenmiş ve sirküle olan akışkanın mutlak basınç değerlerinin sıfırın altına düştüğü bölgeler tespit edilmiştir. Bu durum akışkan içerisinde faz değişimini işaret etmekte olup kavitasyon oluşumunun ayrıca incelenmesine ihtiyaç duyulmuştur. Şekil 4.31’de hem torus bölgesinde hem de kanatlar üzerinde akışkanın mutlak basıncı verilmiştir.



Şekil 4.31: Konvertör Üzerindeki Mutlak Basınç Dağılımları.

4.4.1.1. Farklı Türbülans Modeli ile Karşılaştırma Çalışması

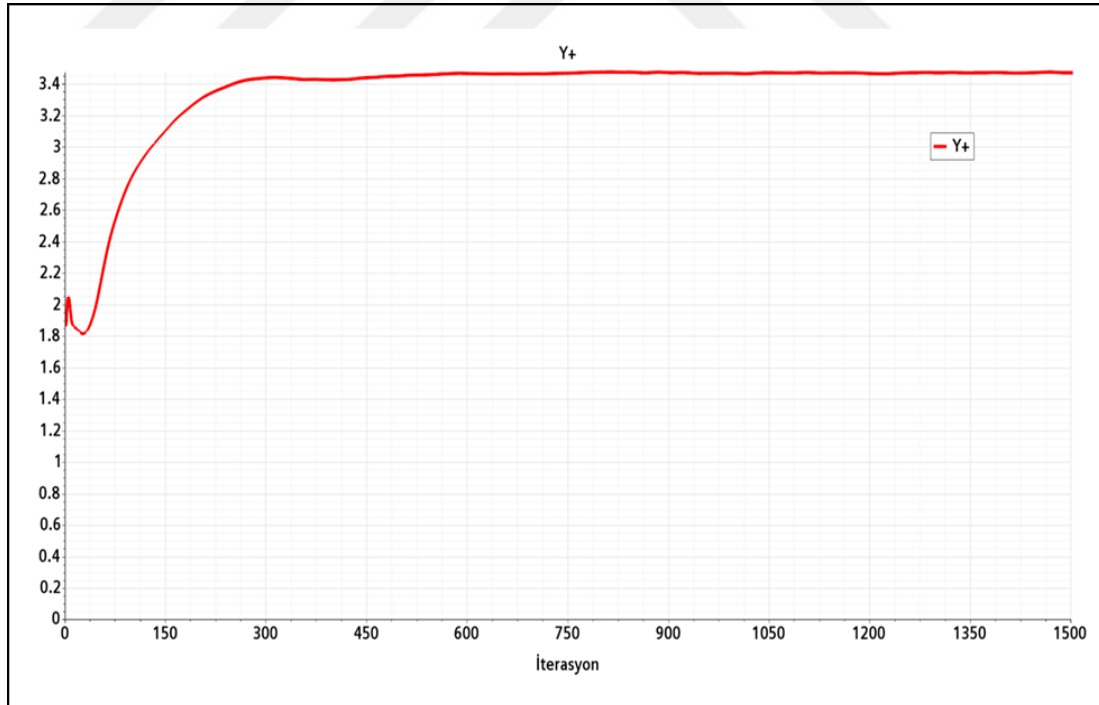
Tork konvertörlerin hidrodinamik performansının belirlenmesi amacıyla literatürde yalnızca gerçekleştirilebilir k-epsilon modeli kullanılmamış, literatürde farklı türbülans modelleri ile analizler gerçekleştirilmiştir. Bu türbülans modelleri arasında en sık tercih edilenlerden biri de k-omega SST türbülans modelidir. Liu vd., yaptığı tork konvertör geliştirme çalışmasında hidrodinamik performans hesaplamasını ve kavitasyon oluşumunu k-omega SST türbülans modeliyle incelemiştir [45]. Ran vd., bir tork konvertör üzerindeki vortekslerin oluşumunun kavitasyonla ilişkisini inceledikleri çalışmada türbülans modeli olarak k-omega SST türbülans modelini kullanmışlardır [46]. Chen vd., bir tork konvertör üzerinde oluşan ikincil akışların incelenmesinde HAD yaklaşımıyla yaptığı analizlerde k-w SST türbülans modelini kullanmışlardır [47].

Literatürde yer alan bu çalışmalar hidrodinamik performans ölçümünde kullandığımız türbülans modeli ile k-omega SST türbülans modelinin kıyaslanması gerektiği sonucunu ortaya çıkarmıştır. Bu bağlamda $H.O. = 0$ koşulunda (kalkış anı) k-omega SST türbülans modeli kullanılarak analiz gerçekleştirilmiştir. Literatürde tork

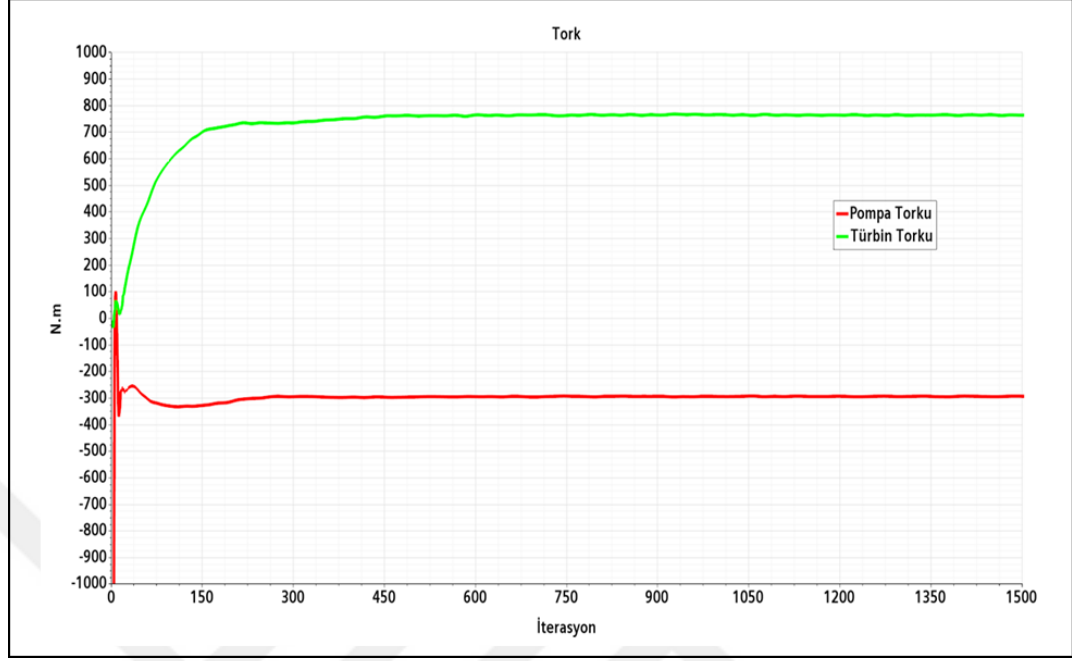
konvertör performansını belirleme amaçlı yapılan analizlerde, k-omega SST türbülans modeli için Y^+ değerinin 1 ile 5 arasında kullanılmıştır. Bu nedenle sınır tabaka bölgesinde, mevcut ağ yapımıza göre daha ince boyutlarda ağ yapısı kullanımına ve çok daha yüksek eleman sayısına neden olmaktadır. Aşağıda verilen tablo ve grafikte k-omega SST türbülans modeli kullanıldığında tork değerleri, Y^+ ve ağ eleman sayıları gösterilmiştir.

Tablo 4.9: k-w SST Türbülans Modeli Kullanılarak Elde Edilen Sonuçlar.

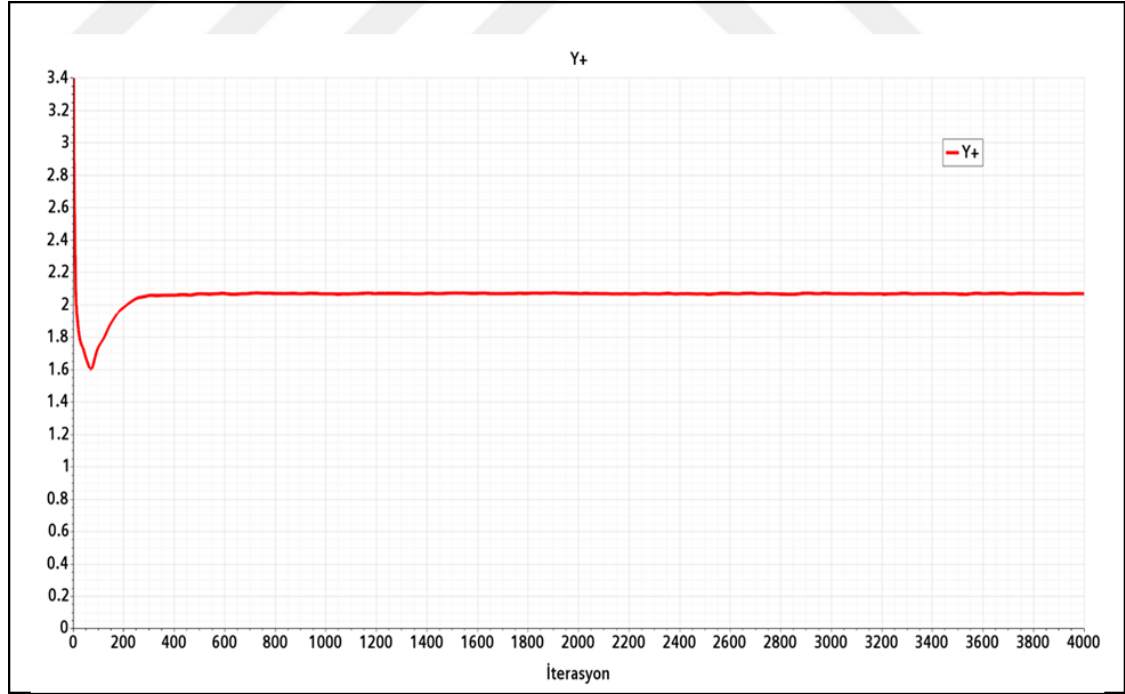
Hız Oranı (H.O.)	Pompa Torku (Nm)	Türbin Torku (Nm)	Y^+	Ağ Eleman Sayısı
0	294	763	3.46	9524538
0.8	264	261	2.01	9524538



Şekil 4.32: k-w SST Türbülans Modeli Kullanıldığında Elde Edilen Y^+ Değeri (H.O. = 0).



Şekil 4.33: k-w SST Türbülans Modeli Kullanarak Elde Edilen Tork Değeri (H.O. = 0).



Şekil 4.34: k-w SST Türbülans Modeli Kullanıldığında Elde Edilen Y+ Değeri (H.O. = 0.8).

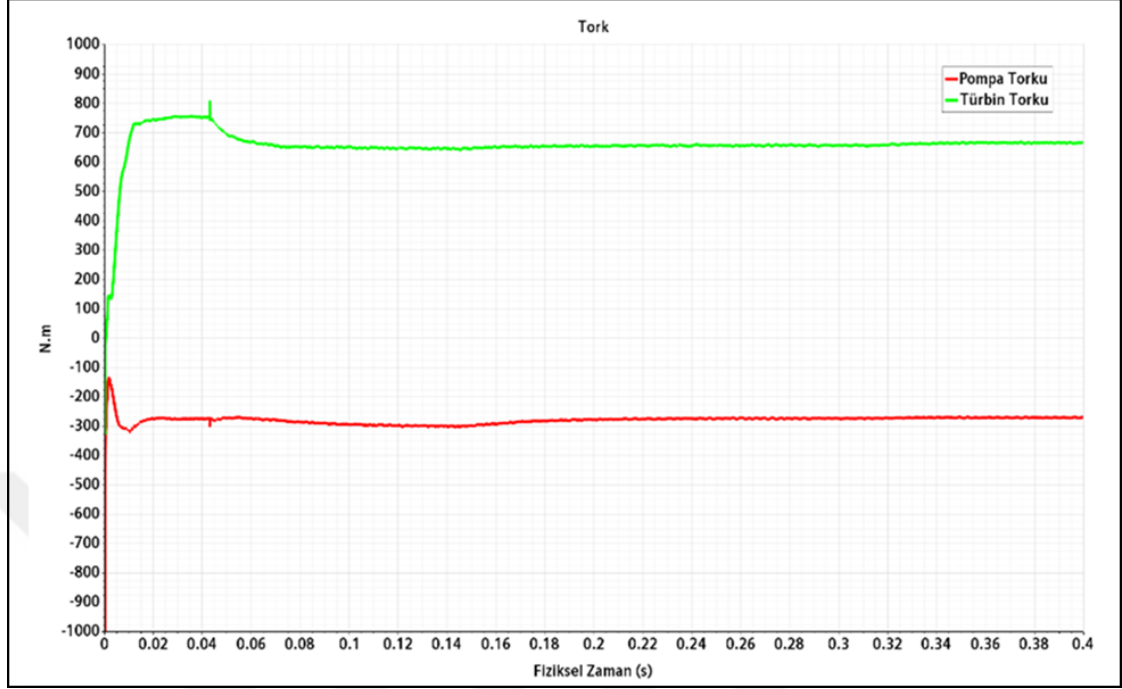


Şekil 4.35: k-w SST Türbülans Modeli Kullanarak Elde Edilen Tork Değeri (H.O. = 0.8).

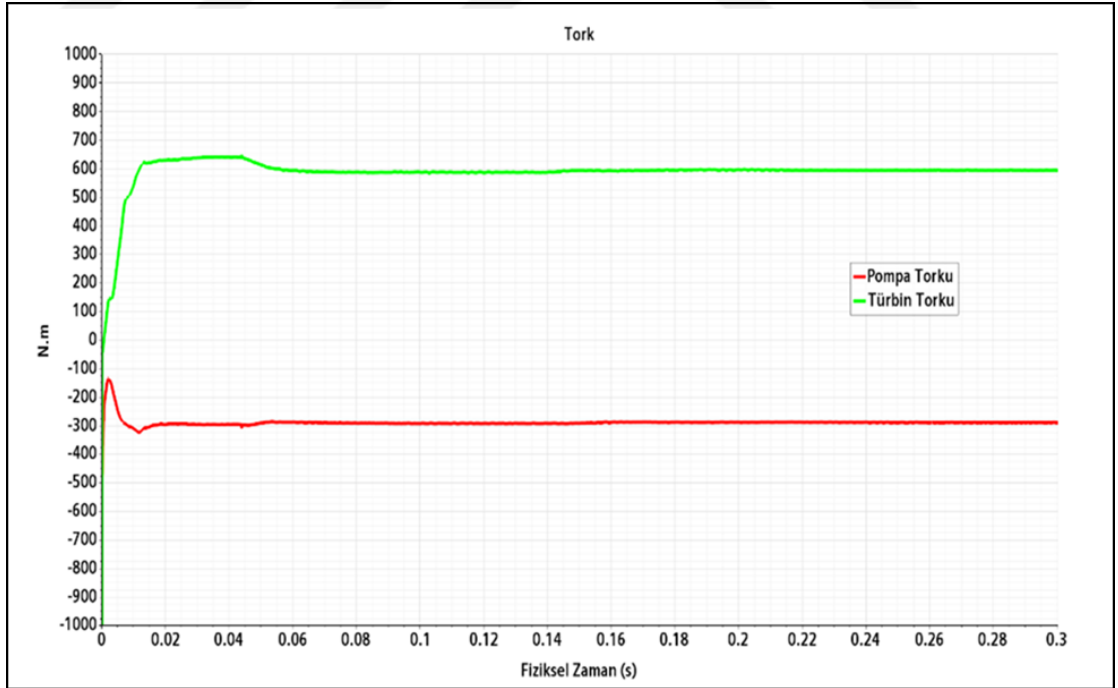
Sonuçlar incelendiğinde H.O. = 0 koşulunda pompa torkundaki farkın %6.7, türbin torkundaki farkın %1 civarında, H.O. = 0.8 koşulunda sonuçların birbirine oldukça yakın olduğu açıkça görülmektedir. Analiz süresi ise ağ elemanı yoğunluğunun artmasından dolayı yaklaşık 3 katına çıkmıştır. Her bir hız oranı için analiz süresi göz önüne alındığında, hidrodinamik performans değişiminin kabul edilebilir düzeyde olmuş, bu nedenle çalışmalara gerçekleştirilebilir k-epsilon türbülans modeliyle devam edilmiştir.

4.4.2. Kaviteyonlu HAD Analizlerinin Sonuçları

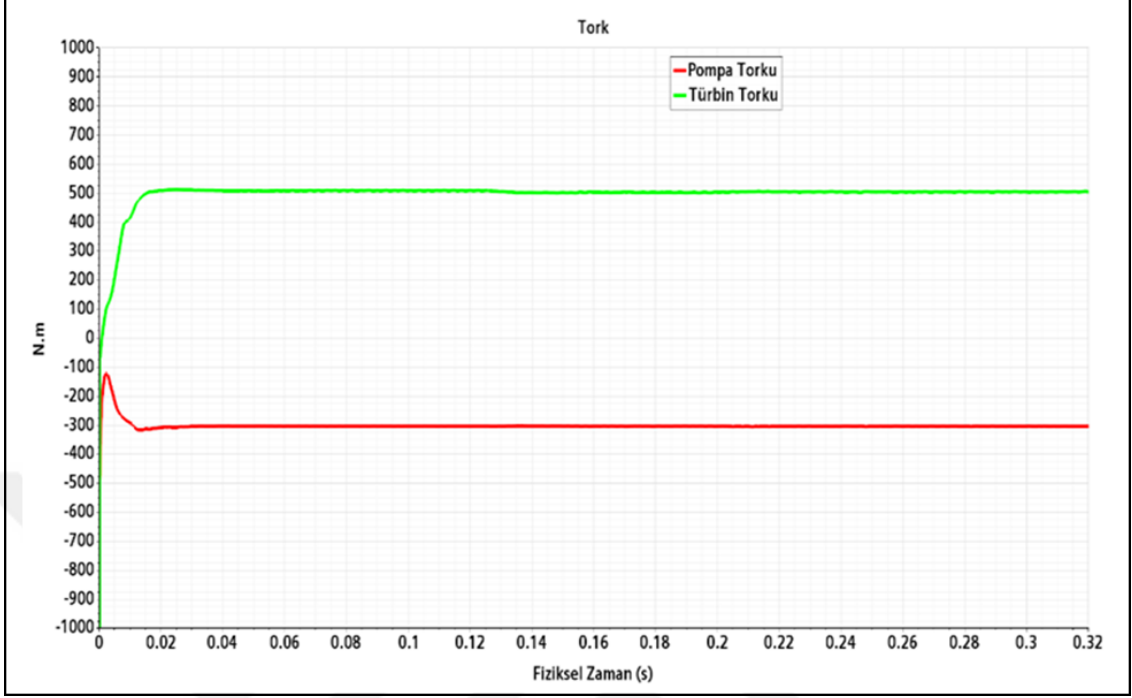
Bir önceki bölümde mutlak basıncın sıfırın altına düştüğü bölgelerin tespiti ile birlikte kaviteyonlu fizik modeli kullanılarak analizler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle her hız oranı için pompa ve türbin tork değerlerini içeren analiz sonuçları aşağıdaki grafiklerde verilmiştir.



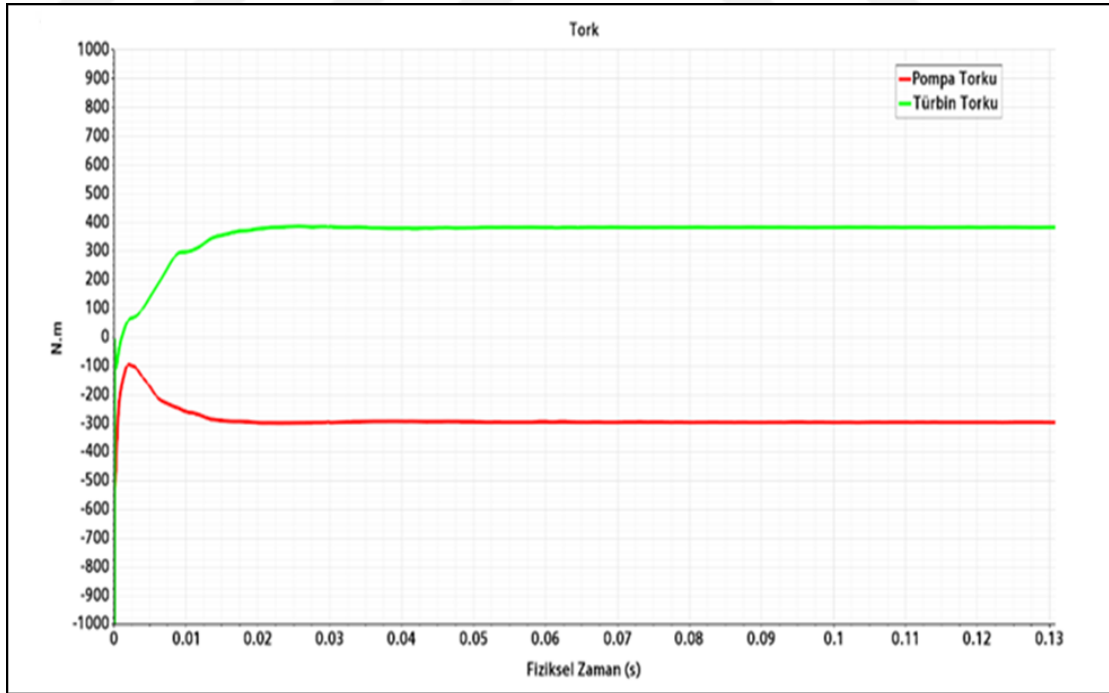
Şekil 4.36: H.O. = 0 Koşulunda Tork Değerleri.



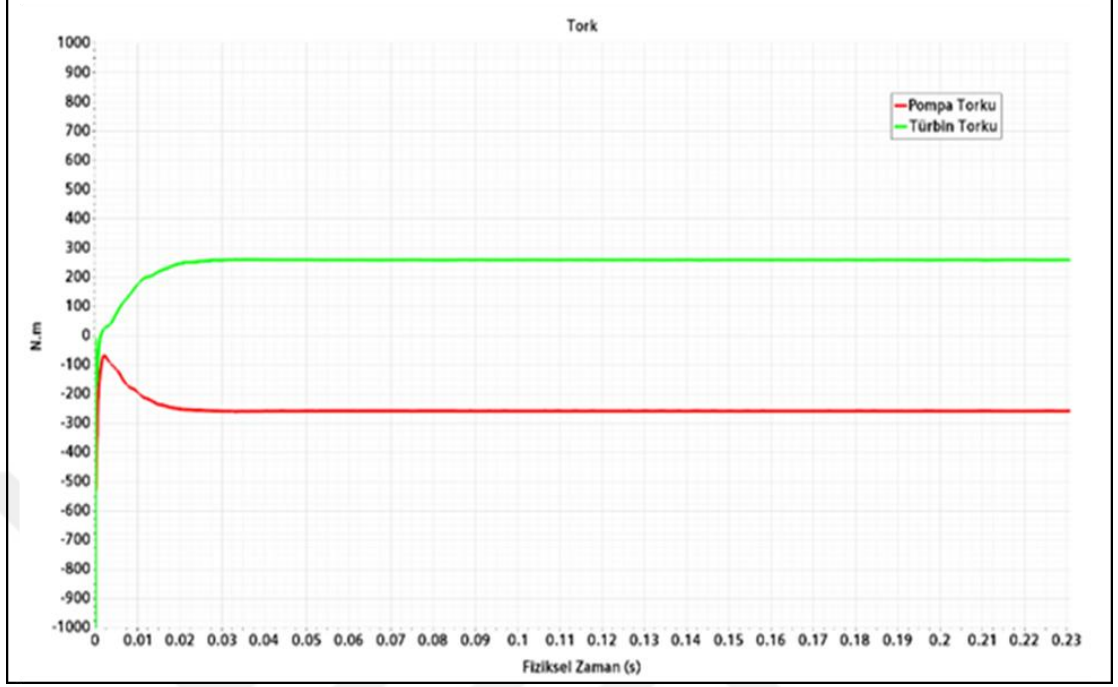
Şekil 4.37: H.O. = 0.2 Koşulunda Tork Değerleri.



Şekil 4.38: H.O. = 0.4 Koşulunda Tork Değerleri.

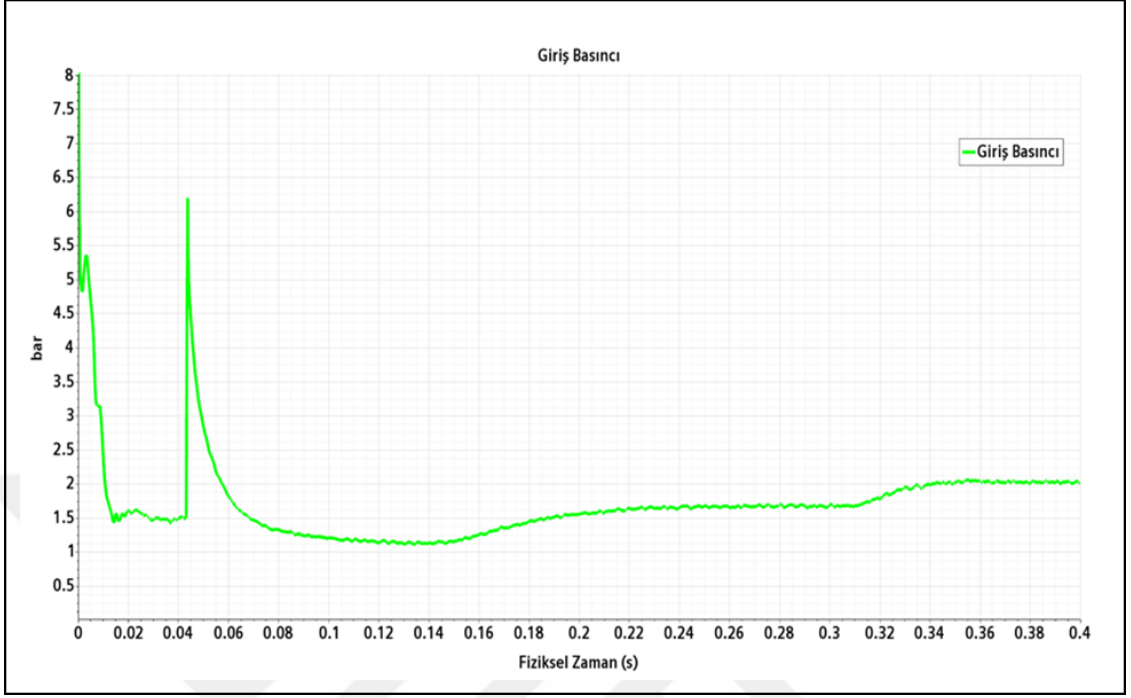


Şekil 4.39: H.O. = 0.6 Koşulunda Tork Değerleri.

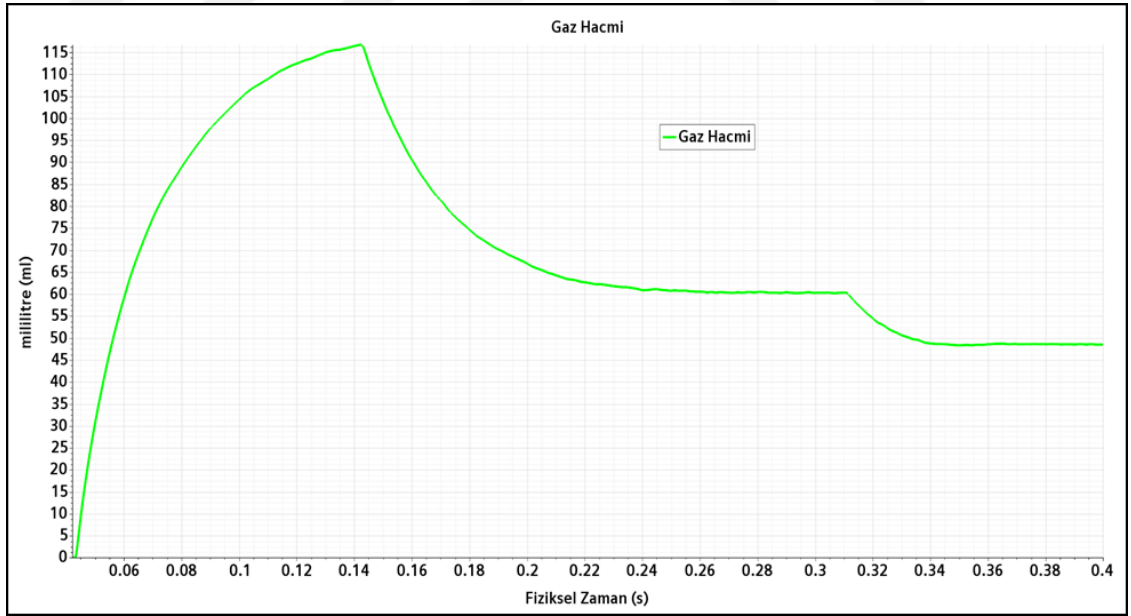


Şekil 4.40: H.O. = 0.8 Koşulunda Tork Değerleri.

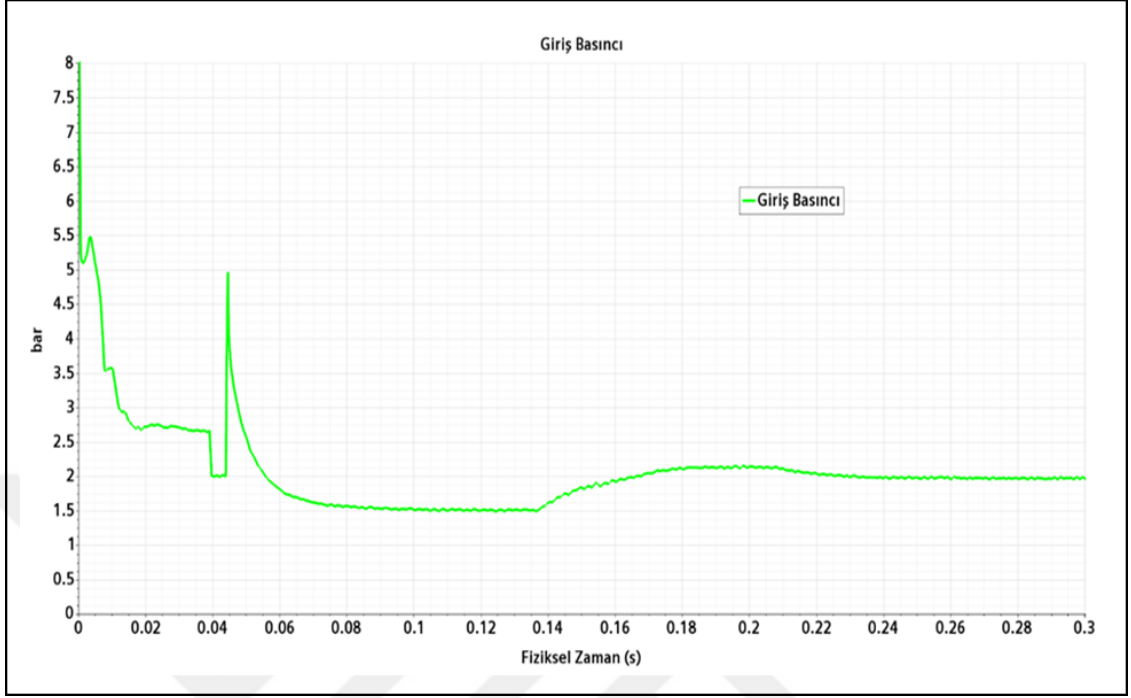
İçerisinde faz değişimi içeren çift akışkanlı analizlerde giriş ve çıkış sınır şartları, hız, basınç, türbülansa bağlı artık değerlerin yakınsamasını (analizin kararlılığını) ve giriş-çıkış sınırlarındaki kütleli debi dengesini etkilemektedir. Bu hususa göre söz konusu hız oranlarında giriş sınırında “Mass-Flow Inlet (Debi Girişi)” koşulu, çıkış sınırında ise “Pressure Outlet (Statik Basınç Çıkışı)” koşulu kullanılmıştır. Bu koşulları verdiğimizde giriş sınırındaki basınç hesaplanmalı, çıkış sınırındaki basınç değeri analiz süresince değiştirilerek giriş sınırından giren akışkanın 2 bar basınca getirilmesi gerekmektedir. Konvertör içerisinde oluşan kavitasyon oluşumunu giriş basıncı doğrudan etkilemekte, bu nedenle 2 bar basınca yakınsamasının ardından model içerisinde oluşan gaz hacmi dikkate alınmaktadır. Aşağıdaki grafiklerde söz konusu hız oranlarındaki giriş basıncı (birimi bar) ve giriş basıncına bağlı olarak oluşan gaz hacmi miktarı (birimi mililitre) gösterilmiştir.



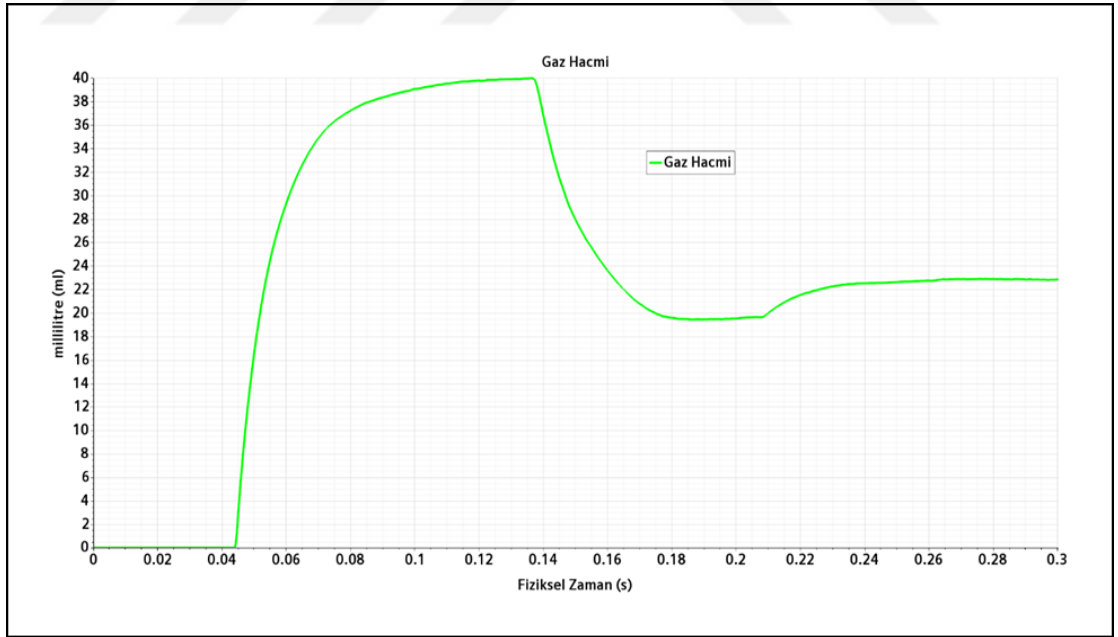
Şekil 4.41: H.O. = 0 Koşulunda Giriş Basıncı.



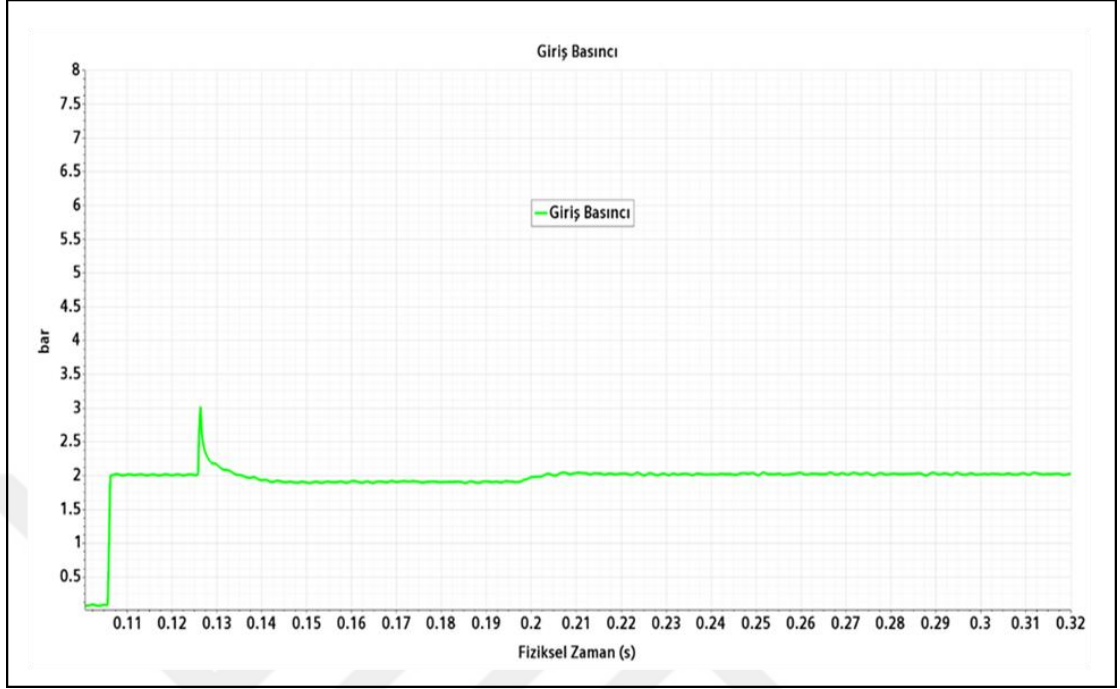
Şekil 4.42: H.O. = 0 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.



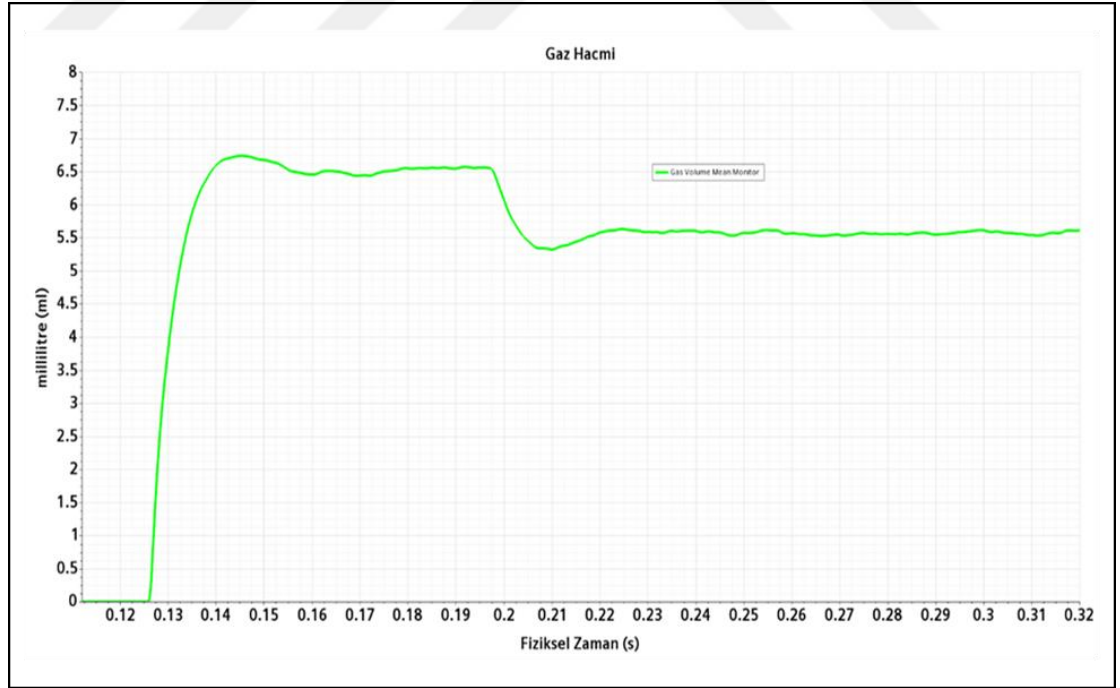
Şekil 4.43: H.O. = 0.2 Koşulunda Giriş Basıncı.



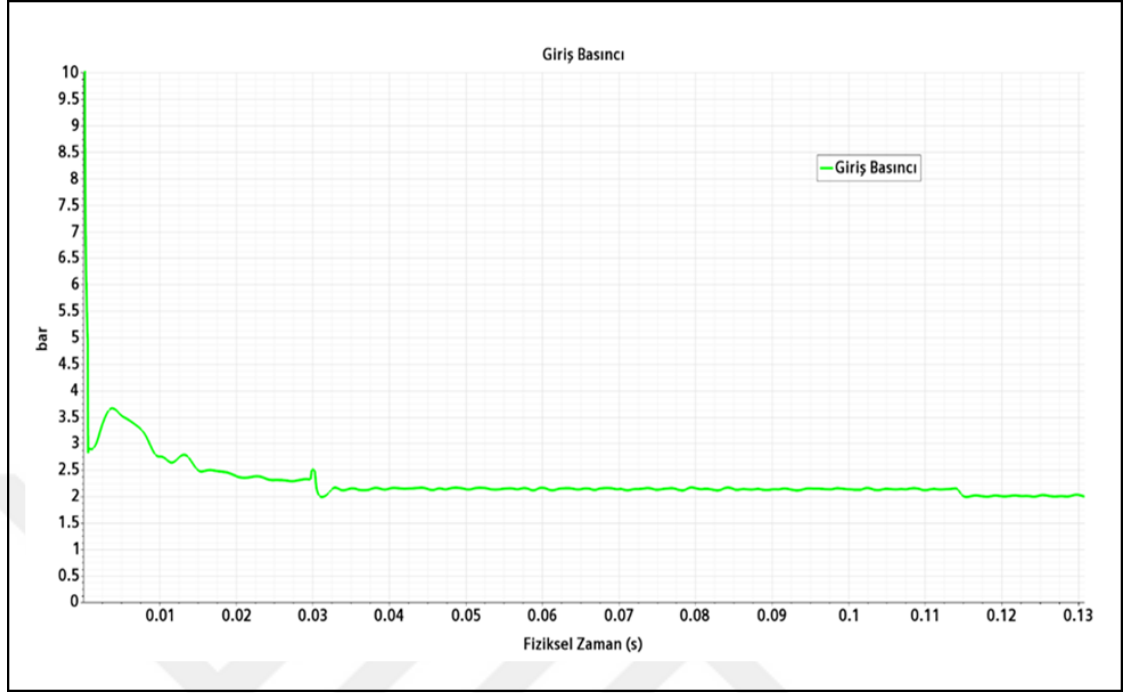
Şekil 4.44: H.O. = 0.2 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.



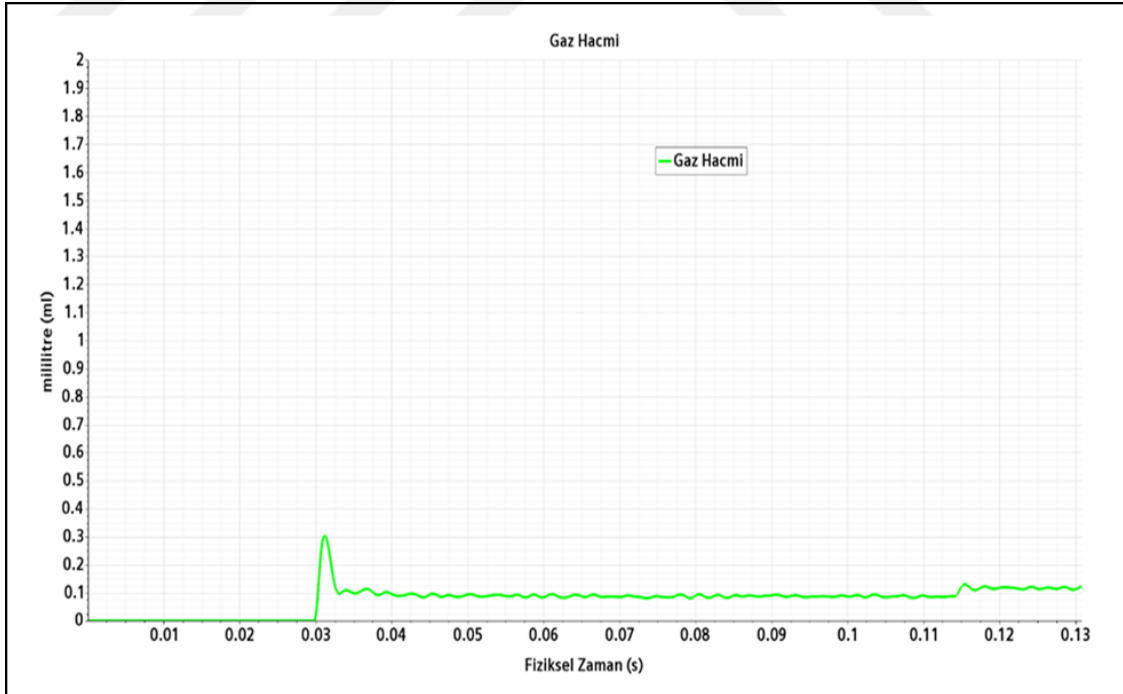
Şekil 4.45: H.O. = 0.4 Koşulunda Giriş Basıncı.



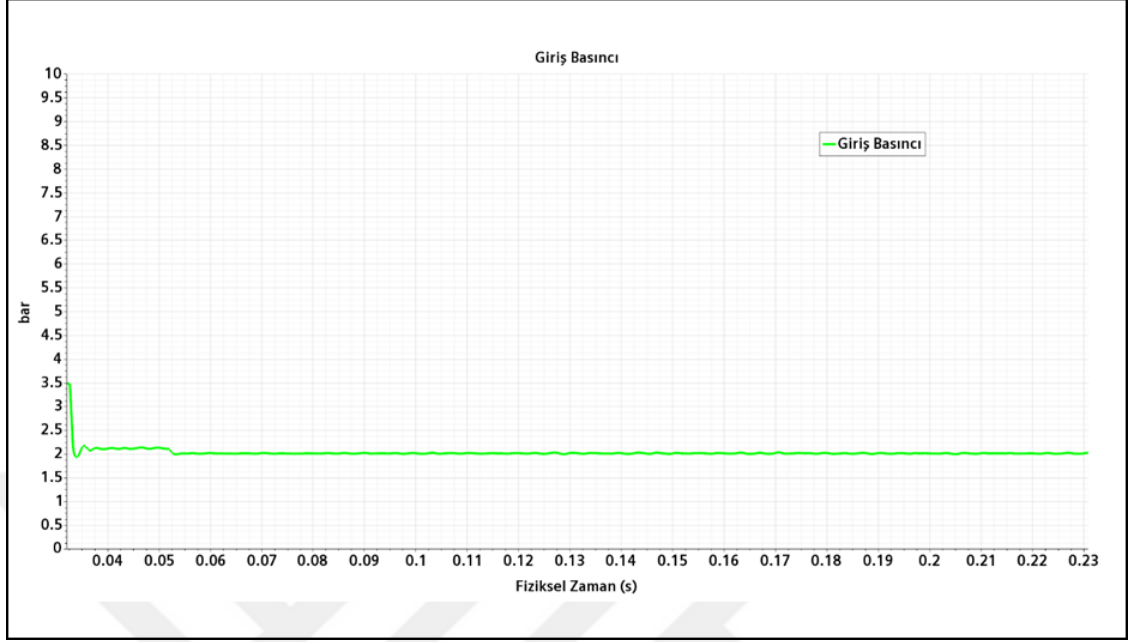
Şekil 4.46: H.O. = 0.4 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.



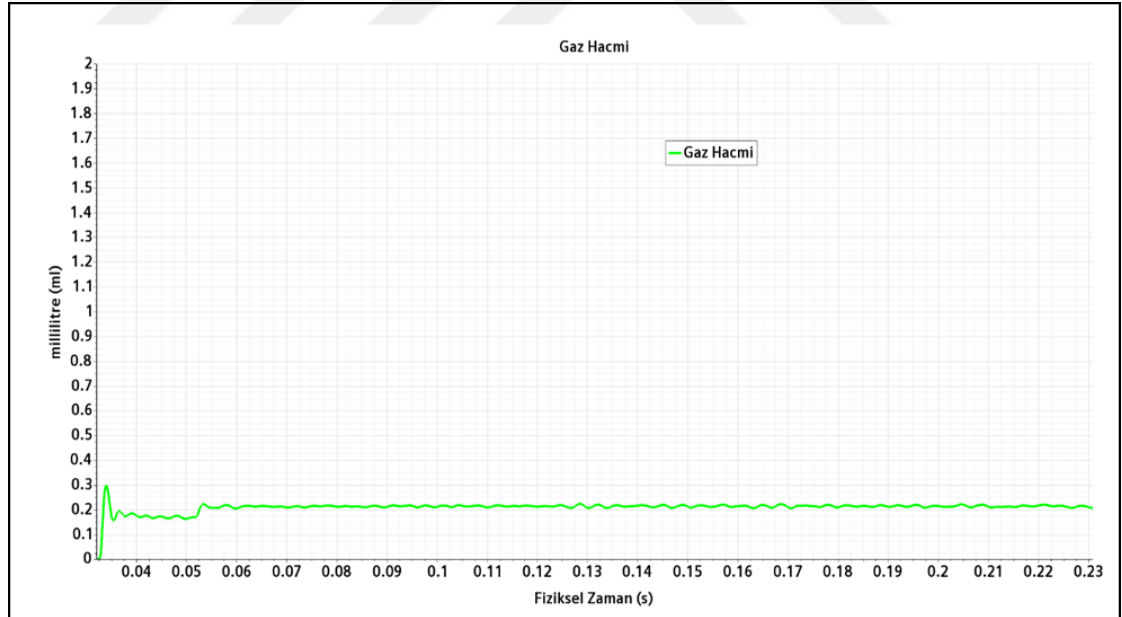
Şekil 4.47: H.O. = 0.6 Koşulunda Giriş Basıncı.



Şekil 4.48: H.O. = 0.6 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.

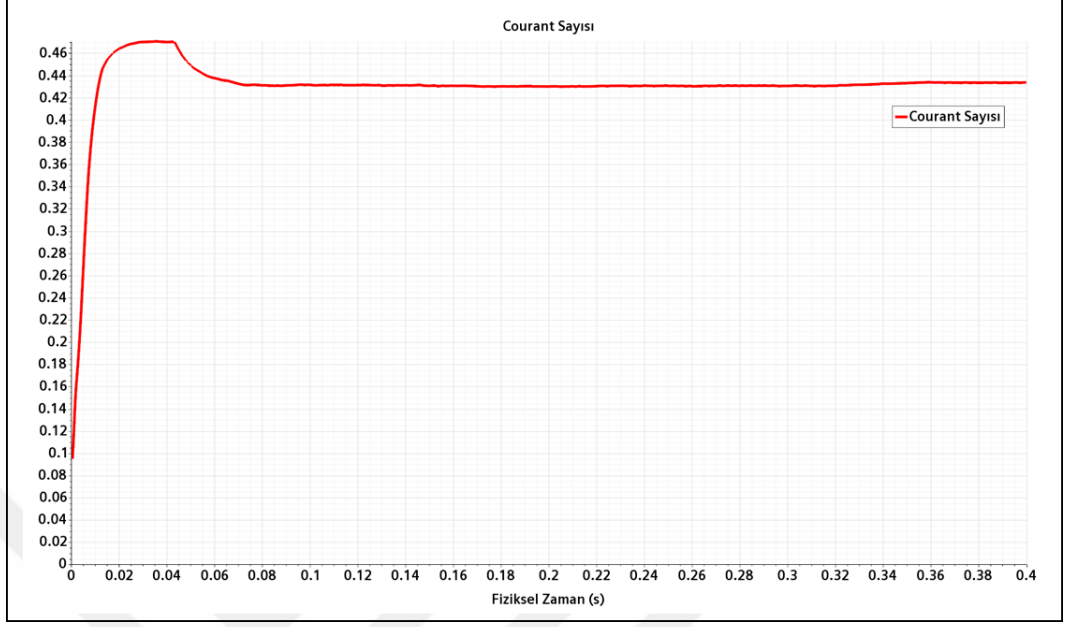


Şekil 4.49: H.O. = 0.8 Koşulunda Giriş Basıncı.

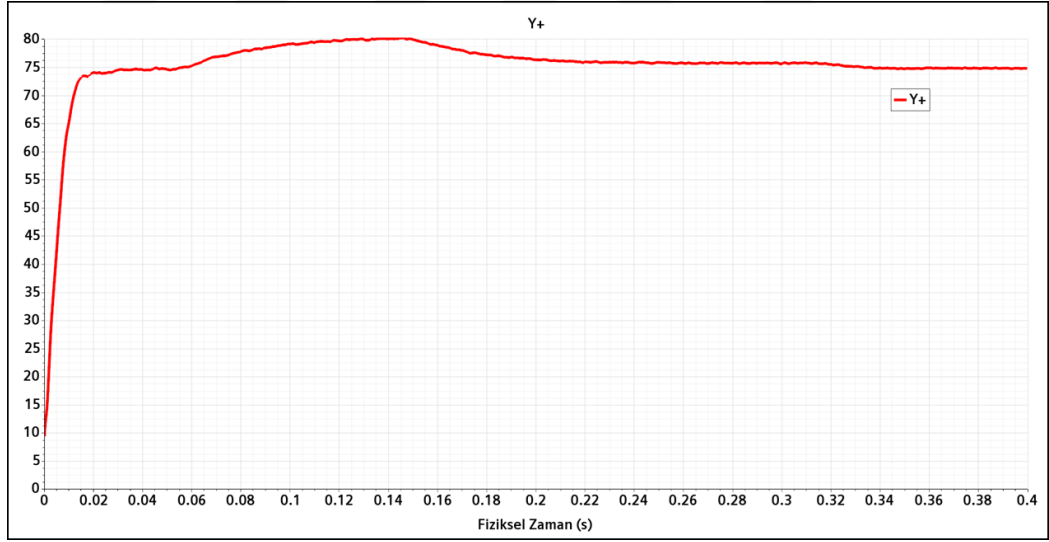


Şekil 4.50: H.O. = 0.8 Koşulunda Konvertör İçerisinde Oluşan Gaz Hacmi.

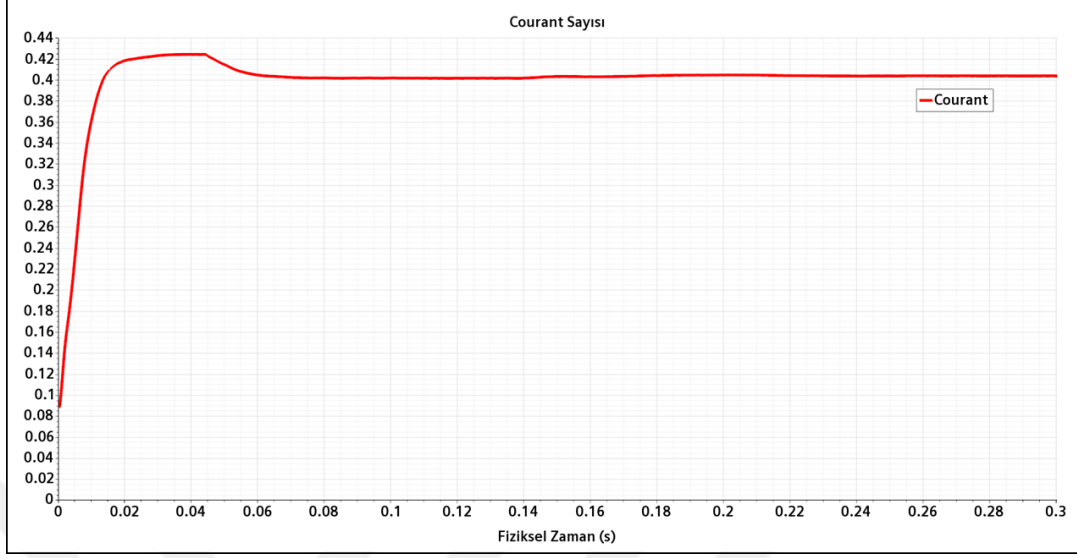
Zamana bağlı analizlerin kararlılığını sağlamak adına kullanılan Courant (CFL) sayısı ve sınır tabaka bölgesi için türbülans modeline uygun Y^+ değerleri her hız oranı için hesaplanmış, aşağıdaki grafiklerde verilmiştir. Grafiklerde her iki şartın sağlandığı görülebilmektedir.



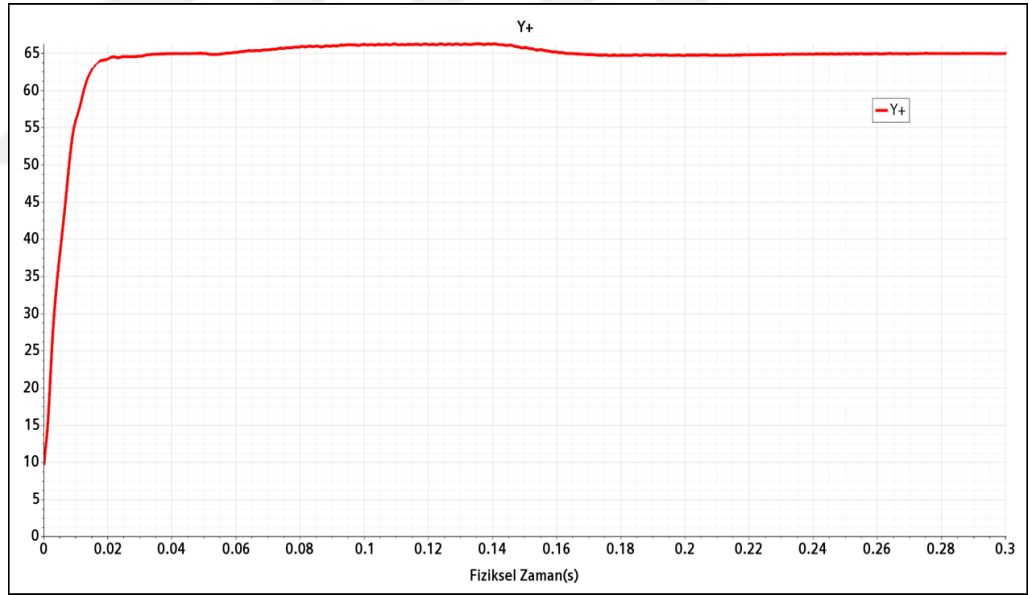
Şekil 4.51: H.O. = 0 Koşulunda Courant Sayısı.



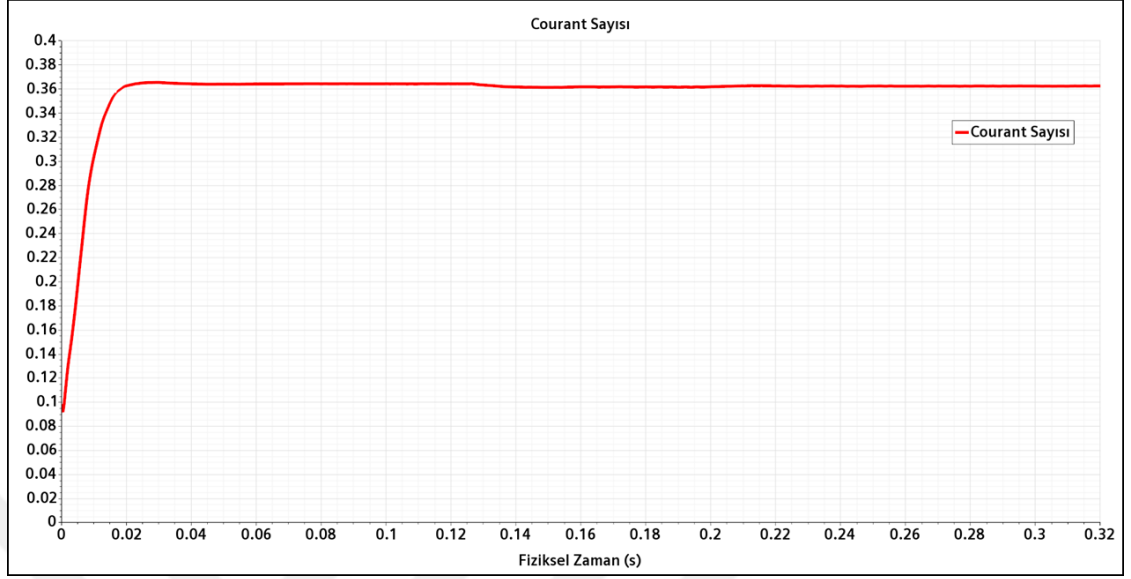
Şekil 4.52: H.O. = 0 Koşulunda Y+ Değeri.



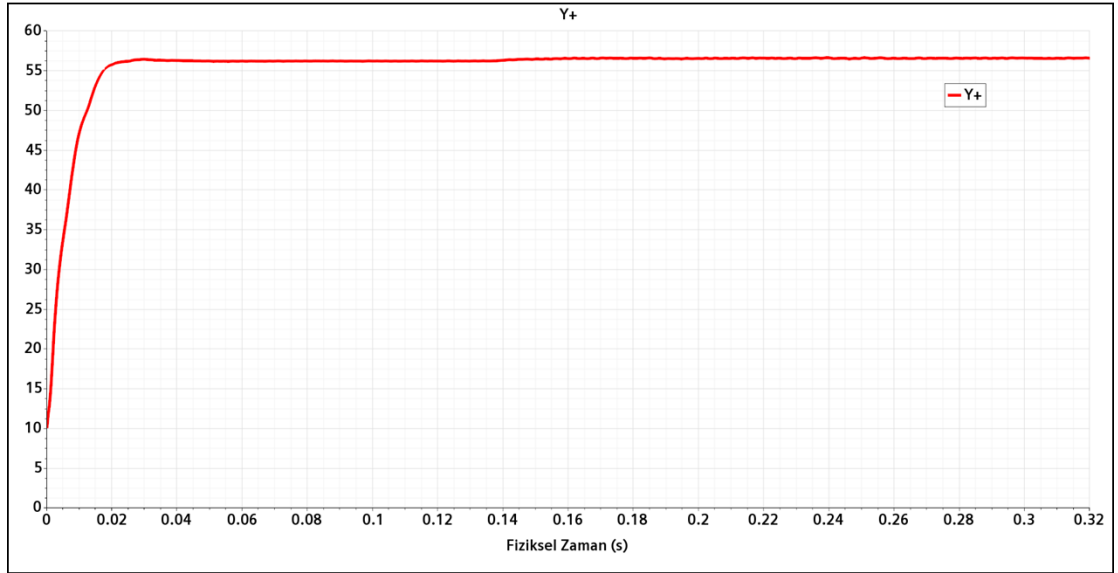
Şekil 4.53: H.O. = 0.2 Koşulunda Courant Sayısı.



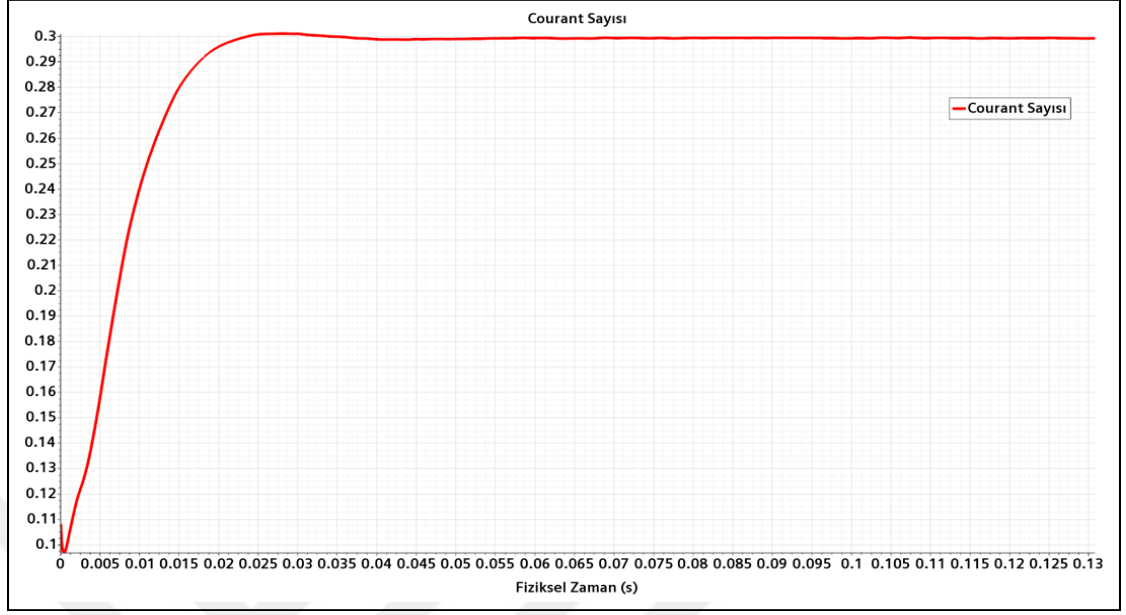
Şekil 4.54: H.O. = 0.2 Koşulunda Y+ Değeri.



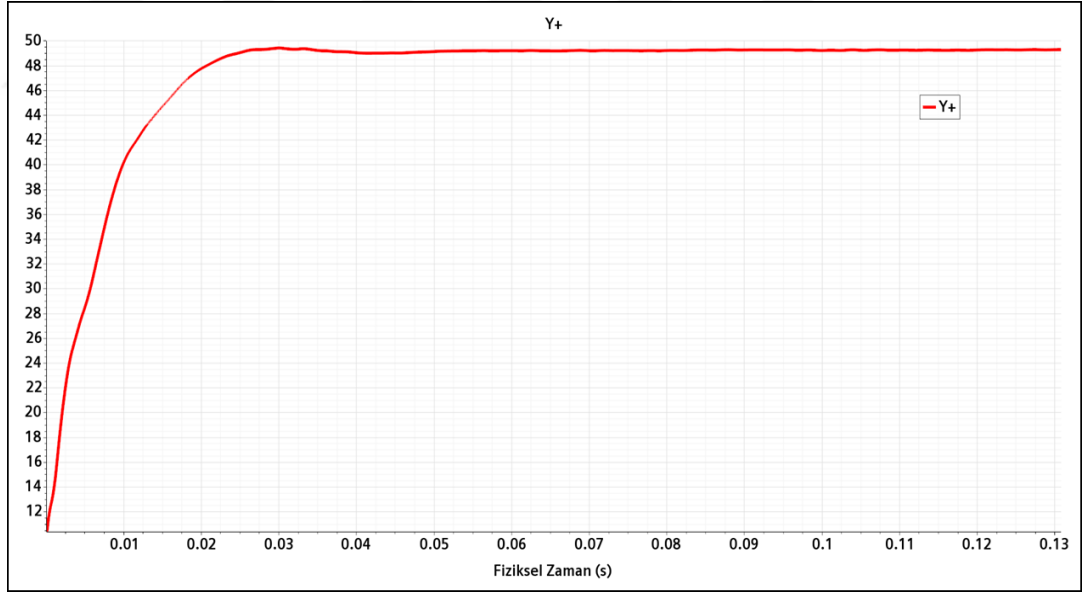
Şekil 4.55: H.O. = 0.4 Koşulunda Courant Sayısı.



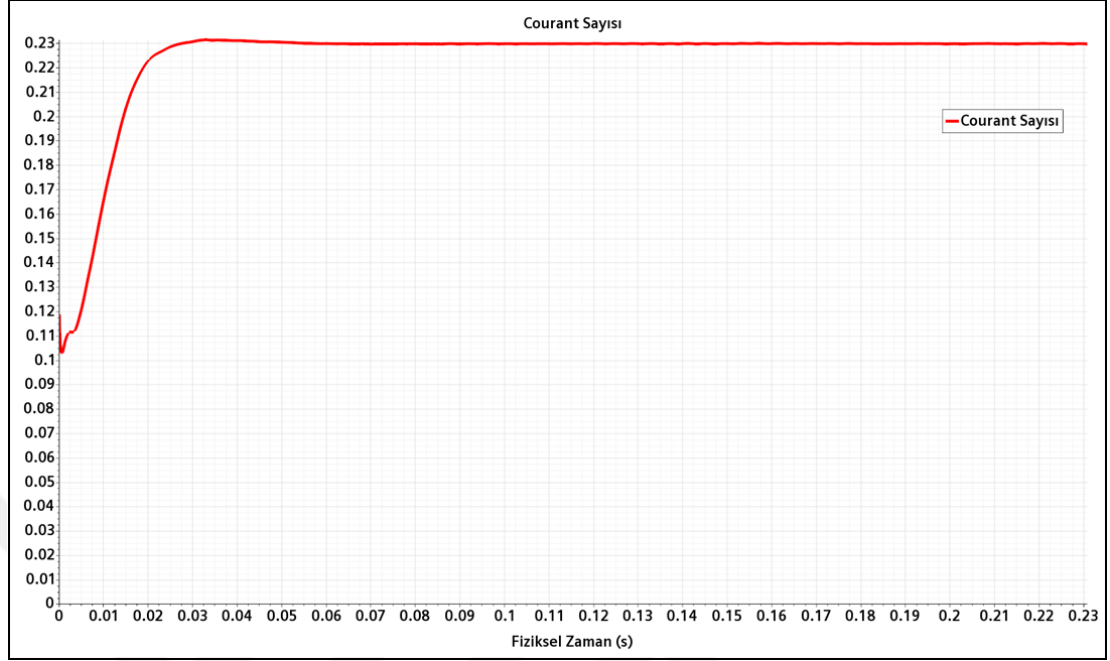
Şekil 4.56: H.O. = 0.4 Koşulunda Y+ Değeri.



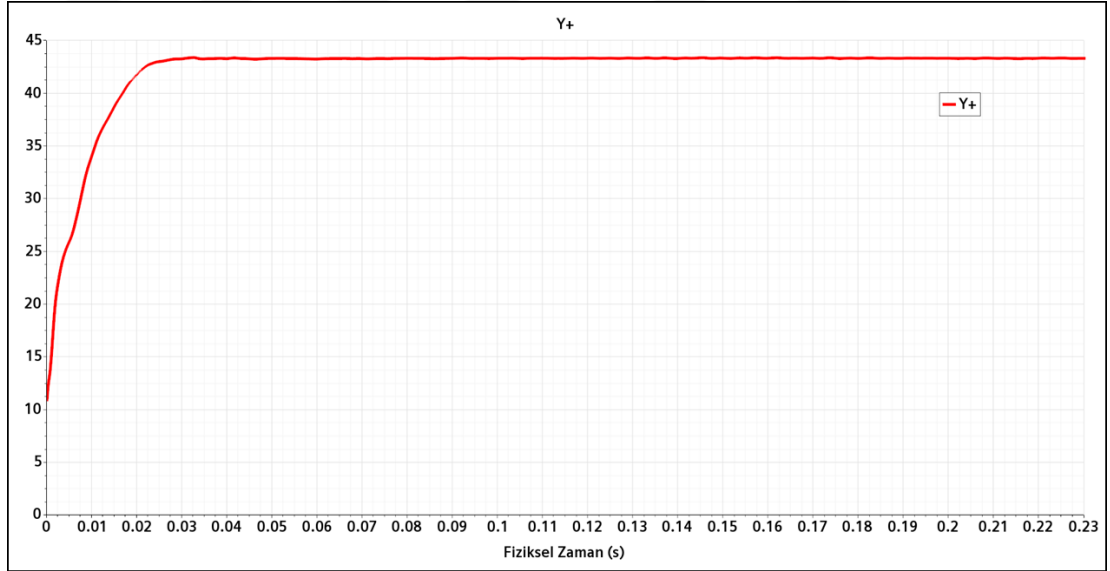
Tablo 4.57: H.O. = 0.6 Koşulunda Courant Sayısı.



Tablo 4.58: H.O. = 0.6 Koşulunda Y+ Değeri.



Tablo 4.59: H.O. = 0.8 Koşulunda Courant Sayısı.

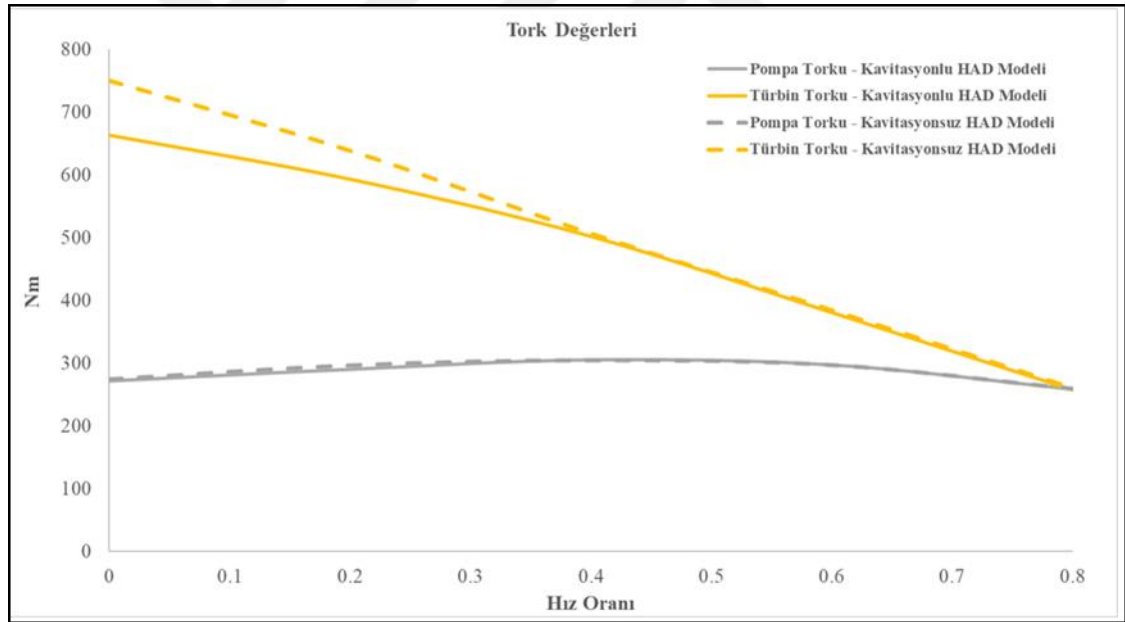


Tablo 4.60: H.O. = 0.8 Koşulunda Y+ Değeri.

Yukardaki grafiklerde verilen her hız oranı için tork değerleri, aşağıda tablo ve grafiklerde toplu olarak verilmiştir. Tabloda her hız oranı için kavitasyon sayısı ve kavitasyonsuz analizlere göre torkların yüzdesel değişimi bulunmaktadır. Grafikte ise kavitasyonsuz koşuldaki tork değerleri karşılaştırma amaçlı verilmiştir.

Tablo 4.10: Kavitasyonlu Analizlerin Pompa ve Türbin Tork Sonuçları.

Hız Oranı (H.O.)	Kavitasyon Sayısı (σ)	Sirkülasyon Debisi (kg/s)	Pompa Torku (Nm)	Türbin Torku (Nm)	Pompa Torku Değişim (%)	Türbin Torku Değişim (%)
0	1.51	149.65	272	663	-1%	-12%
0.2	1.55	147.37	290	593	-2%	-7%
0.4	1.80	136.97	305	502	0%	-1%
0.6	2.63	113.13	297	381	0%	-1%
0.8	4.83	83.51	259	258	0%	-1%



Şekil 4.61: Kavitasyonlu Analizlerin Pompa ve Türbin Tork Sonuçları.

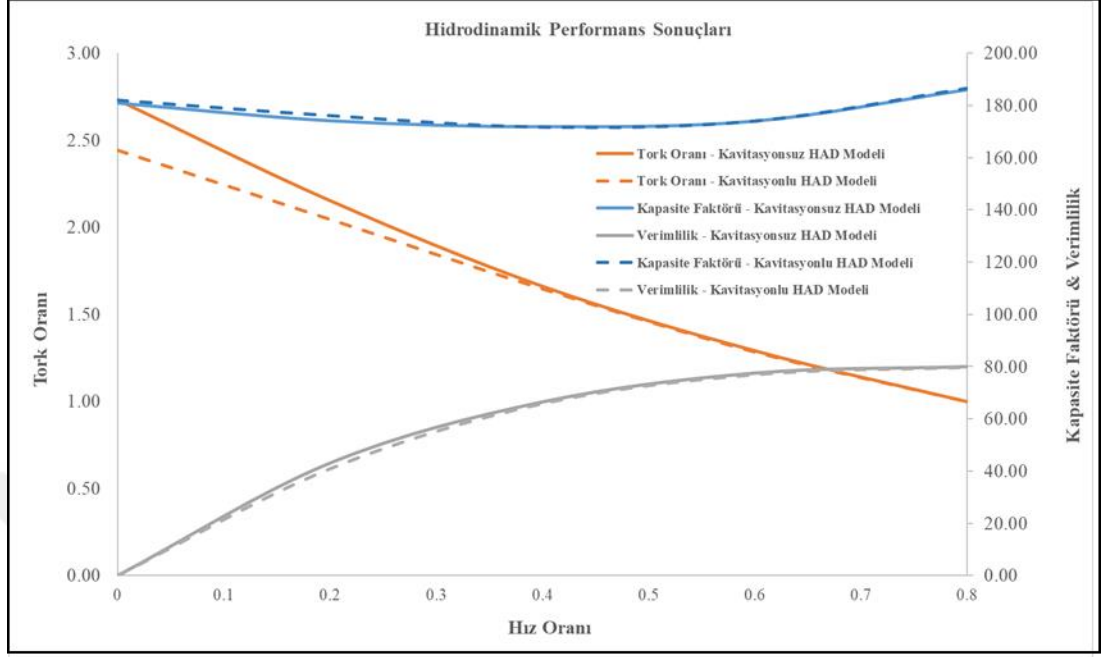
Tablo 4.10 ve Şekil 4.61 incelendiğinde, pompa torkundaki değişimin tüm hız oranlarında ihmal edilebilecek düzeyde olduğu, türbin torkunun ise düşük hız oranlarında kavitasyondan etkilendiği görülebilmektedir. Bu durumun başlıca nedeni stator komponentidir. Düşük hız oranlarında stator komponenti girişinde akış oldukça hızlanmakta ve lokal basıncı, buharlaşma basıncının altına düşmektedir. Buharlaşma

basıncının altına düşen bölgede faz değişimi gerçekleşmekte, stator kanatlarına etkiyen sıvı miktarı azalmakta ve tork miktarında kayba yol açmaktadır. Türbin torkunun, eşleşme noktasına kadar olan hız oranlarında pompa ile stator torklarının toplamına eşit olduğu bilinmektedir. Stator torkunda meydana gelen tork kaybı, türbin torkunu doğrudan etkilemiştir. Tabloda ayrıca kavitasyon sayılarının değişimi verilmiştir. Hız oranı arttıkça kavitasyon sayısı artmış, dolayısıyla kavitasyon oluşum miktarı azalmış ve türbin torku daha az etkilenmiştir.

Düşük hız oranlarında türbin torkunda meydana gelen kayıp, konvertörün hidrodinamik performans parametrelerinden biri olan tork oranına yansımıştır. Tablo 11'de hidrodinamik performans parametreleri ve kavitasyonsuz analizlerle arasındaki farkı (yüzdese olarak) verilmiştir. Tabloda ayrıca konvertör içerisinde üretilen gaz hacmi miktarı da bulunmaktadır.

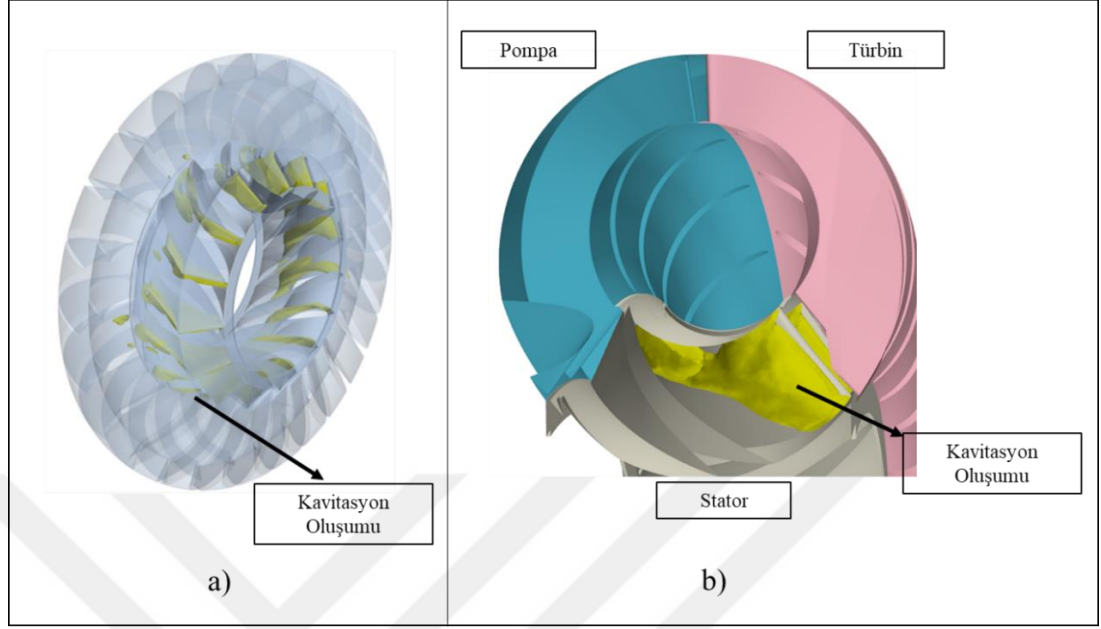
Tablo 4.11: Kavitasyonlu Analizlerin Hidrodinamik Performans Sonuçları.

Hız Oranı (H.O.)	Tork Oranı (TO)	Kapasite Faktörü (K)	Verimlilik (%)	TO Değişim (%)	"K" Değişim (%)	"η" Değişim (%)	Gaz Hacmi (ml)
0	2.44	182.07	0.0	-11%	1%	0%	48.52
0.2	2.04	176.17	40.9	-5%	1%	-5%	22.70
0.4	1.65	171.78	65.8	-1%	0%	-1%	5.33
0.6	1.28	174.08	77.0	-1%	0%	-1%	0.12
0.8	1.00	186.57	79.8	0%	0%	0%	0.02



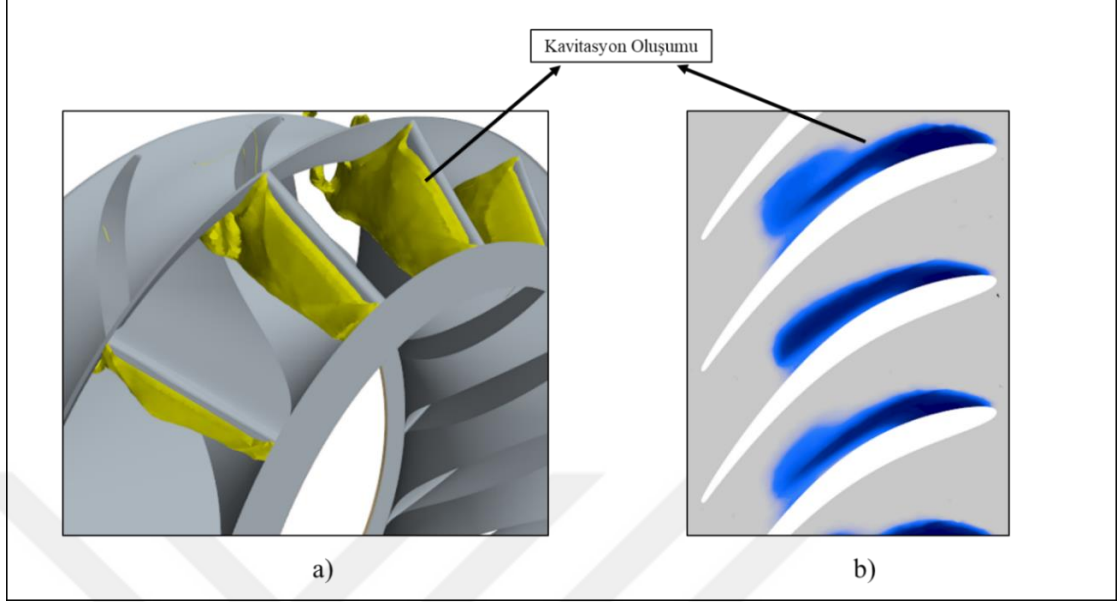
Şekil 4.62: Kavitasyonlu Analizlerin Hidrodinamik Performans Sonuçları.

Tablo 4.11 incelendiğinde gaz hacmi miktarı en yüksek H.O. = 0 koşulunda sağlandığı belirlenmiştir. Aynı koşulda türbin torkunun ve tork oranının en yüksek kayba uğradığı analiz sonuçlarından anlaşılmaktadır. Gaz hacmi miktarı hız oranı arttıkça azalmış, bu duruma paralel olarak tork oranı ve türbin torku değerlerindeki farkta azalmıştır. Şekil 4.63’de H.O. = 0 koşulunda tork konvertör içerisinde oluşan kavitasyonu göstermektedir.



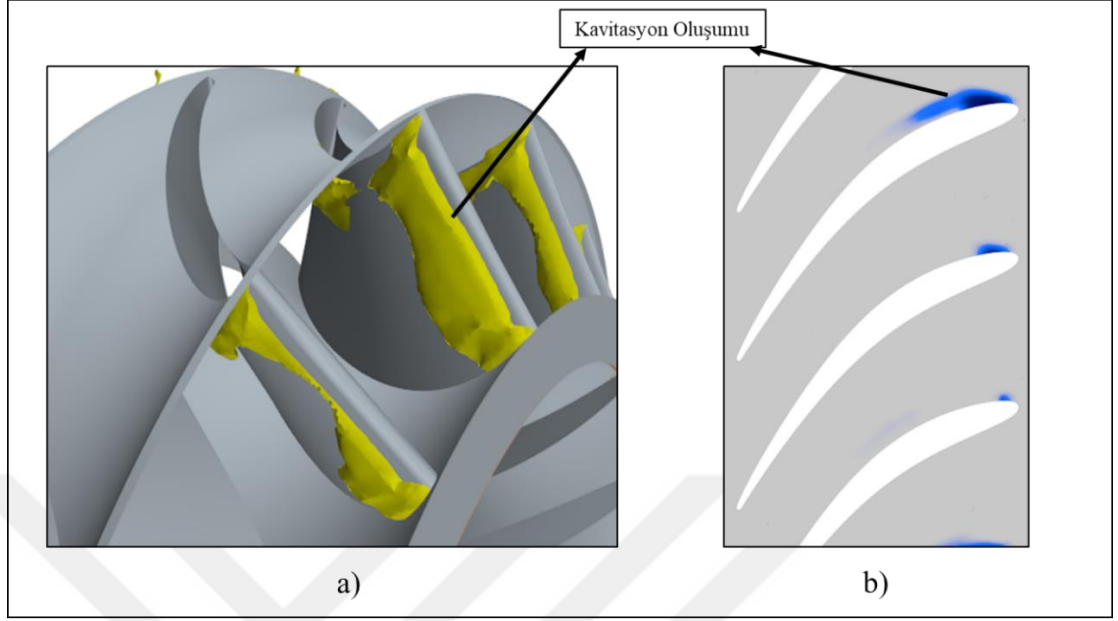
Şekil 4.63: a) H.O. = 0 Koşulunda Kavitasyon Oluşumu (3 Boyutlu Konvertör İçerisinde), b) H.O. = 0 Koşulunda 3 Boyutlu Kesit Görsel İçerisinde Kavitasyon Oluşumu.

Şekil 4.63 dikkatlice incelendiğinde kavitasyonun H.O. = 0 koşulunda yoğunlukla stator bölgesinde olduğu açıkça görülebilmektedir. Aşağıdaki görsellerde stator bölgesinde ayrıntılı inceleme yapılmış ve stator kanadının emme yüzeyinde meydana geldiği gösterilmiştir.

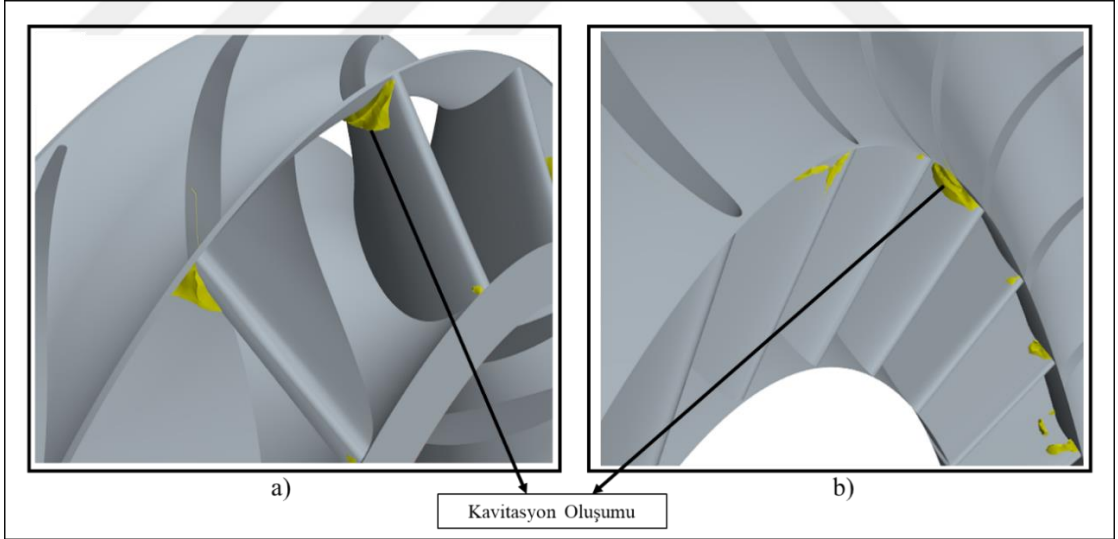


Şekil 4.64: a) H.O. = 0 Koşulunda Stator Bölgesi Kavitasyon Görseli, b) H.O. = 0 Stator Kanat Kesiti Kavitasyon Görseli.

H.O. = 0.2 ve H.O.= 0.4 koşullarına bakılırsa kavitasyon oluşumu yoğunlukla yine stator bölgesinde ve kanadın emme yüzeyinde görülmüş ancak kalkış anına göre (H.O. = 0) daha az miktarda olduğu belirlenmiştir. Bu durum türbin komponentinin dönmeye başlamasından kaynaklı akışın stator üzerine geliş açısının değişimi ile birlikte sirkülasyon debisinin azalması ve kavitasyon sayısının artmasına dayandırılabilir. Ayrıca H.O. = 0.4 koşulunda pompa kanatlarının giriş bölgesinde de kavitasyon oluşumu az da olsa görülebilmektedir.

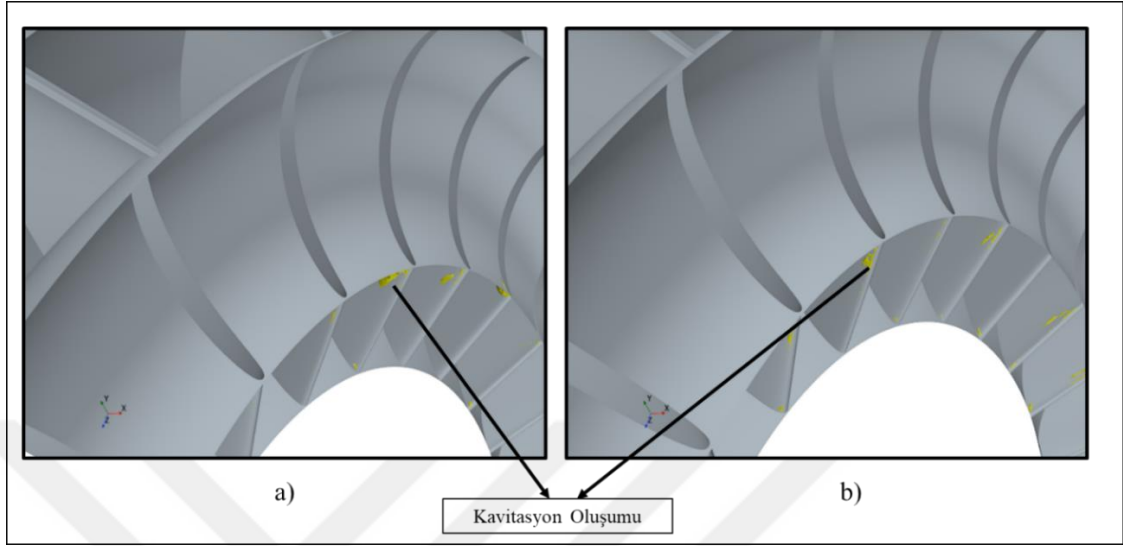


Şekil 4.65: a) H.O. = 0.2 Koşulunda Stator Bölgesi Kavitasyon Görşeli, b) H.O. = 0.2 Stator Kanat Kesiti Kavitasyon Görşeli.



Şekil 4.66: a) H.O. = 0.4 Koşulunda Stator Bölgesi Kavitasyon Görşeli, b) H.O. = 0.4 Pompa Bölgesi Kavitasyon Görşeli.

H.O. = 0.4'ten büyük hız oranlarında kavitasyon stator kanadı üzerinde oluşmamakta, konvertör hacmine göre oldukça ihmal edilecek miktarda pompa kanatlarının girişinde görülmektedir. Bu durum sirkülasyon debisinin oldukça azalması ve kavitasyon sayısının artışıyla açıklanabilir.



Şekil 4.67: a) H.O. = 0.6 Koşulunda Pompa Bölgesi Kavitasyon Görseli, b) H.O. = 0.8 Koşulunda Pompa Bölgesi Kavitasyon Görseli.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Tez kapsamında yapılan çalışmada tork konvertörlerde meydana gelen kavitasyon problemi HAD yaklaşımı ile yapılan analizler vasıtasıyla ele alınmıştır. Analizler, bir tork konvertör modeli üzerinde HAD yaklaşımını kullanan ticari bir yazılımda gerçekleştirilmiştir.

Analiz sonuçlarında ilk olarak, 4. bölümde verilen sınır şartlarında mevcut tork konvertör modelinin hidrodinamik performans ölçümü gerçekleştirilmiş, kalkış anındaki tork oranı ile eşleşme noktasındaki hız oranı belirlenmiş ve hidrodinamik performans karakteristiği grafik ile oluşturulmuştur. Ayrıca konvertör içerisinde sirküle halinde olan hidrolik sıvının lokal basınç değerinin belirli bölgelerde ciddi düşüşler yaşadığı ve sıfırın altına düştüğü görülmüştür. Fiziksel şartlarda, böyle bir koşulda sıvının faz değişim ihtimali değerlendirilmiş ve literatür araştırması yapılmıştır. Literatür incelendiğinde, konvertör içerisindeki hidrolik sıvıda meydana gelen basınç kaybının kavitasyon oluşumunu işaret ettiği belirlenmiştir.

Bu doğrultuda mevcut model üzerinde kavitasyon araştırması yapılmıştır. Ticari yazılım içerisinde yer alan kavitasyon modellerinden birini (Schnerr-Sauer) kullanarak analizler gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları, literatürde yer alan çalışmalarla benzerlik göstermekte olup en yüksek kavitasyon oluşumu $H.O. = 0$ koşulunda (kalkış anı) elde edilmiştir. Bu koşulda kavitasyon, türbin komponentinde %10'un üzerinde tork kaybına sebep olmuştur. Türbin komponentinde meydana gelen tork kaybı, hidrodinamik performans parametrelerinden biri olan tork oranı değerine yansımış, kalkış anında yine tork oranı değerini %11 civarında etkilemiştir.

Daha yüksek hız oranlarında türbin torkunda ve tork oranında kayda değer bir kayıp yaşanmamıştır. Düşük hız oranlarında kavitasyon ($H.O. = 0$, $H.O. = 0.2$ ve $H.O. = 0.4$) yoğunlukla stator kanadının emme yüzeyinde meydana gelmiştir. Yüksek hız oranlarında stator kanadındaki kavitasyon kaybolmuş ve ihmal edilebilecek miktarda pompa kanadının giriş bölgesinde ($H.O. = 0.6$, $H.O. = 0.8$) oluşmuştur.

Literatürde tork konvertörlerdeki kavitasyon problemini içeren çalışmaların çoğunluğu kalkış anında meydana gelen kavitasyonun bastırılması üzerine yapılmıştır. Bu konuda stator kanadında optimizasyon çalışmaları veya kavitasyon sayısının artırılma

çalışmaları örnek olarak verilebilir. Mevcut tork konvertör modeli üzerinde yapılan çalışmaların kapsamı genişleterek kavitasyonun bastırılmasına yönelik çalışmalar eklenebilir ve deneysel bir çalışma ile konvertör üzerinde kavitasyon probleminin validasyonu sağlanabilir.



KAYNAKLAR

- [1] Zang Y., Mi C., (2018), "Automotive Power Transmission Systems", John Wiley & Sons Ltd. Published, First Edition.
- [2] Srinivasan C., Joshi D., Dhar S., Wang D., (2016), "Dynamic Three-Dimensional CFD Simulation of Closed Circuit Torque Converter Systems," SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.
- [3] Kim B. S., Ha S. B., Lim W.S., (2008), "Performance Estimation Model Of A Torque Converter Part I: Correlation Between The Internal Flow Field And Energy Loss Coefficient", International Journal of Automot. Techn. 9(2), 141–148.
- [4] Dong Y., Korivi V., Attibele P., Yuan Y., (2002), "Torque converter CFD engineering Part 1: Torque Ratio and K Factor Improvement Through Stator Modifications", SAE Tech. Paper, SAE 2002 World Congress.
- [5] Jeyakumar S., Sasikumar M., (2017), "Computational Fluid Dynamics Simulation of Hydraulic Torque Converter for Performance Characteristics Prediction." International Journal of Scientific Research in Science, Engineering and Technology 3(6), 402 – 408.
- [6] Schweitzer J., Gandham J., (2003), "Computational Fluid Dynamics in Torque Converter: Validation and Application", International Journal of Rotating Machinery, 411 – 418.
- [7] Robinette D. L., Anderson C. L., Blough J. R., Johnson, M., (2007), "Characterizing the Effect of Automotive Torque Converter Design Parameters on the Onset of Cavitation at Stall", SAE Paper No. 2007-01-2231.
- [8] Liu C., Wei W., Yan Q. D., Weaver, B. K., (2017), "Torque Converter Capacity Improvement through Cavitation Control by Design", ASME J. Fluid. Eng.
- [9] Liu C., Wei W., Yan Q. D., Weaver B. K., Wood, H. G., (2019), "On the Application of Passive Flow Control for Cavitation Suppression in Torque Converter Stator", International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow 29(1), 204-222.
- [10] Liu C., Guo M., Yan Q., Wei W., (2017), "Influence of Charging Oil Condition on Torque Converter Cavitation Characteristics", Chinese Mechanical Engineering Society and Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

- [11] Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi, T., (2017), “Cavitation Simulation of Automotive Torque Converter Using A Homogeneous Cavitation Model”, *European Journal of Mechanics B/Fluids* 61(2), 263-270.
- [12] Liu C., Wei W., Yan Q. D., Weaver B. K., Wood H. G., (2018), “Influence of Stator Blade Geometry on Torque Converter Cavitation”, *ASME J. Fluids Eng.*
- [13] Guo M., Liu C., Yan Q., Ke Z., Wei W., Li J., (2021), “Evaluation and Validation of Viscous Oil Cavitation Model Used in Torque Converter”, *Appl. Sci.* 11, 3643.
- [14] Jung J. H., Seongwon Kang S., Hur N., (2011), “A Numerical Study of a Torque Converter with Various Methods for The Accuracy Improvement Of Performance Prediction”, *Progress in Computational Fluid Dynamics*, Vol. 11.
- [15] Jandasek V. J., (1962), “The Design of a Single-Stage Three-Element Torque Converter”, *SAE Design Practices-Passenger Car Automatic Transmissions*, Volume 1.
- [16] Akman Ö., (2019), “800BG Motor Gücü Kapasiteli Araçlar için Tork Konvertörün Hidrodinamik Analizi”, *Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Üniversitesi.*
- [17] Kotwicki A., (1982), "Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles", *SAE Technical Paper*, 820393.
- [18] Yamaguchi, T. and Tanaka, K., (2012), “Torque Converter Transient Characteristics Prediction Using Computational Fluid Dynamics”, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Volume 15, SESSION 2, SUSTAINABLE HYDROPOWER.
- [19] Li Y., Sunden M., (2016), “Modelling and Measurement of Transient Torque Converter Characteristics”, *Master Thesis, Chalmers University of Technology Department of Applied Mechanics, Sweden.*
- [20] Balafas G., (2014), “Polyhedral Mesh Generation for CFD-Analysis of Complex Structures”, *Master Thesis, Chair for Computation in Engineering Faculty of Civil Engineering and Geodesy, Technische Universität München.*
- [21] User Guide, (2019), *Simcenter STAR-CCM+ Documentation Version 2019.3, Siemens PLM Software.*
- [22] Spiegel M., Redel T., Zhang Y. J., (2011), “Tetrahedral vs. Polyhedral Mesh Size Evaluation on Flow Velocity and Wall Shear Stress for Cerebral Hemodynamic Simulation.”, *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, 14(1), p. 9-22.

- [23] Sosnowski M., Krzywanski J., Gnatowska R., (2018), "Polyhedral Meshing in Numerical Analysis of Conjugate Heat Transfer", EPJ Web of Conferences 14, 02096
- [24] Chen H., Zhou X., Feng Z., Cao S., (2021), "Application of Polyhedral Meshing Strategy in Indoor Environment Simulation: Model Accuracy and Computing Time", Indoor and Built Environment (0), 1–13.
- [25] Sosnowski M., Krzywanski J., Gnatowska R., (2017), "Polyhedral Meshing as an Innovative Approach to Computational Domain Discretization of a Cyclone in a Fluidized Bed CLC Unit", E3S Web of Conferences 14..
- [26] Samsudin M. L., Hasini H., (2021), "Application of Polyhedral Mesh for Vortex Formation Study for Simple Single Pump Sump", CFD Letters 13, Issue 9, 13-27.
- [27] Tekerek A., Akgünlü Ş., Gökçe M. K., Altınışık A., (2021), "Farklı Tasarım Parametrelerinin Hidrolik Kaplin Performansı Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi", 1. ICENSS Uluslararası Mühendislik ve Doğa Bilimleri Çalışmaları Kongresi, Ankara, TÜRKİYE.
- [28] Bulat M. P., Bulat P. V., (2013), "Comparison of Turbulence Models in the Calculation of Supersonic Separated Flows" World Appl Sci J 27(10), 1263–1266.
- [29] Wu G., Wang L., (2015), "Multi-Objective Optimization Employing Genetic Algorithm for the Torque Converter with Dual-Blade Stator," SAE Technical Paper.
- [30] Chen, M., Guo, X., and Tan, G., (2014), "Effects of Different Oil Inlet and Outlet Distribution on Hydraulic Retarder", SAE Technical Paper 2014-01-2498.
- [31] Jeyakumar S., Madhusudhan B.H., (2019), "Computer Aided Design Methodology and Numerical Study of Hydraulic Torque Converter for Performance Analysis", International Journal of Current Engineering and Technology.
- [32] Versteeg H. K., Malalasekera W., (1995), "An Introduction to Computational Fluid Dynamics: the Finite Volume Method", ISBN 10: 0582218845, Pearson Education Ltd., England.
- [33] Cebeci T., Shao J. P., Kafyeke F., and Laurendeau E., (2005), "Computational Fluid Dynamics for Engineers", ISBN: 0-9766545-0-4, Horizon Publishing, Long Beach, California and Springer, New York.

- [34] Gökçe M. K., (2020), “Gemi Özitme Parametrelerinin Sayısal ve Deneysel Olarak Hesaplanması”, Doktora Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi.
- [35] Liu C-B, Li J, Bu, W-Y, Xu Z-X., Xu D., Ma W-X., (2018) “Application of Scale-Resolving Simulation to a Hydraulic Coupling, a Hydraulic Retarder, and a Hydraulic Torque Converter.” Journal of Zhejiang University-Science A, 19(12): 904–925.
- [36] Web 1, http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_modeling, (Erişim Tarihi: 01.12.2021).
- [37] Kaya M., (2020), “Radyal Pompaların Kavite Performansının Hesaplanması ve İyileştirilmesi”, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [38] Sauer J., Schnerr G. H., (2000), “Unsteady Cavitating Flow - A New Cavitation Model Based on a Modified Front Capturing Method and Bubble Dynamics”, ASME Fluids Engineering Summer Conference.
- [39] Hirt C. W., Nichols B. D., (1981), “Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamics of Free Boundaries”, Journal Of Computational Physics 39, 201-225.
- [40] Usta O., (2018), “Gemi Pervanelerinde Kavite ve Kavite Erozyonu Modellemesi”, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [41] Shih T. H., Zhu J., Lumley J. L., (1995) “A New Reynolds Stress Algebraic Equation Model”, Comput. Methods Appl. Mech. Eng 125(1–4), 287–302.
- [42] E. W. Upton, "Application of Hydrodynamic Drive Units to Passenger Car Automatic Transmissions", SAE Article, 1961.
- [43] User's Guide, (2009), ANSYS Documentation Version 12.0, ANSYS Inc.
- [44] Singhal A. K., Athavale M. M., Li H., Jiang Y., (2002), “Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model”, ASME J. Fluid. Eng.
- [45] Liu C., Xiang C., Yan Q., Wei W., Watson C., Wood H. G., Development And Validation Of A CFD Based Optimization Procedure For The Design Of Torque Converter Cascade, Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 13:1, 128-14, 2019.
- [46] Ran Z., Ma W., Liu C., (2021), “3D Cavitation Shedding Dynamics: Cavitation Flow-Fluid Vortex Formation Interaction in a Hydrodynamic Torque Converter”, Appl. Sci.
- [47] Chen, J., Wu, G., (2017), "Numerical Investigation of Jet-Wake and Secondary Flows in a Hydrodynamic Torque Converter," SAE Technical Paper.

- [48] Setiawan P.A., Ariwiyono N., Indarti R., Santoso M., Antoko B., Yuwono T., and Widodo W. A., (2020), “Flow Analysis of The Vertical Axis Savonius Current Turbine (VASCT) Performance for Myring Blade $n = 1$ Using CFD Approach”, J. Phys. Conference Series.
- [49] Web 2, https://www.zf.com/products/en/cars/products_65854.html, (Erişim Tarihi 25.01.2022).



ÖZGEÇMİŞ

Aydın Tekerek, 2016 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. Ardından ALDAĞ şirketinde Sistem Satış Mühendisi, TEMSA şirketinde Ar-Ge mühendisi olarak görev yaptı. 2020 yılından itibaren BMC Power şirketinde HAD Analiz Mühendisi olarak görev yapmaktadır. Aynı yıl Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda tezli yüksek lisans eğitimine başlamıştır.



EKLER

Ek A: Tez Çalışması Kapsamında Yapılan Yayınlar

Tekerek A., Ünverdi S. Ö., (2022), “Bir Tork Konvertörün Kavitasyonsuz Ve Kavitasyonlu Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Had) Modelleriyle Performans Analizleri”, 2. ISPEC Ulusal Bilimsel Araştırmalar Kongresi, Adana, TÜRKİYE, 17-18 Ocak.

