

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SANTRİFÜJ POMPA İÇİNDEKİ AKIŞIN SAYISAL
ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Selçuk ATAŞ**

Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Programı : KONSTRÜKSİYON

HAZİRAN 2005

**SANTRİFÜJ POMPA İÇİNDEKİ AKIŞIN SAYISAL
ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Selçuk ATAŞ
503031210**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29 Haziran 2005
Tezin Savunulduğu Tarih : 02 Haziran 2005**

**Tez Danışmanı : Yard. Doç.Dr. Levent KAVURMACIOĞLU
Diğer Jüri Üyeleri Prof. Dr. Mete Şen
Yard. Doç. Dr. Aydın Mısırhoğlu**

MAYIS 2005

ÖNSÖZ

Yüksek Lisans Tezi olarak hazırlanan bu çalışma, son yıllarda santrifüj pompa tasarımında yüksek performans değerleri elde edebilmek için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği uygulamasının kullanılması gereksiniminden ortaya çıkmıştır. Çalışmada, norm tipi, salyangozlu santrifüj pompanın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programıyla nasıl bir sistematik ile sayısal analizinin gerçekleştirilmesi gerektiğini göstermeye çalıştık. Elde ettiğim sonuçları ve değerlendirmeleri çalışmada sunduk.

Bu tez çalışmasının daha sonra santrifüj pompa sayısal analizi konusunda çalışacak arkadaşlara bir ışık tutacağını umuyorum.

Çalışma sırasında bana yardımlarını ve desteğini esirgemeyen danışman hocam Yard. Doç.Dr. Levent Kavurmacıoğlu'na teşekkür ederim.

Ayrıca, 20 yıllık paha biçilmez santrifüj pompa tasarım bilgisini bana sonuna kadar açan ve Alpin Pompa ve Motor Sanayi A.Ş.'nin her türlü teknik olanağını çalışmamıza sunan Yüksek Makina Mühendisi Erdinç Hancıoğlu'na teşekkür ederim.

09 Mayıs 2005

Selçuk ATAŞ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	v
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	x
ÖZET	xii
SUMMARY	xiv
1 GİRİŞ	1
1.1 Çalışmanın Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	4
1.2.1 Literatür Araştırmasının Sonuçları	9
2 GENEL DENKLEMLER VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ	11
2.1 Yönetici Denklemler	11
2.1.1 Süreklilik denklemi	12
2.1.2 Momentum denklemleri	12
2.2 Türbülanslı Akış Denklemleri	13
2.3 Duvar Fonksiyonları	17
2.4 Ayırıklaştırma Yöntemi	18
2.5 Çözüm Yöntemi	20
3 POMPA KATI MODELİNİN VE AKIŞ HACMİNİN OLUŞTURULMASI	22
3.1 Pompa Katı Modelinin Oluşturulması	22
3.1.1 Çarkın modellenmesi	22
3.1.2 Salyangozun modellenmesi	25
3.1.3 Salyangoz ve çarkın montajı	27
3.2 Akış Hacminin Oluşturulması	29
4 SAYISAL AĞ TABAKASININ OLUŞTURULMASI	31
4.1 Sayısal Ağdan Bağımsızlaştırma İşlemi	31
4.2 Sayısal Ağı Oluşturulmuş Pompa Katı Modeli	35
5 ÇÖZÜMLEME ÇALIŞMASI VE SONUÇLAR	36
5.1 $n=1450$ d/d İçin Çözümleme ve Sonuçlar	38
5.1.1 $n=1450$ d/d'da $H/H_m=1.3$ için sonuçlar	38
5.1.2 $n=1450$ d/d'da $H/H_m=1.0$ için sonuçlar	40
5.1.3 $n=1450$ d/d'da $H/H_m=0.5$ için sonuçlar	42
5.1.4 $n=1450$ d/d'da $H/H_m=1.15$ için sonuçlar	44
5.1.5 $n=1450$ d/d'da sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	46
5.2 $n=2900$ d/d İçin Çözümleme ve Sonuçlar	48
5.2.1 $n=2900$ d/d'da $H/H_m=1.25$ için sonuçlar	48
5.2.2 $n=2900$ d/d'da $H/H_m=1.0$ için sonuçlar	50
5.2.3 $n=2900$ d/d'da $H/H_m=0.5$ için sonuçlar	52

5.2.4 $n=2900$ d/d'da $H/H_m=1.15$ için sonuçlar	54
5.2.5 $n=2900$ d/d'da sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması	55
KAYNAKLAR	58
ÖZGEÇMİŞ	60

KISALTMALAR

BDK : Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon
HAD : Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1 : Analiz Sonuçları ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması [5].....	8
Tablo 2.1 : Momentum ve Süreklilik Denklemleri Terimlerinin Tanımı.....	13
Tablo 2.2 : Deneysel Sabitler ve Değerleri	17
Tablo 2.3 : Ayrıklaştırma Metodlarının Kıyaslanması.....	19
Tablo 3.1 : Santrifüj Pompa Tasarım ve Çark Konstrüksiyon Değerleri.....	23
Tablo 3.2 : Salyangoz Kesit Ölçüleri	25
Tablo 4.1 : Tasarım Noktası İçin Sayısal Ağ Yapısı	32
Tablo 4.2 : Kapalı Vanaya Yakın Çalışma Noktasında Sayısal Ağ Yapısı.....	33
Tablo 4.3 : Açık Vanaya Yakın Çalışma Noktasında Sayısal Ağ Yapısı.....	34
Tablo 5.1 : $H/H_m=1.3$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	38
Tablo 5.2 : $H/H_m=1.3$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	38
Tablo 5.3 : $H/H_m=1.0$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	40
Tablo 5.4 : $H/H_m=1.0$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	40
Tablo 5.5 : $H/H_m=0.5$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	42
Tablo 5.6 : $H/H_m=0.5$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	42
Tablo 5.7 : $H/H_m=1.15$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	44
Tablo 5.8 : $H/H_m=1.15$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	44
Tablo 5.9 : $H/H_m=1.25$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	48
Tablo 5.10 : $H/H_m=1.25$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	48
Tablo 5.11 : $H/H_m=1.0$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	50
Tablo 5.12 : $H/H_m=1.0$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	50
Tablo 5.13 : $H/H_m=0.5$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	52
Tablo 5.14 : $H/H_m=0.5$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	52
Tablo 5.15 : $H/H_m=1.15$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d.....	54
Tablo 5.16 : $H/H_m=1.15$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d.....	54

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 1.1 : Santrifüj Pompa İçin Klasik Tasarım Süreci.....	1
Şekil 1.2 : HAD Programı Kullanılarak Yapılan Tasarım Süreci.....	2
Şekil 1.3 : Sayısal Ağ Tabakası Oluşturulmuş Pompa [1].....	4
Şekil 1.4 : Karakteristik Eğri ve Pompa Basınç Dağılımı [1].....	5
Şekil 1.5 : Santrifüj Pompa Karakteristik Eğrisi [3].....	6
Şekil 1.6 : Santrifüj Pompa Kanat Arasındaki Akış Vektörleri [6].....	8
Şekil 2.1 : Sonlu Hacimler Metodunda Genel Denklem Yapısı.....	18
Şekil 3.1 : 2-Boyutlu Kanat Profili.....	24
Şekil 3.2 : 3-Boyutlu Kanat Profili	24
Şekil 3.3 : 7 Kanatlı Profil.....	24
Şekil 3.4 : 3-Boyutlu Göbek Profili.....	24
Şekil 3.5 : Komple Çark.....	25
Şekil 3.6 : Komple Çark Önden Görünüş.....	25
Şekil 3.7 : Salyangoz Önden Görünüş.....	26
Şekil 3.8 : Salyangoz İsoometrik	26
Şekil 3.9 : Salyangoz Meridyonel Kesiti.....	26
Şekil 3.10 : Salyangoz Akış Yolu.....	27
Şekil 3.11 : Montaj Önden Görünüş.....	27
Şekil 3.12 : Montaj Önden Kesit	28
Şekil 3.13 : Montaj Meridyonel Kesiti 1.....	28
Şekil 3.14 : Montaj Meridyonel Kesiti 2.....	28
Şekil 3.15 : Komple Akış Hacmi.....	29
Şekil 3.16 : Salyangoz Akış Hacmi.....	29
Şekil 3.17 : Giriş ve Çark Akış Hacmi	30
Şekil 3.18 : Dönen Bölge Akış Hacmi.....	30
Şekil 4.1 : Tasarım Noktasında Kanat Basınç Tarafında Basınç Katsayısı Değişimi	32
Şekil 4.2 : Kapalı Vana Civarında Kanat Basınç Tarafında Basınç Katsayısı Değişimi.....	33
Şekil 4.3 : Açık Vana Civarında Kanat Basınç Tarafında Basınç Katsayısı Değişimi.....	34
Şekil 4.4 : Çark Sayısal Ağı.....	35
Şekil 4.5 : Salyangoz Sayısal Ağı.....	35
Şekil 4.6 : Komple Pompa Sayısal Ağı.....	35
Şekil 5.1 : Yakınsama Kriteri.....	36
Şekil 5.2 : 1450 d/d'da $H/H_m=1.3$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı.....	38
Şekil 5.3 : 1450 d/d'da $H/H_m=1.3$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	39

Şekil 5.4	:1450 d/d'da $H/H_m=1.3$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	39
Şekil 5.5	:1450 d/d'da $H/H_m=1.3$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	39
Şekil 5.6	:1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağlı Hız Dağılımı.....	40
Şekil 5.7	:1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	41
Şekil 5.8	:1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	41
Şekil 5.9	:1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	42
Şekil 5.10	:1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağlı Hız Dağılımı.....	43
Şekil 5.11	:1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	43
Şekil 5.12	:1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	43
Şekil 5.13	:1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	44
Şekil 5.14	:1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağlı Hız Dağılımı.....	45
Şekil 5.15	:1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	45
Şekil 5.16	:1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	45
Şekil 5.17	:1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	46
Şekil 5.18	:1450 d/d İçin Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması.....	47
Şekil 5.19	:2900 d/d'da $H/H_m=1.25$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağlı Hız Dağılımı.....	48
Şekil 5.20	:2900 d/d'da $H/H_m=1.25$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	49
Şekil 5.21	:2900 d/d'da $H/H_m=1.25$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	49
Şekil 5.22	:2900 d/d'da $H/H_m=1.25$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	49
Şekil 5.23	:2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağlı Hız Dağılımı.....	50
Şekil 5.24	:2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	51
Şekil 5.25	:2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	51
Şekil 5.26	:2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	51
Şekil 5.27	:2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Civarında Pompa İçindeki Mutlak ve Bağlı Hız Dağılımı.....	52
Şekil 5.28	:2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	53

Şekil 5.29	: 2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	53
Şekil 5.30	: 2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	53
Şekil 5.31	: 2900 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağlı Hız Dağılımı.....	54
Şekil 5.32	: 2900 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı.....	55
Şekil 5.33	: 2900 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	55
Şekil 5.34	: $n=2900$ d/d İçin Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması..	56
Şekil 5.35	: Konstrüksiyonu Değiştirilmiş Santrifüj Pompa İçin Statik Basınç Dağılımı.....	57
Şekil 5.36	: Santrifüj Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı.....	57

SEMBOL LİSTESİ

b_1	: Çark giriş genişliği
b_2	: Çark çıkış genişliği
B	: Duvar parametresi
C	: Mutlak hız
C_1, C_2, C_μ	: Deneysel sabitler
d_2	: Çark çapı
d_g	: Çark göbek çapı
D_o	: Çark emme çapı
D_b	: Basma flanş çapı
D_o	: Emme flanş çapı
H_m	: Pompa manometrik yüksekliği
k	: Türbülans kinetik enerjisi
M_h	: Hidrolik tork
n	: Motor dönme hızı
n_q	: Özgül hız
P	: Basınç
P_a	: Pompadan alınan güç
P_v	: Pompaya verilen güç
Q	: Pompa debisi
r_i	: Akışkanın dönme eksenine olan mesafesi
S_w	: Dönen akışlar için kaynak terimi
t	: Zaman
U	: Akışın x-yönündeki ortalama hızı
U_φ	: Çevresel hız
U_t	: Duvara teğet olan hız
u	: Akışın x-yönündeki hızı
u^I	: Akışın x-yönündeki ortalama hız etrafındaki salınımı
V_i	: Akışın i-yönündeki hızı
V	: Akışın y-yönündeki ortalama hızı
v	: Akışın y-yönündeki hızı
v^I	: Akışın y-yönündeki ortalama hız etrafındaki salınımı
W	: Akışın y-yönündeki ortalama hızı
W_r	: Relativ hız
w	: Akışın z-yönündeki hızı
w^I	: Akışın z-yönündeki ortalama hız etrafındaki salınımı
y^+	: Duvardan itibaren uzunluk
z	: Çark kanat sayısı
β_1	: Kanat giriş açısı
β_2	: Kanat çıkış açısı
ρ	: Akışkan yoğunluğu
μ	: Akışkan viskozitesi

μ_t	: Türbülans viskozitesi
η	: Pompa performansı
η_h	: Pompa hidrolik performansı
η_v	: Pompa volumetrik performansı
η_m	: Pompa mekanik performansı
ω_i	: Akışkanın i-yönündeki dönme hızı
ε	: Türbülans kinetik enerjisi dissipasyonu
σ_k	: Türbülans Prandl sayısı
τ_w	: Duvar kayma gerilmesi
κ	: Von Karman sabiti
ν	: Akışkanın kinematik viskozitesi

SANTRİFÜJ POMPA İÇİNDEKİ AKIŞIN SAYISAL ANALİZİ

ÖZET

Santrifüj pompa tasarımında ve iyileştirilmesinde, bilgisayar destekli mühendislik araçlarının kullanılması tasarım süreci ile maliyetlerini önemli derecede azaltmaktadır. Bu metotta, ilk önce gelen sipariş bilgilerine (pompa debisi, pompa manometrik yüksekliği ve motor devir sayısı) göre tasarım mühendisleri pompanın ön tasarımını tamamlarlar. Daha sonra, pompanın üç boyutlu katı modeli bir Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon (BDK) Programı ile oluşturulur. Ardından, üç boyutlu katı pompa modeli ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulamasıyla pompa içindeki akışın sayısal analizi yapılabilir ve santrifüj pompa karakteristik eğrisi çıkarılabilir. Eğer elde edilen sonuçlar tatmin edici değerlerde değilse, prototip yapılmaksızın, üç boyutlu katı çizim modelinde yapılacak tasarım değişiklikleriyle pompa için HAD uygulaması tekrarlanır. Pompa için optimum değerler elde edilinceye kadar bu işlemler tekrarlanır. İstenen performans değerleri alındıktan ve sipariş değerleri tutturulduktan sonra santrifüj pompanın üretimine geçilebilir.

Bu çalışmada tek kademeli norm tipi santrifüj pompa $n_q=22.4$ Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon programı olan SolidWorks ile tasarlanmıştır. Daha sonra, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) programı CFDesign vasıtasıyla santrifüj pompanın 1450 d/d ve 2900 d/d için karakteristik eğrileri çıkarılmıştır. Elde edilen santrifüj pompa eğrileri deneysel eğrilerle kıyaslanmıştır. Ayrıca santrifüj pompa içindeki akış etüd edilerek, akış bozulmalarının olduğu yerlerde konstrüktif değişikliklere gidilerek düzeltmeler yapılmıştır.

HAD uygulamasının yapılabilmesi için ilk önce ele alınacak pompanın katı modeli oluşturulmalıdır. Santrifüj pompanın modellenmesi yapılırken, sadece çark ve salyangoz modellenmiştir. Çünkü HAD uygulamasını gerçekleştirmek için sadece akışın geçtiği yerleri modellemek yeterlidir. Bundan dolayı, santrifüj pompa çarkı ve salyangoz modellenmiş ve montajlanarak akış hacimleri oluşturulmuştur.

HAD uygulamasının ikinci adımını, katı akış hacimlerinin sayısal ağ tabakasının oluşturulması işlemi almaktadır. Bu işlemde, CFDesign programına aktardığımız pompa geometrisi sonlu birçok elemana bölünerek çözüme hazır hale getirilir. CFDesign HAD programı çözümü gerçekleştirirken Sonlu Elemanlar Yöntemini kullanmaktadır. Ancak eleman sayısı arttıkça çözüm süresi uzar ve kullanılan bilgisayarın bellek alanı artar. Bu yüzden sayısal ağ tabakası oluşturulmadan önce pompa geometrisi için sayısal ağ sayısından bağımsız hale getirme çalışmasının yapılması gerekmektedir. Sayısal ağdan bağımsızlaştırma işlemi yapılırken çarkın kanadının basınç tarafındaki basınç katsayısının değişimine sayısal ağ yapısının sayısı değiştirilerek bakılmıştır.

HAD uygulamasının üçüncü aşamasını sınır koşullarının ile çözüm ayarlarının yapılması ve çözümleme işlemi almaktadır. Çalışma sırasında sınır koşulları olarak pompa giriş ve çıkışına bir basınç farkı uygulanmış ve bu basınç farkına denk düşen debi HAD programı vasıtasıyla elde edilmiştir. Yani, pompa giriş basıncı olarak sıfır etkin basınç, atmosfer basıncı olarak tanımlanmıştır. Pompa çıkış koşulu olarakta, deneysel değerlere uygun olarak basınç değerleri uygulanarak gerekli debi bulunmuştur.

Santrifüj pompa geometrisini temsil eden akış hacmi içinde, 3-boyutlu sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri Sonlu Elemanlar Yönteminin kullanıldığı CFXDesign HAD programında çözülmüştür. Türbülans modeli olarak k-ε türbülans modeli kullanılmıştır.

Sonuç olarak, santrifüj pompa giriş ve çıkışına uygulanan basınç farkına denk düşen debi program vasıtasıyla farklı dört nokta için hesaplanmıştır. Bu noktalar birleştirilerek santrifüj pompa için sayısal karakteristik eğri elde edilmiştir. Ayrıca, CFD programı vasıtasıyla pompa içinde harcanan hidrolik tork ve güç bulunmuştur. Santrifüj pompanın verdiği debi ve manometrik yükseklikten elde edilen güç bulunmuştur. Elde edilen ve harcanan güçler oranlanarak pompa performans değerleri elde edilmiştir.

Sayısal karakteristik eğri ile deneysel karakteristik eğriler kıyaslandığında, özellikle pompanın tasarım noktası ve çevresinde ($0,7.Q < Q < 1,2.Q$) eğrilerin arasındaki farkın çok az olduğu görülmektedir.

NUMERICAL ANALYSIS OF FLOW IN CENTRIFUGAL PUMP

SUMMARY

In centrifugal pump design and improvement, using computer aided engineering tools reduces the design time and costs significantly. In this method, design engineers complete the pre-design of the centrifugal pump according to pump specifications (flow rate, head and motor speed) firstly. After that, three dimensional solid model of the centrifugal pump is created by using Computer Aided Design (CAD) tool. With solid model of the centrifugal pump and Computational Fluid Dynamics (CFD) tool, the numerical analysis of flow in the centrifugal pump can be performed and centrifugal pump characteristic curves can be obtained. If the results are not satisfactory enough, CFD process are repeated again by changing the construction of the solid model of the centrifugal pump without making any prototype. This process continues until obtaining optimum pump results. After obtaining optimum results, manufacturing process of the centrifugal pump begins.

In this study, single stage norm type centrifugal pump with $n_q=22.4$ is designed by using a Computer Aided Design program SolidWorks. Later, the characteristic curves for 1450 rpm and 2900 rpm are obtained by using a Computational Fluid Dynamics program CFXDesign. Also, by examining the flow in the centrifugal pump, constructional modifications are performed where there is flow distortion.

In order to apply CFD, the solid model of centrifugal pump has to be created at the beginning. During centrifugal pump modeling; only impeller and volute are modeled. Because, to use CFD, it is enough to model the passages where the flow passes through. Thus, the centrifugal pump impeller and volute are modeled and assembled to obtain flow volumes.

Second step of the CFD is to create mesh structure in the solid flow volumes. In this process, the centrifugal pump geometry transferred to CFXDesign divided in to finite elements to make the pump geometry ready for the solution. CFXDesign CFD program uses Finite Element Method for the solution. However, as the number of the elements increases, the solution time and the memory used by the computer increase. For this reason, mesh independence study should be performed for pump geometry before creating mesh structures. While doing mesh independence study, the pressure coefficient on the pressure side of the impeller blades is examined by changing the number of the meshes.

Third step for CFD application is to set boundary conditions, to adjust solution setting and solution process. For this study, the pressure difference to the centrifugal pump entry and exit has been applied and according to this pressure difference, the flow rate is obtained by the CFD program. Namely, as a centrifugal pump entry pressure, zero atmospheric effective pressure is applied. For the centrifugal pump

exit boundary condition, the pressure according to experimental values is applied and the flow rate necessary for this pressure difference is calculated.

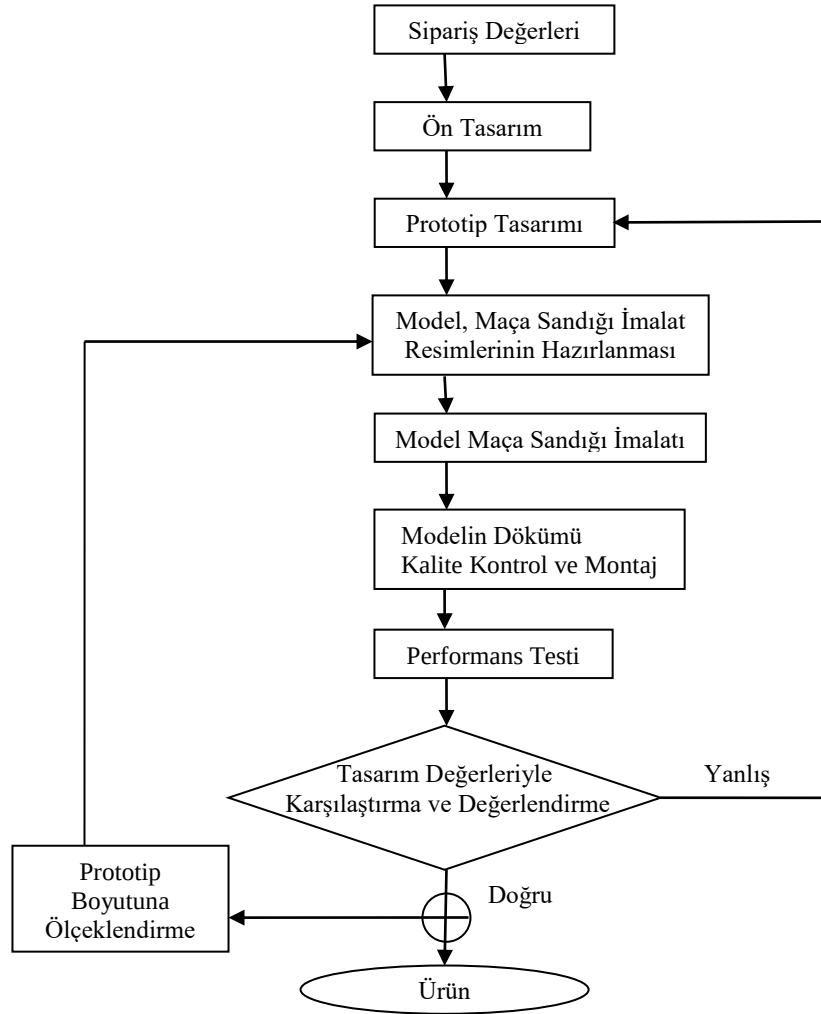
3-Dimensional incompressible Navier-Stokes equations are solved by CFXDesign CFD program using Finite Element Method in the centrifugal pump geometry representing the flow volume. As a turbulence model, k- ϵ turbulence model is used.

As a result, the flow rate for applied pressure difference to the centrifugal pump entry and exit is calculated at four points on the characteristic curve. By linking these points, the numerical characteristic curve is sketched. Also, by the help of CFX program, the hydraulic torque and power the centrifugal pump consumes is obtained. From flow rate and head, power the centrifugal pump gives is calculated. Furthermore, by dividing powers the centrifugal pump gives and consumes, the performance values of the centrifugal pump are calculated.

When the numerical and experimental characteristic curves are compared, the differences between numerical and experimental curves are very little, especially at the design point and around ($0,7.Q < Q < 1,2.Q$).

1 GİRİŞ

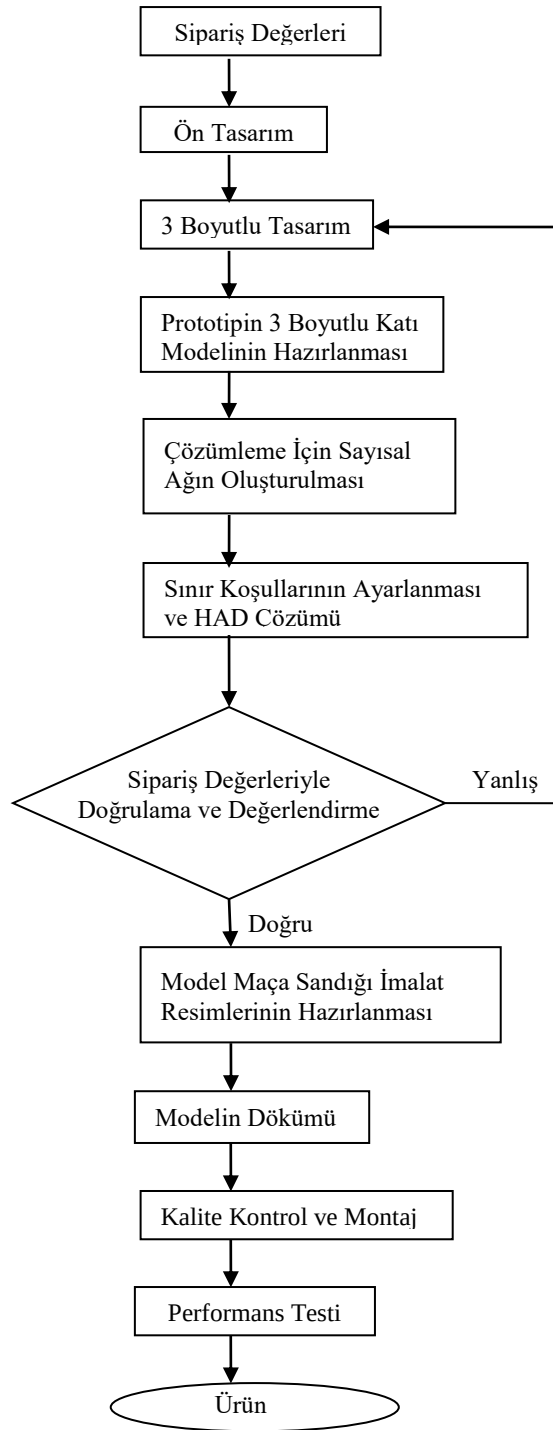
1.1 Çalışmanın Amacı



Şekil 1.1: Santrifüj Pompa İçin Klasik Tasarım Süreci

Bugünkü piyasada sürekli artan rekabet ve maliyetler nedeniyle herhangi bir parçanın tasarımında, geliştirilmesinde verimlilik artışı ve parça için bazı kritik değerleri önceden öngörebilmek çok önem kazanmıştır. Klasik tasarım sisteminde tasarımcı, tasarım için kritik değerleri prototip üzerinde yapılan deneyler yardımıyla kontrol edebilir. Eğer tasarımcı parçasından istenilen değerleri alamamışsa tasarımda değişikliğe gidebilir. Bu döngü tasarlanan parçadan istenilen değerler alınıncaya

kadar devam eder. Her deneme ise yeni bir prototipin yapılması ve bu da parçanın optimum tasarımı için ek maliyet anlamına gelmektedir.



Şekil 1.2: HAD Programı Kullanılarak Yapılan Tasarım Süreci

Şekil 1.1’de santrifüj pompa tasarımı için klasik tasarım metodunun nasıl işlediği gösterilmiştir. Klasik santrifüj pompa tasarımında, gelen sipariş değerleri, pompa debisi Q (m^3/sa), pompa manometrik basma yüksekliği H_m (mss) ve motor

dönme hızı n (d/d), ilgili tasarım mühendisleri tarafından değerlendirilerek, pompanın ön tasarımı yapılır ve bu ön tasarıma uygun pompa prototipi hazırlanır. Prototip hazırlandıktan sonra, pompa deney düzeneğinde denenerek sipariş değerlerinin pompa tarafından sağlanıp sağlanmadığına bakılır. Eğer deney sonuçlarıyla sipariş değerleri arasında bir tutarsızlık varsa, tasarımda düzeltmeye gidilir. Tasarımda yapılan hidrolik veya konstrüktif değişikliklerden sonra, pompa prototipi tekrar hazırlanarak, deney düzeneğine takılır ve tekrar denenir. Bu döngü pompa optimum değerleri yakalayınca kadar devam eder. Optimum pompa değerleri alındıktan ve sipariş değerleri tutturulduktan sonra santrifüj pompa üretime girer.

Fakat tasarımcı için santrifüj pompa tasarımında ve iyileştirilmesinde bilgisayar destekli mühendislik araçlarının kullanılması tasarım süreci ile maliyetlerini önemli derecede azaltmaktadır. Şekil 1.2’de Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanarak yapılan santrifüj pompa tasarım metodu gösterilmiştir. Bu metodta, klasik üretim metodunda olduğu gibi gelen sipariş bilgilerine (pompa debisi, pompa manometrik basma yüksekliği ve motor devir sayısı) göre tasarım mühendisleri pompanın ön tasarımını tamamlarlar. Daha sonra, pompanın üç boyutlu katı modeli bir Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon (BDK) Programı ile oluşturulur. Ardından, üç boyutlu katı pompa modeli ve HAD uygulamasıyla pompa içindeki akışın sayısal analizi yapılabilir ve santrifüj pompa karakteristik eğrisi çıkarılabilir. Eğer elde edilen sonuçlar tatmin edici değerlerde değilse, prototip yapılmaksızın, üç boyutlu katı çizim modelinde yapılacak tasarım değişiklikleriyle pompa için HAD uygulaması tekrarlanır. Pompa için optimum değerler elde edilinceye kadar bu işlemler tekrarlanır. İstenen performans değerleri alındıktan ve sipariş değerleri tutturulduktan sonra santrifüj pompanın üretimine geçilebilir.

Bir Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon (BDK) programı ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) uygulamasıyla tasarlanan santrifüj pompanın prototip üretimi yapılmaksızın karakteristik değerleri elde edilebilir. İç akışın gözlenmesiyle de tasarımda performans değerlerini iyileştirilecek değişiklikler yapılabilir. Böylece, deneme yanılma yöntemine nazaran çok kısa bir sürede ve çok daha az maliyetlerle nihai ürüne erişilir.

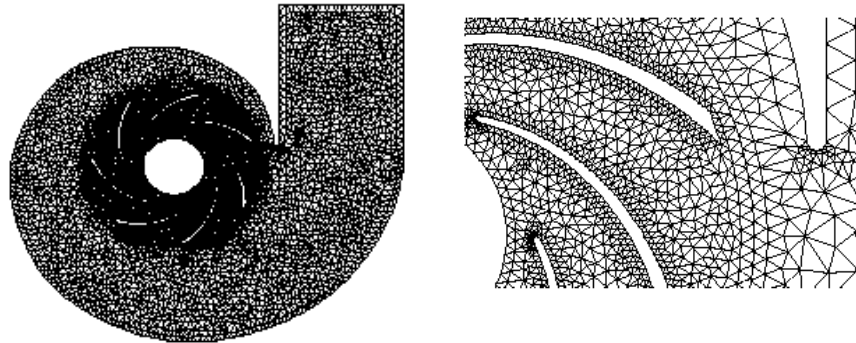
Bu çalışmada tek kademeli norm tipi santrifüj pompa bir Bilgisayar Destekli Konstrüksiyon programı ile tasarlanacaktır. Daha sonra, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programı vasıtasıyla santrifüj pompanın karakteristik eğrileri çıkarılacaktır. Elde edilen santrifüj pompa eğrileri deneysel eğrilerle kıyaslanacaktır. Ayrıca santrifüj pompa içindeki akış etüd edilerek, akış bozulmalarının olduğu yerlerde konstrüktif değişikliklere gidilerek düzeltmeler yapılacaktır.

1.2 Literatür Araştırması

Santrifüj pompa içindeki akışın sayısal analizi konusunda birçok araştırmacı bugüne kadar değişik araştırmalarda bulunmuştur. Araştırmaların yıllara göre değişimi ile gelişmesi ve çalışmalarında kullandıkları metodlar ile elde ettikleri sonuçlar aşağıda verilmektedir.

İlk olarak, bazı araştırmacılar (Blanco ve diğerleri [1]) Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Programlarının yardımıyla öğrencilerin hidrolik makinalardaki enerji ve akış transferinin algılamasını kolaylaştıracağını düşünerek, Santrifüj Pompa İçindeki Sayısal Simulasyon konulu bir çalışma yapmışlardır.

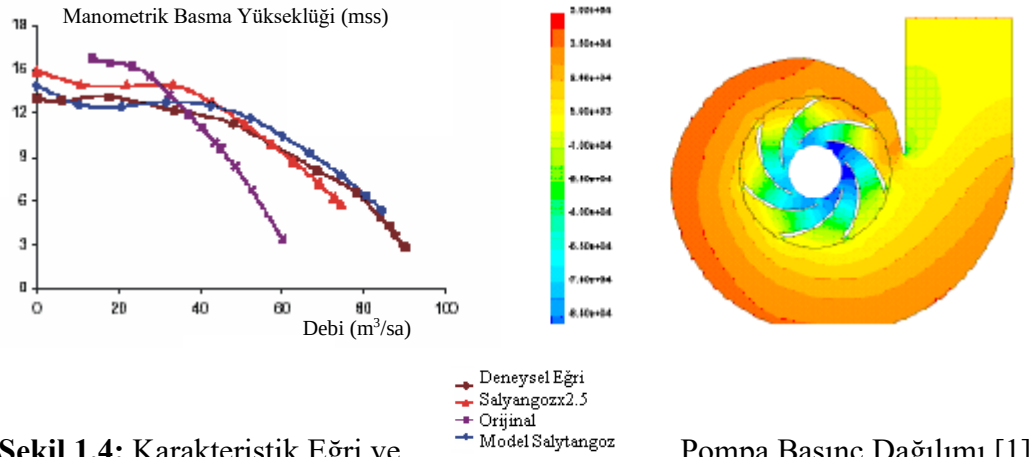
Çalışmalarında FLUENT programını kullanmışlardır. Türbülans modeli olarak ise k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Sınır koşulları olarak ise santrifüj pompa giriş ve çıkışına basınç farkı tanımlamışlardır. Santrifüj pompa içindeki akışı daha iyi etüd edebilmek içinse çark kanat girişlerinde ve salyangoz dili bölgesinde sayısal ağ yoğunluğu arttırılmıştır (Şekil 1.3) .



Şekil 1.3: Sayısal Ağ Tabakası Oluşturulmuş Pompa [1]

Santrifüj pompanın salyangoz tasarımını değiştirerek pompanın karakteristik eğrilerini elde etmişlerdir ve bunu deneysel verilerle karşılaştırmışlardır.

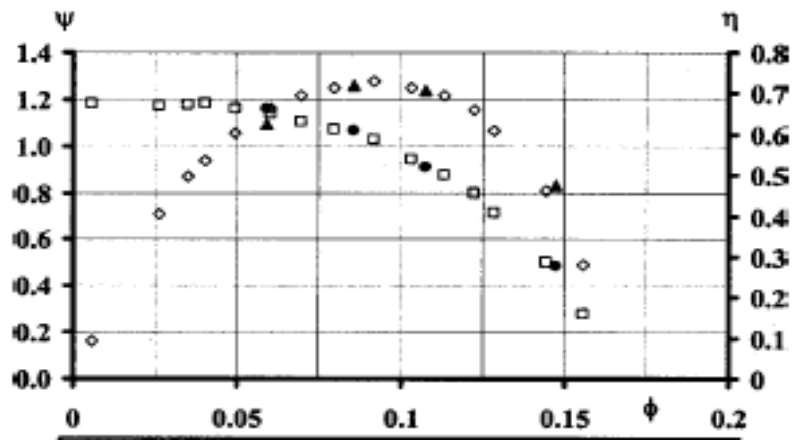
Sonuç olarak ise (Şekil 1.4), deneysel verilerle HAD programı vasıtasıyla elde edilen değerler arasında bir sapma olduğu ortaya çıkmıştır. Özellikle açık vanada bu sapmanın derecesinin büyük olduğu görülmektedir. Santrifüj pompa içindeki statik basınç dağılımına bakıldığında; çark içinde girişten çıkışa basınç artışı göze çarparken, salyangoz içinde ise basınç girişten çıkışa azalmaktadır.



Bazı araştırmacılar (Miner [2]) ise optimum santrifüj pompayı elde ederken çok sık sayısal ağ yapılarının kullanılmasının gerekli olmadığını göstermek amacıyla Seyrek Sayısal Ağ Yapılarıyla Pompa Kanatlar Arasındaki Düzlemde Akışın Sayısal Analizi adlı bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada FLOTRAN programı kullanılmıştır. k-ε türbülans modeli vasıtasıyla aynı tasarım değerlerine (debi, manometrik basma yüksekliği ve motor devri) sahip, fakat farklı geometrilere sahip karışık akışlı pompalar ve eksenel pompalar çözülmüştür. Santrifüj pompa çarkı dönen bölge olduğundan çark giriş ve çıkış koşullarını bozmamak amacıyla pompa giriş ve çıkışlarına sabit akış hacimleri koymuştur. Bu çözüm hem sık sayısal ağ yapıları hem de seyrek sayısal ağ yapıları için ayrı ayrı yapılmıştır. Pompa içindeki hız ve basınç değişimleri etüt edilerek seyrek ve sık sayısal ağ yapıları için aynı geometriye sahip pompaların optimum olduğu sonucuna varılmıştır. Sık sayısal ağ yapılarının çözümünün çok zaman alması nedeniyle optimum geometri bulunurken seyrek sayısal ağ yapılarında sağlıklı sonuçlar verdiği ortaya konmuştur.

Bazı araştırmacılar (Gonzales ve diğerleri [3]) Santrifüj Pompa ve Salyangoz Etkilişiminden Doğan Dinamik Etkinin Sayısal Analizi adlı çalışmayı gerçekleştirmişlerdir. Çalışmalarında tek kademeli, çift eğrilikli bir santrifüj pompa çarkıyla birlikte çarkı çevreleyen salyangozun sayısal çözümleri, deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Santrifüj pompa içindeki akış FLUENT programının sağladığı hareketli sayısal ağ yapısı tekniğiyle çözülmüştür. Turbülans modeli olarak k- ϵ türbülans modeli kullanılmıştır. Çalışmalarında, sınır koşulları olarak pompa girişine sabit debi tanımlanmıştır. Fakat yapılan deneysel veriler programdan çıkan verilerle çeliştiğinden, sınır koşulları için farklı bir yöntem kullanılmıştır. Sınır koşulları olarak santrifüj pompa giriş ve çıkışına bir basınç farkı tanımlanarak santrifüj pompa içindeki akış çözülmüştür. Bu basınç farkına karşılık gelen debi HAD programı vasıtasıyla elde edilmiştir. Santrifüj pompa içindeki akışın sayısal analiziyle elde edilen karakteristik eğri, deneysel karakteristik eğriyle karşılaştırılarak sonuçlar sunulmuştur.



□ Deneysel Eğri ◇ Deneysel Verim • Sayısal Eğri ▲ Sayısal Verim

Şekil 1.5: Santrifüj Pompa Karakteristik Eğrisi [3]

Elde edilen eğrilerde (Şekil 1.5), debi, manometrik basma yüksekliği uyumunda makul değerler elde edilmesine rağmen, pompa performans eğrisinde deneysel ve sayısal çözümde bir farklılık gözlenmiştir. Bunun nedeni olarak sayısal analizden elde edilen pompa performansında, disk sürtünme, kaçak ve mekanik sürtünme kayıplarının etkisinin olmaması gösterilmiştir.

Pompa karakteristik eğrisinin prototip üretmeksizin eldesi ve pompa performansının artırılması konusu pompa üreticilerinde ilgisini eskisinden çok daha fazla çekmeye başlamıştır. Çünkü yıllar ilerledikçe bilgisayar alanındaki ve HAD konusundaki ilerlemeler başlangıçta karakteristik eğrilerdeki sapmaları çok daha aza indirmeye başlamıştır. Bu sayede, deney olmaksızın hem pompanın karakteristik değerleri hem de çark içindeki akış daha iyi etüt edilmeye başlamıştır.

Bazı pompa üreticileri (Hancıoğlu ve Ataş [4]) Radyal Akışlı Santrifüj Pompa Çark Tasarımında Optimum Meridyonel Profilin Çiziminde Teorik ve Deneysel Yaklaşım konulu çalışmalarında piyasada bulunan bir pompa çarkının optimum değerlerinin eldesi için Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği programı kullanmışlardır. Çalışmalarında CFDesign adlı HAD programı ve türbülans modeli olarakta k- ϵ türbülans modeli kullanmışlardır. Sınır koşulları olarak, santrifüj pompa giriş ve çıkışına basınç farkı tanımlanmıştır. Bu çarkın meridyonel profili azalan hız ve kuvvet balansı yöntemleriyle çizilmiş ve optimum pompa meridyonel profili HAD uygulamasıyla bulunmuştur. Daha sonra, sırasıyla pompanın kanat sayısı ve kanat geometrileri değiştirilerek HAD uygulamasına sokulmuştur. Optimum kanat profili ile kanat sayısı basınç ve hız değişiminin çark içindeki yorumuyla bulunmuştur. Elde edilen profilin prototipi yapılarak deneysel olarak piyasadaki çarkla kıyaslanmıştır. Performans değerlerinde deneysel hatalar çıktığında % 3 civarında artış sağlamışlardır.

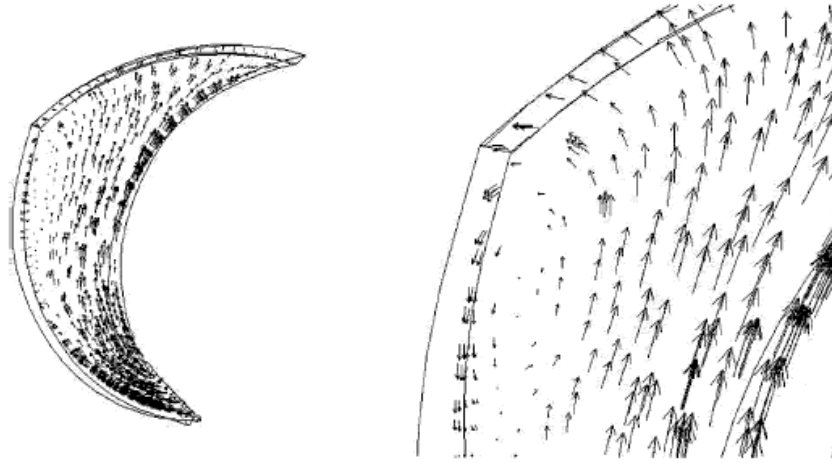
Bazı araştırmacılar (Açıkgöz ve diğerleri [5]) ise bilgisayarın gelişmesine paralel olarak, deneysel ve HAD uygulamasıyla elde edilen karakteristik eğrilerini birbirine %2 mertebesinde yaklaştırmayı başarmışlardır. Bu çalışmada, dört kademeli bir santrifüj pompanın performansı HAD yardımıyla belirlenmiştir. Santrifüj pompa geometrisini temsil eden akış hacmi içinde 3 boyutlu, sıkıştırılmaz Navier-Stokes denklemleri Sonlu Hacimler Yöntemi kullanılarak çözülmüştür. Akış analizi içinse FLUENT adlı HAD yazılımı kullanılmıştır. Pompa çarkının dönüş Hareketli Referans Sistemi yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Sonuçlar 2900 d/d dönme hızı ile 106 mss basma yüksekliği için yapılmış deney sonuçlarıyla kıyaslanmıştır (Tablo 1.1).

Tablo 1.1: Analiz Sonuçları ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması [5]

	Debi (m ³ /sa)	Performans (%)
Deney	26,0	62,0
FLUENT	26,5	61,2
Fark (%)	2,02	1,29

Tablo 1.1'den açıkça anlaşılacağı gibi analiz sonuçlarıyla deney sonuçları birbirine oldukça yakındır. Çalışmada, santrifüj pompa performans eğrisinin deney eğrisine çok yakın bir şekilde çıkarılabileceği ortaya konmuştur. Ayrıca HAD programlarıyla sadece debi, performans gibi değerlerin değil aynı zamanda akış alanının detaylarını da çıkarmış ve performansa etki eden bölgelerin kolayca saptanmasına olanak sağlamıştır.

Bazı araştırmacılar ise (Zhou ve diğerleri [6]) yaptıkları çalışmalarda sadece iki kanat arasındaki akışa odaklanmışlardır. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği Kullanarak Santrifüj Pompa Kanatları Arasındaki Akışın Analizi adlı çalışmalarında, toplam üç adet pompa çarkı kullanarak, çark kanatları arasındaki akışı 1450 d/d ve 2900 d/d için incelemişlerdir. Çalışmalarında, Navier-Stokes denklemlerinin çözümü için CFX programını kullanmışlardır. Türbülans modeli olarakta iki denklemlili k-ε türbülans modeli kullanmışlardır.



Şekil 1.6: Santrifüj Pompa Kanat Arasındaki Akış Vektörleri [6]

Yönetici hareket denklemlerini çözülebilir lineer cebirsel denklemler haline getirmek için Sonlu Hacimler Yöntemi kullanılmıştır. Çalışmada kullanılan bir adet tek eğrilikli çark kanat profili ve iki adet altı kanatlı çift eğrilikli çark kanat profili için ilk olarak sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması yapılarak, çalışma için uygun

sayısal ağ yapısı sayıları çıkarılmıştır. Daha sonra ise, bu çarklar için karakteristik eğriler çıkarılmıştır. Tek eğrilikli kanat yapısında karakteristik eğride sapmanın çok fazla olduğu gözlenmiştir. Ayrıca, sonuç olarak tasarım noktasındaki debiden % 25 fazla veya % 25 az akışlar için kanatlar arasındaki akışın bozulmadığı gözlenmiştir. Akıştaki bozulmanın ve debi düşümünün tasarım noktasındaki debinin % 35-40'ında meydana geldiği saptanmıştır. Tasarım noktası dışındaki akış analizlerindeki debi azalmasının açıklaması olarak, pompa çarkı kanat basınç tarafındaki akış geri dönmeleri kaynak olarak gösterilmiştir (Şekil 1.6).

1.2.1 Literatür araştırmasının sonuçları

Sonuç olarak, yapılan bu literatür çalışmasından aşağıdaki sonuçlar ortaya çıkmıştır.

- 1- Santrifüj pompa karakteristik eğrileri bir BDK ve HAD uygulamasıyla deneysel sonuçlara çok yakın değerlerde ortaya çıkarılabilir. Ve deneysel sonuçlara daha da yakınsama bilgisayarın gelişimine paralel olarak gelişecektir.
- 2- Santrifüj pompa içindeki akış alanları akış bozulmaları HAD uygulaması vasıtasıyla gözlenebilir ve performans artışı sağlamak amacıyla geometri değiştirilerek protip imal etmeksizin yeni geometrinin performansına bakılabilir.
- 3- Analiz yapılmadan önce santrifüj pompa çarkı için sayısal ağ yapısından bağımsızlaştırma çalışması yapılarak, uygun sayısal ağ sayı ve yapısı bulunmalıdır.
- 4- Akışı daha iyi etüt etmek ve daha iyi sonuçlar alabilmek için pompanın kritik yerlerindeki (pompa çark girişi, salyangoz dili vs.) sayısal ağ yapısı tanımlamaları daha sık olmalıdır.
- 5- Türbülans modeli olarak bütün araştırmacılar k- ϵ türbülans modelini tercih etmişlerdir.
- 6- Sınır koşulları olarak, eğer sadece pompa çarkı içindeki akışı etüt etmek istiyorsak giriş sabit bir debi çıkışa ise basınç tanımlamak doğru olacaktır. Fakat pompa karakteristik eğrisi çıkartılırken, giriş ve çıkış

arasındaki basınç farkına denk gelen debiyi program vasıtasıyla belirlemek daha doğrudur.

- 7- Santrifüj pompa çarkı dönen bölge olduğundan, çark giriş ve çıkış koşullarını bozmamak amacıyla pompa giriş ve çıkışlarına sabit akış hacimleri konulmalıdır.

2 GENEL DENKLEMLER VE ÇÖZÜM YÖNTEMİ

Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD), akış ve ısı transferi problemlerinin bilgisayar ortamında çözülmesini mümkün kılan bir mühendislik, analiz ve simülasyon aracıdır.

HAD simülasyonlarında çözülen, hareket eden bir akışkanda hız ve basınç arasındaki ilişkiyi formülize eden Navier-Stokes denklemleri, Claude-Louis Navier (1882) ve George Gabriel Stokes (1845) adlı bilim adamları tarafından geliştirilmiştir. Navier-Stokes denklemleri temel olarak kütle, momentum ve enerji korunum denklemlerinden oluşur. Navier-Stokes denklemleri 1800'lü yıllarda formülize edilmiş olmasına rağmen, matematiksel zorluklar nedeniyle uzun yıllar sadece basit problemlerin çözümü dışında kullanılmamıştır. Bu yüzden akış ve ısı problemlerinin çözümünde daha çok deneysel yöntemler kullanılmıştır.

Bilgisayar teknolojisi ve nümerik çözüm yöntemlerindeki gelişmeler sayesinde Navier-Stokes denklemlerinin çözümü başka bir deyişle akış ve ısı transfer problemlerinin çözümü mümkün olabilmektedir.

Süreklilik denklemi ve Navier-Stokes veya momentum denklemleri akışı yöneten kısmi diferansiyel denklemlerdir. Enerji denklemi ise ısı transferi problemlerinde kullanılmaktadır ve akışı çözerken gerekli değildir. Bu denklemler, birbirini içinde birbirine bağlı olduklarından ve lineer olmadıklarından birkaç özel problem dışında analitik genel bir çözüm bulmak imkânsızdır. Bu özel problemlerde de denklemler analitik çözümün olduğu denklemlere dönüştürülür. Doğada gördüğümüz birçok olay ise bu sınırlı sınıfa girmez. Bundan dolayı, yaklaşım metotları kullanılarak çözüme yakınsamaya çalışılır. Bunun için birçok metod vardır. Burada bizim kullanacağımız metod tanıtılacaktır.

2.1 Yönetici Denklemler

Akım alanının hesabında kullanılan denklemler süreklilik denklemi veya kütle korunumu kanunu ve momentum denklemleridir.

2.1.1 Süreklilik denklemi

Süreklilik denklemi veya kütle korunumu denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial x} \rho \cdot u + \frac{\partial}{\partial y} \rho \cdot v + \frac{\partial}{\partial z} \rho \cdot w = 0 \quad (2.1)$$

2.1.2 Momentum denklemleri

Hareketsiz koordinat sistemine göre momentum denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir. Yazılan bu denklemler sıkıştırılamaz akış için geçerlidir.

x-Momentum Denklemi

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} u + \rho \cdot u \frac{\partial}{\partial x} u + \rho \cdot v \frac{\partial}{\partial y} u + \rho \cdot w \frac{\partial}{\partial z} u &= \rho \cdot g_x - \frac{\partial}{\partial x} P + \frac{\partial}{\partial x} \left(2 \cdot \mu \cdot \frac{\partial}{\partial x} u \right) + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial y} u + \frac{\partial}{\partial x} v \right) \right] &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} u + \frac{\partial}{\partial x} w \right) \right] + S_w \end{aligned} \quad (2.2)$$

y-Momentum Denklemi

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} v + \rho \cdot u \frac{\partial}{\partial x} v + \rho \cdot v \frac{\partial}{\partial y} v + \rho \cdot w \frac{\partial}{\partial z} v &= \rho \cdot g_y - \frac{\partial}{\partial y} P + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial y} u + \frac{\partial}{\partial x} v \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left(2 \mu \cdot \frac{\partial}{\partial y} v \right) &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} u + \frac{\partial}{\partial y} w \right) \right] + S_w \end{aligned} \quad (2.3)$$

z-Momentum Denklemi

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} w + \rho \cdot u \frac{\partial}{\partial x} w + \rho \cdot v \frac{\partial}{\partial y} w + \rho \cdot w \frac{\partial}{\partial z} w &= \rho \cdot g_z - \frac{\partial}{\partial z} P + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} u + \frac{\partial}{\partial x} w \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} v + \frac{\partial}{\partial y} w \right) \right] &+ \frac{\partial}{\partial z} \left(2 \mu \cdot \frac{\partial}{\partial z} w \right) + S_w \end{aligned} \quad (2.4)$$

Burada S_w dönen akışlar için kaynak terimidir. Ve genel olarak bu terim şöyle yazılabilir.

$$S_w = -2\rho \cdot \omega_i \times V_i - \rho \cdot \omega_i \times \omega_i \times r_i \quad (2.5)$$

Burada i global koordinat yönleri olan (x, y, z) 'yi, ω_i akışkanın dönme hızını ve r_i ise akışkanın dönme eksenine olan mesafesini temsil etmektedir.

Tablo 2.1: Momentum ve Süreklilik Denklemleri Terimlerinin Tanımı

DEĞİŞKEN	TANIM
g_x, g_y, g_z	x, y ve z yönündeki yerçekimi ivmeleri
P	Basınç
u	x-yönündeki hız bileşeni
v	y-yönündeki hız bileşeni
w	z-yönündeki hız bileşeni
ρ	Yoğunluk
μ	Viskozite Katsayısı

Akışı çözmek için, süreklilik ve momentum denklemleri dört adet denklemi ifade eder. Bu dört denklem içinde dört adet bilinmeyen vardır. Bunlar; u, v, w ve P'dir. Fakat, bu çözüm bizi akış için zamandan bağımsız koşullarda bizi çözüme ulaştırır.

2.2 Türbülanslı Akış Denklemleri

Navier-Stokes veya momentum denklemleri laminar akış için yazılabildiği gibi türbülanslı akış içinde yazılabilir. Bağımlı değişkenler, bir ortalama değer ve bu ortalama değer etrafında değişen değerler toplamı şeklinde yazıldığından elde edilen bu denklemler zamana bağlı olarak çıkar. Mesela, x-yönündeki hız bileşeni şöyle yazılabilir;

$$u = U + u^l \quad (2.6)$$

Burada U ortalama hızı temsil ederken, u^l ise bu ortalama hız etrafındaki U hızının salınımını ifade eder ve çalkantı hızı adı verilir. Eğer bu ifadeleri yönetici denklemlerde yerine yazarsak, denklemler aşağıdaki şekilleri alır.

Süreklilik denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial t} \rho + \frac{\partial}{\partial x} \rho \cdot u + \frac{\partial}{\partial y} \rho \cdot v + \frac{\partial}{\partial z} \rho \cdot w = 0 \quad (2.7)$$

Momentum denklemleri;

x-Momentum denklemi

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} U + \rho \cdot U \frac{\partial}{\partial x} U + \rho \cdot V \frac{\partial}{\partial y} U + \rho \cdot W \frac{\partial}{\partial z} U = \rho \cdot g_x - \frac{\partial}{\partial x} P + \frac{\partial}{\partial x} \left[2 \cdot \mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial x} U - \rho \cdot u^I \cdot u^I \right) \right] + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial y} U + \frac{\partial}{\partial x} V \right) - \rho \cdot u^I \cdot v^I \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} U + \frac{\partial}{\partial x} W \right) - \rho \cdot u^I \cdot w^I \right] + S_w \end{aligned} \quad (2.8)$$

y-Momentum denklemi

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} V + \rho \cdot U \frac{\partial}{\partial x} V + \rho \cdot V \frac{\partial}{\partial y} V + \rho \cdot W \frac{\partial}{\partial z} V = \rho \cdot g_y - \frac{\partial}{\partial y} P + \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial y} U + \frac{\partial}{\partial x} V \right) - \rho \cdot u^I \cdot v^I \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(2 \mu \cdot \frac{\partial}{\partial y} V - \rho \cdot v^I \cdot v^I \right) + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} U + \frac{\partial}{\partial y} W \right) - \rho \cdot v^I \cdot w^I \right] + S_w \end{aligned} \quad (2.9)$$

z-Momentum denklemi

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} W + \rho \cdot U \frac{\partial}{\partial x} W + \rho \cdot V \frac{\partial}{\partial y} W + \rho \cdot W \frac{\partial}{\partial z} W = \rho \cdot g_z - \frac{\partial}{\partial z} P + \\ \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} U + \frac{\partial}{\partial x} W \right) - \rho \cdot u^I \cdot w^I \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} V + \frac{\partial}{\partial y} W \right) - \rho \cdot v^I \cdot w^I \right] + \end{aligned}$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(2\mu \cdot \frac{\partial}{\partial z} W - \rho \cdot w^I \cdot w^I \right) + S_w \quad (2.10)$$

Buradan denklemler içinde bazı yeni terimler ortaya çıkar. Bunlar; ρu^I , ρv^I , ρw^I , $\rho v^I v^I$, $\rho v^I w^I$, $\rho w^I w^I$ dir. Bu terimlere Reynold Gerilmeleri denir.

Sonuç olarak akışı çözerken, dört adet denkleminiz (bir tane süreklilik ve üç tane momentum denklemleri) ve U, V, W, P, ρu^I , ρv^I , ρw^I , $\rho v^I v^I$, $\rho v^I w^I$, $\rho w^I w^I$ gibi on adet bilinmiyenimiz vardır. Dört denklem ve on bilinmiyen için çözüm bulmak imkânsızdır. Buna; Kapatma Problemi denir. Akış alanının sayısal olarak çözülebilmesi için Reynolds Stress terimlerinin modellenmesi gerekmektedir. Modelleme yapılırken bilinmiyen ek terimler daha önceki bilinmiyenlerle ilişkilendirilmeye çalışılır. Eğer, bilinmiyen Reynold Stress terimleri bağımlı değişkenler ortalama hızların U, V, W'nin fonksiyonları şeklinde yazılırsa buna sıfıncı dereceden kapatma problemi denir.

Sıfıncı dereceden kapatma probleminde yukarıdaki bilinmiyen terimleri modellerken kullanılan yöntem Boussinesq hipotezidir. Bu hipotezde Reynolds Stress terimleri ortalama hız gradyanlarıyla ilişkilendirilerek, türbülanslı viskozite μ_t tanımı yapılır.

$$\mu_t = \frac{-\rho u^I \cdot w^I}{2 \frac{\partial}{\partial x} U} = \frac{-\rho u^I \cdot v^I}{\frac{\partial}{\partial y} U + \frac{\partial}{\partial x} V} = \frac{-\rho v^I \cdot w^I}{\frac{\partial}{\partial z} V + \frac{\partial}{\partial y} W} \quad (2.11)$$

Bu denklemler denklemlerde yerleştirilerek çözümü olan yeni eşitlikler elde edilir. Biz çözümümüzde bilinmiyenleri tanımlarken iki denklemlilik k-ε modeli kullanacağız. Bu modelde türbülans kinetik enerjisi, k, ve türbülans kinetik enerjisinin dissipasyonu, ε, terimleri tanımlanır.

Türbülanslı viskozite;

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.12)$$

Burada, C_μ deneysel bir sabittir. Momentum denklemlerinden türbülans kinetik enerjisi (k) ve türbülans kinetik enerjisi dissipasyonu (ε) terimleri türetilirse;

k: Türbülans kinetik enerjisi

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} V + \rho \cdot U \frac{\partial}{\partial x} V + \rho \cdot V \frac{\partial}{\partial y} V + \rho \cdot W \frac{\partial}{\partial z} V = \rho \cdot g_y - \frac{\partial}{\partial y} P + \\ \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \cdot \frac{\partial}{\partial y} k \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \cdot \frac{\partial}{\partial z} k \right] - \rho \cdot \varepsilon + \mu_t \cdot \left[2 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial x} W \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial y} V \right)^2 + \right. \\ \left. 2 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} W \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial y} U + \frac{\partial}{\partial x} V \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial z} U + \frac{\partial}{\partial x} W \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial z} V + \frac{\partial}{\partial y} W \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2.13)$$

ε : Türbülans kinetik enerjisi dissipasyonu

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial}{\partial t} \varepsilon + \rho \cdot U \frac{\partial}{\partial x} \varepsilon + \rho \cdot V \frac{\partial}{\partial y} \varepsilon + \rho \cdot W \frac{\partial}{\partial z} \varepsilon = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \cdot \frac{\partial}{\partial x} \varepsilon \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \cdot \frac{\partial}{\partial y} \varepsilon \right] + \left[\frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \cdot \frac{\partial}{\partial z} \varepsilon \right] \right] - C_2 \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} - C_1 \cdot \mu_t \cdot \frac{\varepsilon}{k} \left[2 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial x} U \right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial y} V \right)^2 + \right. \\ \left. 2 \cdot \left(\frac{\partial}{\partial z} W \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial y} U + \frac{\partial}{\partial x} V \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial z} U + \frac{\partial}{\partial x} W \right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial z} V + \frac{\partial}{\partial y} W \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (2.14)$$

şeklinde olur. Burada; σ_k , türbülans Prandtl sayısı ve çözümlerde bu sayı genellikle 1.0 olarak tanımlanır. C_1 ve C_2 ise deneysel sabitlerdir. Bu iki denklemle birlikte elimizde, bir adet süreklilik denklemi, üç adet momentum denklemleri, bir adet türbülans kinetik enerjisi denklemi ve bir adet türbülans kinetik enerji dissipasyon denklemi olmak üzere toplam altı adet denklem vardır. Bilinmeyenlerimiz ise U, V, W, P, k ve ε olmak üzere altı adettir. Böylece türbülansın modellenmesiyle altı adet denklem ve altı adet bilinmeyenle denklemler çözülür hale getirilmiştir.

Tablo 2.2: Deneysel Sabitler ve Değerleri

Sabitler	Değerleri
C_μ	0.09
C_1	1.44
C_2	1.92
σ_k	1.00

2.3 Duvar Fonksiyonları

Kullandığımız türbülans modeli yüksek Reynolds sayıları için geçerli olan bir modeldir. Ve bu model tam türbülanslı bölgede uygulanabilir, sınır tabakanın içinde uygulanamaz. Sınır tabakanın içinde uygulanan türbülans modelleri de vardır. Düşük Reynolds sayılı türbülans modeli buna bir örnektir. Fakat bu model sınır tabaka içinde ($y^+=1-5$) 10 ile 100 arasında düğüm noktası kullanılmasını ve dolayısıyla küçük bir alanda çok sık düğüm noktası olmasını gerektirmektedir. Bu sınırlama hem sonucun yakınsama süresi hemde bilgisayarın bellek alanının kullanım yoğunluğu için iyi değildir. Bundan dolayı, düşük Reynolds sayılı türbülans modeli kullanmak yerine, bölüm 2.2.'de anlatılan yüksek Reynolds sayılı türbülans modeliyle birlikte duvar yakınında kullanılan duvar fonksiyonlarıyla problem çözülecektir.

Duvar fonksiyonlarının temel amacı duvar yakınlarda duvar kuralını uygulamaktır. Duvar kuralı aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$U^+ = (1/\kappa) \cdot \text{Log } y^+ + B \quad (2.15)$$

Burada duvar parametresi, $B=5.5$ ve Von Karman sabiti, $\kappa=0.4$ boyutsuz katsayılarıdır. Denklem 2.15 içindeki değişkenler de şöyle ifade edilebilir.

$$U^+ = U_t / (\tau_w/\rho)^{1/2} \quad (2.16)$$

$$y^+ = \delta \cdot (\tau_w/\rho)^{1/2} / \nu \quad (2.17)$$

Burada U_t duvara teğet olan hız, τ_w ise duvar kayma gerilmesi, ρ akışkan yoğunluğu, y^+ duvardan itibaren uzunluk ve ν ise akışkanın kinematik viskozitesidir.

2.4 Ayırıklaştırma Yöntemi

Santrifüj pompa içindeki akış için yazılan Kısmi Diferansiyel Denklemlerin çözülmesi gerekmektedir ve bunun için bu denklemlerin öncelikle bilgisayar tarafından çözülecek cebirsel denklemler haline getirilmesi gerekir. Bunu gerçekleştirmek için bugün birçok HAD kodları sunulmuştur. Bunlar;

- 1-Sonlu Farklar
- 2-Sonlu Hacimler
- 3-Sonlu Elemanlar Yöntemleridir.

Sonlu Farklar Metodunda, kısmi diferansiyel denklemler genellikle Taylor serisi şeklinde açılmaktadır. Bu seri açılımının genellikle bir veya iki terimi çözüm için kullanılmaktadır. Ne kadar hassas çözüm istediğimize bağlı olarak seri içindeki terim sayısını azaltıp artırmak mümkün olmaktadır. Bununla birlikte her bir terim eklemesi çözümü daha karmaşık ve zaman alan bir işlem haline getirmektedir. Bu metodu daha çok düzgün şekilli geometrilere uygulamak daha doğru olmaktadır.

Sonlu Hacimler Metodunda akış hacmi küçük kontrol hacimlerine bölünür ve temel korunum yasaları bu hacimlere uygulanır. Bu integrasyon yapılırken (u , v , w , P , T) gibi bağımlı değişkenlerin parçalı lineer olarak değiştiği varsayımı yapılır. Sonuç olarak varsayılan bu parçalı lineer değişim elde edilen çözümün ne kadar doğru olduğunu ve karmaşıklığını belirlemektedir. Üç boyutlu akış hareketinde beş temel kısmi diferansiyel denklem çözülür. Bunlar; kütle korunumu, x , y ve z yönlerinde momentum denklemleri ve enerji denklemidir. Bu denklemlerin içinden yedi adet bilinmeyen bulunur.

1. Hızın x yönündeki bileşeni, u
2. Hızın y yönündeki bileşeni, v
3. Hızın z yönündeki bileşeni, w
4. Özkütle, ρ
5. Basınç, p
6. Sıcaklık, T
7. İç Enerji, E

Yukarıda herhangi bir bilinmeyen bulurken izlenen temel korunum yasasının genel denklem yapısı şöyledir.

$$\boxed{\begin{array}{c} \text{X'in kontrol} \\ \text{hacim içindeki} \\ \text{zamana bağlı} \\ \text{artışı} \end{array}} = \boxed{\begin{array}{c} \text{Konveksiyon} \\ \text{nedeniyle} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{X akısı} \end{array}} + \boxed{\begin{array}{c} \text{Difüzyon} \\ \text{nedeniyle} \\ \text{kontrol hacmine} \\ \text{X akısı} \end{array}} + \boxed{\begin{array}{c} \text{X'in kontrol} \\ \text{hacim içindeki} \\ \text{zamana bağlı} \\ \text{oluşumu} \end{array}}$$

Şekil 2.1: Sonlu Hacimler Metodunda Genel Denklem Yapısı

Bu beş temel denkleme ek olarak ayrıca türbülans denklemleri de çözülebilir. HAD yazılımı, bilinmeyenleri her kontrol hacmi için verilen başlangıç tahmininden başlayarak, iterasyonlar yaparak hesaplar. Doğru sonuçlar almak için, yeterli sayıda iterasyon yapmak ve yakınsamış çözümler elde etmek gereklidir.

Tablo 2.3: Ayırıklaştırma Metodlarının Kıyaslanması

METOD	AVANTAJLAR	DEZAVANTAJLAR
SONLU ELEMANLAR	• Daha çok matematik içerikli. • Akılar için doğal sınır koşulları. • İleri eleman formülasyonu • Her geometri için aynı çözüm zorluğu.	• Daha çok matematik içerikli ve fiziksel önemi daha az.
SONLU HACİMLER SONLU FARKLAR	• Akılar daha çok fiziksel öneme sahip.	• Düzensiz geometrilerin çözümü çok daha zor.

Çalışmamızda kullanılacak olan yöntem, Sonlu Elemanlar Yöntemi'dir. Sonlu Elemanlar Metodunda genellikle Galerkin metodu kullanılır. Kısmi diferansiyel denklemleri çözülebilir cebirsel denklemler haline getirmek için bağımlı değişkenler bir eleman veya hacim boyunca polinom şekil fonksiyonu şeklinde tanımlanır. Daha sonra, şekil fonksiyonu şeklinde tanımlanmış bağımlı değişkenler yönetici kısmi diferansiyel denklemler içine yerleştirilir. Yönetici kısmi diferansiyel denklemler bir ağırlık fonksiyonuyla çarpıldıktan sonra bir eleman boyunca veya bir hacim içinde integre edilir. Sonuç olarak, bağımlı değişkenlerin çözülebilmesi için her bir elementteki her bir düğüm noktasında veya eleman içinde herhangi bir noktasında çözülebilir cebirsel denklemler elde edilir. Şekil fonksiyonu değişik şekillerde tanımlanabilir. Örneğin; 2-boyutlu üçgen ve 3-boyutlu dörtyüzlü element için lineer şekil fonksiyonu veya 3-boyutlu 5 ve 6 kenarlı elementler için karışık şekil fonksiyonu kullanılabilir. Sonlu Elemanlar Yönteminin temel dezavantajı ve aynı

zamanda temel avantajı matematiksel bir yaklaşım olması ve cebirsel denklemler içinde bulunan terimlere herhangi bir fiziksel anlam yüklenememesidir.

2.5 Çözüm Yöntemi

Herbir yönetici kısmi diferansiyel denklem Sonlu Elemanlar Yöntemi kullanılarak çözülebilir cebirsel denklemler haline getirilerek ayrıklaştırılır. Elde ettiğimiz cebirsel denklemler, herbir sonlu elemanda bulunan düğüm noktasında bağımlı değişkenlerin değerlerini bulmak amacıyla çözülürler.

Çözüm yapılırken bulmak istenilen ilk terim basınç bağımlı değişkenidir. Eğer momentum denklemi hız bileşenlerini bulmak amacıyla kullanılırsa, basınç terimi süreklilik denkleminde elde edilmeye çalışılır. Fakat süreklilik denkleminde basınç terimi açıkça bulunmaz. Dolaylı yollarla bulunacak basınç terimi için birçok farklı yöntem vardır. Bu farklı yöntemlerin genelinin ortak noktası, herbir sonlu eleman ağında süreklilik ve momentum denklemlerinin aynı anda çözülmesidir. Küçük problemler için çözüm yeterli olabilir. Fakat, bir santrifüj pompa içindeki akışı çözerken, bilgisayar belleği için bu çözüm yöntemi büyük bir problem teşkil eder ve adeta çözümü bir probleme dönüştürür. Bu problemi ortadan kaldırmak amacıyla, basınç için bir denklem bulunması gerekmektedir.

Bu amaçla, süreklilik denkleminde elde edilen basınç denklemi çözülür. Süreklilik denkleminin ağırlıklı integrali alınır ve integrali daha kolay hale getirmek için integral parçalara ayrılır.

$$\int N \left(\frac{\partial}{\partial x} \rho U + \frac{\partial}{\partial y} \rho V + \frac{\partial}{\partial z} \rho W \right) d\Omega = \int N \rho U d\Gamma + \int N \rho V d\Gamma + \int N \rho W d\Gamma - \int \left(\frac{\partial}{\partial x} N(\rho U) + \frac{\partial}{\partial y} N(\rho V) + \frac{\partial}{\partial z} N(\rho W) \right) d\Omega \quad (2.18)$$

Eşitliğin sağındaki ilk üç terim elemanların sınırları arasındaki kütle akışını temsil etmektedir. Ve bu terimler içindeki elemanlarda yüzey sınırları boyunca birbirini sadeleştirecektir. Ayrıca kütle akışının olamadığı yerlerde de sıfıra eşit olacaktır.

Bundan dolayı, bu terimler basınç denklemi için doğal sınır koşullarını oluşturmaktadır.

Süreklilik denkleminde, basınç teriminin ortaya çıkabilmesi için basınç ile hız arasında bir ilişkilendirme yapılmalıdır. Bu ilişki momentum denkleminden çıkarılabilir. Eğer momentum denkleminin yarı ayırıştırılmış halini kullanırsak, hız ile basınç arasındaki ilişki aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$U = U_h - K_U \frac{\partial}{\partial x} P \quad (2.19)$$

$$V = V_h - K_V \frac{\partial}{\partial y} P \quad (2.20)$$

$$W = W_h - K_W \frac{\partial}{\partial z} P \quad (2.21)$$

Eğer bu denklemler yukarıdaki, ağırlıklı integrali alınmış ve parçalara ayrılmış süreklilik denkleminde yerine yazılırsa, aşağıdaki basınç denklemi elde edilmiş olur.

$$\begin{aligned} \int \left(\frac{\partial}{\partial x} N \left(K_U \frac{\partial}{\partial x} P \right) + \frac{\partial}{\partial y} N \left(K_V \frac{\partial}{\partial y} P \right) + \frac{\partial}{\partial z} N \left(K_W \frac{\partial}{\partial z} P \right) \right) d\Omega = - \int N \rho U d\Gamma - \int N \rho V d\Gamma + \\ - \int N \rho W d\Gamma + \int \rho \left(U_h \frac{\partial}{\partial x} N + V_h \frac{\partial}{\partial y} N + W_h \frac{\partial}{\partial z} N \right) d\Omega \end{aligned} \quad (2.22)$$

Elde edilen bu basınç denklemiyle birlikte, her bir yönetici denklem ayrı ayrı çözülebilir. Yani, her bir düğüm noktasında x-yönündeki momentum denkleminde x-yönündeki hız bileşeni U, her bir düğüm noktasında y-yönündeki momentum denkleminde y-yönündeki hız bileşeni V ve her bir düğüm noktasında z-yönündeki momentum denkleminde z-yönündeki hız bileşeni W bulunur. Basınç denkleminde her bir düğüm noktasında çözülerek her bir düğüm noktasındaki basınç P değeri elde edilir. Bir anda tüm düğüm noktalarında bağımlı değişkenler çözüldüğünden, bu çözüm yöntemi bilgisayar için çok fazla bellek kullanımı gerektirmez. Bu yaklaşıma ayırıştırılmış çözüm denir. Çünkü her bir bağımlı değişken birbirinden bağımsız ayrı ayrı çözülür.

3 POMPA KATI MODELİNİN VE AKIŞ HACMİNİN OLUŞTURULMASI

Santrifüj pompa tasarımında, HAD uygulamasıyla santrifüj pompanın çalışması, çeşitli debi ve basma yüksekliği sınır koşullarında canlandırılarak pompa geometrisinin çeşitli yerlerindeki basınç dağılımı, hız vektörleri, kuvvet ve tork değerleri, çark kanatları üzerindeki mutlak ve bağıl hızlar, oluşan radyal ve eksenel yükler gözlemlenebilir. Bu bilgilerin ışığında hem pompanın karakteristik değerleri bilinebilir hem de pompa tasarımında iyileştirmeler yapılabilir.

Bir HAD uygulaması dört ana aşamadan oluşmaktadır.

- 1- Katı model ve akış hacimlerinin oluşturulması.
- 2- Sayısal ağ tabakasının oluşturulması.
- 3- Sınır koşulları, çözüm ayarlarının yapılması ve çözümleme işlemi.
- 4- Çözüm sonuçlarının değerlendirilmesi.

3.1 Pompa Katı Modelinin Oluşturulması

HAD uygulamasının yapılabilmesi için ilk önce ele alınacak pompanın katı modeli oluşturulmalıdır. Projemizde NP 80–250 tipi salyangozlu santrifüj norm pompanın 1450 d/d ve 2900 d/d için analizi yapılacaktır. Tablo 3.1’de NP 80–250 tipi santrifüj norm pompanın tasarım değerleri ve modellenmesi için gerekli değerlere yer verilmiştir. 1450 d/d için pompa tasarım değerleri, debi için 90 m³/sa, manometrik yükseklik için 20 mss verilmiştir. Bu santrifüj pompa için boyutsuz özgül hız değeri $n_q=22.4$ ’dür. 2900 d/d içinse yine aynı pompa salyangozu ve çarkı kullanıldığından benzeşim kurallarından debi 180 m³/sa ve manometrik yükseklik 80 mss olarak belirlenir. NP 80–250 pompa için giriş ve çıkış flanş çapları, giriş için 100 mm ve çıkış için ise 80 mm’dir.

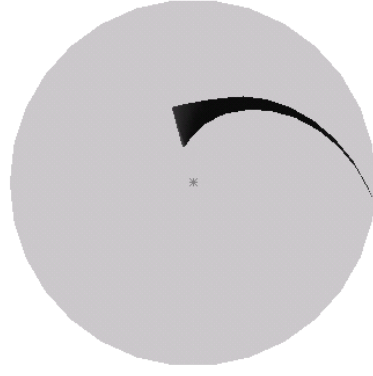
3.1.1 Çarkın modellenmesi

Ele aldığımız çark, çift eğrilikli, orta akım çizgisi için kanat giriş açısı 25.11° ve kanat çıkış açısı içinde 23.5° olan bir çarktır. Tablo 3.1’deki değerlere uygun olarak

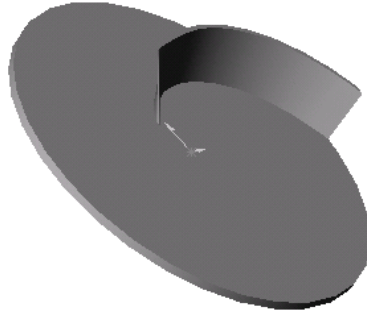
öncelikle alt, üst ve orta akış çizgilerinin çizimi için pompa çark girişinden çıkışına akış açısı değişimleri alt, üst ve orta akış çizgileri için belli çap aralıklarında ayrı ayrı hesaplanmıştır. Daha sonra, çarkın giriş çapından, çıkış çapına kadar belli çap aralıklarında hesaplanan akış açıları doğrularla her bir çapa yerleştirilir. SolidWorks (BDK) programıyla bu çaplara akış açıları çizilmiş sonuç olarak alt, üst ve orta akış çizgileri elde edilmiştir (Şekil 3.1). Bu akış çizgileri uygun bir şekilde birleştirilerek santrifüj pompanın kanat profili iki boyutlu olarak elde edilmiştir. Kanat profili göbek kısmından yani alt akış çizgisinden, orta akış çizisi boyunca, yanak kısmındaki akış çizisi yani üst akış çizisine doğru uygun bir şekilde uzatılarak kanadın 3-boyutlu katı modeli ortaya çıkmıştır (Şekil 3.2). Elde edilen 3-boyutlu kanat profili dönme eksenini boyunca kanat sayısı kadar, yani yedi adet, kopyalanırsa sonuç olarak istenilen kanat sayısı kadar kanat elde edilebilir (Şekil 3.3). Bu çark için kanat sarma açısı 116° ve kanat üst üste binme açısı ise 64° 'dir. Bundan sonra, çark için kanat giriş genişliğinden (b_1), çıkış genişliğine (b_2) doğru daralarak giden pompa meridyonel profili çizime yerleştirilir. Meridyonel profilde elde edilen yanak ve göbek tarafındaki kapalı meridyonel bölgeleri dönme eksenini boyunca döndürülerek katı modelleri elde edilir. Sonuçta, analizi yapılacak santrifüj pompanın çarkının 3-boyutlu katı modeli elde edilmiş olur (Şekil 3.5 ve 3.6).

Tablo 3.1: Santrifüj Pompa Tasarım ve Çark Konstrüksiyon Değerleri

DEBİ (Q)	90 m ³ /sa
MANOMETRİK YÜKSEKLİK (H _m)	20 mss
DEVİR (n)	1500 d/d
ÖZGÜL HIZ (n _q)	24.2
PERFORMANS ($\eta = \eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_M$)	%72
MİL ÇAPI (d _m)	30 mm
GÖBEK ÇAPI (d _g)	46 mm
EMME FLANŞ ÇAPI (D _e)	100 mm
BASMA FLANŞ ÇAPI (D _b)	80 mm
ÇARK EMME ÇAPI (D _o)	112 mm
KANAT SAYISI (z)	7
KANAT GİRİŞ AÇISI (β_1)	25.11^0
KANAT GİRİŞ GENİŞLİĞİ (b ₁)	24.1 mm
ÇARK ÇAPI (d ₂)	260 mm
KANAT ÇIKIŞ GENİŞLİĞİ (b ₂)	16 mm
KANAT ÇIKIŞ AÇISI (β_2)	23.5^0



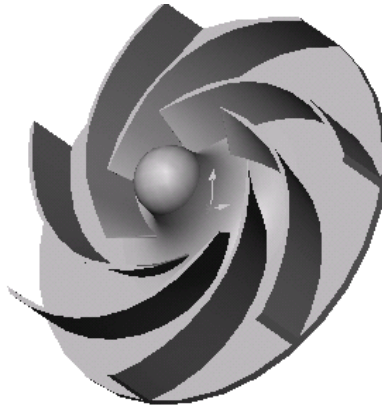
Şekil 3.1: 2-Boyutlu Kanat Profili



Şekil 3.2: 3-Boyutlu Kanat Profili



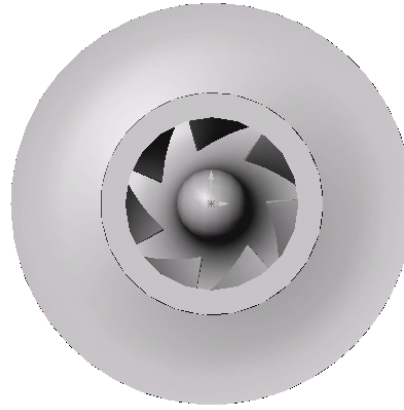
Şekil 3.3: 7 Kanatlı Profil



Şekil 3.4: 3-Boyutlu Göbek Profili



Şekil 3.5: Komple Çark



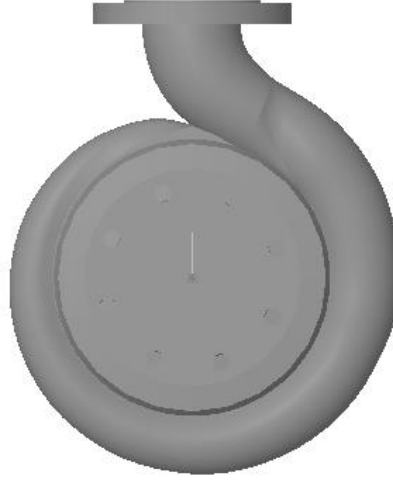
Şekil 3.6: Komple Çark Önden Görünüş

3.1.2 Salyangozun modellenmesi

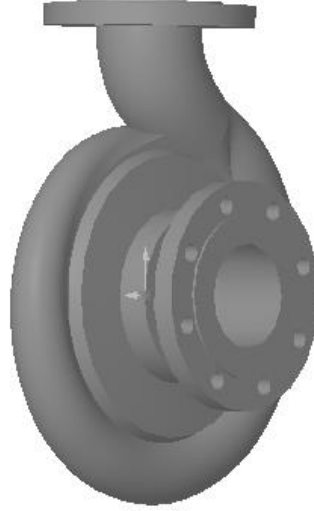
Salyangoz, santrifüj pompa çarkını saran ve çarktan çıkan akışa çıkış flanşına kadar rehberlik eden pompa parçasıdır. Salyangoz 32 adet kesite bölünür ve projede her bir kesit için bir akış çapı elde edilir. Modelleme yapılırken bu çaplar her bir kesite yerleştirilerek salyangoz katı modeli oluşturulur.

Tablo 3.2: Salyangoz Kesit Ölçüleri

Salyangoz Kesitleri	Salyangoz Kesit Çapları (cm)	Salyangoz Kesitleri	Salyangoz Kesit Çapları (cm)	Salyangoz Kesitleri	Salyangoz Kesit Çapları (cm)
1	1,065	12	3,86	23	5,476
2	1,518	13	4,028	24	5,605
3	1,87	14	4,191	25	5,731
4	2,169	15	4,348	26	5,855
5	2,436	16	4,501	27	5,977
6	2,679	17	4,65	28	6,098
7	2,904	18	4,796	29	6,216
8	3,115	19	4,938	30	6,333
9	3,315	20	5,077	31	6,448
10	3,504	21	5,212	32	6,562
11	3,686	22	5,346		



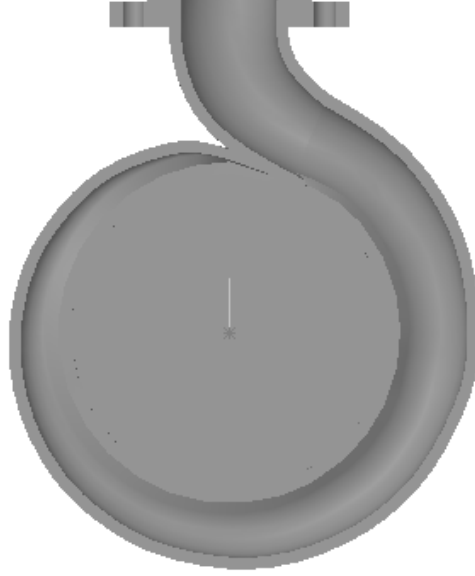
Şekil 3.7: Salyangoz Önden Görünüş



Şekil 3.8: Salyangoz İsoometrik Görünüş



Şekil 3.9: Salyangoz Meridyonel Kesiti



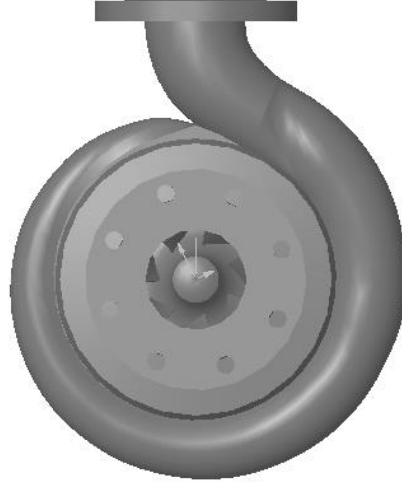
Şekil 3.10: Salyangoz Akış Yolu

3.1.3 Salyangoz ve çarkın montajı

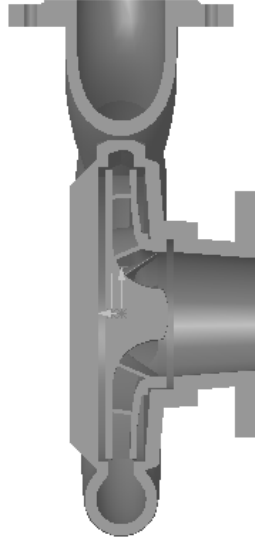
Elde edilen salyangoz ve çark, SolidWorks' un montaj bölümünde çark, salyangozun tam merkezine gelecek şekilde montajlanır. HAD uygulaması yapmak için sadece akışın geçtiği çark ve salyangozu modellemek yeterlidir. Pompa içinde akışı ilgilendirmeyen yatak gövdesi, salmastra kutusu gibi parçaların modellenmesine gerek yoktur.



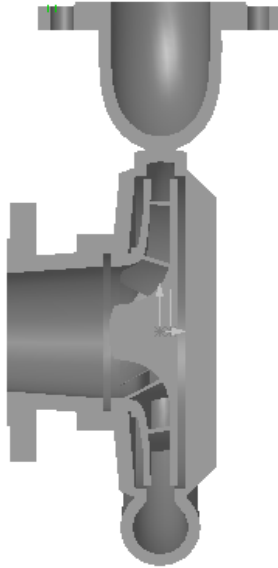
Şekil 3.11: Montaj Önden Görünüş



Şekil 3.12: Montaj Önden Kesit



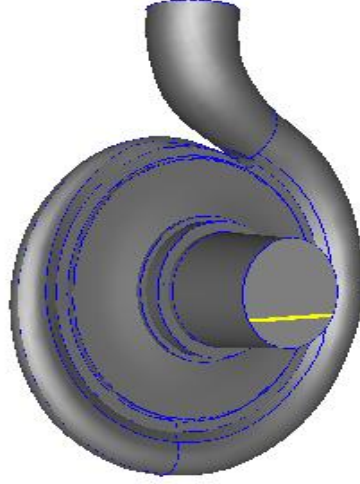
Şekil 3.13: Montaj Meridyonel Kesiti 1



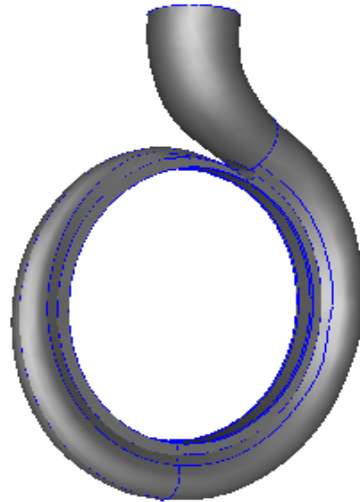
Şekil 3.14: Montaj Meridyonel Kesiti 2

3.2 Akış Hacminin Oluşturulması

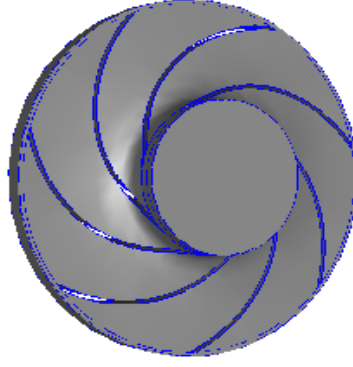
Modellenmiş olan pompa katı modelinin flanşları ve santrifüj pompa çarkının giriş ve çıkışı Solidwork çizim programında yüzey komutlarıyla kapatılarak akış hacimleri tanımlanmış olur. Bu model uygun dosya uzantısıyla (.x_t) veya direkt olarak çalışmanın yapılacağı HAD uygulamasına taşınır. HAD uygulaması olan CFDesign salyangoz ve çark tarafından sınırlanan hacmi, tanımlamalar yapıldıktan sonra, akış hacmi olarak algılar. Çark tarafından sınırlanan hacim CFDesign HAD uygulamasında dönen akış bölgesi olarak tanımlanacağı için çark girişi ve çıkışının yüzey komutlarıyla sınırlanması gerekmektedir.



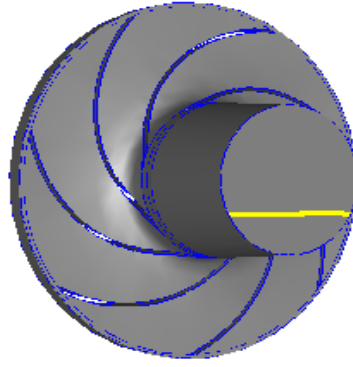
Şekil 3.15: Komple Akış Hacmi



Şekil 3.16: Salyangoz Akış Hacmi



Şekil 3.17: Giriş ve Çark Akış Hacmi



Şekil 3.18: Döner Bölge Akış Hacmi

4 SAYISAL AĞ TABAKASININ OLUŞTURULMASI

HAD uygulamasının ikinci adımını, birinci adımda oluşturduğumuz katı akış hacimlerinin sayısal ağ tabakasının oluşturulması işlemi almaktadır. Bu işlemde, CFDesign programına aktardığımız pompa geometrisi sonlu birçok elemana bölünerek çözüme hazır hale getirilir. CFDesign HAD programı çözümü gerçekleştirirken Sonlu Elemanlar Yöntemini kullanmaktadır. Ancak eleman sayısı arttıkça çözüm süresi uzar ve kullanılan bilgisayarın bellek alanı artar. Bu yüzden sayısal ağ tabakası oluşturulmadan önce pompa geometrisi için sayısal ağ sayısından bağımsız hale getirme çalışmasının yapılması gerekmektedir.

Ayrıca, akışın fiziksel özellikleri de göz önünde tutularak, akışın özelliğinin daha hızlı değiştiği yerlerde sık, diğer kısımlarda daha seyrek sonlu elemanlar kullanarak problemin çözüm hızını arttırabiliriz. Örneğin, viskoz etki nedeniyle hız değişiminin yüksek olduğu duvar kenarı gibi yerlerde doğru hesaplamalar yapabilmek için yoğun bir sayısal ağ kullanmak faydalıdır.

Santrifüj pompada yapılan analizde pompa çarkının kanat sayısı ve şekli büyük bir önem taşır. Çünkü çark kanat sayısı az olan pompalarda kanat akışın yapısını çok az değiştireceğinden bu analizde kullanılacak sayısal ağ yapısı seyrek alınsa dahi akışı çözmek için yeterli olacaktır. Fakat, çarkın kanat sayısı arttıkça kanat akışın yapısını daha fazla bozacağından akışı çözmek için daha sık yapıda sayısal ağ yapısı kullanmak gerekecektir.

Ayrıca, öne eğik kanat yapısına sahip çarklarda akışın emme tarafında akışın kanata çarpması ve durması gerçekleşeceğinden, eğer akışı doğru çözmek istiyorsak çok sık sayısal ağ yapısı kullanmalıyız.

4.1 Sayısal Ağdan Bağımsızlaştırma İşlemi

Çalışmamızda norm tipi bir santrifüj pompanın HAD analizi yapılacaktır. Analiz yapılırken akışkan olarak su kullanılacak ve çarkın dönme hızı 1450 d/d ve 2900 d/d için santrifüj pompanın HAD analizine bakılacaktır. Sayısal ağdan bağımsızlaştırma

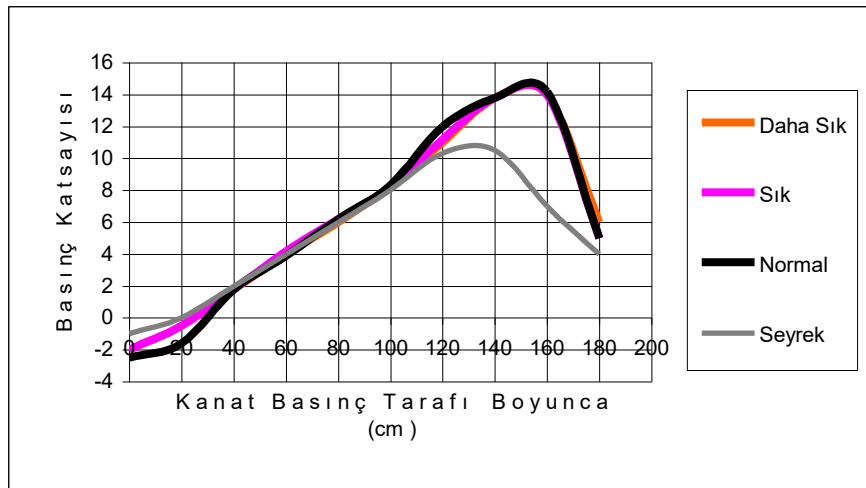
işlemi yapılırken çarkın kanadının basınç tarafındaki basınç katsayısının değişimine sayısal ağ yapısının sayısı değiştirilerek bakılacaktır. Sayısal ağ sayısı her bir analizde arttırılarak basınç katsayısının çark kanat basınç tarafı boyunca değişimine uğrayıp uğramadığına bakılacaktır. Basınç katsayısında bir değişimin olmadığı veya fark edilmeyecek kadar bir değişiklik meydana geldiği anda uygun sayısal ağ tabakası elde edilmiş olacaktır.

Sayısal ağdan bağımsızlaştırma çalışması 2900 d/d'lık dönme hızında tasarım noktası, kapalı vanaya yakın bir noktada ve açık vanaya yakın bir yerde tekrarlanıp buradan elde edilen sayısal ağ tabakası tüm çalışmada kullanılacaktır.

Tasarım noktasındaki çalışma noktası için;

Tablo 4.1: Tasarım Noktası İçin Sayısal Ağ Yapısı

Ağ Yapısı	Katı Eleman Sayısı	Akışkan Eleman Sayısı	Katı İçin Düğüm Sayısı	Akışkan Düğüm Sayısı	Toplam Düğüm Sayısı	Toplam Eleman Sayısı
Daha Sık	107666	220366	16146	48866	65012	328032
Sık	80750	165275	12184	36650	48834	246025
Normal	53724	166673	8110	23743	31853	220397
Seyrek	33728	72008	5038	17504	22542	105736



Şekil 4.1: Tasarım Noktasında Kanat Basınç Tarafında Basınç Katsayısı Değişimi

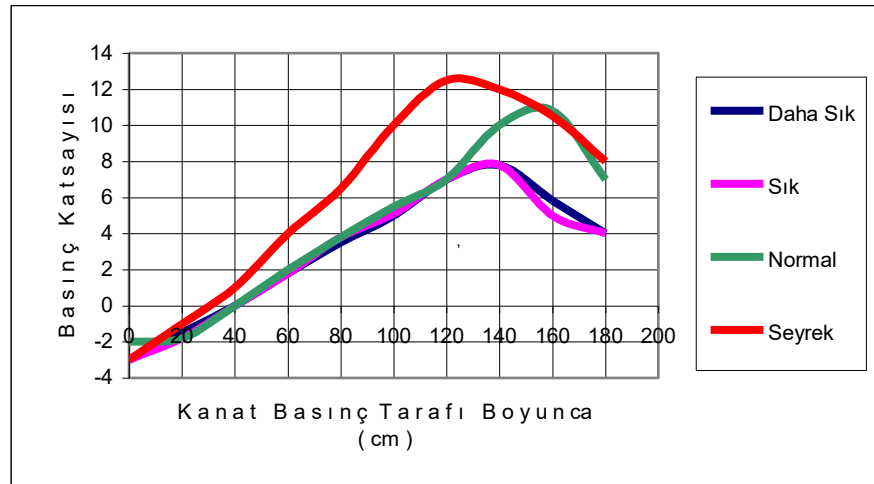
Sayısal ağdan bağımsızlaştırma işleminde, tasarım noktasında seyrek, normal, sık ve daha sık sonlu elamanlar kullanarak (Tablo 4.1), basınç katsayısının kanat boyunca değişimi Şekil 4.1’de gösterilmiştir.

Pompa kanadının basınç tarafındaki basınç katsayısının değişiminden anlaşılabacağı üzere (Şekil 4.1), kanat basınç tarafındaki basınç katsayısının değişiminde normal, sık ve daha sık ağ yapısı için çok büyük bir fark olmadığından, tasarım noktası için sık veya daha sık sayısal ağ yapısı kullanmaya gerek yoktur. Bu yüzden, normal yapıda kullanılacak ağ yapısı çözüm için yeterli olacaktır.

Kapalı vanaya yakın bir çalışma noktasında;

Tablo 4.2: Kapalı Vanaya Yakın Çalışma Noktasında Sayısal Ağ Yapısı

Ağ Yapısı	Katı Eleman Sayısı	Akışkan Eleman Sayısı	Katı İçin Düğüm Sayısı	Akışkan Düğüm Sayısı	Toplam Düğüm Sayısı	Toplam Eleman Sayısı
Daha Sık	161823	335157	24369	74055	98424	496980
Sık	107882	223438	16246	49370	65616	331320
Normal	66985	159731	11556	35115	46671	226716
Seyrek	33728	72008	5038	17504	22542	105736



Şekil 4.2: Kapalı Vana Civarında Kanat Basınç Tarafında Basınç Katsayısı Değişimi

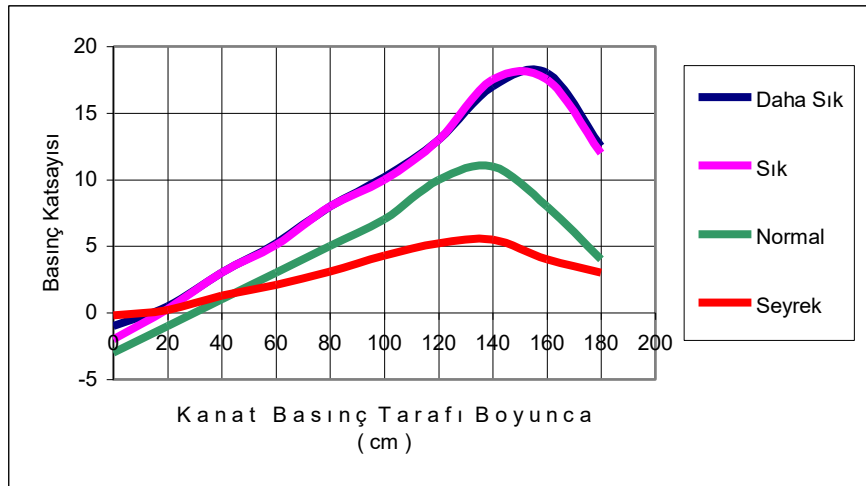
Şekil 4.2’den anlaşılabacağı üzere, sık ve daha sık sayısal ağ yapısı için kanadın basınç tarafındaki basınç katsayısı değişimi hemen hemen aynıdır. Bundan dolayı, kapalı

vana civarındaki HAD analiz çalışmasında sık yapıda sayısal ağ yapısı kullanmak çözüm için yeterli olacaktır.

Açık vanaya yakın bir çalışma noktasında;

Tablo 4.3: Açık Vanaya Yakın Çalışma Noktasında Sayısal Ağ Yapısı

Ağ Yapısı	Katı Eleman Sayısı	Akışkan Eleman Sayısı	Katı İçin Düğüm Sayısı	Akışkan Düğüm Sayısı	Toplam Düğüm Sayısı	Toplam Eleman Sayısı
Daha Sık	166698	343642	25964	76374	102338	510340
Sık	107548	214776	16228	47734	63962	322324
Normal	74456	160988	12042	35470	47512	235444
Seyrek	33728	72008	5038	17504	22542	105736

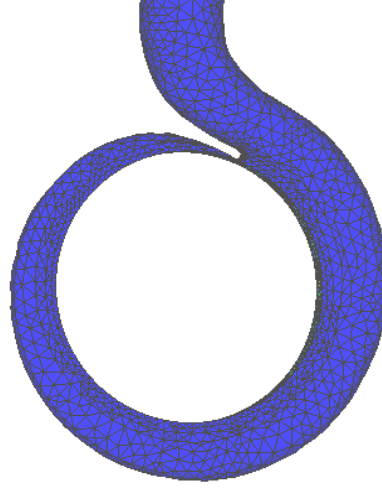


Şekil 4.3: Açık Vana Civarında Kanat Basınç Tarafında Basınç Katsayısı Değişimi

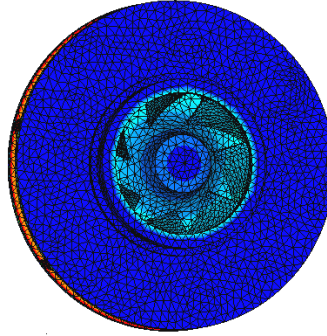
Şekil 4.3'de görüldüğü gibi, sık ve daha sık sayısal ağ yapısı için açık vana civarındaki çalışma noktasında, kanadın basınç tarafındaki basınç katsayısının değişimi hemen hemen aynıdır. Bu yüzden, analizin hem daha kısa sürede yakınsaması hemde bilgisayarın analiz için daha az bellek kullanımı için sık yapıda sayısal ağ yapısı kullanmak çözüm için yeterli olacaktır.

4.2 Sayısal Ağı Oluşturulmuş Pompa Katı Modeli

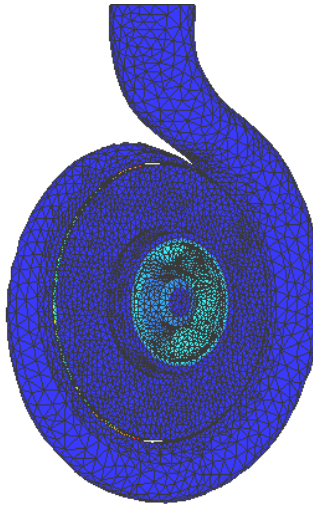
Aşağıdaki ağ yapısı oluşturulmuş salyangoz (Şekil 4.4), çark (Şekil 4.5) ve salyangoz-çark montajı (Şekil 4.6) görülmektedir.



Şekil 4.4: Çark Sayısal Ağı



Şekil 4.5: Salyangoz Sayısal Ağı



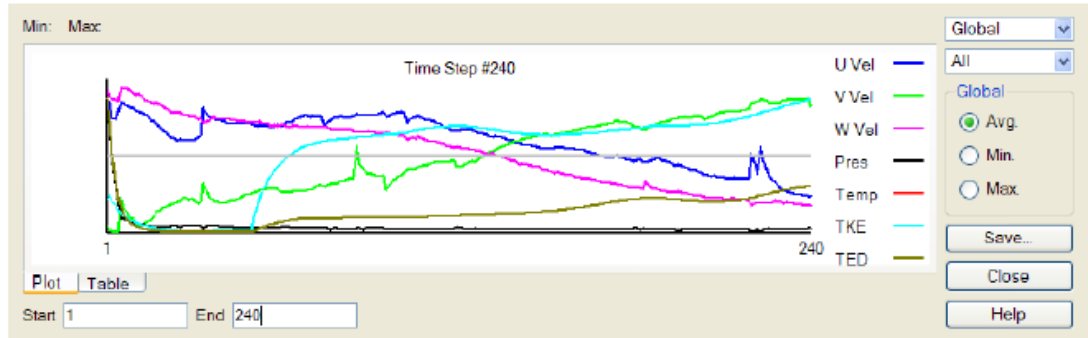
Şekil 4.6: Komple Pompa Sayısal Ağı

5 ÇÖZÜMLEME ÇALIŞMASI VE SONUÇLAR

Pompa katı modelinin çizimi, pompanın sayısal ağdan bağımsızlaştırma ve sayısal ağ oluşturma işlemleri sırasıyla yapıldıktan sonra, çözüm ayarları yapılarak pompa karakteristik ve performans eğrilerinin eldesi için çalışmaya başlanabilir. Çalışmamızda, karakteristik eğriyi çizmek için pompanın dört adet çalışma noktasındaki analizlerine bakılarak ve bu analizlerden elde edilen sonuçlardan faydalanılarak pompa karakteristik ve performans eğrileri elde edilecektir.

Çalışma sırasında sınır koşulları olarak pompa giriş ve çıkışına bir basınç farkı uygulanacak ve bu basınç farkına denk düşen debi program vasıtasıyla elde edilecektir. Pompa giriş basıncı sıfır etkin basınç, yani atmosfer basıncı olarak tanımlanacaktır. Pompa çıkış koşulu olarakta, deneysel değerlere uygun olarak basınç değerleri uygulanarak gerekli debi bulunacaktır.

Çalışma sırasında göz önünde tutulması gereken diğer bir hususta yapılan analizin kaç iterasyon sonunda durdurulacağı, yani yakınsama kriterinin ne olacağıdır. Çözümün yakınsama kriteri, bağımlı değişkenler U, V, W, P, k ve ε 'nın minimum, maksimum ve ortalama değerlerini kontrol etmek olacaktır. Bu bağımlı değişkenlerin ayrı ayrı tek bir değere yakınsaması gerekmektedir. Bu gerçekleştiğinde çözüm yakınsamış diyebiliriz ve analizi durdurabiliriz. Diğer bir kriter de, program tarafından her bir iterasyonda hesaplanan hidrolik tork değerinin bir değere doğru yakınsaması ve artık iterasyon sayısının artmasının hidrolik tork değerini değiştirmiyor olmasıdır.



Şekil 5.1: Yakınsama Kriteri

Analizde pompa giriş ve çıkışına uygulanan basınç farkında, pompanın çalışması için gerekli hidrolik tork (M_h) esas alınarak ve aşağıdaki 5.1, 5.2 ve 5.3 denklemlerinden faydalanarak pompanın performans değerleri hesaplanacak ve bu noktaların birleştirilmesiyle pompa performans eğrisi elde edilecektir. Son olarak da pompa debi, manometrik yükseklik eğrisi ve performans eğrisinden faydalanılarak pompa için güç eğrisi çıkartılacaktır.

Pompaya verilen güç, pompa içinde, pompanın istenen manometrik yükseklik ve debi değerinde gerekli olan hidrolik tork (M_h [Nm]) ve motor açısal hızı (ω [1/s]) esas alınarak denklem 5.1'deki gibi hesaplanır.

Pompaya verilen güç (P_v [kW]);

$$P_v = \frac{M_h \cdot \omega}{1000} \quad (5.1)$$

Pompadan alınan güç ise, pompanın içindeki harcadığı hidrolik tork ile karakteristik eğride verdiği debi (Q [m³/s]), manometrik yükseklik (H_m [m]), yerçekimi ivmesi (g [m/s²]) ve sıvı özgül ağırlığı (ρ [kg/m³]) esas alınarak denklem 5.2'deki gibi hesaplanır.

Pompadan alınan güç (P_a [kW]);

$$P_a = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m}{1000} \quad (5.2)$$

Pompanın performans değeri ise santrifüj pompadan alınan gücün, santrifüj pompaya verilen güce oranlamasıyla denklem 5.3'deki gibi bulunur.

Pompa performansı;

$$\eta = \frac{P_a}{P_v} \quad (5.3)$$

Sonuç olarak ise, pompanın analizden elde edilen eğrileri ve değerleri, deneysel olarak elde edilmiş eğrilerle kıyaslanarak, sonuçlar verilecektir. Deneysel karakteristik eğrilerinin üzerine sayısal karakteristik eğri çizilerek ne kadar bir sapma olduğu saptanacaktır.

5.1 n=1450 d/d İçin Çözümleme ve Sonuçlar

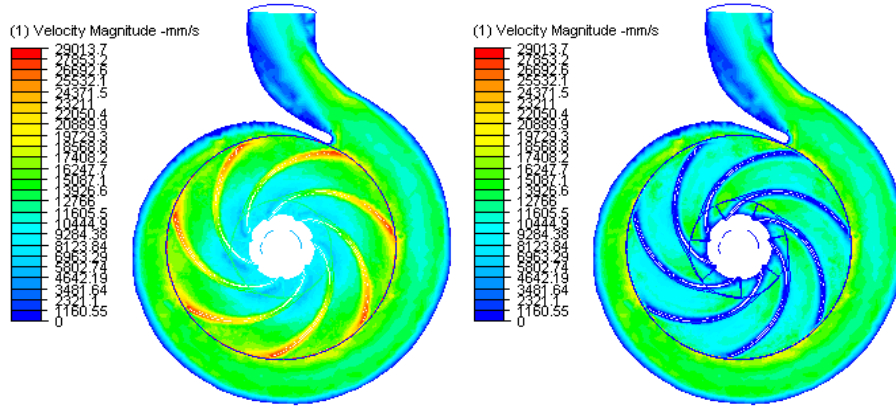
5.1.1 n=1450 d/d'da H/Hm=1.3 için sonuçlar

Tablo 5.1: H/Hm=1.3 İçin Çözücü Ayarları n=1450 d/d

Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	26 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	65616 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	331320 adet
Türbülans Modeli	k-ε Türbülans Modeli	

Tablo 5.2: H/Hm=1.3 İçin Sonuçlar n=1450 d/d

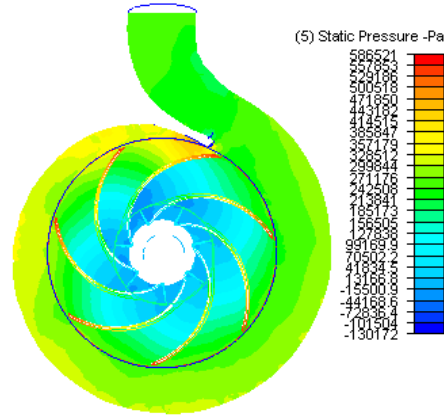
Pompa Debisi: Q [m ³ /sa]	24,6
Hidrolik Tork: M _h [Nm]	29,763
Verilen Güç: P _v [kW]	4,674
Alınan Güç: P _a [kW]	1,741
Pompa Performansı : η [%], [=P _a /P _v]	37



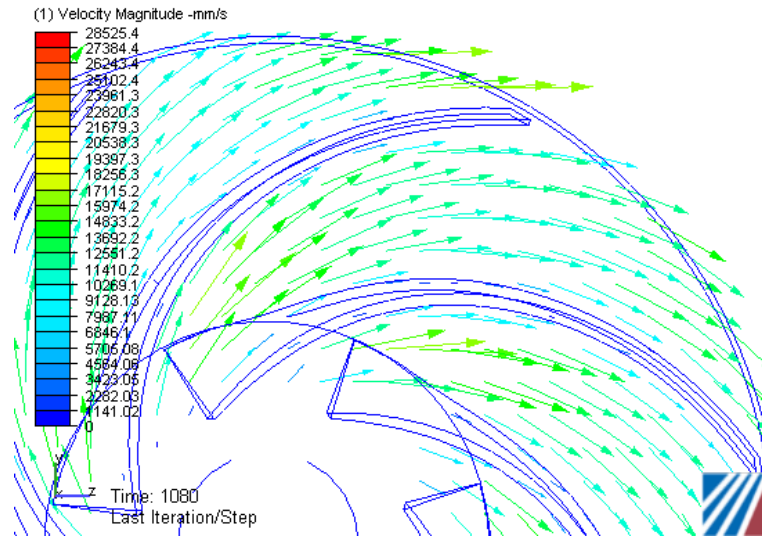
Şekil 5.2: 1450 d/d'da H/Hm=1.3 İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı

Şekil 5.2'deki mutlak hız dağılımına bakıldığında çark girişinden çıkışına doğru mutlak hızda sürekli bir artışın olduğu görülmektedir. Buda santrifüj pompanın doğası gereği olağan bir durumdur. Çünkü; çark içindeki çevresel hız (U_{ϕ}) ile relatif hızın (W_r) toplamı mutlak hızı (C) verir. Çevresel hız çarkın çıkışına doğru sürekli arttığından, mutlak hızda çark girişinden çıkışına sürekli artar.

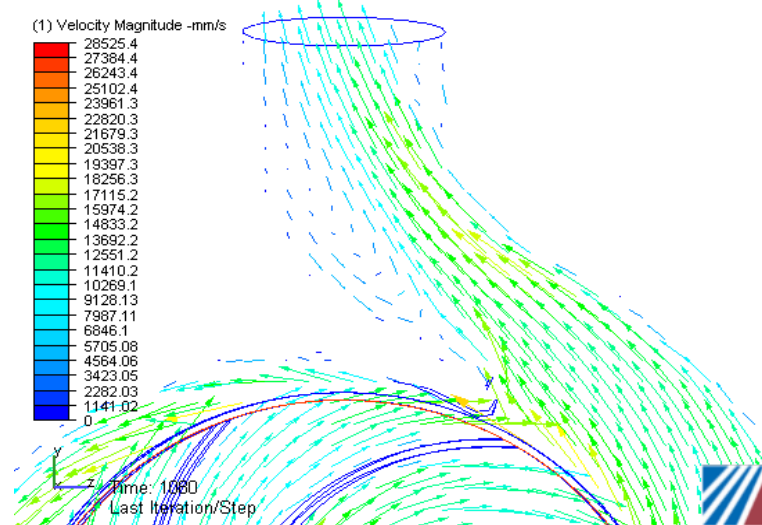
$$C = U_{\phi} + W_r \quad (5.4)$$



Şekil 5.3: 1450 d/d'da $H/H_m=1.3$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı



Şekil 5.4: 1450 d/d'da $H/H_m=1.3$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.5: 1450 d/d'da $H/H_m=1.3$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Relativ Hız Dağılımı

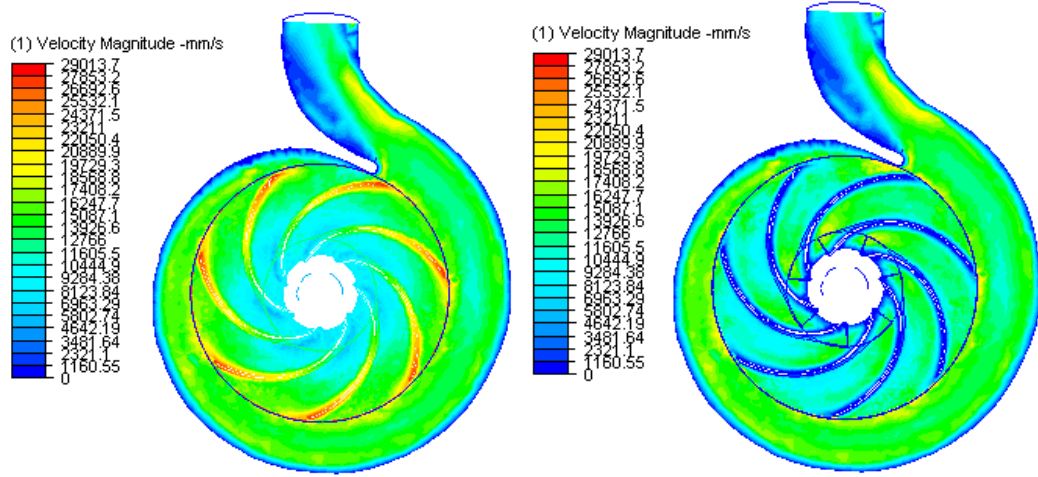
5.1.2 $n=1450$ d/d'da $H/H_m=1.0$ için sonuçlar

Tablo 5.3: $H/H_m=1.0$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d

Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	20 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	48834 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	246025 adet
Türbülans Modeli	k- ϵ Türbülans Modeli	

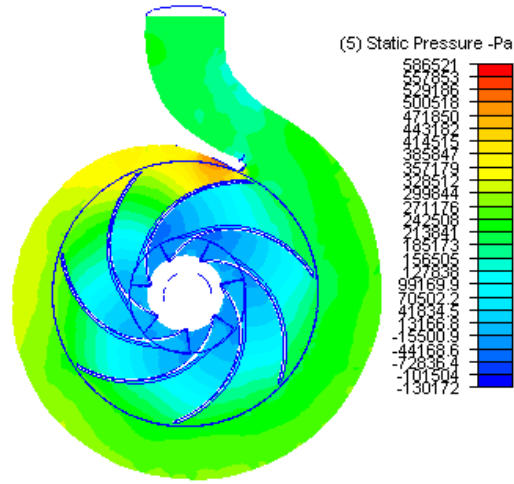
Tablo 5.4: $H/H_m=1.0$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d

Pompa Debisi: Q [m ³ /h]	101,5
Hidrolik Tork: M_h [Nm]	47,427
Verilen Güç: P_v [kW]	7,449
Alınan Güç: P_a [kW]	5,531
Pompa Performansı : η [%], [$=P_a/P_v$]	74

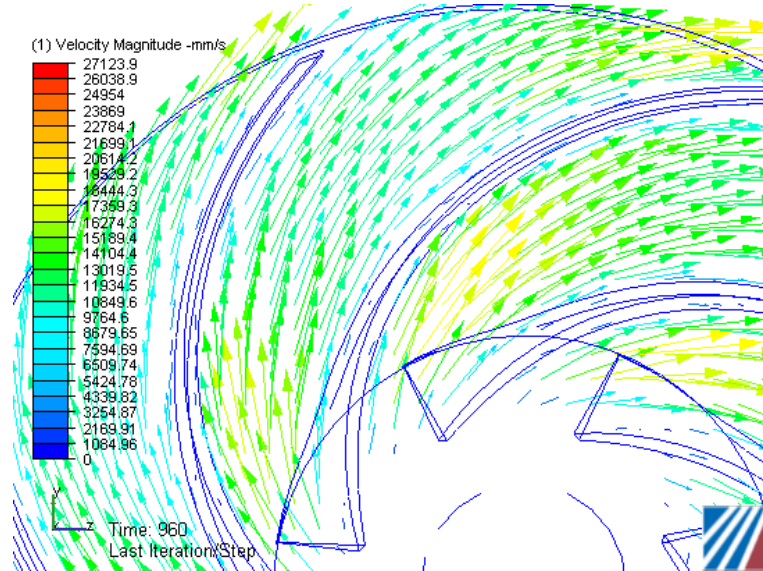


Şekil 5.6: 1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı

Şekil 5.7'de görüldüğü üzere; çark girişinden çıkışına statik basınçta sürekli bir artış gözlenmektedir. Ayrıca, salyangozun başladığı yerdeki statik basınç en yüksek değerini almaktadır. Kanatlar arasındaki statik basınç salyangoz çıkışına doğru azalmaktadır. Salyangozda ise, başlangıcında yüksek bir basınç varken, çıkışa doğru bu basınç azalmaktadır.

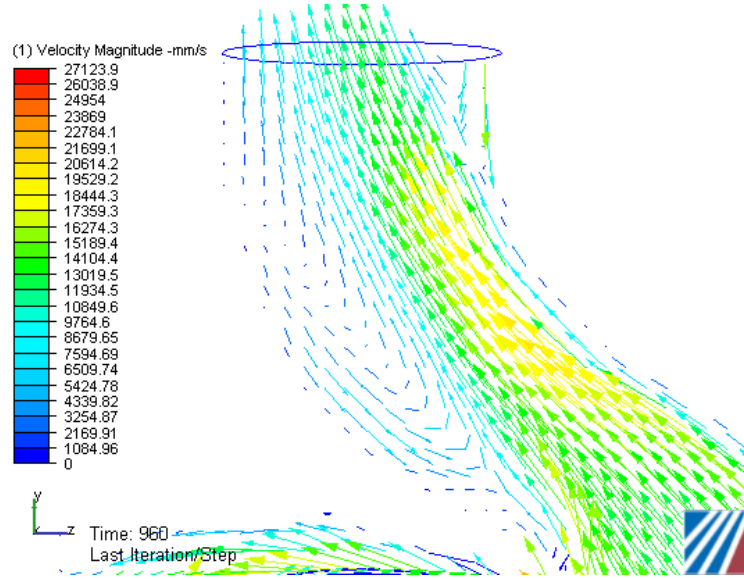


Şekil 5.7: 1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı



Şekil 5.8: 1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı

Bağıl hız dağılımına bakıldığında santrifüj pompa çarkının girişinden çıkışına doğru homojen bir dağılım olduğu ve fazla bir hız değişiminin olmadığı göze çarpmaktadır. Bu esas olarak çark tasarımının yapılış tarzından gelmektedir. Genel olarak, pompa çarkı çıkış bağıl hız değerinin, çark giriş bağıl hız değerine oranının 0.7 değerinden büyük olması gerekmektedir. Bağıl hızdaki çark boyunca homojenlik bundan kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.9: 1450 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı

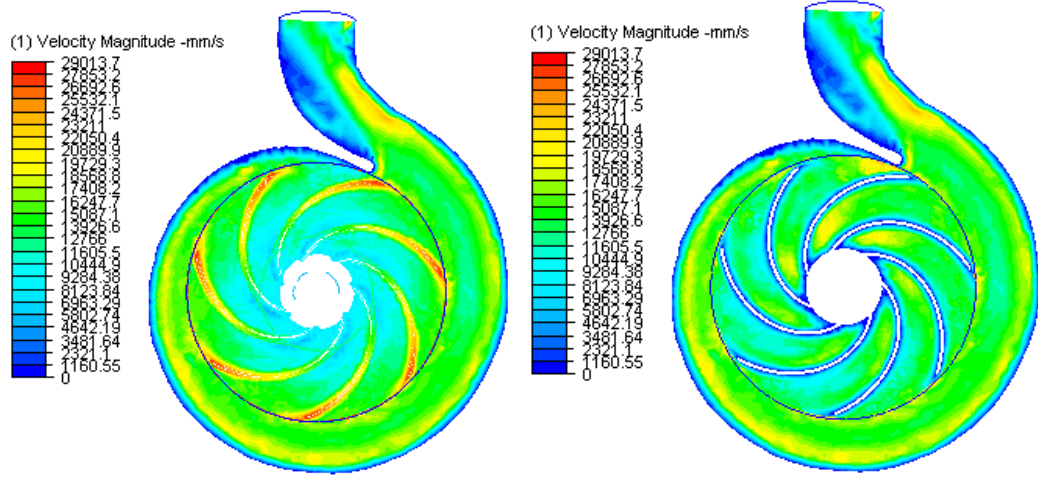
5.1.3 $n=1450$ d/d'da $H/H_m=0.5$ için sonuçlar

Tablo 5.5: $H/H_m=0.5$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d

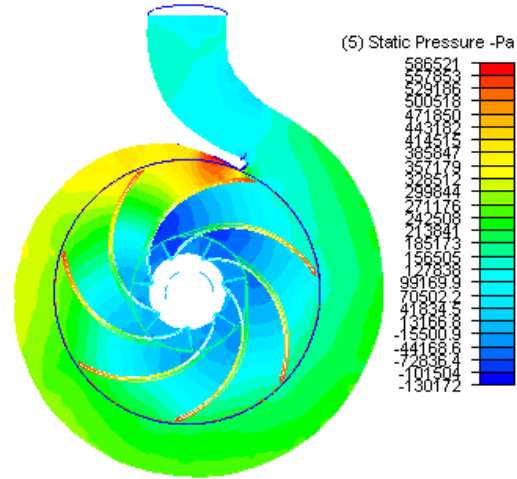
Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	10 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	63962 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	322324 adet
Türbülans Modeli	k- ϵ Türbülans Modeli	

Tablo 5.6: $H/H_m=0.5$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d

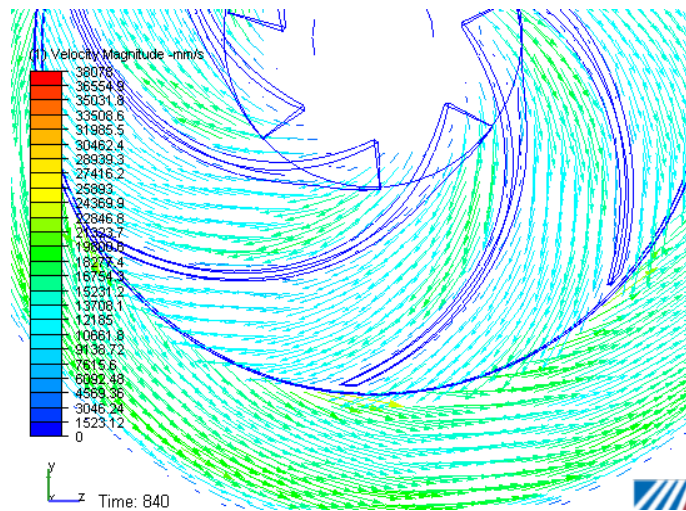
Pompa Debisi: Q [m ³ /sa]	118,6
Hidrolik Tork: M_h [Nm]	57,642
Verilen Güç: P_v [kW]	9,053
Alınan Güç: P_a [kW]	3,229
Pompa Performansı : η [%], [$=P_a/P_v$]	35



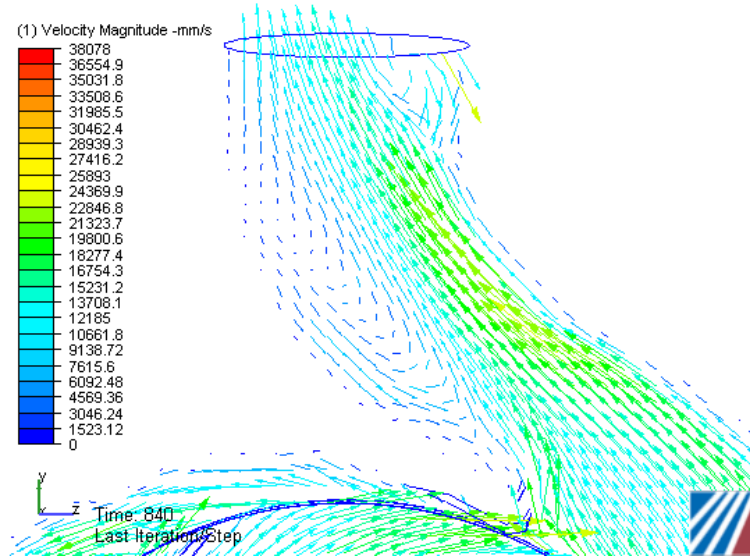
Şekil 5.10: 1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.11: 1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı



Şekil 5.12: 1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.13: 1450 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı

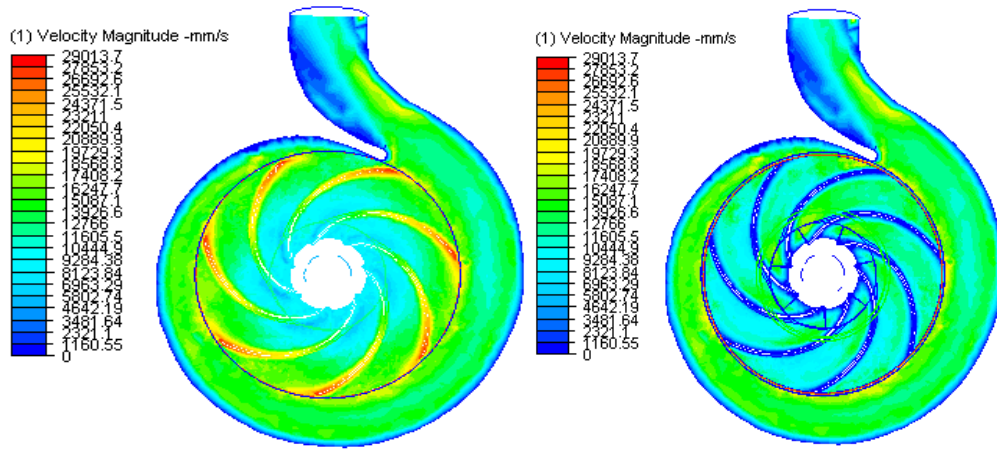
5.1.4 $n=1450$ d/d'da $H/H_m=1.15$ için sonuçlar

Tablo 5.7: $H/H_m=1.15$ İçin Çözücü Ayarları $n=1450$ d/d

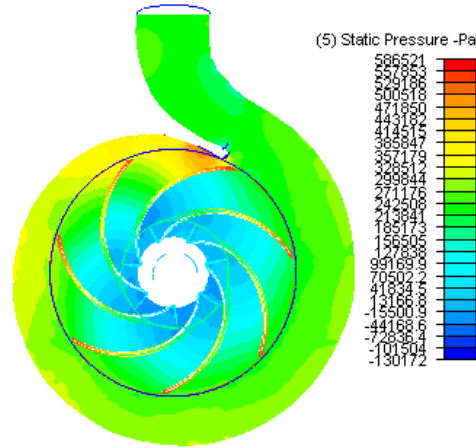
Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	23 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	65616 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	331320 adet
Türlülans Modeli	k- ϵ Türlülans Modeli	

Tablo 5.8: $H/H_m=1.15$ İçin Sonuçlar $n=1450$ d/d

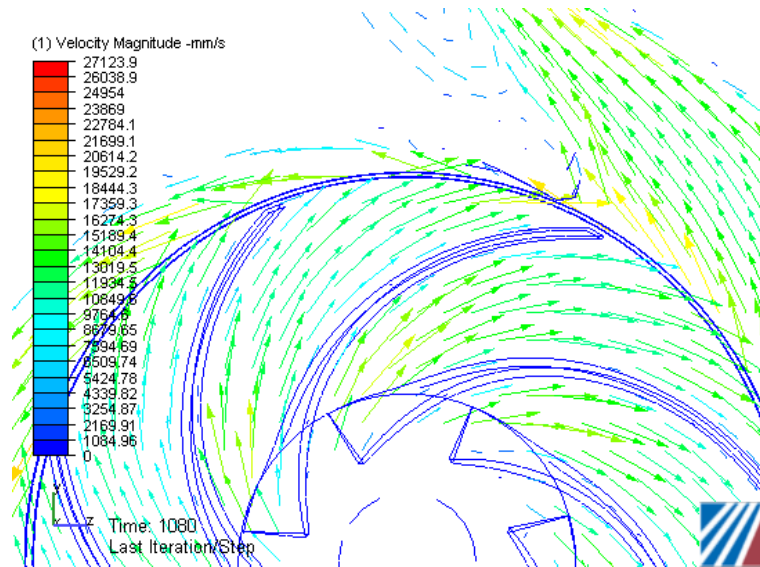
Pompa Debisi: Q [m^3/sa]	46,8
Hidrolik Tork: M_h [Nm]	32,815
Verilen Güç: P_v [kW]	5,154
Alınan Güç: P_a [kW]	2,931
Pompa Performansı : η [%], [$=P_a/P_v$]	56



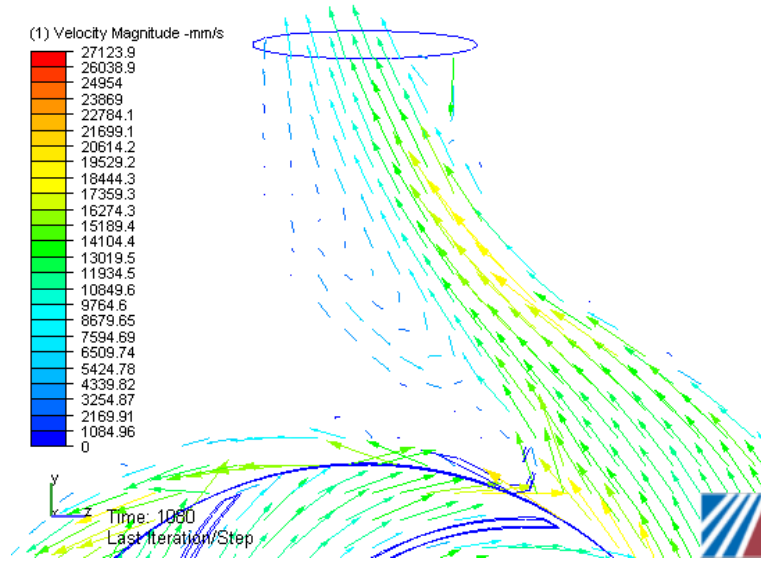
Şekil 5.14: 1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.15: 1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı



Şekil 5.16: 1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.17: 1450 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı

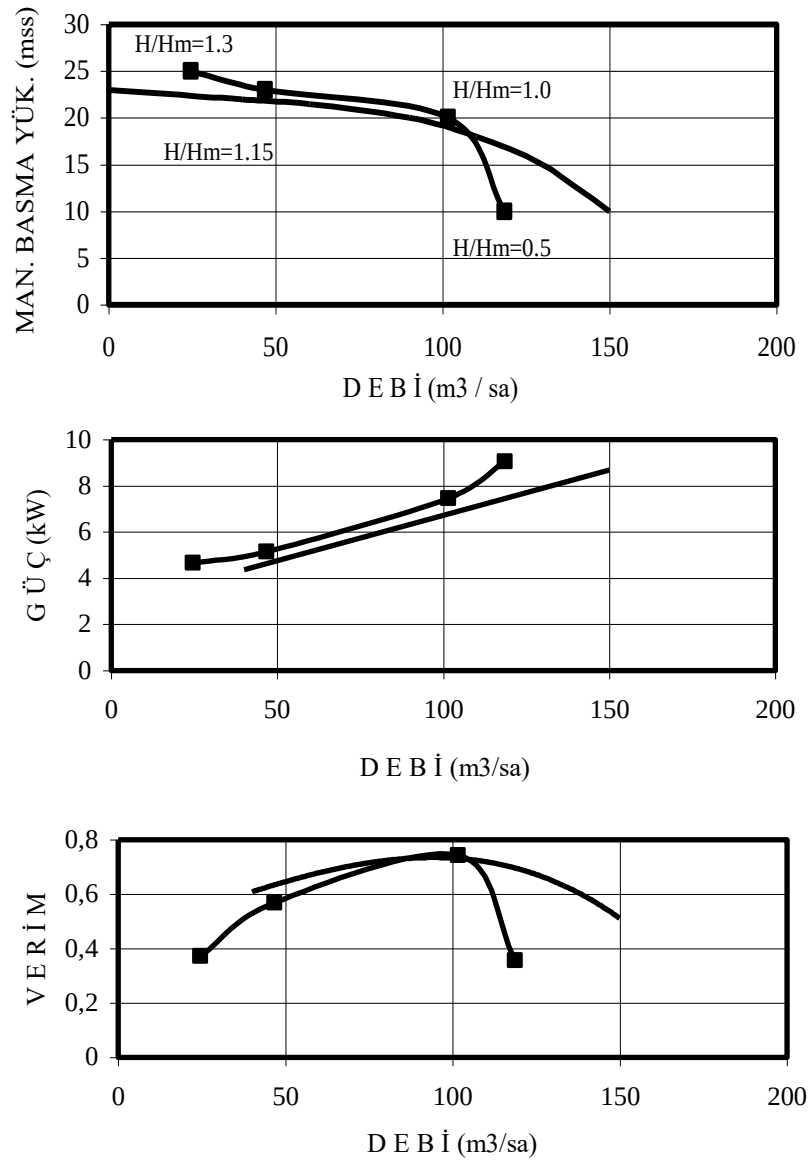
5.1.5 $n=1450$ d/d'da sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması

Şekil 5.18'de deneysel eğrilerle ve sayısal analizle elde edilen eğriler üst üste çizilmiştir. Debi, manometrik yükseklik eğrisinden anlaşılabileceği üzere, santrifüj pompa giriş ve çıkışına deneysel verilerde elde edilen $Q=0$ için basınç değerinin üzerinde sınır koşulu tanımlanmıştır. Bu basınca karşılık gelen debi sıfır veya sıfıra çok yakın olması gerekirken, yaklaşık olarak $20 \text{ m}^3/\text{sa}$ 'lık bir debi karşımıza çıkmaktadır. Ayrıca, debi, manometrik yükseklik eğrisinin genel karakteristiği deneysel eğrinin üstünde olmaktadır. Fakat açık vana dolayında, sayısal eğri deneysel eğrinin altında yer almaktadır. Deneysel değerlerden sapmanın en çok olduğu yer $H/H_m=0.5$ olarak karşımıza çıkmaktadır. Santrifüj pompalarda genel olarak, hem daha az enerji kullanmak hemde santrifüj pompada mekanik veya yapısal sorunlara meydan vermemek için santrifüj pompa tasarım debi değerinin % 70 ile % 120'si arasında çalıştırılmaya çalışılır. Tasarımımızda bu değerler $63 \text{ m}^3/\text{sa}$ ile $108 \text{ m}^3/\text{sa}$ arasına gelmektedir. Bu değerler arasında sayısal sonuçlarla deneysel sonuçlar arasındaki sapma en azdır.

Şekil 5.18'de çizilmiş olan santrifüj pompa performans eğrisine baktığımızda, santrifüj pompa tasarım noktasında, pompa performans değerinin deneysel değere çok yakın olduğu gözlenmektedir. Fakat performans eğrisinin genel yapısı deneysel

eğrinin altında kalmaktadır. Teorik olarak düşünüldüğünde ise, sayısal analiz yapılırken disk sürtünme kayıpları, kaçak kayıpları ve mekanik kayıpları ele alamadığımızdan aslında elde edilen eğri hidrolik verim eğrisidir. Bu eğrinde deneysel olarak elde edilen eğrinin üzerinde bir yerde olması gerekmektedir.

Güç eğrisi ise debi, manometrik yükseklik eğrisiyle pompa performans eğrisinden elde edilmiştir. Sayısal olarak elde edilen güç eğrisinin genel niteliği deneysel eğrinin üzerinde yer almaktadır. Bu da, sayısal debi, manometrik yükseklik eğrisinin deneysel değerlerin üzerinde, sayısal performans eğrisinde deneysel değerlerin altında olmasının doğal sonucudur.



Şekil 5.18: n=1450 d/d İçin Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

5.2 n=2900 d/d İçin Çözümleme ve Sonuçlar

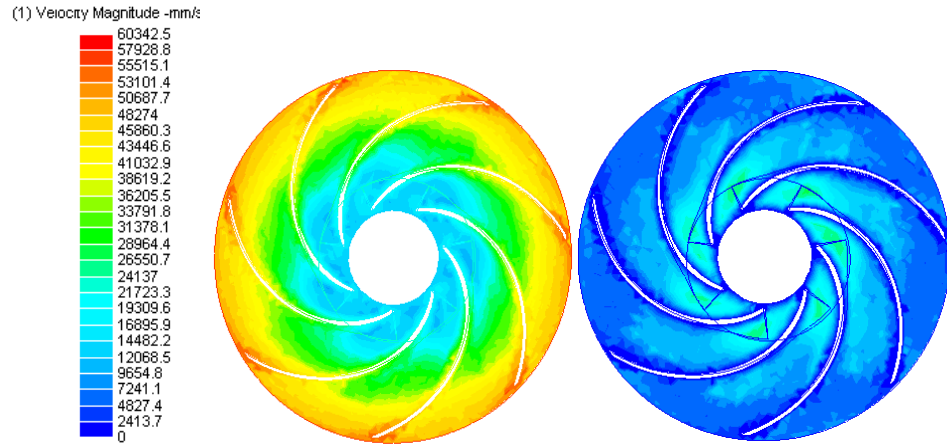
5.2.1 n=2900 d/d'da H/Hm=1.25 için sonuçlar

Tablo 5.9: H/Hm=1.25 İçin Çözücü Ayarları n=2900 d/d

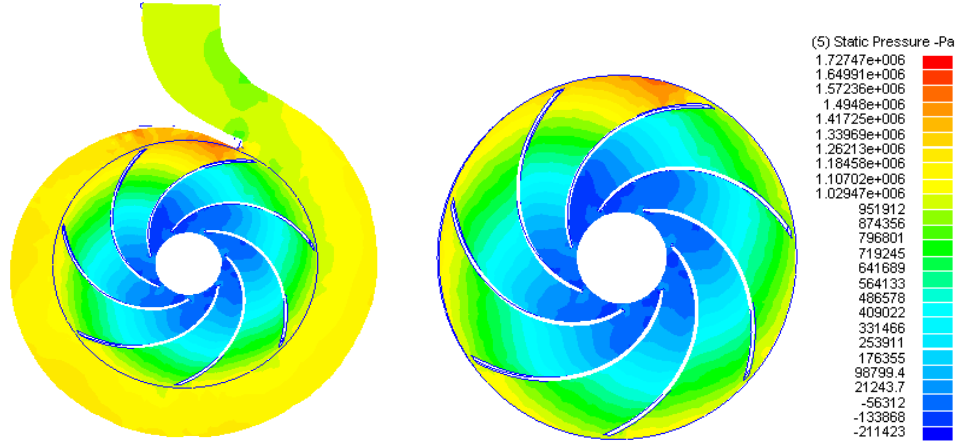
Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	100 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	65616 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	331320 adet
Türbülans Modeli	k-ε Türbülans Modeli	

Tablo 5.10: H/Hm=1.25 İçin Sonuçlar n=2900 d/d

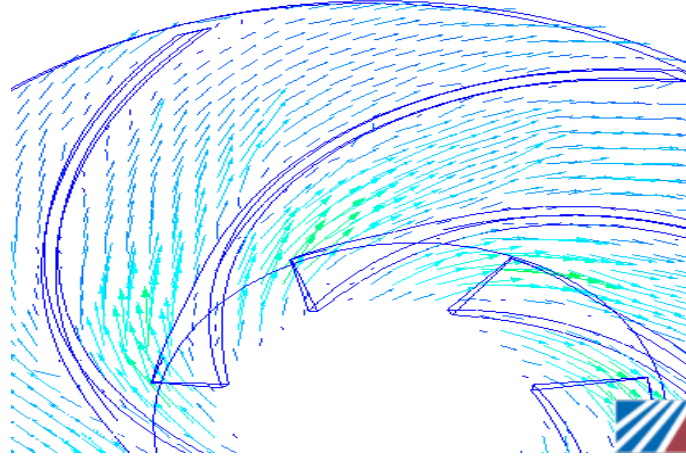
Pompa Debisi: Q [m ³ /sa]	60,7
Hidrolik Tork: M _h [Nm]	154,579
Verilen Güç: P _v [kW]	48,558
Alınan Güç: P _a [kW]	16,530
Pompa Performansı : η [%], [=P _a /P _v]	34



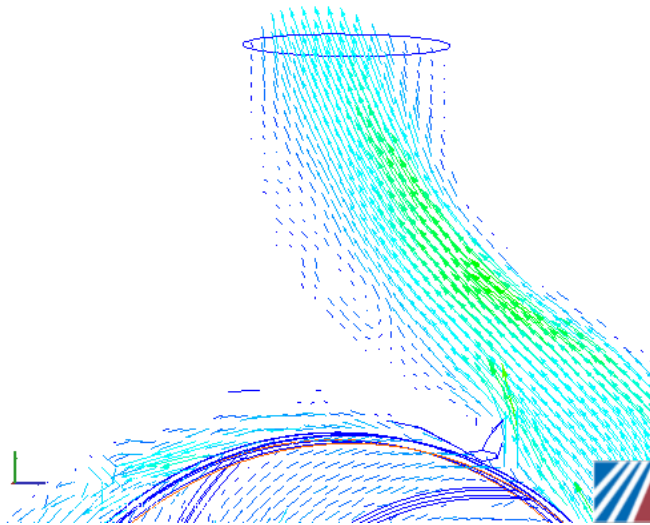
Şekil 5.19: 2900 d/d'da H/Hm=1.25 İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.20: 2900 d/d'da $H/H_m=1.25$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı



Şekil 5.21: 2900 d/d'da $H/H_m=1.25$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.22: 2900 d/d'da $H/H_m=1.25$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağıl Hız Dağılımı

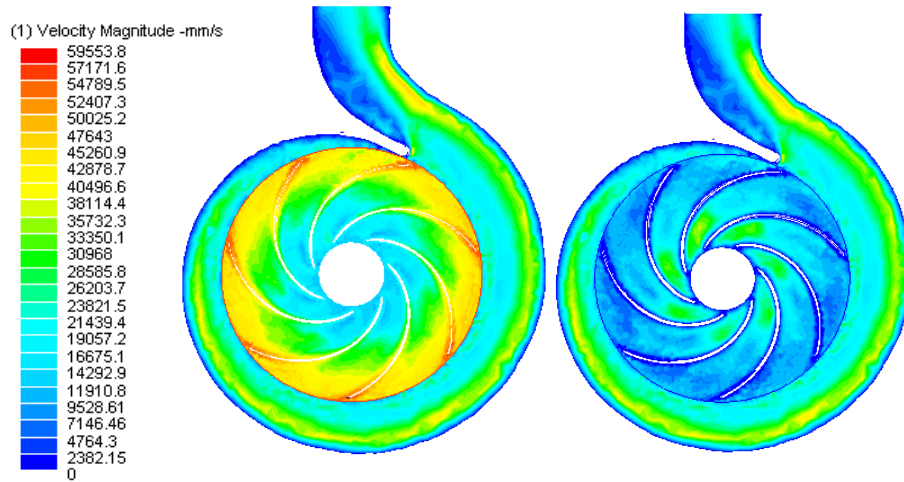
5.2.2 $n=2900$ d/d'da $H/H_m=1.0$ için sonuçlar

Tablo 5.11: $H/H_m=1.0$ İçin Çözücü Ayarları $n=2900$ d/d

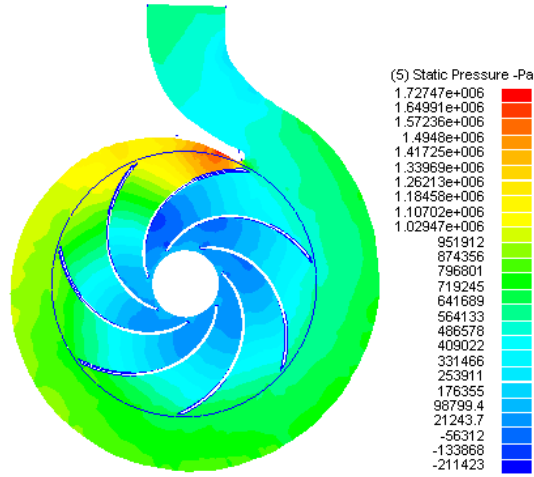
Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	80 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	48834 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	246025 adet
Türbülans Modeli	k-ε Türbülans Modeli	

Tablo 5.12: $H/H_m=1.0$ İçin Sonuçlar $n=2900$ d/d

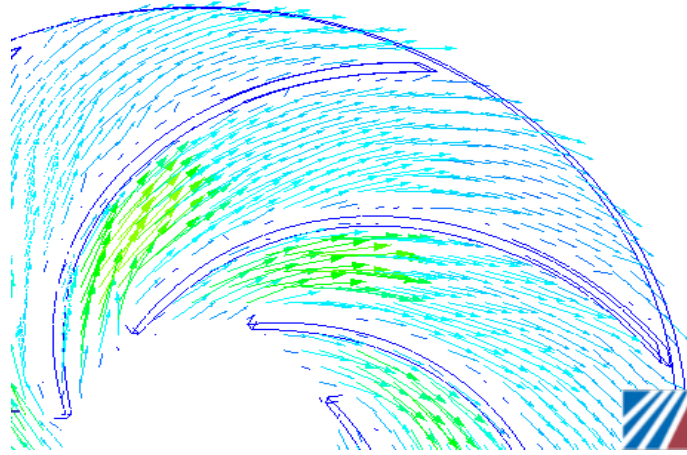
Pompa Debisi: Q [m^3/sa]	224,6
Hidrolik Tork: M_h [Nm]	203,005
Verilen Güç: P_v [kW]	63,771
Alınan Güç: P_a [kW]	48,932
Pompa Performansı : η [%], [$=P_a/P_v$]	76



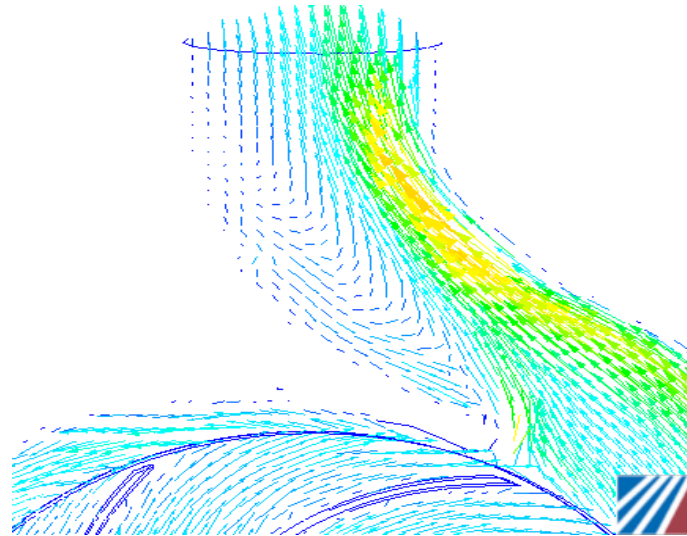
Şekil 5.23: 2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.24: 2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı



Şekil 5.25: 2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.26: 2900 d/d'da $H/H_m=1.0$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağıl Hız Dağılımı

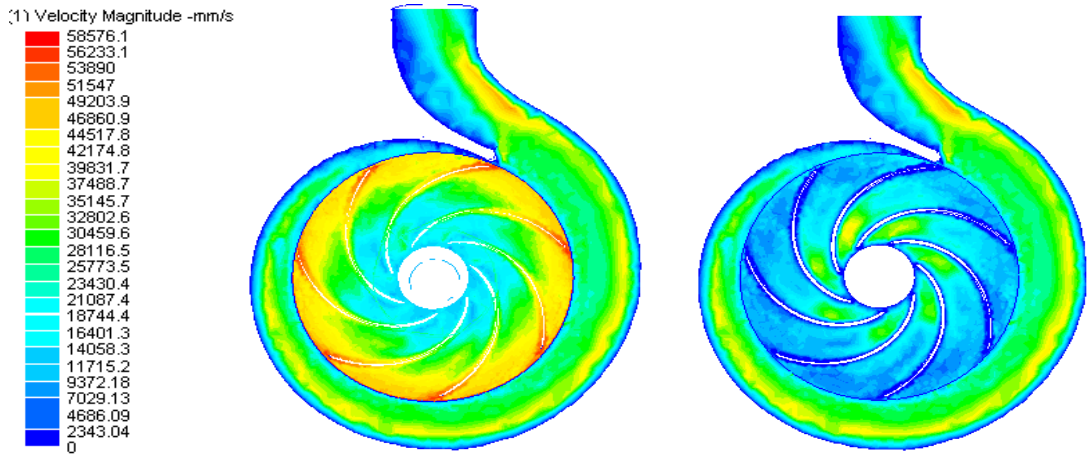
5.2.3 $n=2900$ d/d'da $H/H_m=0.5$ için sonuçlar

Tablo 5.13: $H/H_m=0.5$ İçin Çözücü Ayarları $n=2900$ d/d

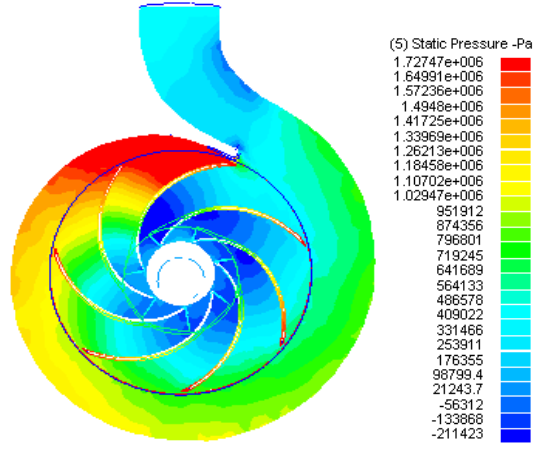
Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	40 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	63962 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	322324 adet
Türbülans Modeli	k- ϵ Türbülans Modeli	

Tablo 5.14: $H/H_m=0.5$ İçin Sonuçlar $n=2900$ d/d

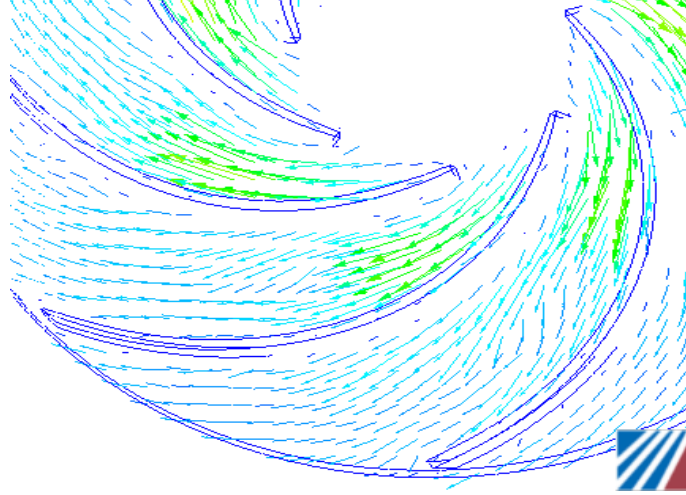
Pompa Debisi: Q [m^3/sa]	273,6
Hidrolik Tork: M_h [Nm]	227,594
Verilen Güç: P_v [kW], [$=M_h \cdot n/9550$]	71,495
Alınan Güç: P_a [kW], [$=Q \cdot H_m/367,2$]	29,803
Pompa Performansı : η [%], [$=P_a/P_v$]	41



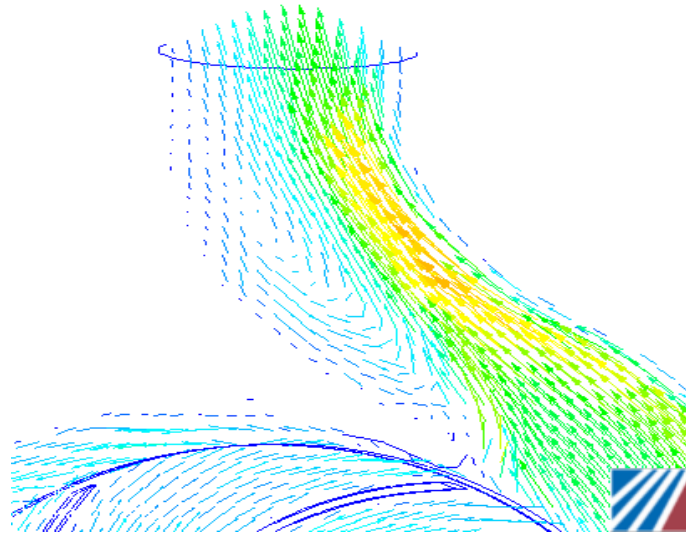
Şekil 5.27: 2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.28: 2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı



Şekil 5.29: 2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı



Şekil 5.30: 2900 d/d'da $H/H_m=0.5$ İçin Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı

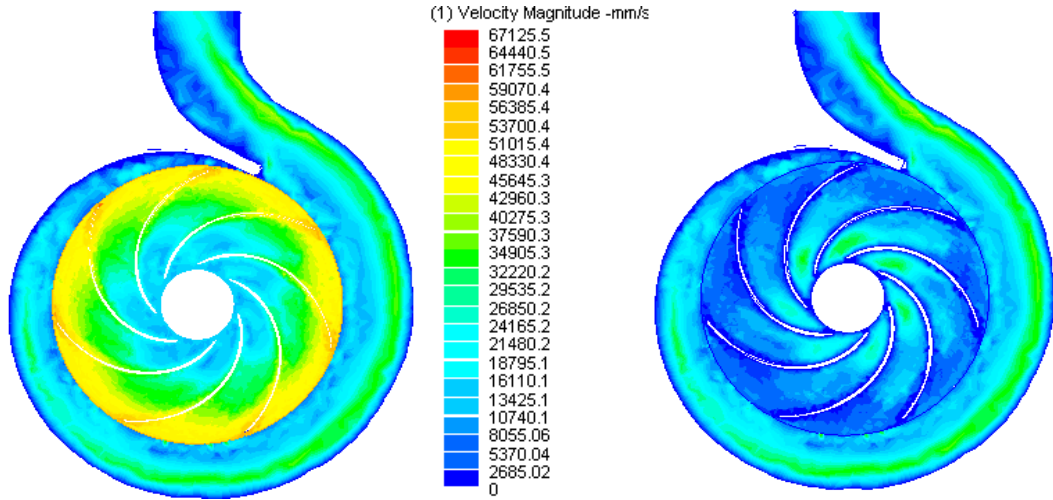
5.2.4 $n=2900$ d/d $H/H_m=1.15$ için sonuçlar

Tablo 5.15: $H/H_m=1.15$ İçin Çözücü Ayarları $n=2900$ d/d

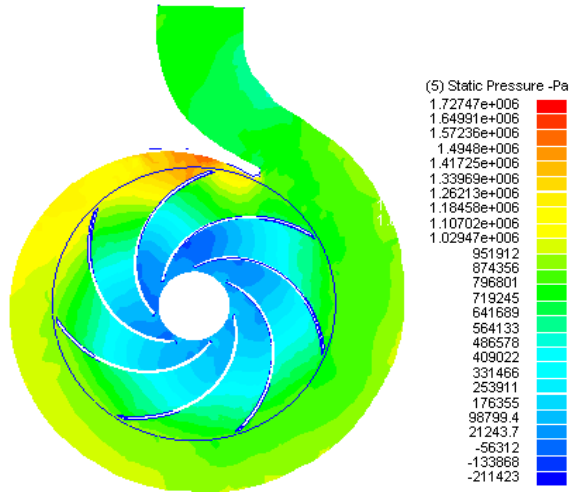
Sınır Koşulları	Pompa Giriş Basıncı	0 mss
	Pompa Çıkış Basıncı	92 mss
Sayısal Ağ Yapısı	Sayısal Nokta Sayısı	63962 adet
	Sayısal Eleman Sayısı	322324 adet
Türbülans Modeli	k-ε Türbülans Modeli	

Tablo 5.16: $H/H_m=1.15$ İçin Sonuçlar $n=2900$ d/d

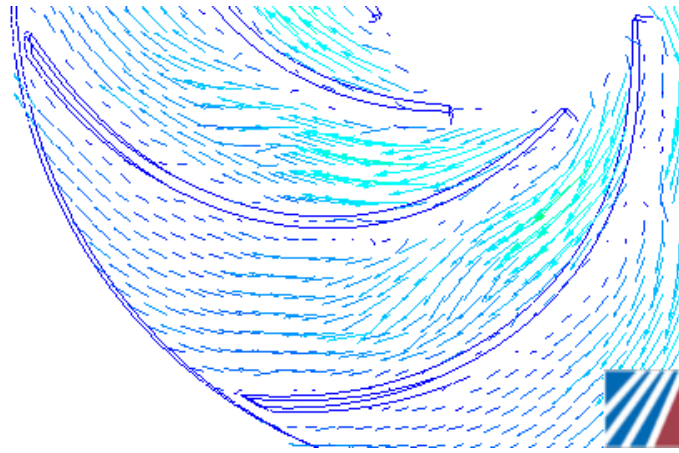
Pompa Debisi: Q [m^3/sa]	144,2
Hidrolik Tork: M_h [Nm]	172,422
Verilen Güç: P_v [kW]	54,164
Alınan Güç: P_a [kW]	36,128
Pompa Performansı : η [%], [$=P_a/P_v$]	66



Şekil 5.31: 2900 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Mutlak ve Bağıl Hız Dağılımı



Şekil 5.32: 2900 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Statik Basınç Dağılımı

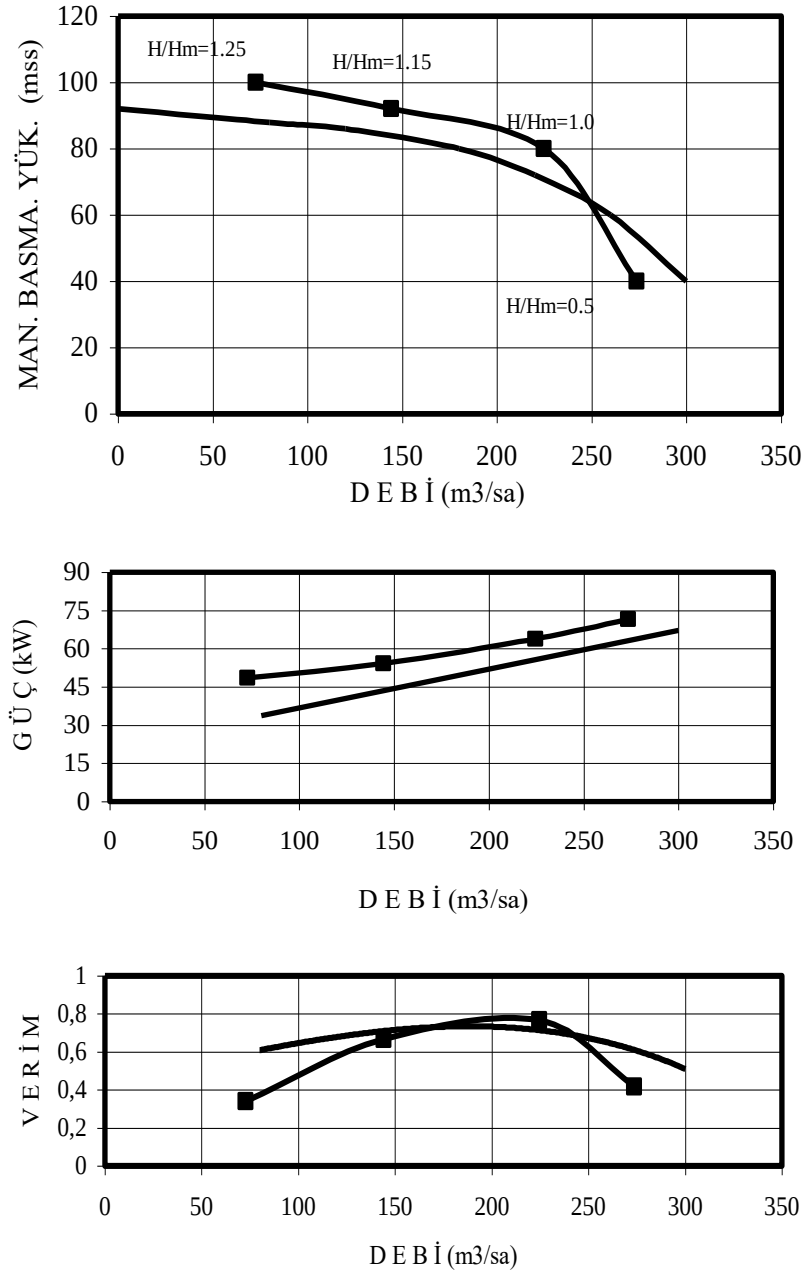


Şekil 5.33: 2900 d/d'da $H/H_m=1.15$ İçin Pompa İçindeki Vektörel Bağlı Hız Dağılımı

5.2.5 2900 d/d'da sayısal sonuçlarla deneysel sonuçların karşılaştırılması

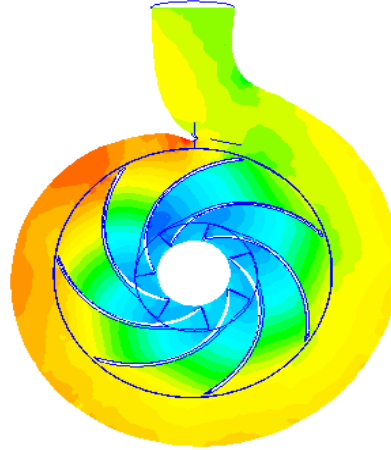
Şekil 5.34'de deneysel eğrilerle ve sayısal analizle elde edilen eğriler üst üste çizilmiştir. $Q=0$ için deneysel basınç değeri manometrik yükseklik değeri sınır koşulu olarak tanımlandığında debinin sıfır olması gerekirken yaklaşık olarak $75 \text{ m}^3/\text{sa'lık}$ bir debi program tarafından elde edilmiştir. Ayrıca, debi, manometrik yükseklik eğrisinin genel yapısı açık vana civarı dışında deneysel eğrinin üstünde olmaktadır. Sayısal sonuçlar, genellikle santrifüj pompanın kullanıldığı tasarım noktası ve civarında ($0,7Q < Q < 1,2Q$), deneysel sonuçlara yakın değerler vermektedir.

Şekil 5.34’de çizilmiş olan santrifüj pompa performans eğrisine baktığımızda, santrifüj pompa tasarım noktasında, pompa performans değerinin deneysel değere çok yakın olduğu gözlenmektedir. Fakat performans eğrisinin genel yapısı deneysel eğrinin altında kalmaktadır. Teorik olarak düşünüldüğünde ise, sayısal analiz yapılırken disk sürtünme kayıpları, kaçak kayıpları ve mekanik kayıpları ele alamadığımızdan aslında elde edilen eğri hidrolik verim eğrisidir. Bu eğrinde deneysel olarak elde edilen eğrinin üzerinde bir yerde olması gerekmektedir.



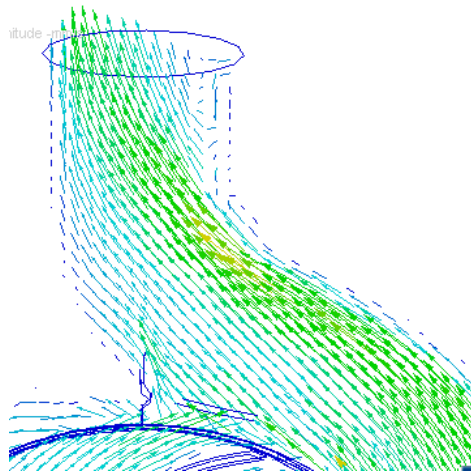
Şekil 5.34: $n=2900$ d/d İçin Deneysel ve Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması

Ayrıca, herbir analize bakıldığında santrifüj pompanın çıkış flanşına yakın yerinde bir kabarcığın olduğu görülmektedir. Bu kabarcığın yapısı şekillerden de anlaşılacağı üzere kapalı vanadan açık vanaya doğru büyümektedir. Sonuçta, bu kabarcık hem santrifüj pompa performans değerleri hemde santrifüj pompanın sağlanması gerekli olan debi ve manometrik yükseklik değerleri için sakıncalı bir durumdur. Burada yapılacak olan bir konstrüktif değişiklikle bu kabarcığı azaltmaya veya yok etmeye çalışmak ve yeniden HAD analizini gerçekleştirmek olacaktır.



Şekil 5.35: Konstrüksiyonu Değiştirilmiş Santrifüj Pompa İçin Statik Basınç Dağılımı

Sonuç olarak, santrifüj pompanın çıkış flanşına doğru yer alan salyangozun dilinin yeri yüşey eksenle aynı hizaya getirilmiştir. Daha sonra, salyangozun son kesit ölçüsünden çıkış flanşına doğru akış kanalı düzgün bir şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 5.36: Santrifüj Pompa Çıkışında Vektörel Bağlı Hız Dağılımı

Şekil 5.36'daki HAD uygulamasından çıkan santrifüj pompanın çıkışındaki vektörel hız dağılımına bakıldığında oluşan kabarcığın ortadan kalktığı görülmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] **Blanco, E., Fernandez, J., Gonzalez. J., Santolaria, C.,** 2000. Numerical flow simulation in a centrifugal pump with impeller-volute interaction, *ASME 2000 Fluid Engineering Division Summer Meeting*, Boston, Massachusetts, USA, June 11-15.
- [2] **Miner, S.M.,** 2000. Evaluation of blade passage analysis using coarse grids, *Journal of Fluid Engineering* , **122**, 345-348.
- [3] **Gonzalez, J., Fernandez, J., Blanco, E., Santolaria, C.,** 2002. Numerical simulation of the dynamic effect due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump, *Journal of Fluid Engineering*, **124**, 348-355.
- [4] **Hancıoğlu, E. ve Ataş, S.,** 2004. Radyal akışlı santrifüj çark tasarımında optimum meridyonel profilin çiziminde teorik ve deneysel yaklaşım, *5. Pompa-Vana Kongresi*, Hilton, İstanbul, 22-24 Kasım , 150-160.
- [5] **Açıkgöz, A., Gelişli, M.Ö., ve Ertürk, E.,** 2004. Çok kademeli bir pompanın performans ve verim değerlerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemiyleri kullanılarak belirlenmesi, *5. Pompa-Vana Kongresi*, Hilton, İstanbul, 22-24 Kasım , s.34-39.
- [6] **Zhou. W., Zaho, Z., Lee, T.S., Winito, S.H.,** 2003. Investigation of flow through centrifugal pump impellers using computational fluid dynamics, *International Journal of Rotating Machinery* , **9(1)**, 49-61.
- [7] **Japikse, D., Marscher, W.D. and Furst. R.B.,** 1997. Centrifugal pump design and performance, Concept ETI Inc, Vermont.
- [8] **Edis, K. ve Tekin, Yavuz.,** 1978. Akım makinaları, Matbaa Teknisyenleri Basımevi, İstanbul.
- [9] **Baysal, B.K.,** 1975. Tam santrifüj pompalar hesap, çizim ve konstrüksiyon özellikleri, İTÜ Makina Fakültesi Yayını No:1038, İstanbul.

[10] **CFDesign 7.0 User's Manual**, Blue Ridge Numerics Inc.

[11] **Kavurmacıoğlu, L.**, 2005. Kişisel görüşme.

Özgeçmiş

Selçuk Ataş, 27.08.1980 yılında Ordu'nun Gököy ilçesinde doğmuştur. İlk ve orta öğretimini Sakarya'nın Kocaali ilçesinde tamamlamıştır. 1993 yılında İstanbul'a gelmiş ve lise eğitimini Bağcılar Lisesinde iyi dereceyle bitirmiştir. 1999 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü kazanmıştır. Haziran 2003 yılında bölüm 14.'sü olarak Makina Mühendisi ünvanını almıştır. Aynı yıl, Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Konstrüksiyon Bölümü'nde Yüksek Lisans eğitime başlamıştır. Haziran 2005 yılında Yüksek Lisans'ı tamamlayarak Yüksek Makina Mühendisi ünvanını almıştır. 2003–2005 yılları arasında Alpin Pompa ve Motor Sanayi A.Ş.'de tasarım mühendisi olarak çalışan Selçuk Ataş, şu anda MAS Pompa A.Ş.'de AR-GE bölümünde makina mühendisi olarak çalışmaktadır.