

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPADAKİ AKIŞIN SAYISAL YÖNTEMLERLE
İNCELENMESİ

AYŞE NİHAN UÇAR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE
2017

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

SANTRİFÜJ POMPADAKİ AKIŞIN
SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

AYŞE NİHAN UÇAR
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
PROF. DR. MEHMET ALİ ARSLAN

GEBZE
2017

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

**ANALYSIS OF FLOW IN CENTRIFUGAL
PUMP BY USING NUMERICAL METHODS**

AYŞE NİHAN UÇAR

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

**THESIS SUPERVISOR
PROF. DR. MEHMET ALİ ARSLAN**

GEBZE

2017



YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 18/01/2017 tarih ve 2017/04 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 03/02/2017 tarihinde tez savunma sınavı yapılan AYŞE NİHAN UÇAR'ın tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : PROF.DR. MEHMET ALİ ARSLAN

ÜYE

: PROF. DR. MEHMET ARIK

ÜYE

: DOÇ. DR. AHMET ZAFER ŞENALP

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun

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

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin, pompa tasarımlarında kullanılması, tekrarlayan prototip ve test yapma süreçlerini azaltarak, zaman ve maliyet açısından avantaj sağlamakla beraber, deneysel olarak gözlenmesi imkansız noktalarda dahi pompa içindeki akışa ait veriler elde edebilmeyi mümkün kılmaktadır. Böylece, akışta verim düşüşüne sebep olabilecek akış karakteristiği görülmesi durumunda, pompa geometrisinde düzeltmelere gidilebilmektedir. Bu çalışmada bir santrifüj pompaya ait çark ve salyangozdaki akışın, Ansys CFX programı ile analizi gerçekleştirilmiştir. Hem duvar yakınında doğru sonuçlar vererek akıştaki ayrılmaları görmeyi sağlaması, hem de turbomakinalarda sıkça tercih edilen bir model olması nedeniyle, türbülans modeli olarak Shear Stress Transport (SST-Kayma Gerilmesi Taşınımı) kullanılmıştır. Sayısal ağ ise, duvarlarda sınır tabaka ağı (inflation), diğer yerlerde ise tetrahedral elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. Akışın çözümünün doğruluğunu sağlamak adına; kullanılacak duvar yakını yaklaşımına uygun bir boyutsuz duvar uzunluğu (y^+) değeri belirlenerek, sınır tabaka ağının ilk hücre yüksekliği hesaplanmıştır. Sınır şartları olarak, girişe basınç değeri, çıkışa ise debi değeri, deney koşullarına uygun olacak şekilde verilmiştir. Çark belli bir açısız hızla dönmesine rağmen salyangoz durağan olduğundan donmuş rotor (frozen rotor) modeli kullanılmıştır. Beş adet debi değeri için analiz gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, HAD ile elde edilen pompa performans eğrisi, deneysel olarak elde edilen eğri ile kıyaslanmıştır. Ayrıca, çark ve salyangoz orta kesitlerindeki akış detaylı bir şekilde incelenerek, sorunlu görülen yerler ve nedenleri yorumlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Santrifüj Pompa, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Çark, Salyangoz, Akış Analizi.

SUMMARY

Application of CFD in pump design process provides not only time and cost advantage by reducing the number of repetitive prototype and experiment stages but also allow us to obtain the data of the flow within the pump even in regions of the pump where it is impossible to observe experimentally. So that, it is possible to make modifications in the pump geometry, if the flow characteristics that can lead to a decrease in the pump efficiency, is determined. In this study, steady state simulations of the flow inside the impeller and volute of a centrifugal pump were carried out by using Ansys CFX software. Shear Stress Transport (SST) turbulence model was used due to its high accuracy in analyzing near wall regions and widespread applications in turbomachinery. Meshing was generated by using inflation to resolve the boundary layer at walls and tetrahedral elements used in the remaining regions. In order to obtain accurate solution of the flow; first cell distance in the inflation layer was calculated by determining an appropriate dimensionless wall distance (y^+) value according to the near wall treatment that was chosen. Pressure at inlet and mass flow rate at outlet are assigned as boundary conditions in accordance with the test conditions. In simulations, frozen rotor model was used, since the impeller rotates at a certain speed while the volute is stationary. The simulations were performed for five different mass flow rate values. For validation of the simulation results, a comparison between the pump performance curves that are obtained from CFD simulations and experiments, was performed. Cross sections of impeller and volute were taken at 0.5 span and the flow in these cross sections was observed to determine the disturbances in the flow.

Key Words: Centrifugal Pump, Computational Fluid Dynamics, Impeller, Volute, Flow Analysis.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca benden desteğini ve yardımını esirgemeyen değerli danışmanım Prof. Dr. Mehmet Ali ARSLAN'a ve değerli arkadaşım Sevil İNCİR'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca Alarko Carrier'a sağladığı imkanlar için çok teşekkür ederim.

Ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen aileme en içten teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
TABLolar DİZİNİ	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	4
3. GENEL DENKLEMLER ve ÇÖZÜM YÖNTEMİ	12
3.1. Temel Denklemler	12
3.2. Türbülans Modellemesi	14
3.3. Duvar Yakını Modelleme	20
3.4. Ayırıklaştırma	21
4. AKIŞ ANALİZİ	23
4.1. Akış Hacmi	23
4.2. Sayısal Ağ	24
4.3. Sınır Koşulları	30
4.4. Çözüm	31
4.5. Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması	31
4.6. Sonuçların İncelenmesi	34
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	42
6. SONUÇ ve ÖNERİLER	45
KAYNAKLAR	47
ÖZGEÇMİŞ	49

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler ve</u>	<u>Açıklamalar</u>
<u>Kısaltmalar</u>	
C_f	: Yüzey sürtünme katsayısı
D_ω	: Çapraz difüzyon terimi
ΔP	: Çıkış ve giriş arasındaki basınç farkı
Δy	: İlk hücre yüksekliği
η	: Verim
F_1, F_2	: Harmanlama fonksiyonları
G_k	: Türbülans kinetik enerji üretimi
G_ω	: ω üretimi
Γ_k, Γ_ω	: k ve ω 'nın efektif difüzyonu
H	: Pompa basma yüksekliği
k	: Türbülans kinetik enerjisi
μ	: Akışkan dinamik viskozitesi
μ_t	: Türbülans (eddy) viskozitesi
∇	: Nabla (Del) Operatörü
ω	: Spesifik dissipasyon hızı
P	: Basınç
P_{hid}	: Hidrolik güç
P_{mil}	: Mil gücü
Q	: Debi
r	: Akışkanın dönme eksenine olan mesafesi
ρ	: Akışkan yoğunluğu
S	: Gerilme oranı
S_k, S_ω	: Kullanıcı tanımlı kaynak terimleri
S_M	: Kaynak terimi
σ_k, σ_ω	: k ve ω için türbülanslı Prandtl sayıları
t	: Zaman
T	: Tork
τ_w	: Duvar kayma gerilmesi

u, v, w	: x, y ve z yönlerindeki hız bileşenleri
V	: Akış hızı
$\vec{V}$	: Hız vektörü
w	: Açısal hız
Y_k, Y_ω	: k ve ω 'nın türbülansa bağlı yayılımı
y^+	: Boyutsuz duvar uzunluğu
2D	: 2 boyutlu
3D	: 3 boyutlu
BEP	: Best Efficiency Point
DNS	: Direct Numerical Simulation
ErP	: Energy-related Products
EuP	: Energy-using Products
EVM	: Eddy-Viscosity Model
EVN	: En Verimli Nokta
FRM	: Frozen Rotor Model
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LES	: Large Eddy Simulation
MRF	: Multiple Reference Frame
RANS	: Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation
RSM	: Reynolds-Stress Model
SST	: Shear Stress Transport

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Sirkülasyon pompası.	3
2.1: Türbülans modelinin hesaplanan pompa basma yüksekliği üzerine etkisi.	5
2.2: Performans eğrileri karşılaştırması.	6
2.3: Tüm akış alanının 3D modelleri.	7
2.4: Test düzeneği.	8
2.5: Orijinal pompanın deney ve simülasyon sonucu karşılaştırmaları.	8
2.6: Farklı debi değerlerinde santrifüj pompanın basma yüksekliği için HAD sonuçları.	10
2.7: Kanat yüzeylerinde ağ iyileştirme ve sınır tabaka yapısı.	11
3.1: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) Süreçleri.	12
3.2: k-ε ve SST türbülans modelleri ile elde edilen akış çizgileri (streamlines).	16
3.3: Akış alanının kontrol hacimlerine bölünmesi.	22
4.1: Pompa salyangoz ve çark kesiti.	23
4.2: Akış alanı.	24
4.3: Salyangoz sayısal ağ.	26
4.4: Salyangoz kesit sayısal ağ.	27
4.5: Çark sayısal ağ.	27
4.6: Çark kesit sayısal ağ.	28
4.7: Salyangoz sayısal ağ ortogonal kalite.	28
4.8: Salyangoz sayısal ağ çarpıklık.	29
4.9: Çark sayısal ağ ortogonal kalite.	29
4.10: Çark sayısal ağ çarpıklık.	29
4.11: Test ve analiz sonuçlarıyla elde edilen pompa performans eğrisi.	33
4.12: Akış alanının incelendiği pompa orta kesitleri.	34
4.13: Salyangoz giriş statik basınç dağılımı.	35
4.14: Salyangoz giriş toplam basınç dağılımı ve detayı.	35
4.15: Çark girişi ve salyangoz.	36
4.16: Çark statik basınç dağılımı.	36

4.17:	Çark toplam basınç dağılımı.	37
4.18:	Çark hız dağılımı.	38
4.19:	Çark giriş kesitindeki hız dağılımı.	38
4.20:	Çark bağıl hız dağılımı.	39
4.21:	Akış alanında çark ve kanat görünümü.	39
4.22:	Çark kanadında emme tarafındaki basınç dağılımı.	40
4.23:	Çark kanadında basma tarafındaki basınç dağılımı.	40
4.24:	Salyangoz çıkış statik basınç dağılımı.	41
4.25:	Salyangoz çıkış hız vektörleri.	41
5.1:	Test düzeneğinin genel görünümü.	42
5.2:	Test düzeneğinin şematik gösterimi.	43

TABLÖLAR DİZİNİ

<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
3.1: Türbülans hesaplama yaklaşımları.	15
4.1: Sınır şartları.	30
4.2: 5 adet analize ait çıkış debisi değerleri.	30
4.3: $Q_{BEP}=9,5 \text{ m}^3/\text{h}$ noktası için elde edilen değerler.	33
4.4: Test-HAD sapma yüzdeleri.	34

1. GİRİŞ

Gerek hızla azalan fosil yakıtlar gerekse artmakta olan sera gazı salınımları sonucu oluşan küresel ısınma, enerji tüketimini azaltmak adına yapılan çalışmalara ivme kazandırmıştır. Avrupa Birliği'nde sırasıyla 2005 ve 2009 yıllarında yayınlanan EuP (Energy-using Products/Enerji-kullanan Ürünler) ve ErP (Energy-related Products/Enerji ile ilgili Ürünler) eko-tasarım direktifleri ile ev, ticari ve endüstriyel sektörlerdeki ürünlerin yaşam döngüleri boyunca çevreye etkilerini azaltmak hedeflenmektedir. Eko-tasarım, ürünlerin verim sınıfını etiket üzerinde belirtmeyi zorunlu kılmaktan, belli bir verim değerini sağlayamayan ürünlerin piyasada satışını yasaklamaya kadar uzanan düzenlemeler içermektedir. Türkiye'de de bu direktifler Avrupa ile eş zamanlı olmasa da, birkaç senelik gecikmelerle yürürlüğe girmektedir.

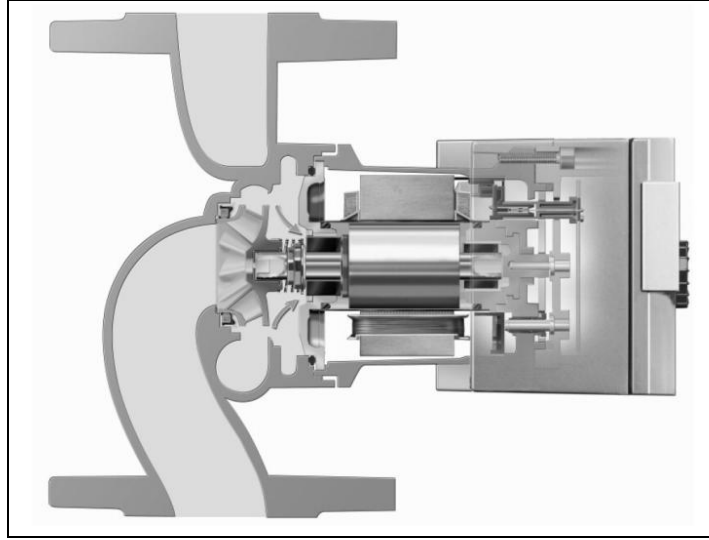
Pompa sistemleri, dünya üzerinde üretilen elektrik enerjisinin %20'sini harcamakta ve bazı sanayi tesisi operasyonlarında %25-50 arası enerji kullanmaktadır [1]. Santrifüj pompalar, en yaygın kullanılan pompa tipidir. Santrifüj pompalar, kompakt tasarım, düzgün (uniform) akış, düşük maliyet, düşük basma yüksekliklerinde dahi yüksek verimlilik gibi sahip oldukları belli başlı avantajları nedeniyle hemen hemen bütün pompa sistemlerinde kullanılmaktadırlar [2].

Santrifüj pompalar, temel olarak dönen kısım olan çark ile hareketsiz kısım olan salyangozdan (pompa gövdesinden) oluşmaktadır. Akışkan çarkın kanatları arasına girdiği zaman teğetsel hız kazanmaktadır ve santrifüj kuvvetin etkisiyle çıkışa doğru yönelmektedir. Bu şekilde yüksek hızla salyangoza giren akışkan, salyangozdan hızı düşmüş ve basıncı artmış bir şekilde geçerek pompa çıkışına ulaşmaktadır. Pompanın hidrolik performansını belirleyen parçalar çark ve salyangoz olduğundan, tasarımdan istenen performans değerleri sağlanana kadar bu parçalarda, “tasarım-prototip yapma-test etme-tasarımda revizyon-yeni prototip yapma” şeklinde gerçekleşen bir süreç işlemektedir. Sayısal yöntemler kullanılarak yapılan analizler ise, tekrarlayan prototip çalışmalarına gerek kalmaksızın veya bu çalışmaların sayısını en aza indirerek, pompa performansını öngörmeyi sağlamaktadır.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), akışkan davranışı ile ilgili problemlerde akış, ısı ve kütle transferinin sayısal yöntemler kullanarak bilgisayar ile çözülmesini ve analizini kapsayan bir alandır. Gelişen bilgisayar teknolojisi ile beraber kullanımı artan HAD, aynı zamanda geleneksel tasarım yaklaşımlarının da

dezavantajlarını ortadan kaldırmaktadır. Pompa tasarımı HAD kullanmak, sağladığı zaman ve maliyet avantajının yanı sıra aynı zamanda pompa içinde deneysel çalışmalarla gözlemlenemeyen basınç, hız, sıcaklık dağılımı gibi pompa içindeki akışa ait detaylı bilgilere ulaşmayı mümkün kılmaktadır.

Bu çalışmada ele alınan santrifüj pompa bir sirkülasyon pompasıdır. Sirkülasyon pompaları için de eko-tasarım direktifinde ayrı bir bölüm ayrılmış olup, verimi düşük olanların satışı yasaklanmıştır. Bu durum, sirkülasyon pompası tasarımı verim değerinin önemli bir kriter haline gelmesine yol açmıştır. Santrifüj pompalarda, daha tasarım aşamasındayken pompanın performans ve verim değerlerinin yanı sıra, pompa içerisindeki akışın öngörülebilmesi, tasarım süreçleri açısından neredeyse bir zorunluluk haline gelmiştir. Bilgisayar destekli tasarım ve analiz araçlarının kullanılmaması durumunda, pompa tasarımını doğrulamak adına prototip üretilir ve test edilir. Prototip testlerinde istenilen değerler yakalanıncaya kadar bu; tasarım iyileştirme-prototip üretme-test etme döngüsü devam eder. Bu tip bir pompa tasarım süreci ise hem süre hem maliyet açısından dezavantaj oluşturmaktadır. Günümüzde, akışkanlar mekaniği problemlerinin çözümü için sayısal yöntemler yaygın olarak kullanılmakta olup, süre ve maliyet açısından avantaj sağlamanın yanı sıra ölçümü zor veya imkansız parametrelerin de incelenmesine olanak sağlamaktadır. Bilgisayardaki gelişmelere paralel olarak HAD kullanımı artmıştır. Böylece, pompa içindeki akış gözlenebilmekte ve tasarımın iyileştirilmesine yönelik çalışmalar, prototip ve deneysel çalışmalara gerek duyulmadan yapılabilmektedir.



Şekil 1.1: Sirkülasyon pompası.

Şekil 1.1’de bir sirkülasyon pompasına ait kesit resim görülmektedir [3]. Pompa; çark ve salyangozdan oluşan hidrolik kısım, stator ve rotor gibi parçalardan oluşan motor kısmı ve elektronik kart içeren kontrol kısmı olmak üzere 3 bölümden meydana gelmektedir.

Bu çalışmada, inline salmastrasız bir sirkülasyon pompasının içindeki akış HAD kullanılarak incelenmiştir. İlk bölümde, yapılan literatür araştırması ile konu hakkında önceki çalışmalar ve sonuçları özetlenmiştir. Daha sonra, HAD kullanılarak problemin çözülmesini sağlayan denklemler ve çözüm yöntemlerinden bahsedilmiştir. Üçüncü bölümde ise pompanın akış analizinin sırasıyla hangi aşamalardan geçtiği ve elde edilen sonuçlar detaylı bir şekilde verilmiştir. Akış alanının oluşturulmasını takip eden sayısal ağ oluşturulması, kullanılan sınır şartları ve çözüm yöntemi aşamaları anlatılmıştır. Pompanın beş ayrı debi değeri için akış analizi yapılmıştır. Daha sonra, deneysel elde edilen pompa performans eğrisiyle, analiz edilen beş noktanın oluşturduğu performans eğrisi kıyaslanarak hata oranları tespit edilmiştir. Pompanın BEP/EVN (Best Efficiency Point/En Verimli Nokta) değerinde pompa içindeki akış detaylı bir şekilde incelenmiştir. Pompa içerisindeki akış yorumlanarak, çark ve salyangoz tasarımında iyileştirilebilecek bölgeler olup olmadığına bakılmıştır. Çalışmanın dördüncü kısmında, pompanın test edildiği deney düzeneği anlatılmıştır. Sonuç bölümünde ise pompadaki akışla ilgili yapılan çalışma ve elde edilen bilgiler özetlenerek, pompa performansını iyileştirmek adına çark ve salyangozda yapılabilecek çalışmalara değinilmiştir.

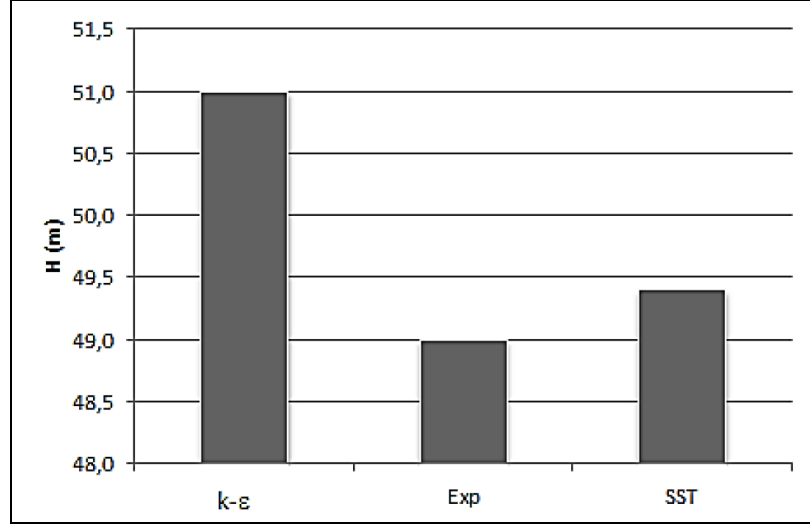
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Literatürde, turbomakinalar konusunda deneysel ve sayısal birçok çalışma mevcuttur. Santrifüj pompalarda HAD ile yapılan çalışmalara bakıldığında, genellikle aşağıdaki konuların incelendiği görülmektedir:

- Çark ve/veya salyangoz tasarımını iyileştirmeye yönelik çalışmalar
- Deneysel ve nümerik yöntemlerle pompa içindeki akışı inceleyen çalışmalar
- Salyangoz dil tasarımının performansa etkisi ile ilgili çalışmalar
- Basınç çalkantıları ile ilgili çalışmalar
- Hidrolik kuvvetlerin belirlenmesine yönelik çalışmalar
- Kavitasyon
- Çark yanal boşluğunun (side clearance) etkisi

Burada incelenecek makaleler ise daha çok, santrifüj pompada deneysel ve nümerik çözümü bir arada içeren çalışmalardır. HAD ile çözümlemenin nasıl yapıldığı, kullanılan yöntemler ve test sonuçları ile karşılaştırmaları incelenecektir.

Hedi M. L. ve arkadaşları, santrifüj pompa içindeki akışı incelemek için üç boyutlu, sıkıştırılmaz Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes (RANS) denklemlerine dayalı sayısal bir model geliştirmişlerdir. Öncelikle, k- ϵ ve SST türbülans modelleri için daimi akış analizi yapılmıştır. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi, SST modeli ile deneysel değere daha yakın bir sonuç bulunduğundan, daha sonra yapılan zamana bağlı akış analizi için SST türbülans modeli seçilmiştir. Zamana bağlı simülasyon sonucunda; 0,004 saniye aralıklarla, hız ve basınç konturları elde edilerek, çark kanatlarının salyangoza göre pozisyonları ile basınç çalkantıları arasındaki korelasyon incelenmiştir [4].



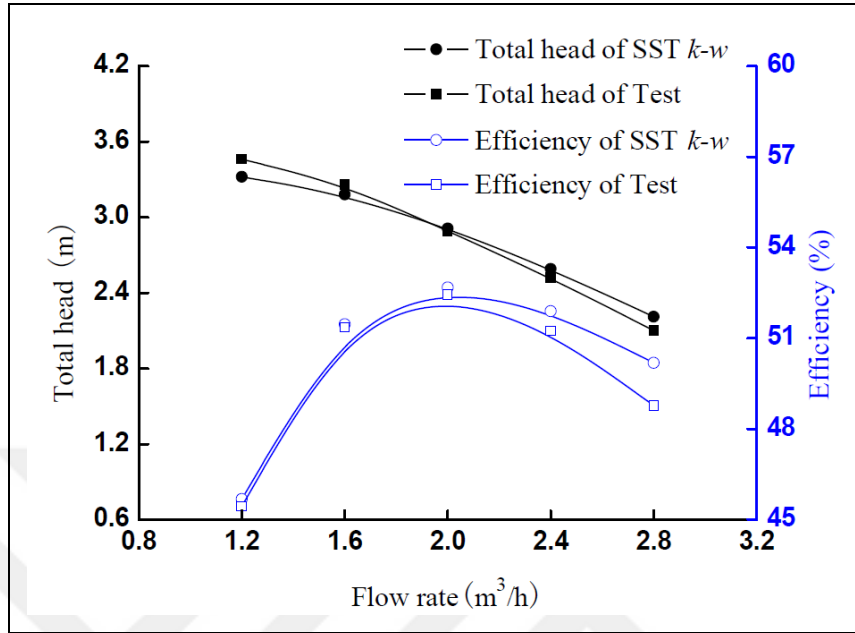
Şekil 2.1: Türbülans modelinin hesaplanan pompa basma yüksekliği üzerine etkisi.

Kaul R., santrifüj pompada 2 farklı kanat çıkış açısına sahip çark tasarımı için farklı türbülans modelleri kullanılarak HAD çalışması yapmıştır. Türbülans modelleri olarak, standart k- ω ve SST kullanılmıştır. Çarkın giriş ve çıkışına yakın bölgelerde ters akışların olduğu ve bu durumun çarkta değişken ve asimetrik bir akışa sebep olduğu görülmüştür. SST modeli ile elde edilen sonuçların daha güvenilir ve gerçeğe daha yakın görünmesinin yanı sıra akıştaki ayrılmaların da gözlemlenebilmesine olanak sağladığı belirlenmiştir. Çalışma sonucunda, düşük kanat açılarının çark tasarımında, SST türbülans modelinin ise nümerik analizde, santrifüj pompalar için daha iyi sonuç verdiği ortaya çıkmıştır [5].

Dai C. ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada, bir sirkülasyon pompasındaki basınç çalkantılarının, Fluent programı kullanılarak sayısal analiz ile incelenmesi amaçlanmıştır. Zamana bağlı akışın simülasyonu için başlangıç değerleri, daha öncesinde gerçekleştirilen daimi akış analizinden alınmıştır. Modelde, salyangoz, çark ve dil kısmının çeşitli yerlerine sanal sensörler yerleştirilerek statik basıncın değişimi izlenmiştir [6].

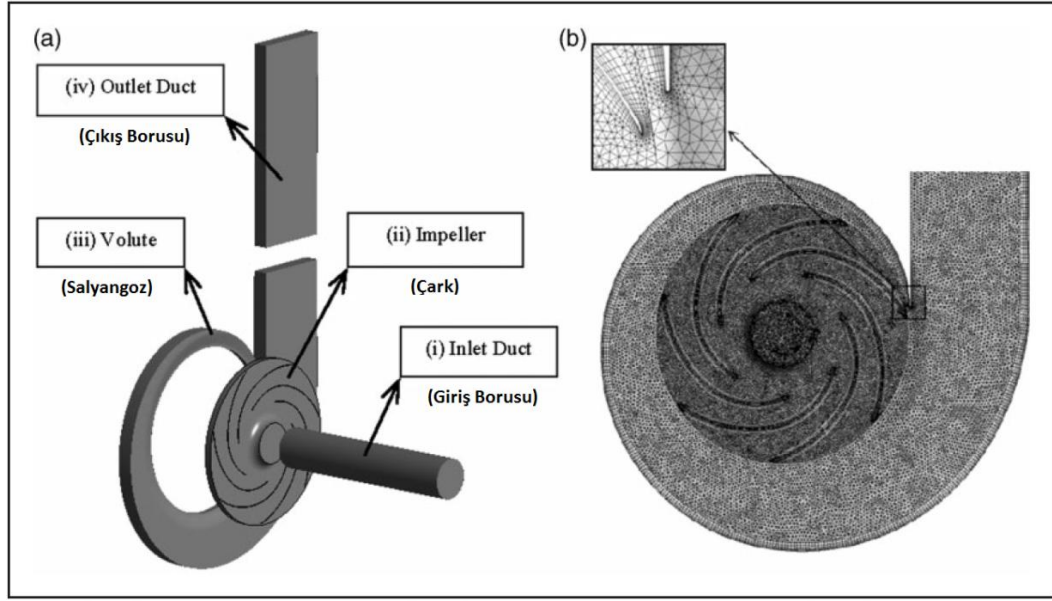
Türbülans modeli olarak SST k- ω seçilmiştir ve sonuçlar yapılan hidrolik performans deneyi ile kıyaslanarak modelin doğrulaması yapılmıştır. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi basma yüksekliği ve verim değerleri için hata oranı %5 bandı içinde kalmaktadır ($0,6Q_d$ ve $1,4Q_d$ hariç). Bu durum, SST k- ω modelinin güvenilir olduğunu ve zamana bağlı akışın yol açtığı iç basınç çalkantılarını incelemek için uygun olduğunu göstermiştir. Daha sonra, genlik analizi ve frekans alan analizi ile farklı çalışma koşullarında elde edilen sonuçlar işlenmiştir. Sonuçta, akış alanındaki

basınç çalkantılarına stator-rotor etkileşimi ile vortekslerin yol açtığı belirlenmiştir [6].



Şekil 2.2: Performans eğrileri karşılaştırması.

Alemi H. ve arkadaşları, salyangoz dil geometrisinin, santrifüj pompanın basma yüksekliği, verim ve radyal kuvvet değerleri üzerindeki etkilerini; yaptıkları HAD çalışması, deneysel çalışma ve parametrik tasarım ile incelemişlerdir. Akış alanına ait detaylar Şekil 2.3'te görülmektedir. Farklı sayısal ağ boyutları denenerek sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması yapılmıştır. Oluşturulan sayısal ağ için, çarpıklık (skewness), ortogonal kalite ve en-boy oranı değerleri istenilen aralıkta tutulmuştur ve ayrıca; kanat hücum kenarı, kanat firar kenarı ve salyangoz dili gibi akış ayrılmalarının görüldüğü önemli yerlerde daha yoğun bir sayısal ağ oluşturulmuştur [7].

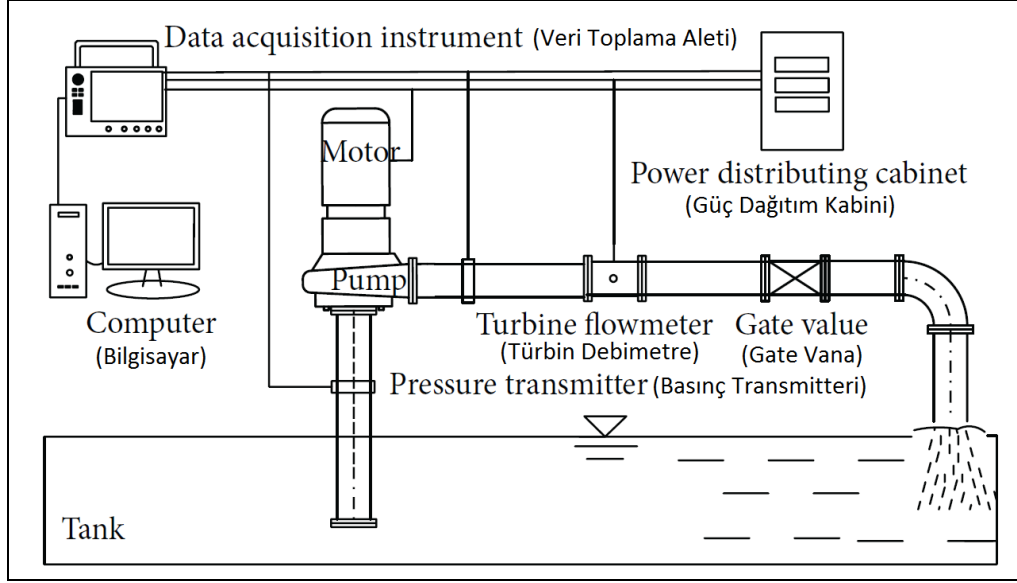


Şekil 2.3 : a)Tüm akış alanının 3D modelleri: i) giriş borusu ii) çark iii) salyangoz iv) çıkış borusu; b) incelenen pompanın sayısal ağ yapısı.

Daha sonra, $k-\epsilon$, $k-\omega$ ve SST türbülans modelleri ile daimi durum simülasyonu, $k-\omega$ türbülans modeli ile zamana bağlı simülasyon yapılmıştır. Değişik salyangozlar tasarlanarak, salyangoz dilinin geometrik parametrelerinin etkileri incelenmiştir. Bütün tasarlanan salyangozlarda basma yüksekliği ve verim değerinin hemen hemen aynı kaldığı görülmüştür. Sonuç olarak; tasarım noktasında diğer salyangozlardan %40 daha düşük radyal kuvvet oluşmasını sağlayan, çarkın çıkış hızı açısından 5° daha düşük salyangoz dili açısına sahip salyangoz olmuştur [7].

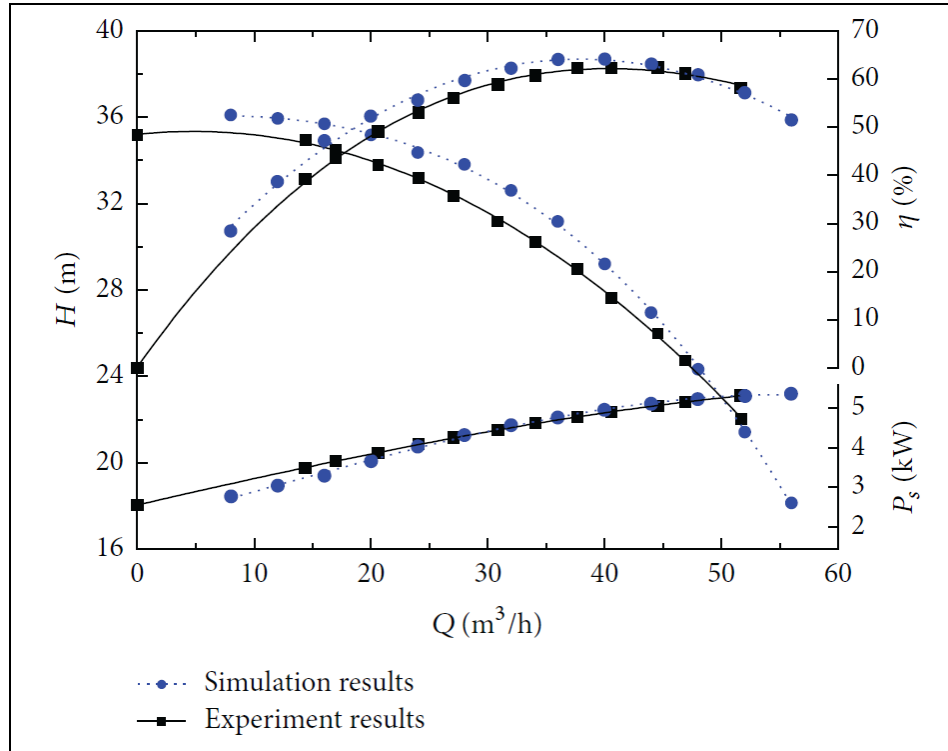
Damor J. J. ve arkadaşları, karışık akışlı çarka sahip bir santrifüj pompanın performansını hem HAD çalışması ile hem de deneysel olarak elde ederek karşılaştırmışlardır. HAD çalışması, Ansys CFX programında, çarkın beş farklı dönüş hızı için, $k-\epsilon$ türbülans modeli kullanılarak ve giriş sınır şartı olarak statik basınç, çıkış sınır şartı olarak beş farklı debi değeri verilerek gerçekleştirilmiştir. Simülasyonda kullanılan aynı dönüş hızı ve debi değerleri için, test düzeneğinde pompa çalıştırılarak değerler alınmıştır. Sonuç olarak, deney ve HAD sonuçlarının birbirine tatmin edici biçimde yakın olduğu görülmüştür [8].

Zhou L. ve arkadaşlarının yapmış olduğu çalışmada, çark tasarım parametrelerini optimize ederek santrifüj pompa performansını iyileştirmek için ortogonal deney (Taguchi metodu) ve nümerik simülasyon kullanılmıştır. Şekil 2.4'teki test düzeneği kullanılarak bir santrifüj pompanın deneyi yapılmıştır [9].



Şekil 2.4: Test düzeneği.

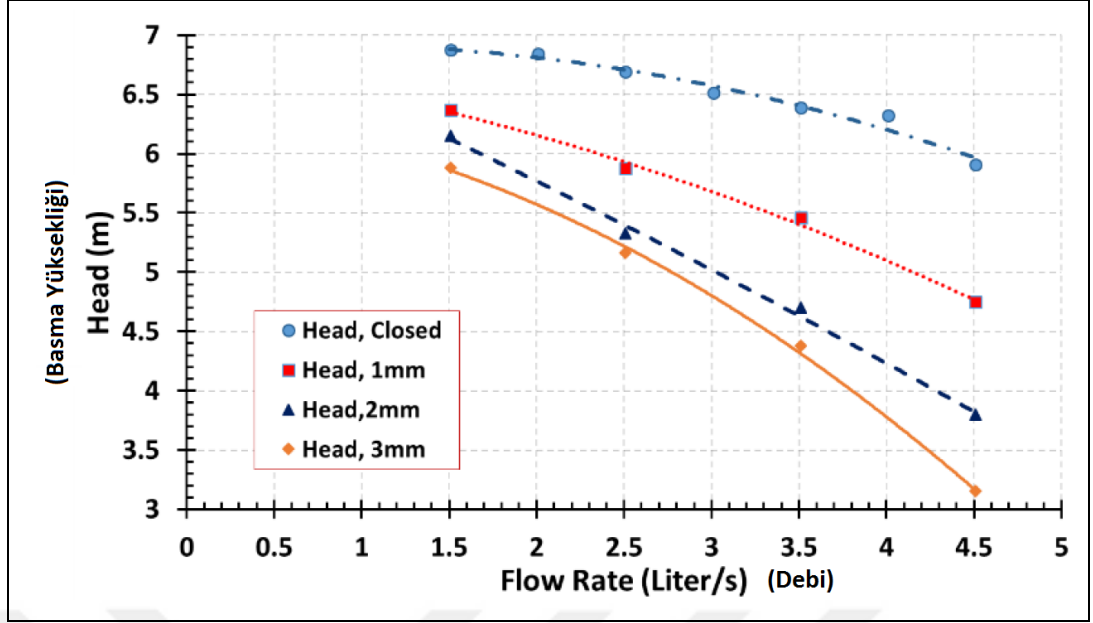
Aynı pompa için simülasyon ise, Ansys CFX programında SST $k-\omega$ türbülans modeli ile, salyangoz için yapısal olmayan ağ, diğer akış alanları için ise yapısal ağ kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.5'te görüldüğü gibi, deney ve test sonuçları birbirine oldukça yakın çıkmış olup, kullanılan sayısal yöntemlerle pompanın simülasyonunun doğru bir şekilde yapıldığı anlaşılmaktadır [9].



Şekil 2.5: Orijinal pompanın deney ve simülasyon sonucu karşılaştırmaları.

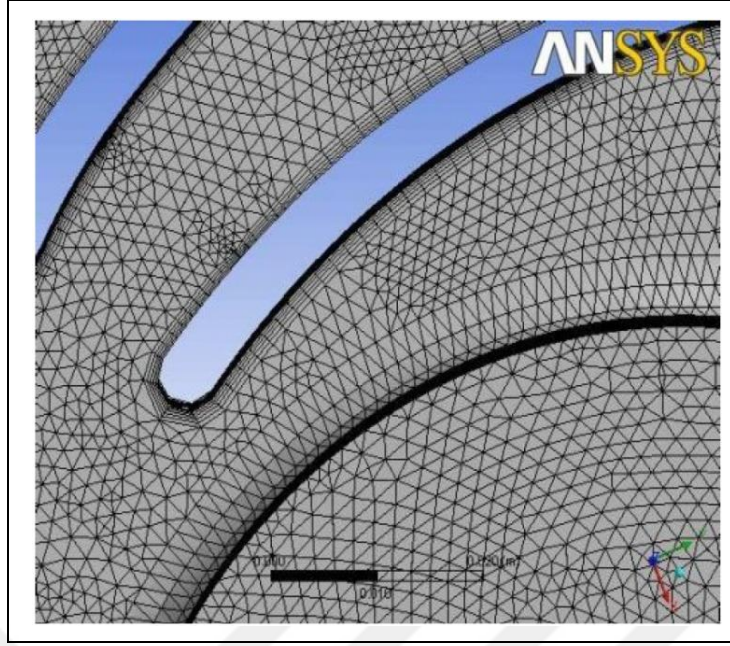
Ortogonal deney tasarımı ile pompa performansını iyileştirmek için, salyangoz tasarımı aynı bırakılarak, 5 adet çark geometrik parametresi seçilmiştir ve bu parametreler ile Taguchi'nin geliştirdiği algoritmaya dayanarak 16 adet çark tasarlanmış ve modellenmiştir. Bu 16 çark, aynı salyangoz kullanılarak, önceden orijinal pompa ile doğrulanmış olan sayısal yöntemlerin aynıyla analiz edilmiştir. Varyans analizi metodu ile, pompa performansı açısından en iyi parametre kombinasyonuna sahip çark seçilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen optimum pompa tasarımının, tasarım debi noktasında, orijinal pompaya göre verim ve basma yüksekliği değerlerinde sırasıyla %5,4 ve %5,9 artış görülmüştür. Fakat, salyangoz tasarımı değiştirilmediği için, tasarım noktasından düşük veya yüksek debi değerlerinde performans ve verimde bariz bir artış olmamıştır. Bu durum, pompa performansını optimize etmek için, tasarım sürecinde, çark ve salyangoz tasarımının birlikte ele alınması gerektiğini göstermektedir [9].

Ayad A.F. ve arkadaşlarının gerçekleştirdiği HAD çalışması, çark yanal boşluğu değerinin, yarı-açık çarka sahip bir santrifüj pompaya ait basma yüksekliği, verim, kayma faktörü, kanat yükleri ve iç akış yapısı parametreleri üzerindeki etkisini incelemektedir. Dönmekte olan (çark) ve sabit olan (salyangoz ve yanal açıklık bölgesi) parçalar arasındaki ara yüzey "frozen rotor" yaklaşımı ile modellenmiştir. Sayısal ağ hassasiyet analizi yapılmıştır ve türbülans modeli SST k- ω seçilmiştir. Giriş için toplam basınç, çıkış için ise kütleli debi sınır şartları uygulanmıştır. Sayısal simülasyon sonuçları ile aynı koşullarda gerçekleştirilen deneyin sonuçları kıyaslanarak, tasarım noktasında pompanın basma yüksekliği değerleri arasında %10 fark görülmüştür. Deneysel doğrulamadan sonra, sayısal analiz 4 farklı çark yanal açıklık değeri için gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.6'da, çark boşluk değerinin 1 mm, 2 mm, 3 mm ve boşluk olmaması durumları için basma yüksekliği değerleri görülmektedir. Sonuç olarak, açıklık değerinin artmasının pompa performansının (verim ve basma yüksekliği değerlerinin) düşmesinde önemli bir etkisi olduğu belirlenmiştir [10].



Şekil 2.6: Farklı debi değerlerinde santrifüj pompanın basma yüksekliği için HAD sonuçları.

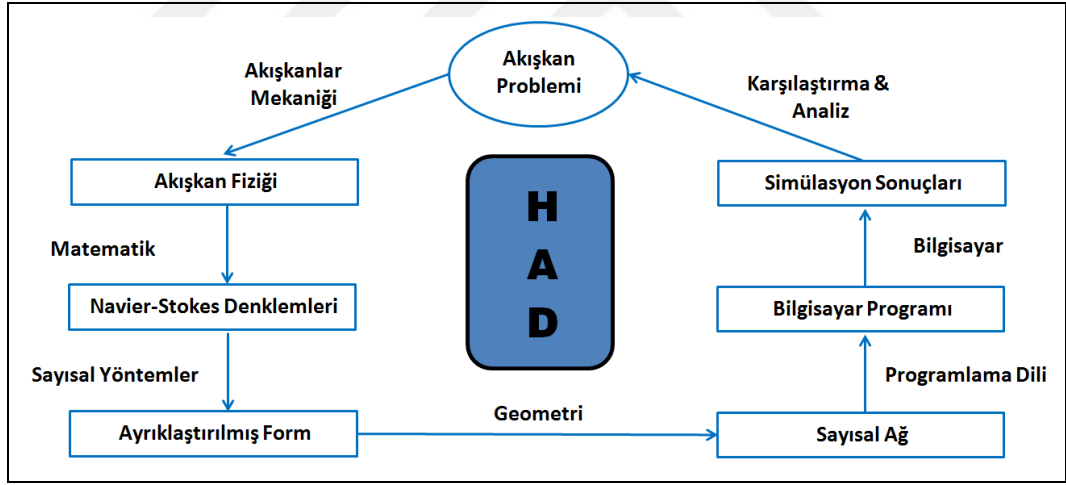
Rajendran S. ve arkadaşları, bir santrifüj pompa çarkının Ansys CFX programı ile analizi konusunda çalışmışlardır. Çalışmada, Şekil 2.7'de görüldüğü gibi, çark kanat yüzeylerinde yapısal hexahedral ağ kullanılarak sınır tabaka detaylarının daha iyi elde edilebilmesi amaçlanmıştır. Giriş için statik basınç, çıkış için ise kütleli debi sınır şartları verilmiştir. %5 türbülans yoğunluğuna sahip k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Daha sonra, analiz sonuçlarından; pompa içindeki akış düzeni, performans değerleri, kanat yükleri, toplam ve statik basınç ve mutlak hız gibi parametreler elde edilerek yorumlanmıştır [11].



Şekil 2.7 Kanat yüzeylerinde ağ iyileştirme ve sınır tabaka yapısı.

3. GENEL DENKLEMLER ve ÇÖZÜM YÖNTEMİ

HAD'nin temelini Navier-Stokes denklemleri olarak bilinen süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemleri oluşturmaktadır. Bu kısmi diferansiyel denklemlerin, bilgisayarların çözebileceği cebirsel ifadelerle çevrilmesi sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler yöntemlerinden biri kullanılarak yapılmaktadır. Bahsedilen bu ayrıklaştırma işlemi ise akış alanının küçük parçalara bölünmesini yani sayısal ağ oluşturmayı (mesh) gerektirmektedir. Oluşturulan kontrol hacimlerine ayrılmış akış alanındaki her kontrol hacmi için ayrıklaştırılmış denklemlerin bilgisayar programıyla çözülmesiyle sonuçlar elde edilmektedir. Şekil 3.1'de herhangi bir akışkan problemini çözmek için izlenmesi gereken HAD süreçleri ve bu süreçlerde kullanılan araçlar gösterilmektedir [12]. Aslında gösterilen bütün bu süreçler bilgisayar üzerinde yapılmasına rağmen, programın arkasında işleyen mantığı belirtmek adına bu şekilde gösterilmektedir.



Şekil 3.1: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) süreçleri.

3.1. Temel Denklemler

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği'nin (HAD) yönetici denklemleri; kütle korunumu, Newton'un ikinci yasası ve termodinamiğin birinci yasası olmak üzere üç temel fizik kanunundan türetilmiş olup, günümüzde genellikle Navier-Stokes denklemleri adıyla anılmaktadırlar. Navier-Stokes denklemleri; süreklilik (kütle korunum), momentum korunum ve enerji korunum olmak üzere 3 ana gruptan

oluşmaktadır. Bu tez kapsamında, ısı transferi incelenmediğinden, enerji korunum denklemi kullanılmayacaktır. Ayrıca yapılan çalışmada; pompa içindeki akış, zamana bağlı olmayan (daimi) halde, akışkan ise sıkıştırılamaz kabulü ile incelenmiştir.

Süreklilik denklemi aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad (3.1)$$

Denklemden; ρ akışkan yoğunluğu, t zaman, $\vec{V}$ hız vektörünü temsil etmektedir. Hız vektörünün diverjansı açık halde yazıldığında 3.2 numaralı denklem elde edilir.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (3.2)$$

Denklemlerde; ρ akışkan yoğunluğu, t zaman, v hız vektörü, u, v, w ise sırasıyla x, y ve z yönlerindeki hız bileşenleri için kullanılan sembollerdir. Üç boyutlu, sıkıştırılamaz akış için süreklilik denklemi şu şekildedir:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

Newton tipi ve sıkıştırılamaz akışkanlar için momentum korunumu denklemi aşağıda verildiği gibidir.

- x-Momentum Denklemi:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + S_M \quad (3.4)$$

- y-Momentum Denklemi:

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + S_M \quad (3.5)$$

- z-Momentum Denklemi:

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right] + S_M \quad (3.6)$$

Denklemlerde; g_x , g_y , g_z sırasıyla x, y ve z yönlerindeki yerçekimi ivmesini, P basıncı, μ ise viskoziteyi temsil etmektedir. S_M , dönen akış için kaynak terimi olup; Coriolis ivmelenmesi ve merkezci ivmelenme değerlerinin toplamından oluşmaktadır. Pompa çarkı sabit bir açısal hızla dönmekte olduğundan, çark içerisindeki akışın doğru tanımlanması için dönmeye ait kaynak terimine ihtiyaç duyulmaktadır.

$$S_M = S_{Cor} + S_{cfg} = -2\rho \vec{\omega} \times \vec{v} - \rho \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (3.7)$$

Burada; ω sabit açısal hızı, r ise akışkanın dönme eksenine olan mesafesini göstermektedir.

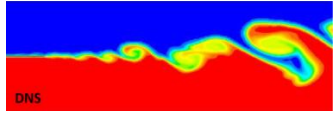
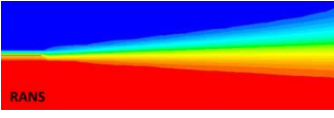
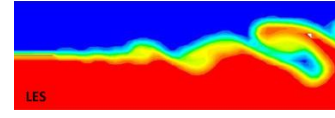
Akışı çözmek için kullanılacak olan süreklilik ve momentum korunumu denklemleri göz önüne alındığında, 4 adet denklem ve 4 adet bilinmeyen (P, u , v , w) olduğu görülmektedir.

3.2. Türbülans Modellemesi

Günümüzde, bütün türbülanslı akış problemleri için evrensel olarak kabul edilmiş, diğer modellerden daha üstün bir türbülans modeli bulunmamaktadır. Bunun nedeni, türbülansın düzensiz ve değişken yapıya sahip, çözümü oldukça zor bir fiziksel fenomen olmasıdır. Bu sebeple, türbülans modeli seçimi; akış probleminin karakteristiğine, elde edilmek istenilen doğruluk seviyesine, mevcut çözüm kaynaklarına, analiz için zaman kısıtı gibi birçok faktöre bağlı olarak yapılmaktadır.

Türbülans modelleme için kullanılan üç hesaplama yaklaşımı mevcuttur. Tablo 13'de [13] bu üç türbülanslı akış simülasyon yöntemine ait detaylar verilmektedir.

Tablo 3.1: Türbülans hesaplama yaklaşımları: a) DNS, b) RANS, c) LES.

		
a) DNS (Direct Numerical Simulation)	b) RANS (Reynolds Avaraged Navier-Stokes Simulation)	c) LES (Large Eddy Simulation)
Tüm Navier-Stokes denklemleri nümerik olarak çözülür ve modelleme gerektirmez.	Zaman-ortalamalı Navier-Stokes denklemleri çözülür. Reynolds Stress ve Eddy Viscosity olarak ikiye ayrılır.	Büyük çalkantılar çözülür, küçük çalkantılar ise modellenir.
Yüksek zaman ve maliyet gerektirdiğinden pratik değildir, kullanım alanı çok azdır.	Endüstriyel akışların hesabında en yaygın kullanılan yaklaşımdır.	DNS'den daha az maliyet gerektirmesine rağmen, yine de pratik uygulamalar için maliyeti yüksek olduğundan sık kullanılmaz.

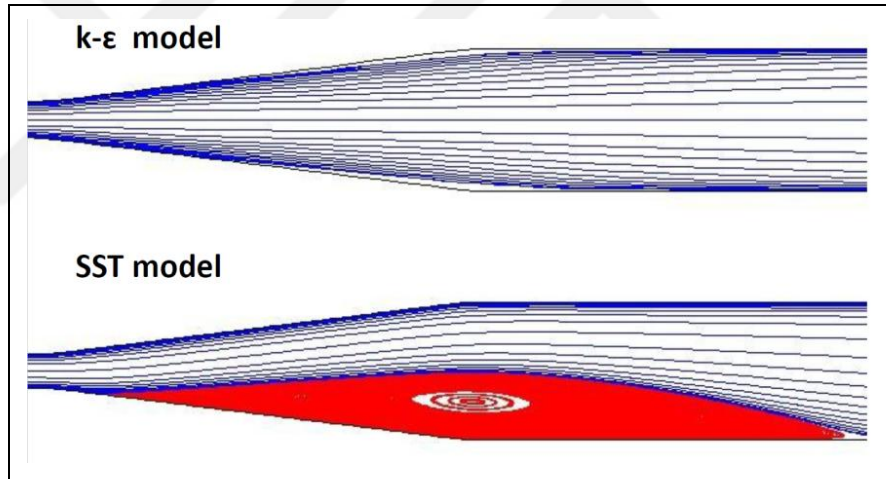
En çok kullanılan Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes Simülasyonu (RANS) yaklaşımı, çözüm yöntemine göre RSM (Reynolds-Stress Model) ve EVM (Eddy-Viscosity Model) olarak ikiye ayrılır. Bu ayrım; RANS denklemlerinin çözülebilir hale gelmesi için, Reynolds gerilmesi olarak bilinen $R_{ij} = \rho \overline{u'_i u'_j}$ teriminin farklı modellenmesine dayanmaktadır.

Reynolds-Stress (RSM) modeli, R_{ij} teriminin komponentlerini doğrudan transport denklemleri aracılığıyla çözmektedir. Bu model, yüksek akım çizgisi eğriliğine sahip veya dönel akış gibi karmaşık yapıdaki akışların çözümünde avantaj sağlamasına rağmen yoğun hesaplamalar ve karmaşık model içermektedir.

Eddy-Viscosity (EVM) modelinde, Reynolds gerilmesi komponentleri μ_t denilen bir türbülans (eddy) viskozitesi kullanılarak modellenmektedir. Sınır tabakalar, karışan tabakalar, kanal akışları gibi basit türbülanslı akışlar için mantıklı bir modelleme yöntemidir.

EVM, her biri türbülans viskozitesini (μ_t) farklı şekilde hesaplayan, tek veya iki denklemlili türbülans modeli birçok içermektedir. Bu 2-denklemlili türbülans

modellerinden bazıları; standart k- ϵ (k-epsilon), RNG k- ϵ , realizable k- ϵ , standart k- ω (k-omega), SST (Shear Stress Transport) modelleridir ve her birinin farklı avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Türbülans modelinin seçimi, akışkan problemine, eldeki çözüm kaynak ve kısıtlarına (bilgisayar hafızası veya süre gibi) göre değişkenlik gösterebilmektedir. Bu çalışmada, turbomakina problemlerinde sık kullanılan bir türbülans modeli olan SST modeli kullanılmıştır. SST modeli, akıştaki ayrılmaları tahmin etmede diğer 2-denklemlilik modellere göre daha iyi sonuç vermektedir. Şekil 3.2’de bir difüzördeki duvardan ayrılan ve döngüsel akış, (recirculation) SST modeli ile deney sonuçlarıyla uyumlu bir şekilde elde edilirken, en sık kullanılan türbülans modeli olan k- ϵ ile elde edilen sonuçta, akıştaki kopma hiç görülmemektedir [14]. Akıştaki ayrılmaları doğru tahmin edebilmek; turbomakina komponentlerinin performans karakteristiğini elde edebilmek açısından önemlidir.



Şekil 3.2: k- ϵ ve SST türbülans modelleri ile elde edilen akış çizgileri (streamlines).

SST modeli (bazen SST k- ω olarak da adlandırılmaktadır), standart k- ω modelinin bir versiyonudur. İki denklemlilik bu model, duvar yakınındaki bölgelerde standart k- ω modeli, duvardan uzak bölgelerde ise standart k- ϵ modeli kullanımını, her iki modeli birleştirici bir fonksiyon kullanarak sağlamaktadır. SST modeli, her iki modelin farklı bölgelerdeki performanslarından yararlanır; k- ϵ modeli serbest akış bölgelerinde daha iyi sonuç verirken, k- ω modeli duvar yakını bölgelerde daha iyi sonuç vermektedir [15].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (3.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (3.9)$$

Yukarıdaki denklemlerde; k ; türbülans kinetik enerjisi, ω ; spesifik dissipasyon hızı, Γ_k ve Γ_ω ; k ve ω 'nın efektif difüzyonunu, G_k ; hız gradyanlarına bağlı türbülans kinetik enerji üretimini, G_ω ; ω üretimini, Y_k ve Y_ω ; k ve ω 'nın türbülansa bağlı yayılımını, D_ω ; çapraz difüzyon terimini, S_k ve S_ω ise kullanıcı tanımlı kaynak terimlerini temsil etmektedir.

Efektif difüzyon aşağıdaki şekilde tanımlanır:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (3.10)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (3.11)$$

Burada, σ_k ve σ_ω sırasıyla k ve ω için türbülanslı Prandtl sayılarıdır. μ_t ise türbülans viskozitesidir ve aşağıdaki formülle hesaplanır:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (3.12)$$

S , gerilme oranı değerini tanımlamaktadır.

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1-F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (3.13)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1-F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (3.14)$$

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t/R_k}{1 + Re_t/R_k} \right) \quad (3.15)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (3.16)$$

Harmanlama fonksiyonları F_1 ve F_2 ise aşağıdaki gibidir:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (3.17)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (3.18)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j}, \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.19)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (3.20)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0,09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega}, \right] \quad (3.21)$$

Burada y , bir sonraki yüzeye olan mesafeyi, D_{ω}^+ ise çapraz difüzyon teriminin pozitif kısmını göstermektedir.

Türbülans kinetik enerjisinin üretimini gösteren G_k terimi ise k - ω modeli ile aynı olup, aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (3.22)$$

G_{ω} ise aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{v_t} G_k \quad (3.23)$$

$$\alpha_{\infty} = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (3.24)$$

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,1}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (3.25)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{\omega,2}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (3.26)$$

Buradaki κ teriminin değeri 0,41'dir.

k ve ω 'nın türbülansa bağlı yayılımını gösteren Y_k ve Y_{ω} terimleri standart k - ω modelinden farklı olup aşağıdaki gibi ifade edilmektedir:

$$Y_k = \rho \beta^* k \omega \quad (3.27)$$

$$Y_{\omega} = \rho \beta_i \omega^2 \quad (3.28)$$

$$\beta_i = F_1 \beta_{i,1} + (1 - F_1) \alpha \beta_{i,2} \quad (3.29)$$

Çapraz difüzyon terimi D_{ω} ise aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir:

$$D_{\omega} = 2(1 - F_1) \rho \frac{1}{\omega \sigma_{\omega,2}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.30)$$

SST türbülans modelinin denklemlerinde kullanılan sabitler aşağıdaki gibidir:

- $\sigma_{k,1} = 1,176$, $\sigma_{\omega,1} = 2,0$, $\sigma_{k,2} = 1,0$, $\sigma_{\omega,2} = 1,168$, $a_1 = 0,31$,
- $\beta_{i,1} = 0,075$, $\beta_{i,2} = 0,0828$

Hem k - ω hem de SST modelinde ortak olarak kullanılan sabitler ise aşağıda verilmiştir:

- $\alpha_{\infty}^* = 1$, $\alpha_{\infty} = 1$, $\alpha_0 = 1/9$, $\beta_{\infty}^* = 0,09$
- $R_{\beta} = 8$, $R_k = 6$, $R_{\omega} = 2,95$, $\zeta^* = 1,5$, $M_{t0} = 0,25$

Süreklilik, momentum korunumu ve SST türbülans modeli denklemleri göz önüne alındığında toplam 6 adet denkleme karşılık; basınç, üç yönde hız, türbülans kinetik enerjisi ve spesifik dissipasyon hızı olmak üzere 6 adet bilinmeyen olduğu görülmektedir.

3.3. Duvar Yakını Modelleme

Duvar yakınındaki akışı doğru elde edebilmek; duvar civarında gerçekleşen, basınç düşümü, akıştaki kopmalar, döngüsel akışlar (recirculation) gibi olayları tahmin edebilmek için önem taşımaktadır. Ansys CFX programında, seçilen türbülans modeline göre hangi duvar yakını modelinin kullanılacağı değişmektedir. Duvar civarının nasıl modelleneceği, aynı zamanda duvar yakınında oluşturulacak olan sayısal ağ ayarları için de belirleyici olmaktadır. Kullanılan türbülans modeli ve dolayısıyla duvar modelini göz önüne almadan oluşturulacak bir sayısal ağ, duvar kenarında olması gerekenden ince (fine) veya kaba (coarse) sayısal ağ olması riskini doğurmaktadır. Bu sebeple oluşabilecek hataları önlemek adına, kullanılacak duvar yakını modelleme yöntemi ile duvar kenarındaki sayısal ağ birbirine uygun olmalıdır.

Duvar civarındaki koşullar genellikle tahmin edilebilir olduğundan, duvar kenarındaki akış profili, duvar fonksiyonları denen ampirik formüllerle, sınır tabakayı çözmeden belirlenebilmektedir. Kullanılmakta olan bu duvar fonksiyonlarının standart, scalable gibi çeşitleri mevcuttur. Duvar fonksiyonu kullanımı; duvar civarında yoğun sayısal ağ kullanma zorunluluğu olmaması nedeniyle pratiklik sağlamasına rağmen, dönel akış (swirling flow) ve yüksek akım çizgisi eğrilğine sahip akışlarda hatalı sonuçlar verebilmektedir. Ayrıca, akıştaki ayrılmaların da genellikle düşük olarak tahmin edilmesine yol açmaktadır.

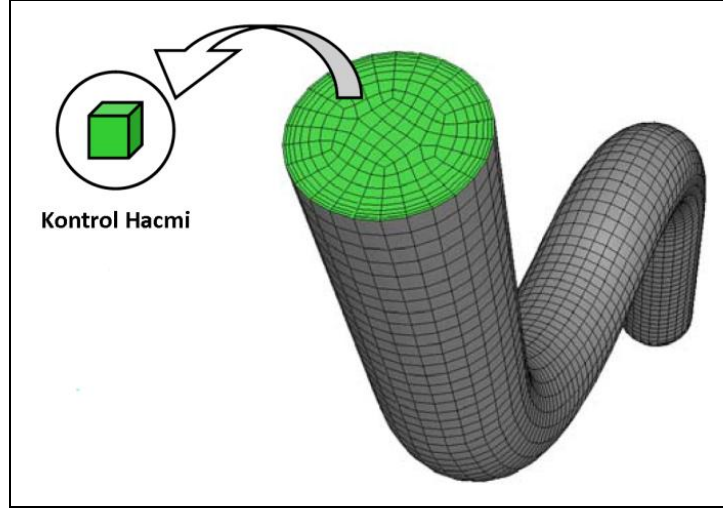
Duvar yakını modellemede kullanılan diğer seçenek ise düşük Reynolds sayısı (low-Reynolds number) formülasyonudur. Burada söz edilen Reynolds sayısı ile viskoz alt tabakada düşük olan türbülanslı Reynolds sayısı kastedilmektedir. Bu yöntem, sınır tabakanın duvara çok yakın olan viskoz (laminer) alt tabakasının çözümünü içermektedir. Bu ise, duvar civarında oldukça ince (fine) bir sayısal ağ kullanımı gerektirmektedir. Endüstriyel uygulamaların çoğunda ise her duvar için çok yoğun sayısal ağ kullanımı oldukça zor olmaktadır.

SST türbülans modeli, $k-\omega$ modeli ile aynı "otomatik duvar yakını yaklaşımı" (automatic near wall treatment) kullanmaktadır. Otomatik duvar yakını yaklaşımı; yukarıda bahsedilen duvar fonksiyonları ve düşük-Re sayısı yönteminin her ikisini de kullanan bir duvar yakını modelleme metodudur. Hangi duvarda hangi yöntemin kullanılacağına ise y^+ denilen boyutsuz duvar uzunluğunun değerine göre karar verilmektedir. Boyutsuz duvar uzunluğu, sayısal ağ oluştururken duvarla ilk düğüm noktası arasındaki mesafeyi belirlemede kullanılan bir değerdir. Duvar fonksiyonlarının geçerli olabilmesi için $y^+ < 300$ olması gerekirken, düşük-Re sayısı yöntemi için $y^+ < 2$ şartının sağlanması gerekmektedir. Böylece boyutsuz duvar uzunluğunun düşük olduğu, yani sayısal ağın yoğun olduğu duvarların civarında düşük-Re sayısı yöntemi kullanılarak, bu yöntemin sağladığı avantajlardan yararlanılırken, y^+ değerinin yüksek olduğu, yani kaba (coarse) sayısal ağ kullanılan duvarlar için ise duvar fonksiyonları kullanılmaktadır. Genellikle, düşük-Re sayısı yönteminden doğru sonuçlar elde edebilmek için y^+ değeri 1 olacak şekilde sayısal ağ oluşturmak tavsiye edilmektedir.

3.4. Ayırıklaştırma

Akışı çözmek için kullanılan kısmi diferansiyel denklemleri, bilgisayarların çözebilmesini sağlamak için cebirsel ifadelere çevirmek yani ayırıklaştırmak gerekmektedir. Tipik ayırıklaştırma metotları; sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler olmak üzere üç tanedir. En yaygın olarak kullanılan metot sonlu hacimler yöntemidir ve bu çalışma kapsamında da kullanılmıştır.

Sonlu hacimler yönteminde, incelenen akış bölgesi, kontrol hacimleri denilen alt bölgelere ayrılmaktadır. Denklemler ayırıklaştırılarak, her kontrol hacmi için iteratif olarak çözülmektedir. Sonuç olarak, incelenen akış alanındaki belirli noktalarda her değişkenin yaklaşık değeri elde edilmektedir. Böylece, akışın davranışının genel görünümü elde edilmektedir. Şekil 3.2'de bir borudaki akışın, akışkan bölgesinin sonlu sayıda kontrol hacmine bölündüğü görülmektedir [16].

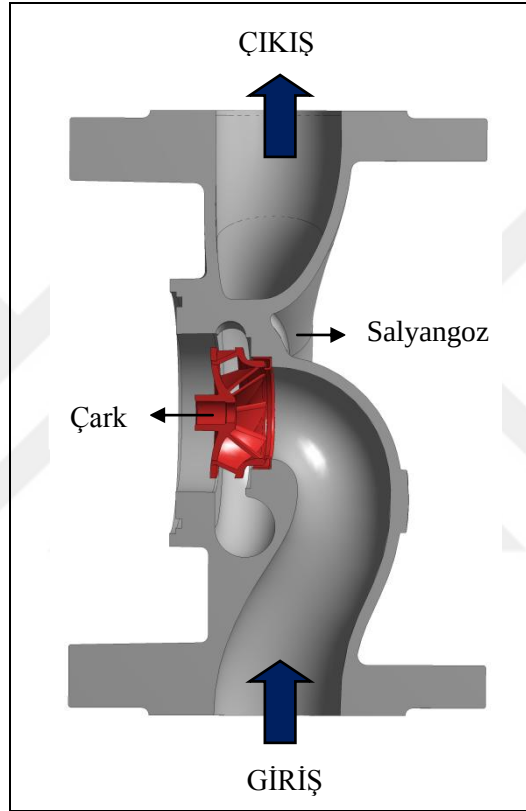


Şekil 3.3: Akış alanının kontrol hacimlerine bölünmesi.

4. AKIŞ ANALİZİ

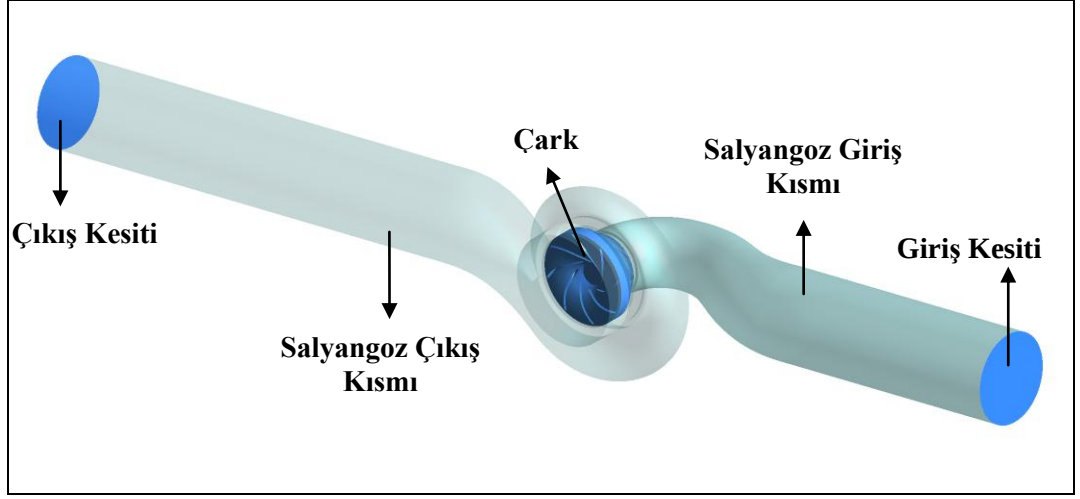
4.1. Akış Hacmi

Pompanın salyangoz ve çarkına ait 3D modelin kesiti Şekil 4.1'de görüldüğü gibidir. Akışkanın giriş ve çıkış yaptığı kesitler de yine şekilde gösterilmektedir.



Şekil 4.1: Pompa salyangoz ve çark kesiti.

HAD çalışmasının ilk aşaması olarak bu katı modelden akış hacmi oluşturulmuştur. Akışkanın giriş ve çıkış yaptığı salyangoz kesitleri uzatılmış, böylece incelenen bölgedeki akışın düzgün ve tam gelişmiş olması sağlanarak, çözümün doğruluğu arttırılmak istenmiştir. Analiz için hazır hale getirilmiş olan, pompaya ait akış alanı Şekil 4.2'de görülmektedir.



Şekil 4.2: Akış alanı.

4.2. Sayısal Ağ

Sayısal ağ (çözüm ağı) tabakası oluşturma, en kritik ve zaman alıcı HAD süreçlerinden biridir. Akış alanında oluşturulan ağ ile meydana gelen hücrelerde (kontrol hacimleri) ayrıklaştırılmış korunum denklemleri çözülerek, akış boyunca basınç, hız gibi değişkenler hesaplanmaktadır. Bu sebeple, sayısal ağ kalitesinin, akış çözümünün doğruluğuna etkisi oldukça yüksektir.

Sayısal ağ kalitesinin yüksek olduğunu gösteren kriterler aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- sayısal ağ yoğunluğunun, ilgili akış özelliklerinin hepsini elde edebilecek kadar yüksek olması,
- duvar kenarındaki sayısal ağın, sınır tabaka akışını çözmeye yetecek kadar ince (fine) olması,
- kaliteyi gösteren; çarpıklık (skewness), en-boy oranı (aspect ratio) gibi değerlerin belli değer aralıklarında olmasıdır [17].

Günümüzde, yapısal (structured) sayısal ağ, yapısal olmayan (unstructured) sayısal ağ ve hibrit sayısal ağ olmak üzere üç çeşit ağ yapısı kullanılmaktadır.

Yapısal (düzenli) sayısal ağ, hexahedral elemanlar (2D için quadrilateral elemanlar) kullanılarak, düzenli ve tekrarlayan bir yapıda oluşturulmaktadır. Yapısal olmayan ağlarla kıyaslandığında; ağ oluştururken harcanan süre gibi dezavantajlarına

rağmen daha hızlı yakınsama, daha doğru sonuçlar elde etme (eşit sayıda kontrol hacmine sahip ağlar için), aynı hacim için daha az eleman kullanarak ağı oluşturma gibi avantajları da mevcuttur.

Yapısal olmayan (düzensiz) sayısal ağ ise, tetrahedral elemanlar (2D için üçgen elemanlar) kullanılarak oluşturulmaktadır. Yapısal ağlarla kıyaslandığında, ağ oluştururken sağladığı esneklik, kompleks geometrilerde daha kısa zamanda çözüm, kullanıcının az zaman ve çaba ile sayısal ağı oluşturabilmesi gibi avantajlara sahip olmasına rağmen hesaplama süresinin uzunluğu ve yüksek bilgisayar bellek ihtiyacı gibi dezavantajları da bulunmaktadır.

Hem hexahedral hem de tetrahedral elemanların birlikte kullanıldığı durumlar ise hibrit sayısal ağ olarak bilinmektedir.

Duvar civarındaki akışı doğru bir şekilde öngörerek bu bölgede oluşabilecek akıştaki ayrılmalar, döngüsel akış (recirculation), doğru bir şekilde belirleyebilmek için çark ve salyangozun duvar yüzeylerinde sınır tabaka yapısı (inflation) kullanılmıştır. Sayısal ağ oluştururken, sınır tabaka yapısını doğru bir şekilde oluşturmak için ilk hücre yüksekliği önem arz etmektedir. İlk hücre yüksekliği ise, kullanılacak duvar yaklaşımına göre boyutsuz duvar uzunluğu (y^+) için uygun bir değer belirlenerek bulunmaktadır.

y^+ boyutsuz duvar uzunluğunun hesabı aşağıda verildiği gibidir:

$$y^+ = \frac{\Delta y \rho \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}}{\mu} \quad (4.1)$$

Bu denklemde; Δy ilk hücre yüksekliğini (duvarla birinci düğüm noktası arasındaki mesafeyi), τ_w duvar kayma gerilmesini, ρ akışkanın yoğunluğunu, μ akışkanın viskozitesini temsil etmektedir. C_f yüzey sürtünme katsayısını, U ise akış hızını göstermek üzere, duvar kayma gerilmesi şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\tau_w = C_f \frac{\rho U^2}{2} \quad (4.2)$$

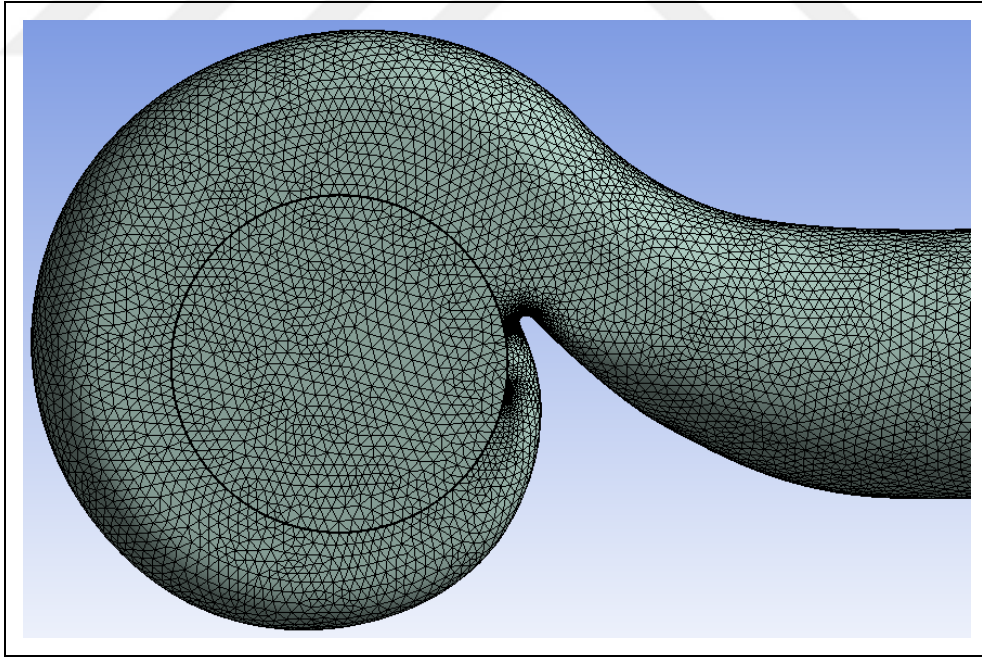
$$C_f = \frac{0,455}{(\ln(0,06Re))^2} \quad (4.3)$$

$$Re = \frac{\rho U D}{\mu} \quad (4.4)$$

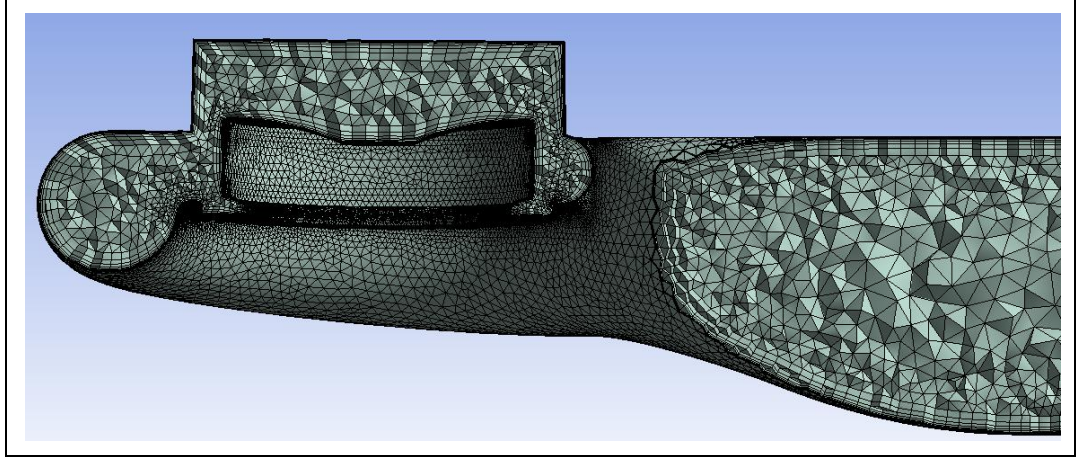
Pompanın BEP noktası olan $Q_{BEP}=9,5 \text{ m}^3/\text{h}$ değeri için, ilk hücre yüksekliği Δy değeri hesaplanmıştır. SST türbülans modelinde kullanılan, otomatik duvar yakını yaklaşımındaki düşük-Re sayısı formülasyonundan faydalanabilmek ve duvar civarındaki profili doğru bir şekilde tahmin edebilmek için genellikle y^+ değeri 1 alınmaktadır. Bu sebeple, bu çalışmada $y^+ = 1$ alınarak, ilk hücre yüksekliği bulunmuştur.

Ansyes Meshing programı ile, salyangoz ve çark duvarlarında sınır tabaka yapısı (inflation), diğer yerlerde tetrahedral elemanlar kullanılarak, akış alanının sayısal ağı oluşturulmuştur.

Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te salyangoz için oluşturulan sayısal ağ sırasıyla genel görünüm ve kesit görünümü olarak verilmektedir. Salyangozdaki sayısal ağda yaklaşık 2.10^6 eleman bulunmaktadır.

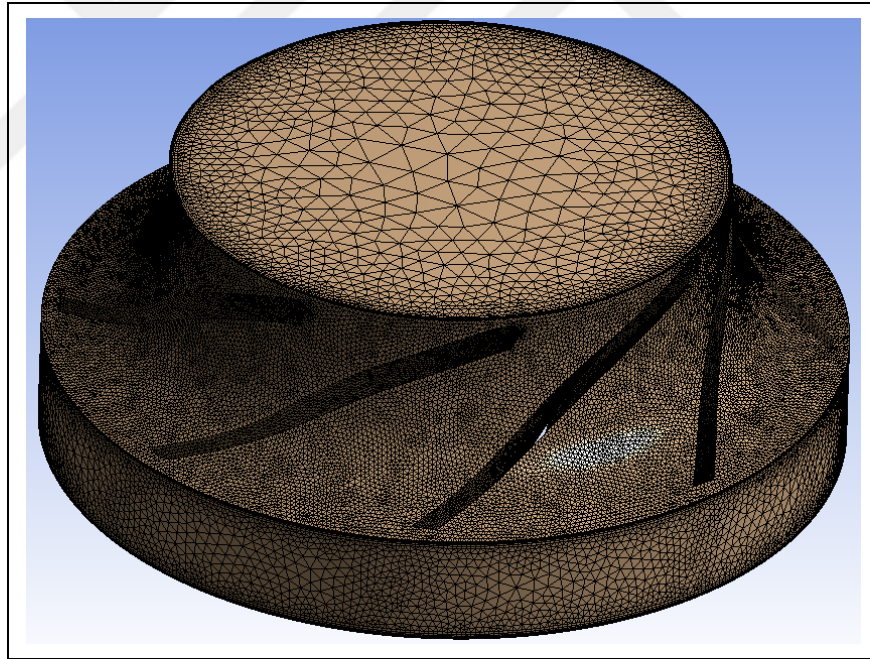


Şekil 4.3: Salyangoz sayısal ağ.

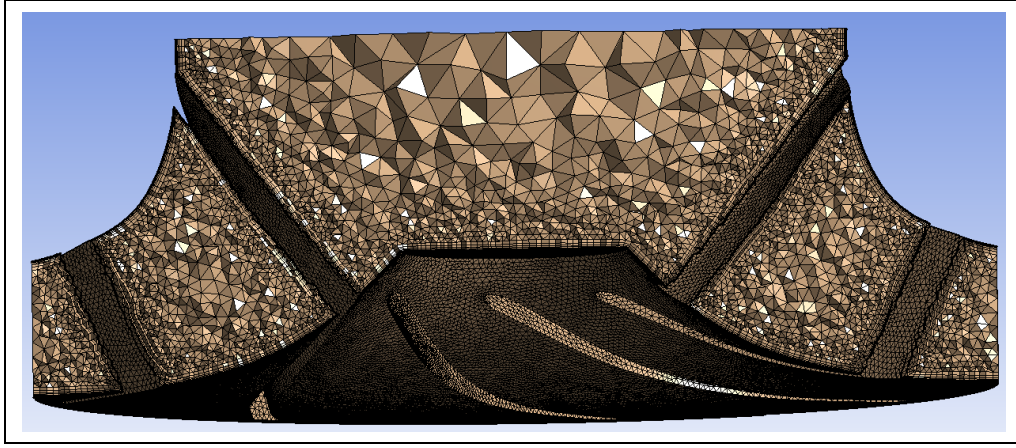


Şekil 4.4: Salyangoz kesit sayısal ağ .

Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da çark için oluşturulan sayısal ağ sırasıyla genel görünüm ve kesit görünümü olarak verilmektedir. Çarktaki sayısal ağda yaklaşık 3.10^6 eleman bulunmaktadır.



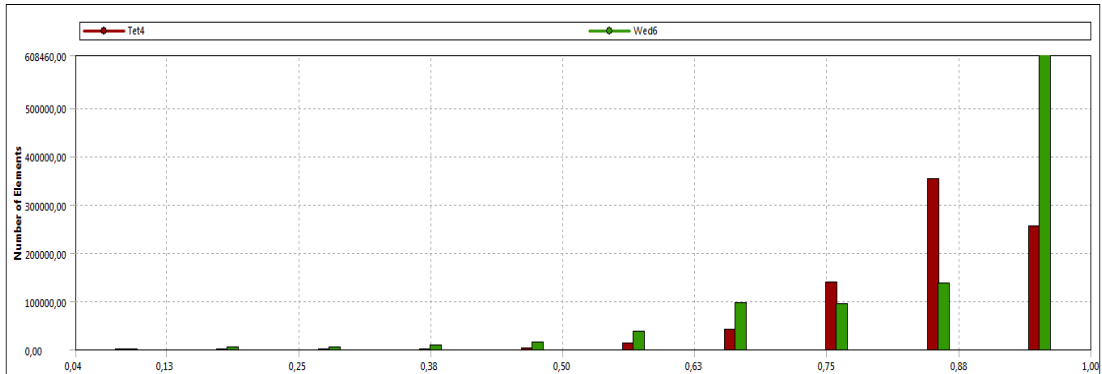
Şekil 4.5: Çark sayısal ağ.



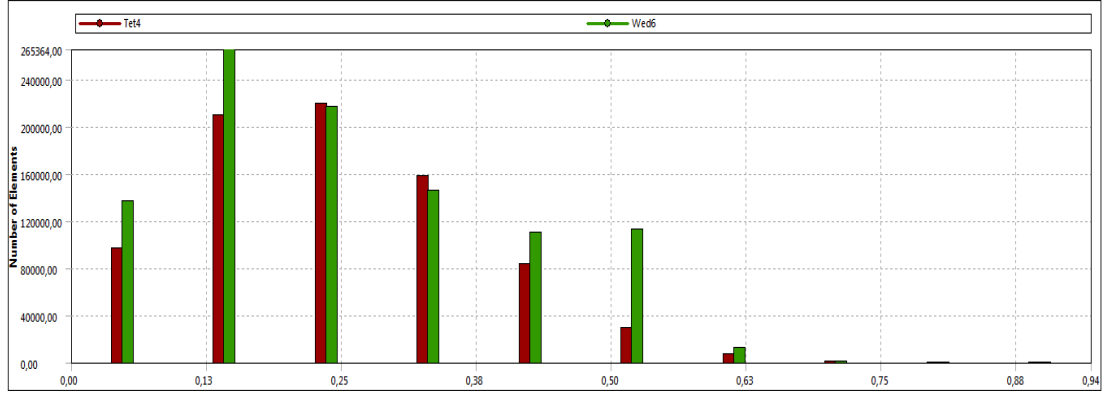
Şekil 4.6: Çark kesit sayısal ağ.

Sayısal ağda son adım olarak, oluşturulan sayısal ağın kalitesini gösteren metrikler kontrol edilmelidir. Çarpıklık (skewness) ve ortogonal kalite (orthogonal quality) değerleri 0 ile 1 arasında değişen, ağ elemanlarının kalitesini gösteren boyutsuz sayılardır. Çarpıklık; üçgen elemanların, eşkenar üçgene göre ne kadar bozulduklarının bir ölçüsü olarak tanımlanabilmektedir. Çarpıklık değeri düştükçe, eleman kalitesi arttığından, olabildiğince düşük olması istenmektedir. Ortogonal kalitede ise, 0 en kötü durumu, 1 en iyi durumu temsil etmektedir. Genellikle ortogonal kalite için minimum 0,15 değeri, çarpıklık için maximum 0,95 değeri kabul edilebilir sayılmaktadır. Fakat eleman kalitesini iyileştirmek adına, çarpıklığı olabildiğince düşürmek, ortogonal kaliteyi ise olabildiğince yüksek tutmak doğru bir yaklaşımdır.

Salyangozda oluşturulan sayısal ağın, eleman sayısına göre ortogonal kalite ve çarpıklık dağılımları sırasıyla Şekil 4.7 ve Şekil 4.8'de verilmektedir.

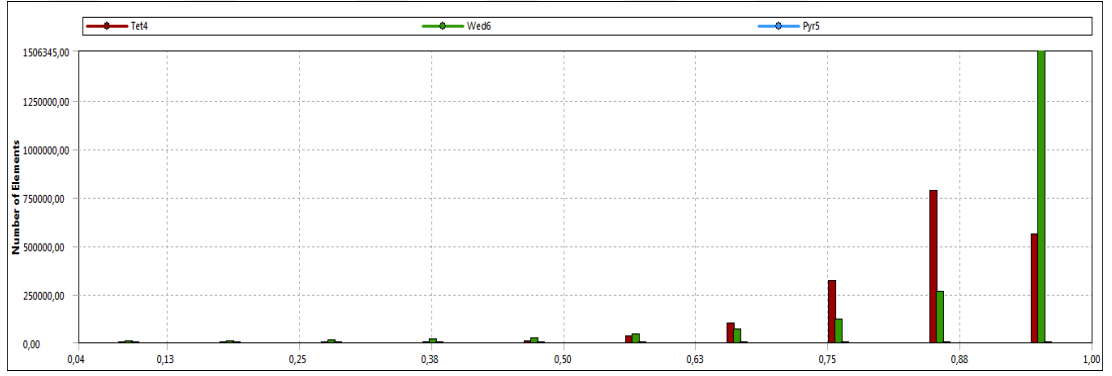


Şekil 4.7: Salyangoz sayısal ağ ortogonal kalite.

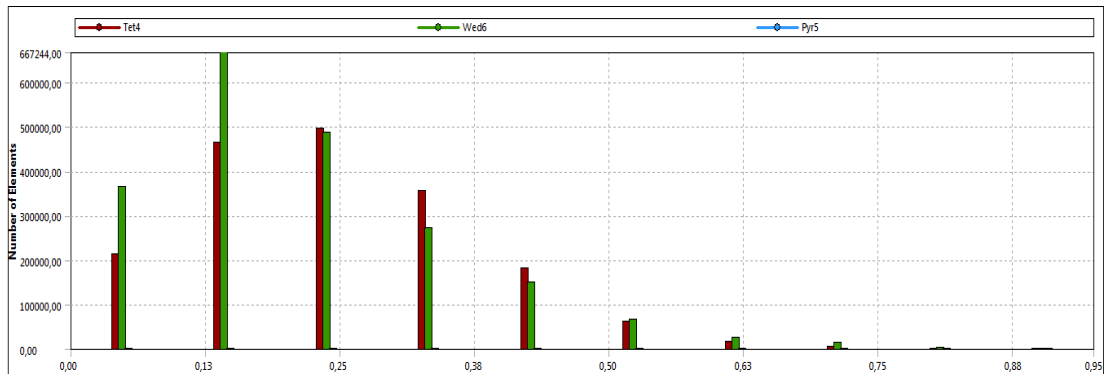


Şekil 4.8: Salyangoz sayısal ağ çarpıklık.

Çarkta oluşturulan sayısal ağın, eleman sayısına göre ortogonal kalite ve çarpıklık dağılımları sırasıyla Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da verilmektedir.



Şekil 4.9: Çark sayısal ağ ortogonal kalite.



Şekil 4.10: Çark sayısal ağ çarpıklık.

Hem salyangoz hem çark için dağılımlar incelendiğinde, sayısal ağ metriklerinin istenilen değer aralıklarında kaldığı görülmektedir. Ortogonal kalite için elemanların büyük bir kısmının 0,95 değerinde olduğu görülürken, 0,15'in

altında neredeyse hiç eleman bulunmamaktadır. Çarpıklık dağılımı incelendiğinde ise elemanların büyük bir kısmının 0,15 değerinde olduğu görülürken, 0,95'in üstünde hiç eleman bulunmamaktadır. Bu durum, sayısal ağıın akış analizi için uygun olduğunu göstermektedir.

4.3. Sınır Koşulları

Pompanın akış karakteristiğini incelemek için, deney sonuçlarından pompanın en verimli olduğu nokta; BEP noktası belirlenerek, bu değer için analiz yapılmıştır. Tablo 4.1'de analiz için kullanılan sınır şartları görülmektedir. Giriş basıncı; pompa deney düzenekleri için ilgili standartlarca belirlenen sistem basıncı değeri olup, daha sonra yapılacak analiz sonucu-deney sonucu karşılaştırmasının sağlıklı olabilmesi için sınır şartı olarak kullanılmıştır.

Tablo 4.1: Sınır şartları.

Akışkan	Su
Akışkan Sıcaklığı	25°C
Çark Dönüş Hızı	4800 rpm
Giriş Basıncı	200.000 Pa (2 bar)
Çıkış Debisi	9,5 m ³ /h (2,6 kg/s)

BEP noktasının yanısıra, pompa performans eğrisini elde edebilmek için 4 noktada daha analiz yapılmıştır. Akış alanının analizinde, çıkış debisi sınır şartı olarak verilen, toplam 5 noktaya ait debi değerleri Tablo 4.2'de verilmektedir. Diğer sınır şartları ise Tablo 4.1'de verilenler ile aynıdır.

Tablo 4.2: 5 adet analize ait çıkış debisi değerleri.

Debi Değerleri (m ³ /h)				
4	6	8	9,5	12

İncelenen akış alanı; dönmekte olan bir çark ve durağan haldeki bir salyangozdan oluştuğu için, birbirlerine temas ettikleri ara yüzeyler için ayrı bir tanımlama yapılması gerekmektedir. Genellikle turbomakinalarda görülen bu tip

çoklu (dönen ve sabit) bölgeleri modellemek için yöntemler mevcuttur. Bu çalışmada, en basit ve yaygın yöntemlerden biri olan donmuş rotor modeli (FRM-Frozen Rotor Model veya MRF-Multiple Reference Frame) kullanılmıştır.

Kullanılan FRM metodunun ana hatları ise özet olarak şu şekildedir: İncelenen akış alanı çoklu durağan ve hareketli akışkan bölgelerine ayrılıp, bölgeler arasında ara yüzeyler (interfaces) yerleştirilir. Zamana bağlı olmayan çözüm gerçekleştirilir ve ara yüzeylerde hız vektörleri ve gradyanları uygun transformasyona uğrayarak, yerel kütle, momentum, enerji ve diğer skalar büyüklüklerin akıları belirlenir. FRM yöntemi, bir bölgenin diğer bölgelere göre bağlı hareketini göz önüne almamaktadır. Sayısal ağ, hesaplama boyunca sabit kalmaktadır. Bu modelleme yöntemi; dönel bölge (rotor) sabit sayısal ağ tarafından tanımlanan pozisyondayken, anlık (zamana bağlı) akış çözümünün yaklaşık bir tahmini olarak düşünülebilir[18].

4.4. Çözüm

Sınır şartları verildikten sonra yakınsama kriteri belirlenmelidir. Çözüm için yakınsama kriteri olarak artık değerlerin (residuals) 1.10^{-4} 'ün altına düşmesi belirlenmiştir. Simülasyonların yaklaşık 2500 iterasyonda yakınsadığı görülmüştür. Analiz, zamana bağlı olmayan hal için Ansys CFX programında gerçekleştirilmiştir.

4.5. Analiz Sonuçlarının Deneysel Sonuçlarla Karşılaştırılması

Bernoulli denklemine göre pompaya ait basma yüksekliği (H) aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır:

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}} \quad (4.5)$$

Genellikle hız değerleri birbirine çok yakın olduğundan ve giriş ile çıkış arasında yükseklik farkı olmadığından H formülü aşağıdaki hale dönüşmektedir. Burada; ΔP çıkış ile giriş arasındaki basınç farkını göstermektedir.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho g} \quad (4.6)$$

Hidrolik güç, akışkana aktarılan gücü göstermektedir ve aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır:

$$P_{hid} = \rho g Q H \quad (4.7)$$

Elektrik motorunun milinden pompaya aktarılan güce mil gücü denmektedir ve aşağıdaki formülle hesaplanmaktadır:

$$P_{mil} = T \omega \quad (4.8)$$

Milden aktarılan güç, pompanın verimine göre belli oranda kayba uğrayarak hidrolik güce dönüşmektedir. Dolayısıyla, verim şu şekilde ifade edilmektedir:

$$\eta = \frac{P_{hid}}{P_{mil}} \quad (4.9)$$

Yukarıda bahsedilen tüm bu pompaya ait değerler CFX programı içinde yazılan ifadelerle (expressions) hesaplanabilmektedir. Yazılan ifadeler ise aşağıda görüldüğü gibidir:

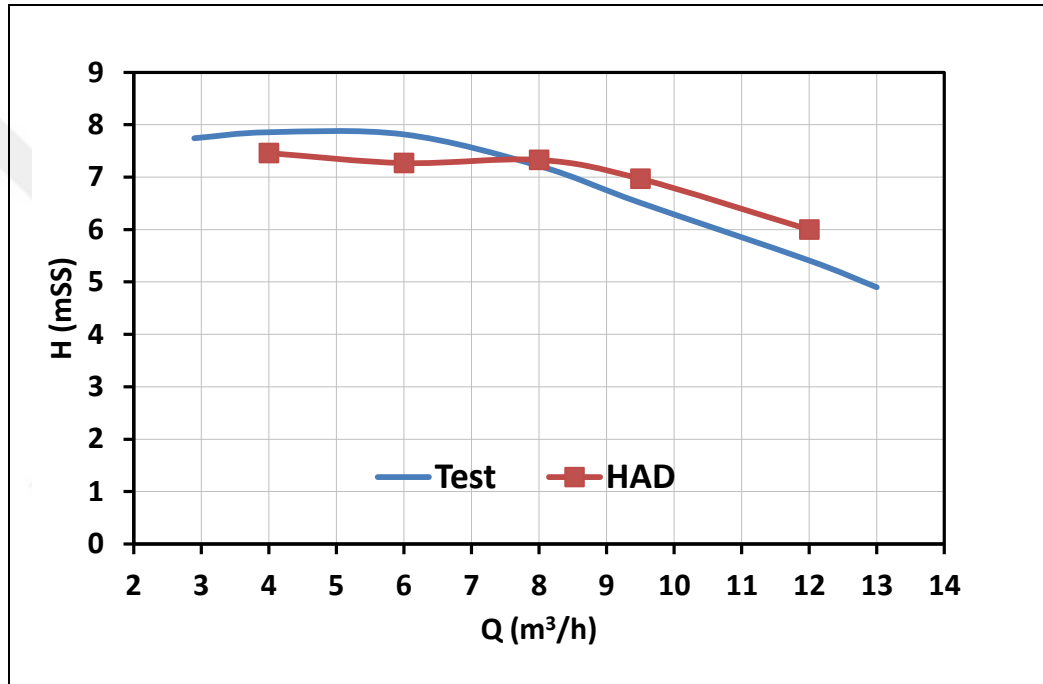
- Torque = torque_x()@Impeller Blades+ torque_x()@Impeller Hub + torque_x()@Impeller Shroud
- ShaftPower = Torque*omega
- Head = (massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame)@Outlet - massFlowAve(Total Pressure in Stn Frame)@Inlet)/(g*ave(Density) @Inlet)
- Efficiency = abs(massFlow@Inlet*Head*g/ShaftPower)

Yazılan bu ifadelerle, $Q_{BEP}=9,5 \text{ m}^3/\text{h}$ noktasında yapılan analiz için elde edilen sonuçlar Tablo 4.3'te görülmektedir.

Tablo 4.3: $Q_{BEP}=9,5 \text{ m}^3/\text{h}$ noktası için elde edilen değerler.

Tork	0,46 Nm
Mil Gücü	235,23 W
Basma Yüksekliği	6,98 m
Verim	% 76,5

Gerçekleştirilen 5 analizin sonuçlarının validasyonunu yapabilmek için pompa performans eğrileri çizilmiştir. Çizilen eğriler Şekil 4.11'de görülmektedir.



Şekil 4.11: Test ve analiz sonuçlarıyla elde edilen pompa performans eğrisi.

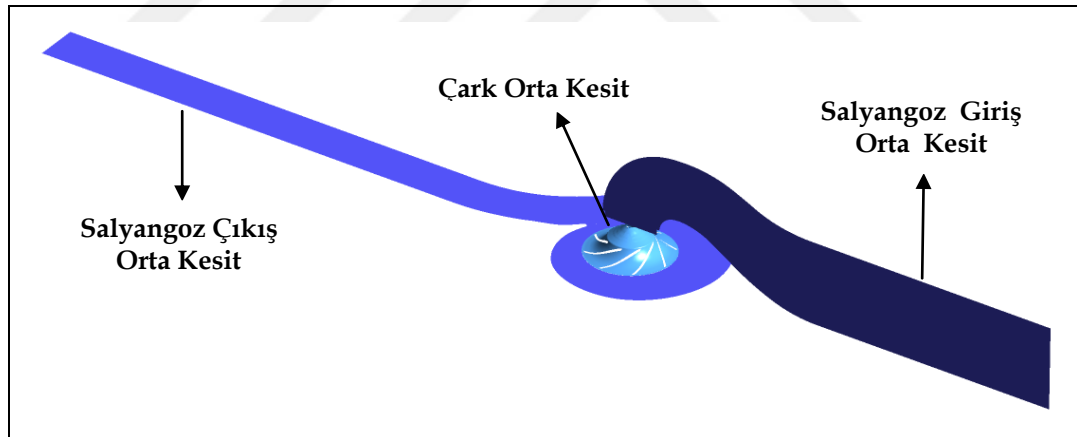
Her nokta için deneysel ve HAD ile elde edilen basma yüksekliği (H) değerlerinin karşılaştırılması ise Tablo 4.3'te verilmektedir. Tablodan görüldüğü gibi, HAD sonuçlarının test sonuçlarına göre hata oranları her beş noktada da %10'un altında çıkmıştır. Bu ise, analiz sonuçlarının kabul edilebilir hata aralıklarında olduğunu göstermektedir.

Tablo 4.4: Test-HAD sapma yüzdeleri.

Q [m ³ /h]	TEST	HAD	% SAPMA
	H [m]	H [m]	
12	5,41	6,00	9,83
9,5	6,51	6,98	6,60
8	7,21	7,33	1,60
6	7,81	7,27	-7,47
4	7,85	7,46	-5,28

4.6. Sonuçların İncelenmesi

Analiz sonuçlarının incelenmesi için, salyangoz; giriş ve çıkış olmak üzere iki bölümde ele alınmış ve her 3 parçanın (çark, salyangoz giriş, salyangoz çıkış) orta kesitleri (0.5 span) Şekil 4.12'de görüldüğü gibi elde edilerek pompa içindeki akışa ait veriler bu kesitlerde yorumlanmıştır.



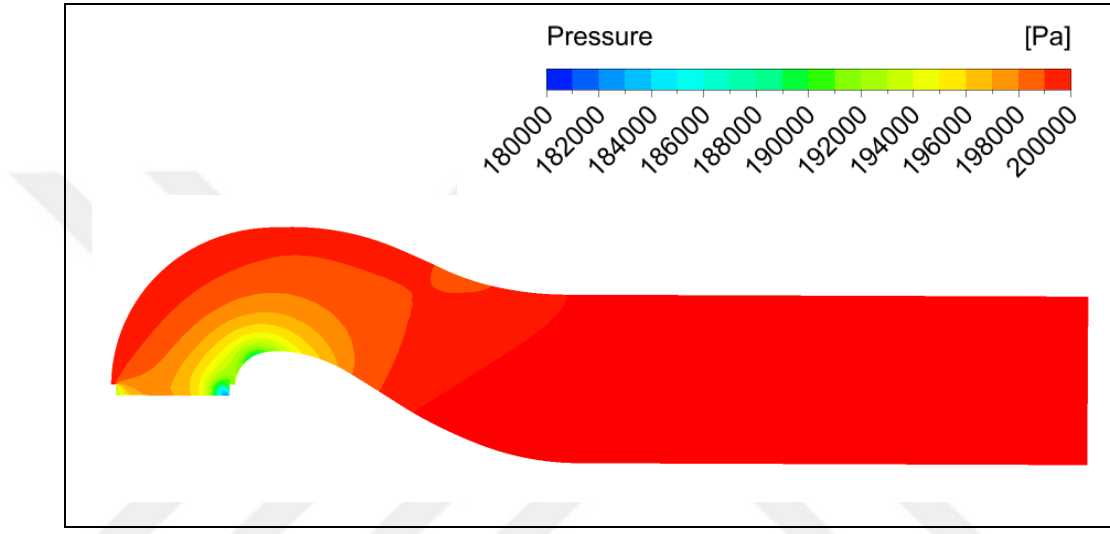
Şekil 4.12: Akış alanının incelendiği pompa orta kesitleri.

Pompanın tasarım noktası, en verimli nokta (EVN/BEP) olduğundan, akış karakteristiğinin düzgün olup olmadığını incelemek için $Q_{BEP}=9,5\text{m}^3/\text{h}$ değeri seçilmiştir. Çark ve salyangoz tasarımındaki eksiklikleri en doğru şekilde belirlemek için bu noktadaki akışın kesitlerde nasıl bir yol izlediği, basınç ve hız değerleriyle birlikte değerlendirilmelidir.

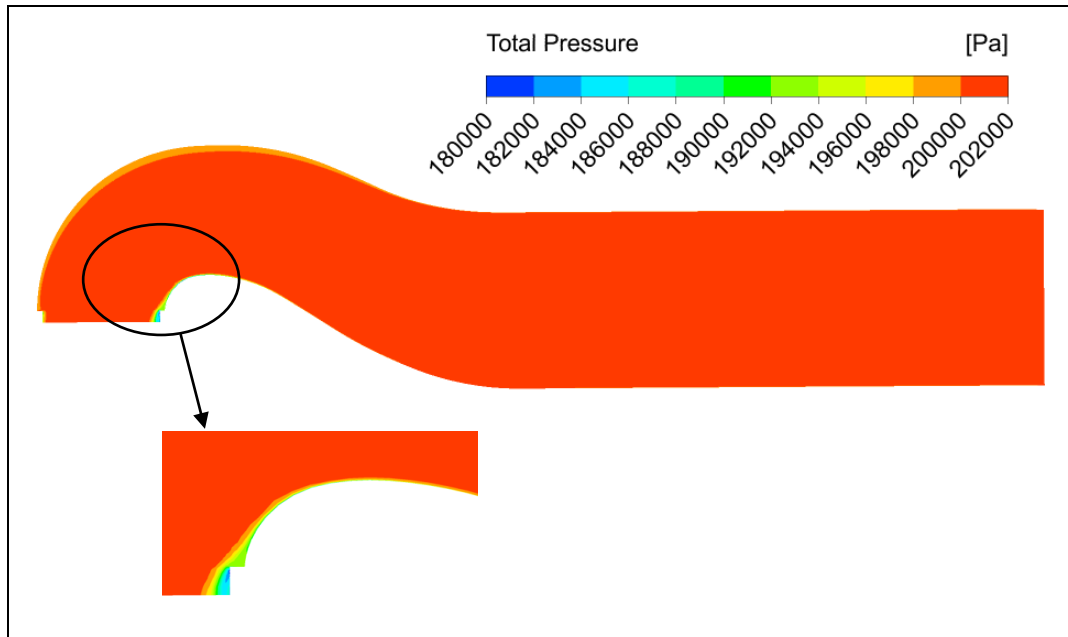
Salyangozun giriş orta kesitindeki statik basınç ve toplam basınç dağılımları sırasıyla Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'te görülmektedir.

Şekil 4.13 incelendiğinde, beklenildiği gibi basıncın girişten çarka doğru ilerledikçe azaldığı görülmektedir. Ayrıca, salyangozun çark girişine doğru yaptığı açı nedeniyle, buradaki basınç düşümünün daha yüksek olduğu da görülmektedir.

Şekil 4.14'teki toplam basınç dağılımından görüldüğü gibi, salyangoz geometrisinde bulunan keskin dönüş nedeniyle akışta ayrılmalar meydana gelmiş ve bu bölgede basınç ciddi miktarda düşmüştür. Ayrılmaların meydana geldiği dönüş bölgesine ait detay da yine Şekil 4.14'te verilmiştir.

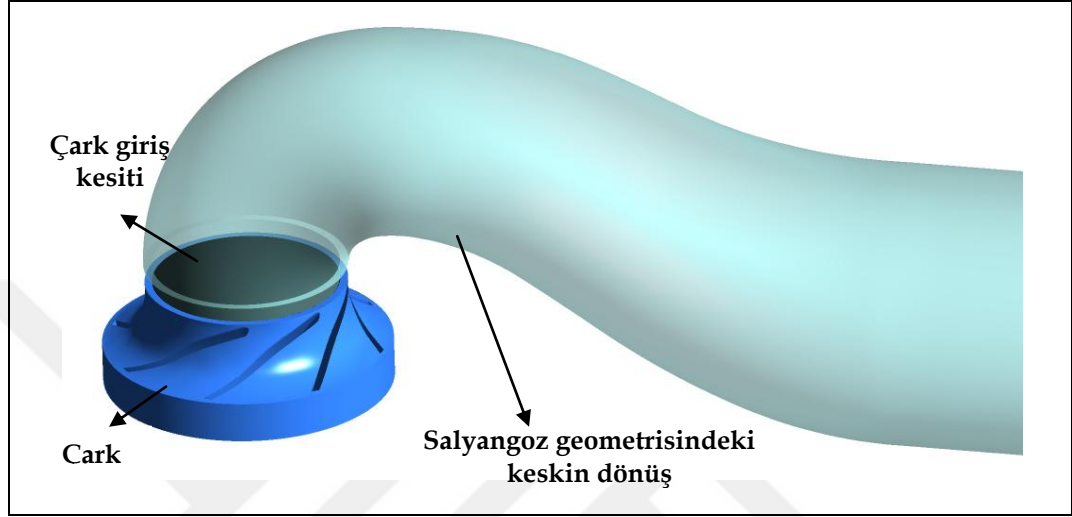


Şekil 4.13: Salyangoz giriş statik basınç dağılımı.



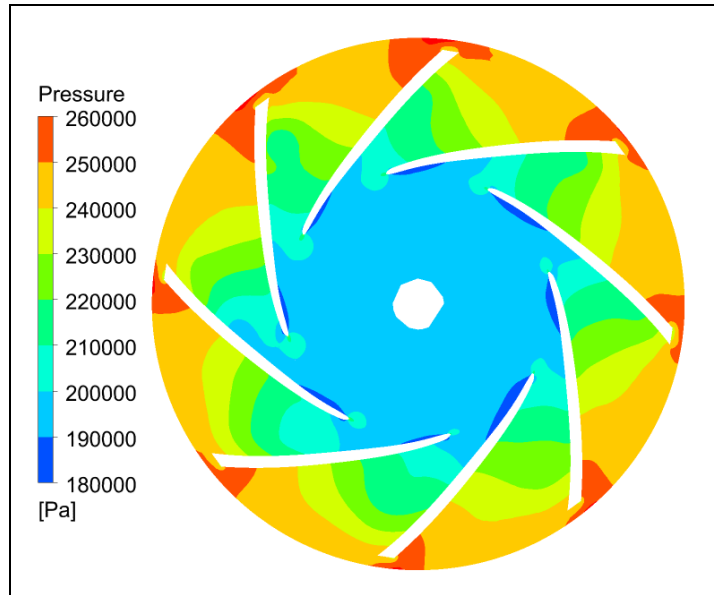
Şekil 4.14: Salyangoz giriş toplam basınç dağılımı ve detayı.

Pompa içindeki akış incelenmeye devam edildiğinde, suyun salyangoz giriş kısmından geçerek çark girişine ulaştığı görülmektedir. Düzgün bir şekilde salyangoza giren akış, çarktan hemen önce salyangoz geometrisindeki keskin dönüş ile bozulmaya uğramaktadır. Salyangozdan çarka devam eden akış alanı, Şekil 4.15'te detaylı bir şekilde görülmektedir.

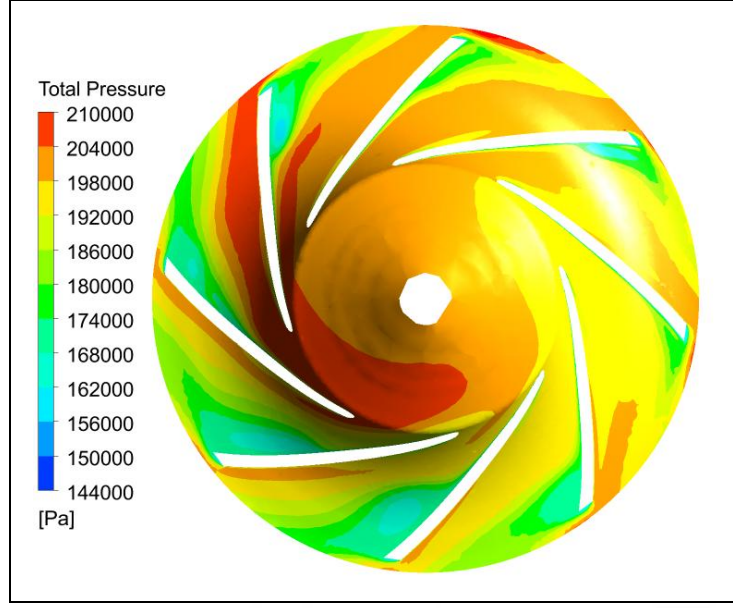


Şekil 4.15: Çark girişi ve salyangoz.

Çarkın orta kesitindeki statik basınç ve toplam basınç dağılımları sırasıyla Şekil 4.16 ve Şekil 4.17'de görülmektedir.



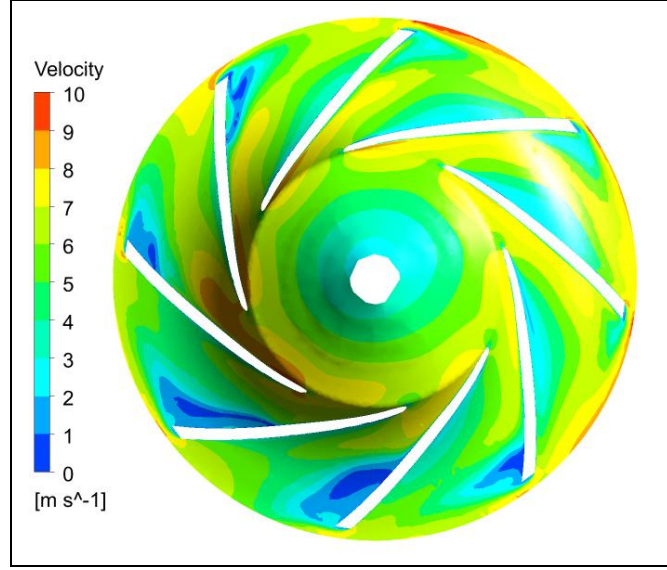
Şekil 4.16: Çark statik basınç dağılımı.



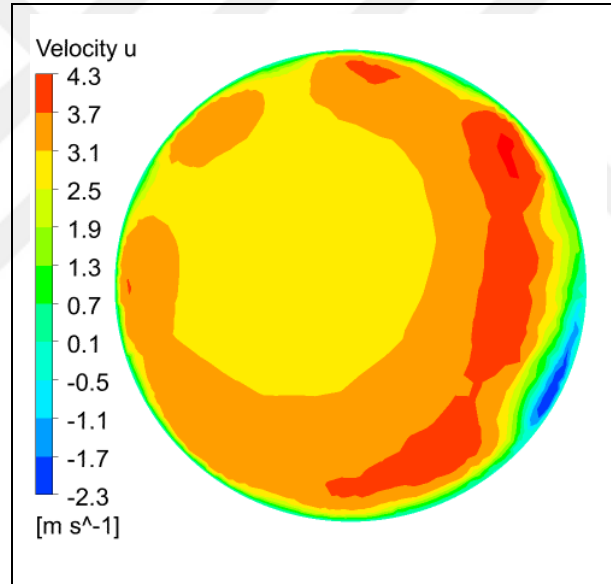
Şekil 4.17: Çark toplam basınç dağılımı.

Çarka düşük basınçla giren akışkan, çark kanatlarının firar kenarına doğru hareket ederken basıncı artmaktadır ve yüksek basınçla çark çıkışına ulaşmaktadır. Çark kanatları boyunca artan basınç detaylı olarak Şekil 4.16'da görülmektedir.

Şekil 4.17 incelendiğinde, çarkta düzgün olmayan bir dağılım, yani çarkın her kanadı için, etrafında farklı bir basınç dağılımı olduğu göze çarpmaktadır. Aynı durum, Şekil 4.18'deki çark hız dağılımına bakıldığında da görülmektedir. Hız ve basınç dağılımının her kanatta farklı görünmesinin sebebi ise, akışkanın giriş profilinde yatmaktadır. Akışkan, salyangozdan çarka girerken, salyangozun geometrisi nedeniyle 90° dönüş yaparak yön değiştirmektedir. Bu durum, çarka giren akışkanın eşit olmayan bir dağılıma sahip olmasına yol açmaktadır. Bahsedilen çark giriş kesitindeki düzgün olmayan dağılım, Şekil 4.19'da verilmektedir. Böylece, çark üzerinde her kanadın etrafında farklı hız ve basınç dağılımları oluşmaktadır.

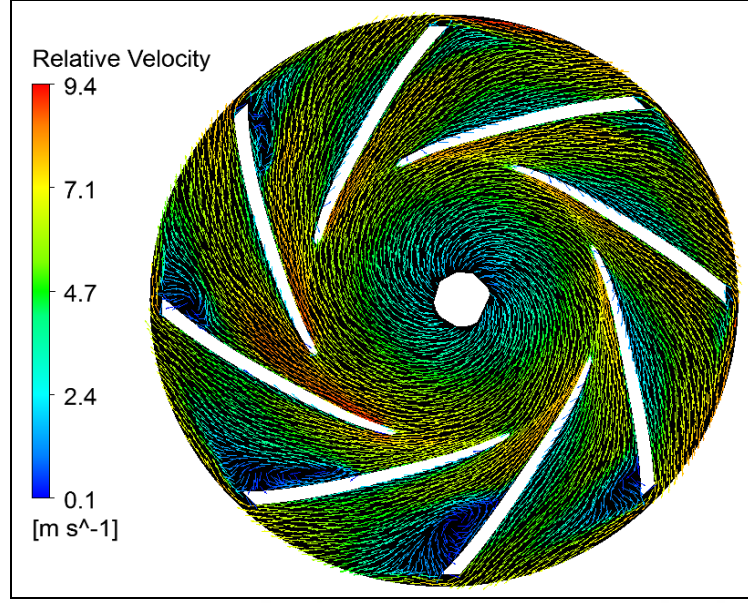


Şekil 4.18: Çark hız dağılımı.

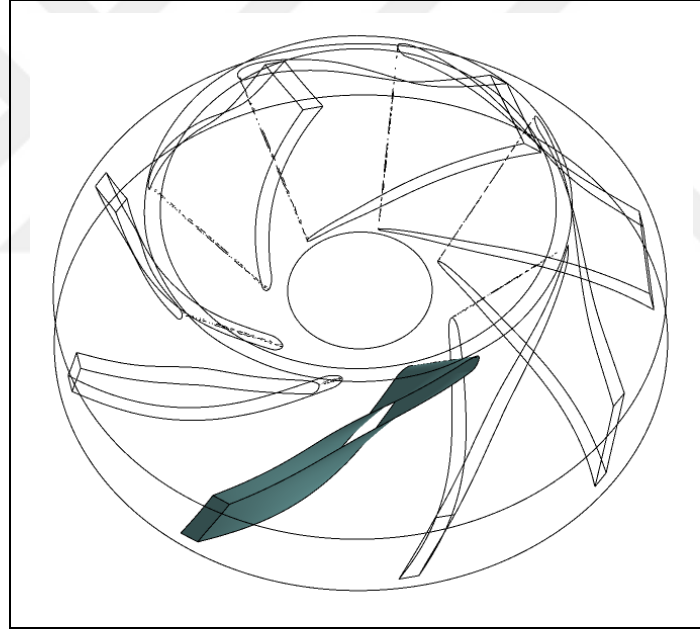


Şekil 4.19: Çark giriş kesitindeki hız dağılımı.

Şekil 4.20'de, çark üzerindeki hız vektörlerine bakıldığında, bütün kanatlarda olmasa bile bazılarında kanat firar ucunda, kanat yüzeyinden kopmalar ve geri dönüşler olduğu görülmektedir. Bu durum, verim kaybına sebep olduğu için pompa içindeki akış için istenmeyen bir durumdur. Yine yukarıda bahsedildiği gibi her kanat civarında farklı bir dağılım görülmesinin sebebi, çark giriş profilidir.



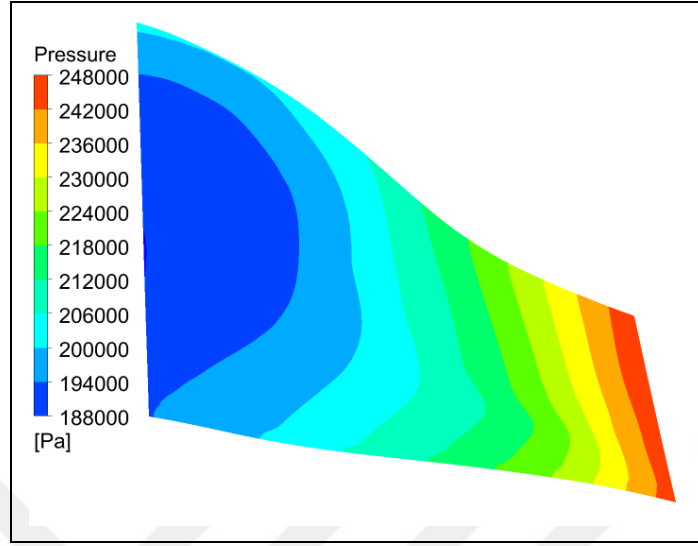
Şekil 4.20: Çark bağıl hız dağılımı.



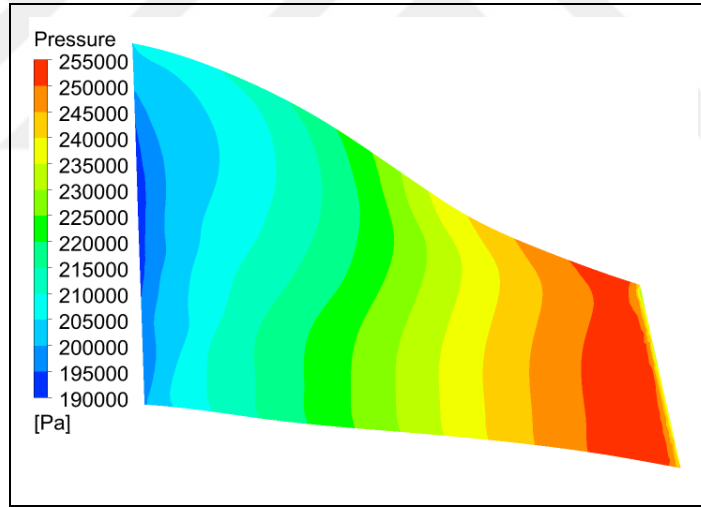
Şekil 4.21: Akış alanında çark ve kanat görünümü.

Şekil 4.22 ve Şekil 4.23, çarkın bir kanadının, emme ve basma tarafına ait basınç dağılımlarını göstermektedir. Kanatın her iki yüzeyinde de kanat boyunca girişten çıkışa doğru basıncın düzgün bir şekilde arttığı görülmektedir. Bu artışın düzgün kontörler oluşturacak şekilde meydana gelmesi, kanatta yanak (shroud) ve göbek (hub) tarafına gelen yüklemelerin eşit şekilde dağıldığını gösterdiğinden dolayı önem arz etmektedir. Dağılımın düzgün olmaması çarkın her iki tarafının

farklı yüklere maruz kalmasına ve bir tarafın daha fazla zorlanmasına sebep olacağından istenen bir durum değildir.



Şekil 4.22: Çark kanadında emme tarafındaki basınç dağılımı.

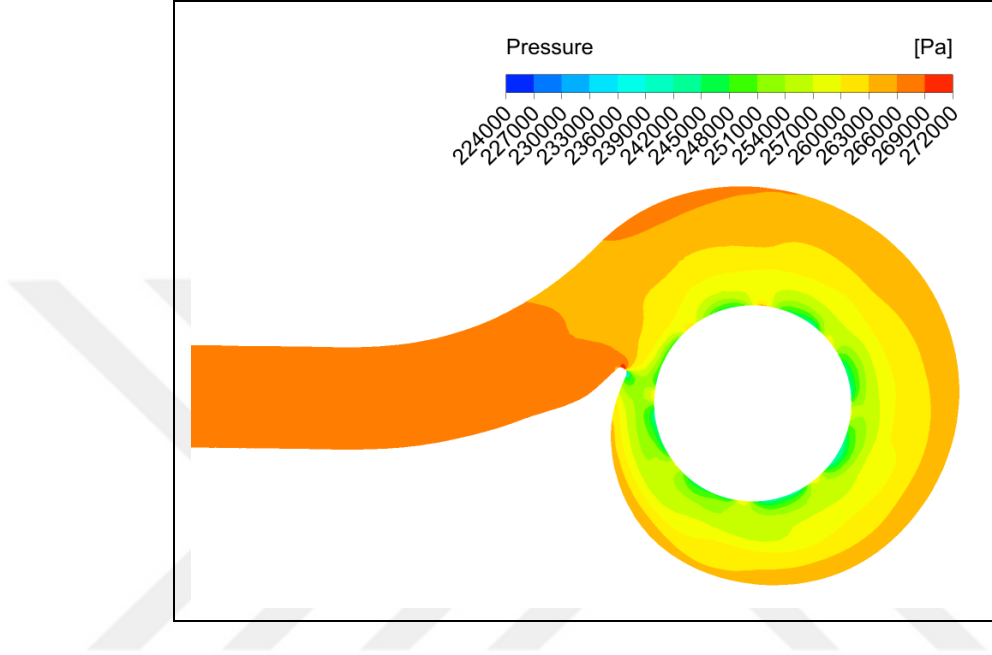


Şekil 4.23: Çark kanadında basma tarafındaki basınç dağılımı.

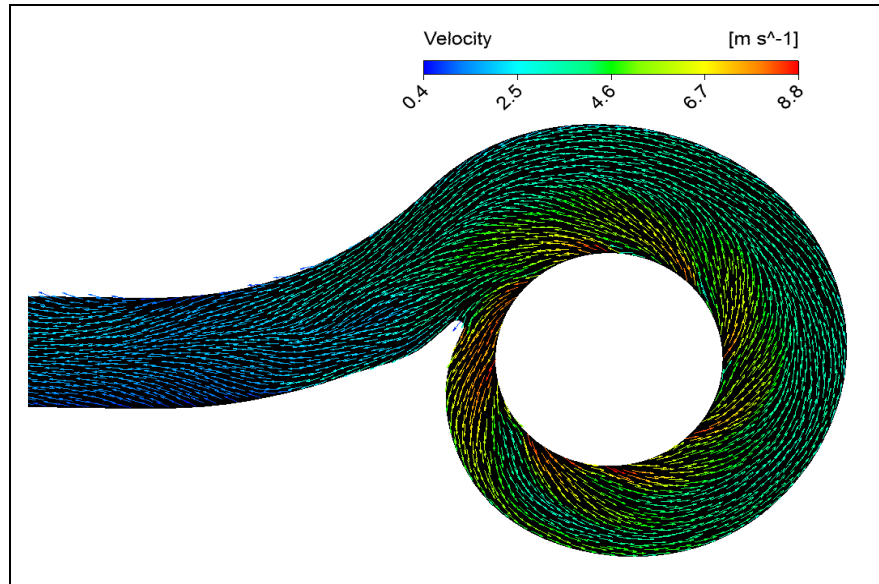
Salyangozun çıkış orta kesitindeki statik basınç ve toplam basınç dağılımları, sırasıyla Şekil 4.24 ve Şekil 4.25'te görülmektedir.

Şekil 4.24 incelendiğinde, çark kanatlarından yüksek hızla çıkan akışkanın salyangoz boyunca merkezden itibaren kademeli olarak basıncının arttığı görülmektedir. Akışkan, salyangozun spiral şeklindeki bölgesinden çıkıp, salyangozun boru şeklindeki çıkışına ulaştığında maksimum basınç değerine ulaşmış olmaktadır.

Şekil 4.25'te görülen hız vektörleri ise çarktan yüksek hızla çıkan akışkanın spiral gövde boyunca hızının düştüğünü göstermektedir. Hız vektörlerinin akış boyunca istenildiği gibi yüzeye paralel olarak bir yol izlediği, kopma veya geri dönüş gözlenmediği, dolayısıyla salyangozun çıkış tasarımında bir sıkıntı olmadığı görülmektedir.



Şekil 4.24: Salyangoz çıkış statik basınç dağılımı.



Şekil 4.25: Salyangoz çıkış hız vektörleri.

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

HAD analizi yapılan pompanın performans eğrisinin karşılaştırılması için pompa deneyleri gerçekleştirilmiştir. Bu bölümde, tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmaların nasıl bir test düzeneğinde ve hangi yöntemlerle ölçüm alınarak gerçekleştirildiği tarif edilecektir.

Çalışmada incelenilen pompa; bir sirkülasyon pompası olup kapalı devre tesisatlarda, genellikle ısıtma ve iklimlendirme sistemlerinde kullanılan salmastrasız bir pompa çeşididir. Pompanın performans testlerinin gerçekleştirilebilmesi için Alarko Carrier ar-ge su laboratuvarında bulunan sirkülasyon pompası test sistemi kullanılmıştır. Şekil 5.1’de bu test sisteminin genel görünümüne dair bir fotoğraf yer almaktadır.

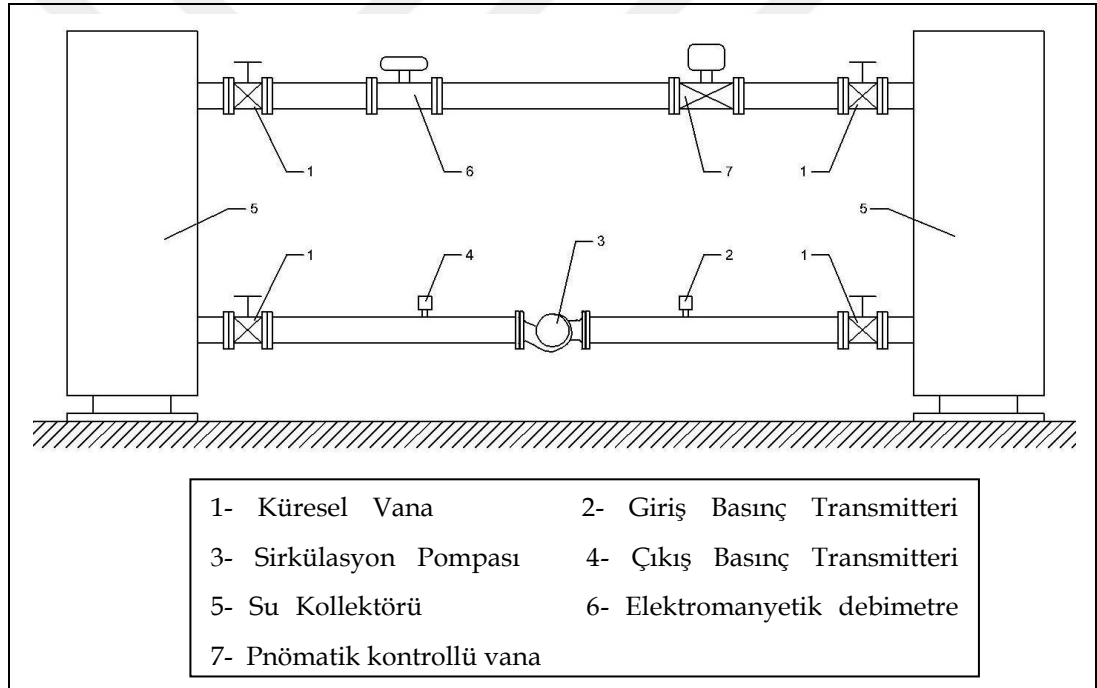


Şekil 5.1: Test düzeneğinin genel görünümü.

Deneylerin gerçekleştirildiği düzeneği oluşturan başlıca komponentler aşağıda verildiği gibidir:

- tüm sensör ve ölçüm cihazlarından veri toplayan kontrol paneli,
- 5 adet farklı flanş çapındaki pompaların montajı için tasarlanmış tesisat,
- farklı ölçüm aralıklarında yüksek hassasiyete sahip 3 farklı debimetre hattı,
- pompa giriş ve çıkış basıncını okuyan basınç transmitterleri,
- her debimetre hattı için otomatik kontrollü pnömatrik vana,
- bütün kontrollerin ve test ayarlarının yapılabildiği, otomatik testlerin başlatılabildiği, anlık değerlerin görülebildiği ve her test için raporlama yapabilen bir yazılım ve kullanıcı dostu bir arayüz.

Deneyin gerçekleştirildiği tesisat düzeneğinin şematik gösterimi Şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.2: Test düzeneğinin şematik gösterimi.

Performans testleri için; bilgisayar arayüzünden testin kaç adım olacağı ve adım süresi girilebilmektedir. Örneğin, sisteme 10 adım sayısı ve 30 saniye adım süresi girildiğinde, sistem tam açık vanadan tam kapalı vanaya kadar vanayı otomatik olarak kıyarak, 10 farklı debide değer almaktadır. 30 saniye olarak verilen adım süresi ise; her vana konumu için 30 saniye boyunca veri, sistem tarafından toplanmakta, en son bu 30 saniyenin ortalamasını alarak nihai değer olarak kaydettiğini göstermektedir. Bu sayede anlık değer okumayla oluşabilecek hataların

önüne geçilmiştir. Performans eğrisinin doğru bir şekilde elde edilebilmesi için sık aralıklarla veri almak yani adım sayısını fazla tutmak tercih edilmektedir. Bütün bunların yanında, tek bir değer alınmak istendiğinde anlık olarak da değer almak mümkündür.

Pompaya ait; basma yüksekliği, debi, pompa giriş basıncı, pompa çıkış basıncı, akım, gerilim, hidrolik güç, elektrik gücü, sistem verimi, ortam sıcaklığı, su sıcaklığı değerleri testlerde ölçülerek veya ölçülen değerlerle hesaplanarak bilgisayar arayüzünde görülebilmekte ve raporlanabilmektedir.

Test düzeneğindeki ölçüm cihazlarının hepsi güncel kalibrasyon sertifikalarına sahip olup, yapılan testler esnasında kullanılan debimetrenin ve basınç transmitterlerinin, maksimum ölçme belirsizlik değerlerinin %0,06 ve %0,08 olduğu bilinmektedir.

6. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, bir santrifüj pompadaki akışın HAD ile analizinde; analiz aşamasında dikkat edilmesi gerekenler, yapılan hesaplamalar ve pompa modellenirken simülasyon sonuçlarının doğruluğu adına neler yapıldığı detaylı bir şekilde anlatılmıştır. Çark kanatlarının dönüşlü geometrisi ve yine salyangozda görülen dönüş geometrisi nedeniyle duvar civarındaki akışın dikkatle incelenmesi gerektiği düşünülmüştür. Bunu sağlayabilmek için, hem türbülans modeli seçiminde hem de sayısal ağ oluştururken kullanılacak yöntemlerde, duvar civarının doğru modellenebilmesi oldukça önemlidir. Türbülans modeli olarak, turbomakinalarda sıkça kullanılan ve duvar civarında oldukça doğru sonuçlar veren SST modeli tercih edilmiştir. Sayısal ağ oluştururken, duvarlarda sınır tabaka ağı kullanılmıştır. Bunun için, kullanılacak duvar yakını yaklaşımına uygun bir değerde y^+ belirlenerek ilk hücre yüksekliği hesaplanmıştır. Oluşturulan sayısal ağın elemanlarının kalitesi ağ metriklerinden, çarpıklık ve ortogonal kalite ile kontrol edilmiştir. Daha sonra sınır şartları verilerek, dönel akış alanı ile sabit akış alanı arasındaki ilişki FRM kullanılarak modellenmiştir.

Gerçekleştirilen analizler sonucunda, elde edilen veriler ve bu verilerin nasıl yorumlandığına yer verilmiştir. Programın içinde yazılan ifadelerle; pompaya ait tork, mil gücü, verim gibi değerler hesaplanmıştır. Beş debi değeri için yapılan analizlerden elde edilen pompa performans eğrisi, testlerle elde edilen pompa performans eğrisi ile kıyaslanmıştır. Bu beş noktanın testlerle karşılaştırıldığında, hata oranının %10'u geçmediği görülmüştür.

Ayrıca deneylerin gerçekleştirildiği test düzeneği ve test yöntemi hakkında da bilgi verilmiştir. Testler; belirsizlikleri oldukça düşük, kalibrasyon sertifikalı cihazlar kullanılarak, otomatik olarak çok noktalı pompa performans testlerinin gerçekleştirilebildiği bir test standında yapılmıştır.

$Q_{BEP}=9,5m^3/h$ noktasında giriş salyangoz, çıkış salyangoz ve çark akış alanlarının orta kesiti alınarak, akış detaylı bir şekilde incelenmiştir. Yapılan bu incelemeler sonucu; akışın salyangozdan çarka girerken salyangoz geometrisinden ötürü yaptığı keskin dönüş nedeniyle, pompada akış bozulmalarına neden olduğu belirlenmiştir. Çarka düzgün (uniform) bir şekilde girmeyen akışkan, çarkın her

kanadında farklı bir hız ve basınç dağılımı görülmesine sebep olmaktadır. Bu durum ise, verim kaybına sebep olmaktadır.

Bu şekilde akışta istenmeyen bir duruma neden olan salyangoz geometrisi incelendiğinde ise, bu dönüşü yok etmenin mümkün olmadığı görülmektedir. Ele alınan pompa tipi inline bir tiptir, yani pompa giriş ve çıkışı eş eksenlidir. Bu sebeple salyangoz, bu tip bir dönüş yaparak, suyu çarka iletmektedir. Salyangozdaki bu dönüş kaldırılarak, pompa girişi başka bir yerden yapıldığında pompa inline olma şartını yerine getirememektedir. Bu durumda, salyangozdaki bu dönüşün muhakkak olması gerektiği anlaşılmaktadır.

Her ne kadar çark girişindeki akışkanın bu eşit olmayan dağılımını tamamen yok etmek mümkün olmasa da, bazı tasarım çalışmalarıyla akıştaki bu bozukluğu kısmen düzeltmenin mümkün olabileceği düşünülmektedir. Akışkanın çarka girdiği kesitin hemen öncesine, yani salyangoz dönüşünden sonraki bölgeye bir vorteks kırıcısı (vortex breaker) tasarlanarak yerleştirmek mümkündür. Tasarlanacak bu vorteks kırıcı, ikincil akışları bir miktar engelleyerek çark girişinde daha düzgün dağılımlı (uniform) bir akış sağlayabilir. Bu tasarım ve sonrasında yapılacak analiz ve incelemeler ise ayrı bir araştırma konusu oluşturmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Web 1, (2016), https://www1.eere.energy.gov/manufacturing/tech_assistance/pdfs/pumplcc_1001.pdf, (Erişim Tarihi: 23/11/2016).
- [2] Gurupranesh P., Radha R. C., Karthikeyan N., (2013), “CFD Analysis of Centrifugal Pump Impeller for Performance Enhancement”, IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, 2278-1684, 33-41.
- [3] Gülich J. F., (2010), “Centrifugal Pumps”, 2nd Edition, Springer.
- [4] Hedi M. L., Hatem K., Ridha Z., (2012), “Numerical Analysis of the Flow Through in Centrifugal Pumps”, International Journal of Thermal Technologies, 2-4, 216-221.
- [5] Kauli R., (2016), “CFD Analysis of Centrifugal Pump’s Impeller of Various Designs and Comparison of Numerical Results for Various Models Flow Through in Centrifugal Pumps”, International Journal of Current Engineering and Technology, 4, 192-196.
- [6] Dai C., Kong F., Dong L., (2012), “Numerical Analysis of Pressure Fluctuation in Circulating Water Pump Using CFD”, Proceedings of the ASME 2012 Fluids Engineering Summer Meeting, Rio Grande, Puerto Rico, 8-12 July.
- [7] Alemi H., Nourbakhsh S. A., Raisee M., Najafi A. F., (2014), “Effect of the volute tongue profile on the performance of a low specific speed centrifugal pump”, Journal of Power and Energy, 229(2), 210-220.
- [8] Web 2, (2016), <http://www.ijert.org/view-pdf/3866/experimental-and-cfd-analysis-of-centrifugal-pump-impeller-a-case-study>, (Erişim Tarihi: 10/12/2016).
- [9] Zhou L., Shi W., Wu S., (2013), “Performance Optimization in a Centrifugal Pump Impeller by Orthogonal Experiment and Numerical Simulation”, Advances in Mechanical Engineering, 2013, 1-7.
- [10] Ayad A. F., Abdalla H. M., El-Azm A. A., (2015), “Study of the Effect of Impeller Side Clearance on the Centrifugal Pump Performance Using CFD”, Proceedings of the ASME 2015 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Houston, Texas, 13-19 November.
- [11] Rajendran S., Purushothaman K., (2012), “Analysis of a centrifugal pump impeller using ANSYS-CFX”, International Journal of Engineering Research & Technology, 1-3, 192-196.
- [12] Web 3, (2016), http://www.mayr.informatik.tumuenchen.de/konferenzen/Jass05/courses/2/Zuo/Zuo_paper.pdf, (Erişim Tarihi: 10/12/2016).

- [13] Ansys, Inc. (2011), Turbulence Modeling Using ANSYS CFX, Lecture Notes 1: Overview of Engineering Turbulence Models, Release 14.5.
- [14] Ansys, Inc. (2011), Turbulence Modeling Using ANSYS CFX, Lecture Notes 2: Eddy Viscosity Models, Release 14.5.
- [15] Elliott K. J., (2012), “Numerical investigation of highly curved turbulent flows in centrifugal compressors and in a simplified geometry”, Master Thesis, The University of Western Ontario.
- [16] Ansys, Inc. (2010), Introduction to Ansys Fluent, Lecture 2: Introduction to CFD Methodology, Release 13.0.
- [17] Web 4, (2016), <http://www.bakker.org/dartmouth06/engs150/07-mesh.pdf>, (Erişim Tarihi: 13/12/2016).
- [18] Ansys, Inc. (2016), Advanced Rotating Machinery, Module 5: Multiple Zone Modeling - Frozen Rotor and Mixing Planes, Release 16.2.

ÖZGEÇMİŞ

1982 yılında doğan Ayşe Nihan Uçar, 2008 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü bitirdi. Aynı yıl Alarko-Carrier'da ar-ge mühendisi olarak çalışmaya başladı. 2010 yılında yüksek lisans eğitimine Gebze Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda başladı. Halen Alarko-Carrier'da ar-ge şefi olarak çalışmaktadır.

