



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR SANTRİFÜJ POMPANIN ÇOKLU ÇARK PARAMETRELERİNİN PERFORMANSA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Osman BABAYİĞİT

DOKTORA TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Kasım-2017
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

DOKTORA TEZİ

BİR SANTRİFÜJ POMPANIN ÇOKLU ÇARK PARAMETRELERİNİN PERFORMANSA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Osman BABAYİĞİT

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Saim KOÇAK

2017, 132 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Saim KOÇAK
Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR
Yrd. Doç. Dr. Selçuk DARICI
Doç. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN
Yrd. Doç. Dr. Dilek Nur ÖZEN

Bu tez, Bilim Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'nın 01076 STZ 11-2 kodlu projesinin bir bölümü olarak gerçekleştirilmiştir. Tez kapsamında çalışılmak üzere düşey milli iki kademeli santrifüj bir pompa belirlenmiştir. Çalışmanın amacı, belirlenen pompa çarkının yeniden tasarımla hidrolik veriminin iyileştirilmesi ve pompada çoklu çark parametreleri uygulanmasının performansa etkisinin incelenmesidir. Seçilen pompanın emme, basma ve difüzör kısımlarında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Çalışmada ilk olarak pompa çarkı yeniden tasarlanıp hem çarkın hem de pompanın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen HAD sonuçlarına göre yeni tasarım çark (YTÇ) ile hem pompanın mevcut çarkı (MÇ) içerisinde meydana gelen akış ayrılmaları azaltılmış hem de çark hidrolik verimi MÇ'ye göre yaklaşık 2.2% artırılmıştır. YTÇ üretimi gerçekleştirilerek YTÇ'nin kullanıldığı iki kademeli pompa deneyleri de tamamlanmıştır. YTÇ kullanılarak iki kademeli pompa akış hacmi, dengeleme delikleri ve kayıp-kaçaklar da dâhil edilerek gerçeğine uygun bir şekilde oluşturulup deneyler sonucunda elde edilen debi değerlerine göre HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Pompa HAD sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılarak sayısal çalışmanın kabul edilebilirliği ortaya konmuştur. Elde edilen sonuçlara göre deneysel ve HAD sonuçları arasında fark, tasarım debisinde yaklaşık 1% diğer debilerde ise 10%'dan daha düşük olarak hesaplanmıştır. Firma verilerine göre tasarım debisinde MÇ kullanılan pompanın genel verimi yaklaşık 49% iken, pompa çarkının yeniden tasarlanması ile YTÇ kullanılan pompa genel verimi deneyler sonucunda yaklaşık 51% olarak belirlenmiştir.

Çalışmanın ikinci aşamasında; YTÇ üzerinde çoklu çark parametreleri olarak, farklı kanat sayısı (4, 5 ve 6), kanat sarım açısı (100^0, 125^0 ve 150^0) ve farklı oranlarda ara kanat ilaveleri (L_a/L = 0.5, 0.6, 0.7 ve 0.8) uygulanmasıyla 36 farklı çark modeli oluşturulmuştur. Her bir çark modeli için, çark çıkışına difüzör kanadı ilave edilen çark akış hacimleri oluşturulmuş ve HAD analizleri uygulanarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde kanat sarım açısı 100^0, kanat sayısı 5 ve ilave ara kanat oranı 0.8 olan çark modeli ile en yüksek hidrolik verim artışı elde edildiği tespit edilmiştir. Belirlenen çark modelinin üretimi tamamlandıktan sonra, bu çarkın kullanıldığı pompa deneysel çalışmaları gerçekleştirilmiş ve YTÇ'nin ve çoklu çark parametre uygulamaları ile belirlenen çarkın kullanıldığı pompa deneyleri karşılaştırılmıştır.

Tez kapsamında yapılan çalışmalar sonucunda, hem yeniden tasarım hem de çoklu parametre uygulamaları ile pompa genel verimi yaklaşık 49%'dan 53%'e kadar çıkarılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ara kanat, dengeleme deliği, genel verim, HAD, hidrolik verim, kanat sarım açısı, kanat sayısı, santrifüj pompa.

ABSTRACT

Ph.D THESIS

INVESTIGATION OF THE PERFORMANCE EFFECT OF MULTIPLE IMPELLER PARAMETERS OF A CENTRIFUGAL PUMP

Osman BABAYİĞİT

The Graduate School of Natural and Applied Science of Selcuk University
The Degree of Doctor of Philosophy In Mechanical Engineering

Advisor: Prof. Dr. Saim KOÇAK

2017, 132 Pages

Jury
Prof. Dr. Saim KOÇAK
Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR
Assist. Prof. Dr. Selçuk DARICI
Assoc. Prof. Dr. Kürşad Melih GÜLEREN
Assist. Prof. Dr. Dilek Nur ÖZEN

This thesis has been realized as a part of the project of the Ministry of Science, Industry and Technology with the code of 01076 STZ 11-2. A two-stage centrifugal pump with a vertical shaft was selected for the study. The aim of the work is to improve the hydraulic efficiency of the designated pump impeller with the redesign and to investigate the performance effect of the application of the multiple impeller parameters in the pump. No changes were made to the suction, discharge and diffuser sections of the selected pump. In the study, first, the pump impeller was redesigned and numerical analyzes were performed using both the impeller and the pump using the Computational Fluid Dynamics (CFD). According to the obtained CFD results, the redesign impeller (RI) reduces both the flow separation in the original impeller (OI) and the impeller hydraulic efficiency is increased by about 2.2% compared to OI. Following the production of the RI, the two-stage pump experiments using the RI were completed. Two-stage pump flow volume was created, balancing holes and losses-leaks were also included, using RI and the CFD analyses were performed according to the experimental results. The acceptability of the numerical study was demonstrated by comparing the experimental results with the pump CFD results. According to the obtained results, , the difference between the experimental and CFD results is calculated to be about 1% on the design flow rate and less than 10% in the other flow rates. According to the company data, the overall efficiency of the pump using OI on the design flow is about 49%, and with the redesign of the pump impeller, the pump overall efficiency with RI is determined to be about 51% as a result of experiments.

In the second phase of the study; 36 different impeller models were created on the RI by applying different blade numbers (4, 5 and 6), blade wrap angles (100°, 125° and 150°) and different splitter blades at different ratios (L_a/L = 0.5, 0.6, 0.7 and 0.8) as multiple impeller parameters. For each impeller model, impeller flow volumes with diffuser blade outlet were created and the results obtained by applying CFD analysis were compared. As a result of the comparison, it was determined that the highest hydraulic efficiency increase was obtained with the impeller model with blade wrap angle of 100°, blade number of 5 and additional splitter blade ratio of 0.8. After the production of the specified impeller model is completed, experimental studies were carried out on pumps and pump experiments using the RI and determined by multi impeller parameters applications were compared.

As a result of the study, with both the redesign and the multiple impeller parameters applications the overall efficiency of the pump has been increased from about 49% to 53%.

Keywords: Balance hole, blade number, blade wrap angle, centrifugal pump, CFD, hydraulic efficiency, overall efficiency, splitter blade

ÖNSÖZ

Çağımızın en önemli problemlerinden biri, giderek artan enerji tüketimine karşılık enerji kaynaklarının kısıtlı olmasıdır. Kısıtlı kaynaklar nedeniyle enerjinin doğru ve etkili kullanılması büyük önem taşımaktadır. Pompalar, elektrik enerjisini akış enerjisi formunda mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerdir. Pompa sistemlerine ömür boyu maliyet açısından bakıldığında, meydana gelen enerji maliyeti satın alma maliyetinin yanında çok yüksek seviyelerde olmaktadır. Bu nedenle pompa sistemlerinin verimlerinde sağlanabilecek iyileştirmeler büyük öneme sahiptir. Ülkemizde sanayide üretilen pompaların bir kısmı hala klasik metotlarla tasarlanmakta ve düşük verimlerde çalışmaktadır. Pompa verimlerinin artırılması için yapılan analizlerde pompa çarkı içerisindeki akış yapısının bilinmesi ve akış ile ilgili istenmeyen fiziksel olayların tespit edilip tasarım aşamasında giderilmesi oldukça yararlı olacaktır. En yaygın kullanılan pompa tipi olan santrifüj pompalar, birçok alanda kullanılmaktadırlar. Santrifüj pompalar bu kadar yaygın kullanıma sahip olmalarına rağmen verimleri 40% - 70% gibi bir aralıktadır. Bu nedenle enerjinin etkin kullanımının öneminin arttığı günümüzde pompaların verimlerini iyileştirme çalışmalarına yeni yöntemlerle devam edilmektedir. Pompalarda verim azalışına neden olan sorunları ortadan kaldırmak ve çevresel etkileri azaltmak için pompa içerisinde meydana gelen akış yapılarını daha iyi anlamak ve incelemek gerekmektedir. Bunun için sayısal çalışmanın yanında deneysel çalışmaların da yapılması elde edilen sonuçların karşılaştırılması ve doğrulanması açısından büyük öneme sahiptir. Yapılan tez çalışması kapsamında tasarlanarak geliştirilen pompa çarkı literatüre ve Türkiye pompa sektörüne önemli katkılar oluşturacaktır.

Tez çalışmamın belirlenen doğrultuda tamamlanmasında yardımcı olan danışman hocam Prof. Dr. Saim KOÇAK'a teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Doktora çalışmama STZ.2011/2 kodlu proje ile destek veren T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı ve Sempa Ltd. Şti'ne de ayrıca teşekkür ederim.

Tezime dair yapılan deneysel ve sayısal çalışmalarda bana yardımcı olan Öğr. Gör. Osman KOCAASLAN, Arş. Gör. Muharrem H. AKSOY, Mehmet FERAHKAYA ve İsmet ÖZDEMİR'e teşekkür ederim.

Benden yardımlarını esirgemeyen ve her zaman yanımda olan eşime ve çocuklarıma de sonsuz teşekkür ederim.

Osman BABAYİĞİT
KONYA-2017

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **4**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **12**

3.1. Materyal 12
3.1.1. İş istasyonu bilgisayarı 12
3.1.2. Akış Çözücüsü 12
3.1.3. Pompa 13
3.1.4. Üretim 13
3.1.5. Deney Seti 14
3.2. Yöntem 15
3.2.1. Pompa çarkı tasarım ve boyutlandırma hesabı 15
3.2.1.1. Özgül hız hesabı 15
3.2.1.2. Pompa mil ve motor gücü hesabı 15
3.2.1.3. Çark mil çapı ve göbek çapı hesabı 16
3.2.1.4. Emme borusu çapı hesabı 17
3.2.1.5. Çark giriş ağzı çapı hesabı 18
3.2.1.6. Çark giriş ortalama çapı hesabı 18
3.2.1.7. Kanat giriş koşullarının belirlenmesi 19
3.2.1.8. Kanat çıkış koşullarının belirlenmesi 20
3.2.1.9. Kanat sarım açısı hesabı 24
3.2.2. Sayısal analiz çalışmaları 26
3.2.2.1. Akış hacmi oluşturulması 26
3.2.2.2. Sayısal çözüm ağının oluşturulması 38
3.2.2.3. HAD ile sayısal analiz 41
3.2.2.3.1. Sonlu hacimler ve sonlu elemanlar yöntemi 42
3.2.2.3.2. Akışın modellenmesi 43
3.2.2.3.3. Sınır şartlarının tanımlanması 47
3.2.2.4. HAD sonuçları için verim hesabı 50
3.2.3. Deneysel çalışma 50
3.2.3.1. Deneysel çalışmada kullanılan pompa çarklarının üretimi 51
3.2.3.2. Deneysel çalışma için genel verim hesabı 53
3.2.3.3. Belirsizlik analizi 53

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **55**

4.1. Pompa Çarkı Tasarımının İncelenmesi 55
4.2. YTÇ Kullanılan Pompanın Sayısal Ve Deneysel Karşılaştırması 67
4.3. YTÇ Üzerinde Çoklu Çark Parametre Denemeleri 82

4.4. Pompa Deneyleri 119

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 121

5.1. Sonuçlar 121
5.2. Öneriler 123

KAYNAKLAR 124

ÖZGEÇMİŞ 129

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

$\dot{Q}$	: Debi (m³/h)
$\bar{\varepsilon}$	: Hücre ortalamalı yitim oranı
$\dot{Q}_T$	: Toplam debi (m³/h)
$\vec{F}$	: Dış kuvvet
∇	: Laplace operatörü
$\vec{v}$	: Mutlak hız vektörü
$\dot{Q}_k$	: Toplam kaçak debisi
$\dot{Q}_{k1}, \dot{Q}_{k2}, \dot{Q}_{k3}$	: Kaçak debi (m³/h)
μ_t	: Türbülans dinamik viskozite katsayısı (kg/m.s)
b_1	: Çark giriş genişliği (mm)
b_2	: Çark çıkış genişliği (mm)
C_0	: Çark girişinde sıvı akışkan hızı (m/s)
C_1	: Kanat girişi mutlak hızı (m/s)
C_1, C_2, $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, C_μ	: k-ε türbülans modeli sabitleri
C_{1m}	: Kanat girişi meridyenel hız (m/s)
C_{1u}	: Kanat girişi mutlak hız teğetsel bileşeni (m/s)
$C_{2\infty}$	: Kanat çıkışı sonsuz kanat mutlak hız teğetsel bileşeni (m/s)
C_{2u}	: Kanat çıkışı mutlak hız teğetsel bileşeni (m/s)
$\cos\varphi$	: Güç faktörü
C_s	: Pürüzlülük sabiti
D_0	: Çark giriş ağzı çapı (mm)
D_1	: Çark girişi ortalama çapı (mm)
D_{1d}	: Kanat giriş kenarı çark üst kapak değme noktası çapı (mm)
D_{1i}	: Kanat giriş kenarı çark alt kapak değme noktası çapı (mm)
D_2	: Çark çıkış çapı (mm)
D_e	: Emme borusu çapı (mm)
D_g	: Çark göbek çapı (mm)
d_{mil}	: Mil çapı (mm)

e	: Kanat genişliği (mm)
E	: Amprik katsayı
g	: Yer çekimi ivmesi (m/s²)
G_b	: Kaldırma kuvveti ile oluşan türbülans kinetik enerji üretimi
G_k	: Hız gradyenleri ile oluşan türbülans kinetik enerji üretimi
H_m	: Basma yüksekliği (m)
I	: Akım (A)
k	: Türbülans kinetik enerji (m²/s²)
K	: Sapma katsayısı
k_{cm}	: Hız katsayısı
K_s^+	: Boyutsuz pürüzlülük sabiti
l	: Kanat uzunluğu (mm)
M	: Moment (N.m)
n	: Devir sayısı (d/d)
n_s	: Özgül hız
P_e	: Elektrik gücü (kW)
P_h	: Hidrolik Güç (kW)
P_{mil}	: Mil gücü (HP, kW)
P_{motor}	: Motor gücü (HP)
T	: Tork (N.m)
t	: Zaman (s)
u	: x yönündeki hız bileşeni (m/s)
u^*	: Sürtünme hızı (m/s)
U_1	: Kanat girişinde teğetsel hız (m/s)
U_{1d}	: Kanat girişi çark üst kapak noktasında teğetsel hız (m/s)
U_{1i}	: Kanat girişi çark alt kapak noktasında teğetsel hız (m/s)
U_2	: Çark çıkışı teğetsel hız (m/s)
v	: y yönündeki hız bileşeni (m/s)
V	: Voltaj (volt)
V_e	: Emme borusundaki sıvı akışkan hızı (m/s)

w	: z yönündeki hız bileşeni (m/s)
w	: Açısal hız (rad/s)
ω	: Hata oranı
Y_m	: Çalkantılı genleşme katsayısı
y_v	: Sabit sayı
Z	: Kanat sayısı
α	: Emniyet katsayısı
β_1	: Kanat giriş açısı (derece)
β_{1d}	: Çark üst kapak noktası kanat giriş açısı (derece)
β_{1i}	: Çark alt kapak noktası kanat giriş açısı (derece)
β_2	: Kanat çıkış açısı (derece)
δ	: Sınır tabaka kalınlığı (mm)
δ^*	: Yer değiştirme kalınlığı (mm)
ΔB	: Pürüzlülüğün tipine ve boyutuna bağlı değişken
δ_e	: Enerji kalınlığı (mm)
δ_m	: Momentum kalınlığı (mm)
ε	: Türbülans dağılım oranı
ε_k	: ε için türbülanslı Prandtl sayısı
η_g	: Genel verim (%)
η_h	: Hidrolik verim (%)
η_k	: Kaçak verimi (%)
η_m	: Mekanik verim (%)
θ	: Kanat sarım açısı (derece)
κ	: Von karman sabiti
λ	: Güç katsayısı
λ_1	: Giriş daralma katsayısı
λ_2	: Çıkış daralma katsayısı
ξ_p	: Kaldırma katsayısı oranı
ρ	: Yoğunluk (kg/m³)
σ_{ij}	: Gerilme tensörü

σ_k : k için türbülanslı Prandtl sayısı

σ_s : Schulz katsayısı

σ_ε : ε için türbülanslı Prandtl sayısı

τ : Kayma gerilmesi (kPa)

ψ : Basınç katsayısı

Kısaltmalar

CFD : Computational fluid dynamics

ENPY : Emmedeki net pozitif yük

HAD : Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

MÇ : Mevcut çark

OI : Original impeller

RI : Redesign impeller

TKE : Türbülans kinetik enerji

YTÇ : Yeni tasarım çark

1. GİRİŞ

Su insanların yaşamlarını sürdürebilmesi için gerekli olan en temel ihtiyaçtır. Bu nedenle de ilk çağlardan itibaren suyun bir yerden bir başka yere aktarılması ihtiyacı hâsıl olmuştur. Su taşımak için insanlar ilk olarak ellerini kullanmışlar, daha sonra toprak kaplardan kovalar yapmışlardır. Bu da su değirmeninin icadını sağlamıştır. Birden fazla kovayı bir zincire veya tekerleğe asıp bir su değirmeni oluşturmuşlardır. İnsan veya hayvanların enerjilerinden faydalanarak oluşturdukları bu su değirmenine hareket vermişlerdir. Yapılan arkeolojik kazılarda M.Ö 1000 yıllarına ait hem Çin'de hem de Mısır'da kovalı konveyörlere rastlanmıştır. 1724'de Jacob Leupold tarafından tekerleğe dirsekli borular takılmış ve tekerleğin döndürülmesi ile su, en üst noktaya kadar taşınmıştır. Nehirdeki su akısı güç sağlayıcı olarak kullanılmıştır. Eski çağların ünlü bilim adamı Arsimet kendi adı verilen ve borunun içinde bulunan sonsuz dişlinin dönerek suyu kaldırması prensibiyle çalışan bir vida tasarlamıştır. Wilhelm Opländer isimli bir mühendis bu modeli geliştirerek bir dirseğe pervane tipindeki pompa çarkını monte ederek, sızdırmazlığı sağlanmış ve elektrik motoru tarafından tahrik edilen bir mil vasıtasıyla döndürmüştür ve 1929'da patentini almıştır (Anonim, 2005).

Pompalar, elektrik enerjisini akış enerjisi formunda mekanik enerjiye dönüştüren sistemlerdir. Pompa sistemleri; su temini, endüstriyel makineler, hidrofor sistemleri, tarımsal sulama, su şartlandırma, ısıtma-soğutma ve havalandırma gibi sistemlerde oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Yapılan bir çalışmada ülkemizdeki elektrik tüketiminin yaklaşık 20%'sinin pompa sistemleri tarafından gerçekleştirildiği ve pompa sistemlerine ömür boyu maliyet açısından bakıldığında, meydana gelen enerji maliyetinin satın alma maliyetinin yanında çok yüksek seviyelerde olduğu tespit edilmiştir (Yumurtacı ve Sarıgül, 2011). Bu nedenle pompa sistem verimlerinde yapılabilecek küçük iyileştirmeler bile enerji tüketiminin azaltılmasına önemli katkı sağlayacaktır.

Ülkemizde sanayide üretilen pompaların bir kısmı hala klasik metotlarla tasarlanmakta ve düşük verimlerde çalışmaktadır. Pompa verimlerinin artırılması için yapılan analizlerde, pompa çarkı içerisindeki akış yapısının bilinmesi ve akış ile ilgili istenmeyen fiziksel olayların tespit edilerek tasarım aşamasında giderilmesi oldukça yararlı olacaktır.

Santrifüj pompalarda sistem verimini etkileyen en önemli unsur, mekanik enerjinin hidrolik enerjiye çevrildiği kısım olan çarklardır. Çarklarda hidrolik verimi

etkileyen birçok parametre vardır. Özellikle de çark kanatları çark performansını belirleyen en önemli etkendir. Kanat sayısı, kanat sarım açısı, kanat giriş/çıkış açıları ve kanat kalınlığı ise kanatlar ile ilgili önemli bazı parametrelerdir.

Son yıllarda sayısal teknikler ile gelişen bilgisayar teknolojileri sayesinde pompa sistem verimlerinin iyileştirilmesinde önemli mesafeler kat edilmiştir. HAD uygulamaları yardımıyla yapılan üretimler ile hem maliyetler azaltılmakta hem de önemli ölçüde sistem verimleri artırılabilmektedir.

Santrifüj pompa çarkları içerisine genellikle basınç dengelemesi sağlamak ve yatak üzerine gelen yükleri azaltmak amacıyla dengeleme delikleri delinmektedir. Ancak çark içerisinde dengeleme deliklerinin bulunduğu bölgelerde akış yapısında meydana gelen değişiklikler ve akışkanın bir miktarının dengeleme deliğinden çark içerisine geçmesi nedeniyle pompa verimlerinde bir miktar düşüş meydana gelmektedir. Ayrıca pompa sistemlerinde çark, difüzör ve diğer sistem elemanları arasındaki küçük boşluklar nedeniyle kayıp-kaçak akış hacimleri oluşmakta ve bu akış da pompa verimini bir miktar düşürmektedir. Özellikle kayıp-kaçak bölgelerinde oluşan akış hacimlerinin çok küçük olması nedeniyle sayısal analizlerde ağ yapı oluşturularak bu bölgelerin incelenmesi çok zor olmaktadır. Bu nedenle kademeli pompa uygulamalarının çoğunda kayıp-kaçak bölgeleri ve dengeleme delikleri ihmal edilmektedir. Bu durum ise sayısal çalışmalarla deneysel çalışmalar arasındaki farklılıkların artmasına neden olmaktadır.

Sınır tabakada oluşan ayrılma efektif akış sınırlarını değiştirmektedir. Bu etkiler: katı yüzeylerdeki basınç dağılımları, pompa sisteminde bir sonraki kademedeki hız üçgenleri, difüzörlerde oluşan basınç kazanımı, akımın öngörülen sınırlar dışına çıkması, titreşim ve gürültülü çalışma vb. şeklindedir. Çok küçük debilerde akış ayrılması çark girişine yakın bölgelerde meydana geldiğinden akışın hareketliliğini ve sürekliliğini bozmakta, düzensiz akışlar meydana getirerek pompa verimini kötü yönde etkilemektedir. Kanatlar arasındaki ayrılma olayında kayıpların artması ile akışkanın yönü kanatlardan sapmaktadır. Bu nedenle de sınır tabaka ayrılması yüksek enerji kaybına neden olmaktadır (Streeter, 1961).

Akış kontrolünde, akış yapısını istenilen şekilde etkileyen işlemlerin pratik olarak çok önemli olduğu bilinmektedir. Akış kontrol işlemleri, akışkanlar mekaniği alanında bilim insanları ve mühendisler tarafından diğer uygulamalardan çok daha fazla ilgi çeken ve takip edilen konu olarak ön plana çıkmıştır. Akış kontrol işlemleri aktif ve pasif işlemler olup serbest kayma tabakaları veya sınır tabaka akışlarında önemli oranda faydalı değişimler sağlamaktadır. Akış kontrolü laminerden türbülanslı akışa geçmeyi

geciktirmekle veya hızlandırmakla, akış yapısını sönümlemekle, akış ayrılmasını önlemekle veya geciktirmekle, kaldırma kuvvetini arttırmakla, karışımı arttırmakla ısı transferini iyileştirmek ve akıştan kaynaklanan gürültüleri azaltmak için uygulanmaktadır. Pasif kontrol yöntemi sabit cihazlar aracılığıyla uygulanmaktadır. Bazı pasif akış kontrol yöntemleri: Pürüzlülüğün değiştirilmesi, ayırıcı plaka ilavesi, tetikleme teli, doğal ventilasyon, küt cismin kalınlık uzunluk oranının arttırılması, helis şeklinde elemanlarla cisim yüzeylerine ekleme yapılması, delikli plaka kullanılması, silindir ve halatlar üzerinde kurdele şeritler kullanılması, yarı küresel tepeler kullanılması veya akış bozucu elamanlar kullanılmasıdır. Aktif kontrol ise akışa dışarıdan enerji vererek yapılan bir uygulamadır ve bunlar MEMS, küçük jetler, akustik dönüştürücüler, emme, üfleme, salınım yaptırma gibi uygulamalardır (Gad-el-Hak, 1996).

Bu çalışmada bir santrifüj pompada, pompa çarkı üzerinde farklı denemeler gerçekleştirilmiştir. Pompada, çark haricindeki elemanlar üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. Çalışma, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) kullanılarak gerçekleştirilmiş ve kullanılan yöntemin kabul edilebilirliği deneysel çalışmalar ile ortaya konmuştur.

Çalışmanın iki temel amacı bulunmaktadır: Bunlardan birincisi pompa çarkının yeniden tasarımı ile pompa genel veriminin iyileştirilmesidir. İkincisi ise yeni tasarım sonucunda elde edilen çark (YTÇ) üzerinde belirlenen çoklu çark parametrelerinin uygulanması ve uygulama neticesinde bu parametrelerin performansa etkisinin incelenmesidir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Günümüzde en çok önem verilen konuların başında enerjinin doğru ve etkili kullanımı gelmektedir. Turbomakineler, enerjinin gerek üretiminde gerekse tüketiminde mühendislikte önemli bir yere sahiptir. Turbomakinelerin bir parçası olan pompalarda ise yüksek verimli pompaların kullanılması ile enerji tüketiminin azaltılması büyük önem arz etmektedir. Akış yapısına bağlı olarak pompa içerisinde uygun olmayan ses ve titreşimler meydana gelebilmekte, dolayısıyla da bu durum pompada hem yapı hasarına hem de yüksek enerji tüketimine yol açabilmektedir. Pompalarda bu tür problemlerin oluşmasını engellemek, çevresel etmenlerin etkisini en aza indirmek ve pompa verimini iyileştirmek için kararlı, kararsız ve karmaşık akış yapılarını daha ayrıntılı irdelemek gerekmektedir. Gerek geçmişte gerekse günümüzde birçok araştırmacı tarafından santrifüj pompalar üzerinde deneysel ve sayısal çalışmalar yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir. Bu çalışmaların birçoğu, karmaşık akış yapısına sahip santrifüj pompa içerisindeki akışta etkin olan türbülans yapısının fiziğini araştırmaya ve mevcut kayıp etmenlerini giderebilmek için difüzörün etkin rolü üzerinde yoğunlaşmıştır (Pınarbaşı ve Johnson, 1995; Sinha, 2000; Güleren, 2003). Santrifüj pompalar, pompa tipleri içinde 80% gibi bir kullanım oranına sahiptir. Yapılan bir araştırmaya göre dünya enerji tüketiminin yaklaşık %20'sinin pompa ve çark gibi dönen ekipmanları tahrik eden motorlar tarafından gerçekleştirildiği ifade edilmiştir (Türkmen, 2009).

Çark veriminin arttırılması ve daha iyi bir pompa performansına ulaşılabilmesi, pompa tasarımcısının tecrübesine bağlı olsa da tasarım için genellikle temel tasarım kitaplarında bulunan ampirik denklemlerden yararlanılır (Baysal, 1979; Çallı, 1991; Gökelim, 2001). İstenen çalışma noktasında en iyi verimi elde etmek için, özellikle tasarım aşamasında göz önünde bulundurulması gereken iki temel kıstas: kanat açısının değişimi ile meridyenel geometrinin tanımlanmasıdır (Stepanoff, 1967).

Literatürdeki diğer çalışmalar ise şu şekildedir:

Hamill (1996) çalışmasında, endüstriyel pompalardaki akışın bir HAD yazılımı olan ANSYS-CFX ile modellenmesini incelemiş ve bu tekniğin teknolojik avantajlarından bahsetmiştir. Bu teknik ile enerji tüketiminin azaltılması, kayıpların azaltılması, kanat aşınmasının minimize edilmesi gibi şartlar sağlanarak optimum tasarımın yapılabileceğini ifade etmiştir.

Sloteman (1997) çalışmasında, pompa dizaynı yapan kişilerin karşılaştığı sorunları ve çözümlerini ele almıştır. Daha önceden yapılan tasarımların deneme

yanılma yöntemi ile yapılması, buna bağlı olarak zaman ve maliyet açısından ekonomik olmaması nedeniyle tasarım için farklı çözüm sistemleri üzerinde durmuştur. Özel tasarım pompalarda kavitasyon, eksenel yük, su altında çalışabilme gibi özel parametrelerin bilinememesinin çok büyük sorunlar ortaya çıkardığını vurgulamıştır. Sonuç olarak çeşitli analiz programları kullanarak termal analiz, eksenel yük, kavitasyon gibi pompalar için araştırılması ve hesaplanması gereken parametreleri programdan tespit edebilme olanağının kullanılması gerektiğini belirtmiştir.

Sarıoğlu ve Ayder (1999) çalışmalarında, radyal pompa çarkı içersindeki akış yapısını 3 boyutlu, sıkıştırılamaz, zamana bağlı Euler denklemlerinin sayısal çözümü ile belirlemişlerdir. Denklemleri zaman boyutunda ilerleme tekniğini kullanarak çözebilmek için yapay sıkıştırılabilirlik tekniğini kullanmışlardır. Uzay boyutunda denklemlerin ayrıklaştırılması için sonlu hacimler tekniğini kullanarak zaman boyutundaki ayrıklaştırmayı 4 adımlı Runge-Kutta yöntemi ile yapmışlardır. Yöntemi endüstriyel bir pompa çarkından elde edilen deneysel verilerle karşılaştırmışlardır. Sayısal modelin çark performansını belirlemede kullanılabileceğini tespit etmişlerdir.

Arda (2001) çalışmasında, santrifüj pompalarda kanat sayısı, kanat uzunluğu ve viskozitenin pompa performansına etkisini incelemiştir. Deneysel çalışmada 4, 5 ve 6 kanatlı çark imalatı yapmıştır. Pompa üzerinde bulunan mevcut çark ile üretilen bu çarkları deneyerek kanat sayısı ve uzunluğunun pompa performansına etkisini incelemiştir. Ayrıca bu deneyleri 40 °C sıcaklıktaki su ile tekrarlamış ve performansta meydana gelen değişimleri incelemiştir. Çalışma sonucunda kanat sayısı ve kanat uzunluğunun artması ve su sıcaklığının artmasına bağlı olarak viskozitenin azalması ile pompa debisinde ve özgül enerjisinde artış meydana geldiğini belirlemiştir.

Bayraktar ve Eralp (2001) yaptıkları çalışmada, santrifüj pompa tasarımı için yarı deneysel tekniklere dayanan bilgisayar destekli bir tasarım yöntemi geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bilgisayar programı ile özgül hızı 0.189 ve 1.26 arasında olan pompa çarkı, salyangoz ve difüzör tasarımı yapabilmişlerdir. Tasarımın üç boyutlu modelini de CAD/CAM paketlerine veri aktarım yolu ile elde ederek programın doğruluğunu literatürden seçilen pompa tasarımları ile kontrol etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar yöntemin güvenilir olduğunu göstermiştir.

Gölcü (2001) çalışmasında, 3, 4, 5, 6 ve 7 kanatlı ara kanat ilavesi olmayan ve 18, 27, 35, 43 ve 57 mm boylarında ara kanat ilavesi yapılan çarklar ile tek ve üç kademeli pompalar üzerine denemeler gerçekleştirmiştir. Kanat sayısının 5, 6 ve 7

olduğu çarklarda ara kanat ilave edilmesi durumunda verimde iyileştirme olmadığını belirlemiştir.

Açıkgöz ve ark. (2004) çalışmalarında, 4 kademeli bir pompanın performansını HAD yardımıyla belirlemişlerdir. Pompa akış hacmi içerisinde 3 boyutlu, sıkıştırılamaz Navier-Stokes denklemlerini sonlu hacimler yöntemini kullanarak ANSYS-FLUENT bilgisayar programı ile çözmüşlerdir. Hesaplama için 2900d/d dönüş hızı ve 106m basma yüksekliği değerlerini almışlardır. Hesaplama sonrasında elde edilen verileri deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Karşılaştırma neticesinde deneysel olarak debi ve verim değerlerini $26m^3/h$, 62%, sayısal hesaplama sonucunda debi ve verim değerlerini ise $26.5m^3/h$ ve 61.2% olarak bulmuşlardır.

Güleren ve ark. (2004) çalışmalarında, 5 kanatlı bir santrifüj pompanın difüzöründe kanatlı ve kanatsız olarak akış karakteristiğini sayısal olarak incelemişlerdir. İncelemeyi katı model ve ağ oluşturma programı ile gerçekleştirmişlerdir. Çark çıkışındaki ve difüzördeki jet ve çevrintili akış yapılarını ayrıntılı olarak araştırarak kanatlı ve kanatsız difüzör durumlarının pompa performansına olan etkilerini incelemişlerdir. Performans eğrileri ile difüzördeki hız vektörleri, eş basınç eğrileri ve türbülans kinetik enerji dağılımlarını da belirlemişlerdir. Ayrıca elde edilen sonuçları, mevcut deneysel verilerle karşılaştırarak aralarındaki benzerliği araştırmış olup büyük bir uyum içerisinde olduğunu görmüşlerdir.

Gölcü ve Pancar (2005) yaptıkları çalışmada, 5, 6 ve 7 kanatlı düşük kanat çıkış açısına sahip çarklara 0.25, 0.35, 0.5, 0.6 ve 0.8 oranlarında ara kanat ilave ederek derin kuyu pompalarında deneme yapmışlardır. 6 ve 7 kanatlı çarka sahip pompalarda ara kanat ilavesi ile genel verim azalırken 5 kanatlı çarka sahip pompalarda genel verimin arttığını tespit etmişlerdir.

Baoling ve ark. (2006) çalışmalarında, kompleks yapıdaki santrifüj pompa çarklarında üç boyutlu türbülanslı akışı incelemişlerdir. Dizayn parametrelerine ve çark yapılarına göre meydana gelen hız ve basınç dağılımları ile statik basınçta meydana gelen artışları tespit etmişlerdir. Tüm çarklarda giriş tarafından çıkış tarafına doğru basıncın uniform olarak arttığını görmüşlerdir. Deneysel çalışmanın sonucunda çarkta meydana gelen akış düzensizliğinin pompa performansını önemli ölçüde etkilediğini tespit etmişlerdir. Kanat tasarımında yapılacak değişikliklerin bu sorunu azalttığını belirlemişlerdir.

Erken (2006) yaptığı çalışmada, hidrolik makinelerde ara kanatçık ilavesini incelemiştir. Ara kanatçığın büyüklüğü, pozisyonu ve zikzak açısının performansı

önemli ölçüde etkilediğini ifade etmiştir. Ara kanatçığın çark emme tarafına yakın yerleştirilmesi durumunda basınç katsayısının arttığını belirtmiştir.

Kergourlay ve ark. (2007) çalışmalarında, çark çapı 408mm, kanat sayısı 5 ve özgül hızı 32 olan bir pompa çarkına kanat uzunluğunun 50%'si oranında ara kanat ilave ederek pompanın sayısal analizi ile deney sonuçlarını karşılaştırmışlardır. İlave ara kanatlar iki kanadın tam orta merkezine yerleştirilmiştir. Sayısal analiz sonuçları ile deneysel sonuçların uyumlu olduğunu belirlemişlerdir. Yapılan ara kanat ilavesi ile basınç dalgalanmalarının minimize edilmesiyle basma yüksekliği artarken verimin azaldığını tespit etmişlerdir.

Korkmaz (2008) çalışmasında, tek kademeli dalgıç pompa için kanat sayısı 5, 6 ve 7, kanat çıkış açısı 25° ve 35°, ilave ara kanat uzunluk oranları 0.4, 0.55, 0.7 ve 0.8 olan farklı çarklar ile denemeler yapmıştır. Ara kanatsız çarklarda kanat sayısı arttıkça basma yüksekliği ve genel verimin arttığını belirlemiştir. Kanat çıkış açısının 35° olduğu durumda basma yüksekliğinin arttığını, genel verimin ise azaldığını tespit etmiştir. Ara kanat ilave edilmesi durumunda ise en iyi genel verimin kanat sayısı 6, kanat çıkış açısı 25° ve ilave ara kanat uzunluk oranının 0.8 olduğu durumda gerçekleştiğini belirlemiştir.

Yong ve ark. (2009) yaptıkları çalışmada, kavitasyonun pompa performansına etkisini incelemişlerdir. Pompa analizi için HAD programı olarak Fluent kullanmışlardır. Pompaların emiş yapabileceği maksimum yükseklik olan ENPY değerinin pompa tipleri ve çark tasarımının değişimi ile etkilendiğini gözlemlemişlerdir. Üç farklı çark analizinde, kavitasyon durumuna göre çarklarda ENPY değerlerini sırasıyla 6.55m, 3.35m ve 2.72m olarak tespit etmişlerdir. Sonuç olarak analiz programı yardımıyla bir pompada kavitasyon oluşumunun azaltılması ile ENPY değerinin dolayısı ile de emme kabiliyetinin artırıldığını belirtmişlerdir.

Jafarzadeh ve ark. (2011), santrifüj pompadaki üç boyutlu akışı modelleyerek kanat sayısının pompa performansına etkilerini inceleyen bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada aynı pompa için çark kanat sayısı olarak 6, 7 ve 8 kanat denemişlerdir. Ayrıca üç farklı türbülans modelinin (standart k-ε, RNG, RSM) uygulamasını yaparak karşılaştırmışlardır. Çalışma sonucunda belirlenen şartlardaki pompa için k-ε türbülans modelinin ve 7 kanat sayısının en uygun sonucu verdiğini tespit etmişlerdir.

Barrio ve ark. (2011) çalışmalarında, HAD program kodlarını kullanarak Navier-Stokes eşitliği ile dizayn koşulları ve çalışma şartları göz önüne alınarak santrifüj pompalara uygulanan radyal yükleri incelemişlerdir. Çarklarda oluşabilecek toplam

radyal yükler için yaptıkları tahminleri deneysel verilerin genel özellikleri ve çark etrafındaki basınç dağılımları ile doğrulamışlardır. Tasarım dışı koşullarda gerçek değerlerin ortalama 40% - 70% oranında belirlenebildiğini vurgulamışlardır.

Liu ve ark. (2011) çalışmalarında, kademeli santrifüj pompalardaki iç akışın sayısal analiz ve simülasyonunu incelemişlerdir. Bu çalışma için Fluent programını kullanılmışlardır. Sayısal analiz için bükümlü tip, silindirik tip ve stopper tip olmak üzere üç ayrı çark kullanmışlardır. Türbülans modeli olarak standart k-ε modelini kullanmışlardır. Çalışma sonucunda, bükümlü tip çarkın diğer iki çarka göre daha kullanışlı olduğunu belirlemişlerdir.

Scheit ve ark. (2012), radyal çarklarda kanat sarım açısının verim ve gürültü üzerine etkilerini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel ve sayısal çalışma sonuçları arasında kabul edilebilir ölçülerde benzerlik elde etmişlerdir. Çalışma sonucunda büyük sarım açılarında çarklarda daha az gürültü meydana geldiğini ancak çark performansının azaldığını tespit etmişlerdir.

Urankar ve ark. (2012), maden sektöründe kullanılan bir santrifüj pompayı HAD yöntemi ile incelemişlerdir. Pompa veriminin tesisatta kullanılan elemanlara, çark tasarımına ve salyangoz yapısına bağlı olduğunu ifade etmişlerdir. Çark ve salyangozu optimize ederek mil gücünü azaltıp verim artışı elde etmişlerdir.

Patil ve Todkar (2013), ara kanatların pompa akış karakteristiğine etkisini incelemişlerdir. Ara kanat ilavesi ile pompa basma yüksekliğinde 4% - 15% arasında artış elde edilebileceğini, basınç dalgalanmalarının azaltılması ile titreşim ve gürültünün azaltılabileceğini ancak verim değerlerinde önemli bir artış elde edilemediğini tespit etmişlerdir.

Shah ve ark. (2013), pompa içindeki akış yapısının 3 boyutlu ve dönümlü olduğu için oldukça karmaşık ve analizi zor bir yapıda olduğunu belirtmişlerdir. Pompa alanında yapılan çalışmalardan akış-katı yüzey arası etkileşim ile ilgili konuların daha popüler olduğunu söylemişlerdir. Bunun yanında analiz sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında tipik hatalar nedeniyle mühendislik bakış açısına göre 10% kadar fark olabileceğini de eklemişlerdir.

Shigemitsu ve ark. (2013), genel olarak geliştirilen pompa teorisi kurallarının ve sayısal modellerin 100mm çapından küçük pompalarda uygun olmadığını belirtmişlerdir. Yüksek çıkış açısına sahip çark geometrisine performansını artırmak için ara kanat ilavesi yapmışlardır. Ara kanatlı ve ara kanatsız geometrileri yaptıkları deneysel çalışmada karşılaştırmışlardır. Sayısal analizlerin de yapıldığı çalışmada ara

kanat ilavesinin akış yapısının düzenlenmesinde yardımcı olduğunu ve pompa performansını iyileştirdiğini belirtmişlerdir.

Tan ve ark. (2014), pompa tasarım parametrelerinden biri olan sarım açısının pompa performansına etkisini diğer tüm parametreleri sabit tutarak sayısal olarak incelemişlerdir. 100°, 110° ve 120° olarak incelenen sarım açıları içinde, akış yapısı ve hız dağılımı daha düzenli olan ve en yüksek verime sahip olan sarım açısının 120° olarak elde edildiğini ifade etmişlerdir.

Alemi ve ark. (2015), tasarım debisi ve tasarım debisi dışındaki debilerde, düşük özgül hızlarda salyangoz eğriliğinin pompa performansına etkisini incelemişlerdir. Çalışmada basma yüksekliği, hidrolik verim ve radyal kuvvet değerleri incelenmiştir. Öncelikle HAD analizleri, yaygın olarak kullanılan 3 farklı türbülans modeli ile yapılarak sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılmış ve karşılaştırma neticesinde kabul edilebilir yakınlıkta değerler elde edilmiştir. Daha sonra iki farklı salyangoz tasarım yöntemi olan sabit açısal hız ve sabit açısal momentum metotlarına göre incelenmiştir. Çalışmada radyal difizörlü dairesel kesitli salyangoz ile daha yüksek basma yüksekliği ve hidrolik verim elde edildiği görülmüştür.

Cavazzini ve ark. (2015), pompa emiş performansının ara kanatlı ve ara kanatsız çark geometrileri için santrifüj pompalarda deneysel ve sayısal incelemesini gerçekleştirmişlerdir. Çarkların tasarımı yapılırken çarkın meridyenel yapısı, kanat sayısı ve salyangoz yapısı değiştirilmemiştir. Kanat geometrileri, tersine tasarım yöntemi ile belirlenmiştir. Ara kanat uygulaması ile kavitasyon direncinde artış elde etmişlerdir. Bunun yanında, yüksek debilerde yüksek emiş performansı elde edilirken düşük debilerde emiş performansının azaldığını gözlemlemişlerdir.

Fu ve ark. (2015) tarafından, santfirüj bir pompanın karakteristikleri deneysel ve sayısal olarak düşük debilerde incelenmiştir. Çalışmada düşük debilerde pompada kavitasyon olduğunu tespit etmişlerdir. Beklendiği gibi kavitasyonun kanat girişinden başlayarak ilerlediğini ifade etmişlerdir. Oluşan baloncukları, yüksek hızlı kamera ile de belirlemiş ve pompada zamana bağlı olarak daimi olmayan bir kavitasyon yapısı olduğunu tespit etmişlerdir. Ayrıca deneysel ve sayısal olarak pompa performans verilerinin birbirine yakın olduğunu tespit etmişlerdir.

Guo ve ark. (2015a) çalışmalarında, ara kanatlı bir pompa çarkında kavitasyon ile oluşan baloncuk yapısını kamera ile görüntülemiş ve bu durumun performans eğrilerine etkisini incelemişlerdir. Baloncuk oluşumu, gelişimi ve patlaması gibi

durumlar detaylı belirlenmiştir. Yapılan sayısal performans verileri ile deneysel verilerin uyum içinde olduğunu görmüşlerdir.

Guo ve ark. (2015b), ara kanatlı spiral kanat yapısına sahip bir pompanın performansını ve kavitasyon analizlerini farklı dönme hızları için yapmışlardır. Rayleigh–Plesset denklemleri ve karışım modelleri kullanarak pompanın sayısal çalışması ve kurulan deney düzeneği ile deneysel çalışmasını yapmışlardır. Yapılan çalışma sonucunda asimetrik bir kavitasyonun artan dönme hızları ile yükseldiğini tespit etmişlerdir.

Kim ve ark. (2015), pompa çarkı tasarımında HAD kullanımının öneminden bahsetmişlerdir. Çalışmalarında, optimum çark ve salyangoz tasarımı için literatürde bulunan denklemler ve pompa teorisinden faydalanmışlardır. Yaptıkları çalışmada, ilk önce tekil çark analizi yaparak verimleri belirlemişler, daha sonra çark ve salyangozu birlikte analiz ederek sonuçları değerlendirmişlerdir. Çalışma sonucunda, pompanın ilk tasarımına göre basma yüksekliğinde 1m, hidrolik verimde ise 0.6% artış elde etmişlerdir.

Song ve ark. (2015), pompa çarkında kavitasyon karakteristiklerini incelemek için 5 farklı kanat profilini sayısal olarak incelemişlerdir. 5 farklı kanat profili tek, çift, üç, logaritmik spiral ve lineer değişken çark geometrileri içermektedir. Sayısal çalışmalar için kendi geliştirdikleri kodu kullanmışlar ve bu sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Kanat profilinin kanat girişinde oluşan kavitasyona etkisinin yok denecek kadar az olmasına rağmen, kanat boyunca ilerleyen kavitasyonu direkt etkilediğini belirtmişlerdir. Logoritmik spiral çarkın en iyi kavitasyon performansı gösterdiğini vurgulamışlardır.

Yuchuan ve ark. (2015) yaptıkları çalışmada, pompa çarkı giriş bölgesindeki yönlendirici kanatların pompa performansına etkilerini sayısal olarak incelemişler ve deneysel sonuçlarla karşılatırmışlardır. Aralığı -60° ile +60° olan farklı konumlarda denenen yönlendirici kanatların verime pozitif katkı sağladığını tespit etmilşlerdir.

Zhu ve ark. (2015) tarafından, bir pompa-türbinin tasarımı ile sayısal ve deneysel incelemesi yapılmıştır. Orta seviyede basma yüksekliğine sahip pompa-türbinin optimizasyonu için genetik algoritma kullanılması gerektiğini ifade etmişlerdir. 3 farklı parametrenin değişken olarak seçildiği çalışmada, çark öncesi yönlendiricinin verime etkisinin yüksek olduğu sonucuna varmışlardır.

Xi ve ark. (2016), kanat sarım açısının özgül hızı 185 olan tek kademeli bir santrifüj pompa performansına etkisini incelemişlerdir. ANSYS-CFX kullanılarak

yapılan analizlerde pompa sarım açısı 110°, 115°, 120°, 125° ve 130° olarak değiştirilirken, diğer tüm parametreler sabit tutulmuştur. Çalışmada sarım açısının pompa performansı üzerine önemli etkisi olduğunu ve 120°'ye kadar 20% oranında performans artışı elde edilirken bu açıdan yüksek değerlerde verimin düştüğünü gözlemlemişlerdir. Bunun yanında artan sarım açıları ile kanat giriş bölgesinde düşük basınç alanının azaldığını ve bunun da kavitasyon riskini artırdığını belirtmişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Bu çalışmada Sempa Pompa Ltd. Şti. ile Selçuk Üniversitesi'nin birlikte yürüttüğü 01076 STZ 11-2 kodlu SANTEZ projesinin alt yapısından yararlanılmıştır. Çalışmalarda kullanılacak olan materyaller ve kullanımları aşağıda detaylı olarak açıklanmıştır.

3.1.1. İş istasyonu bilgisayarı

Tez çalışmasının büyük bir kısmını HAD çalışmaları oluşturmaktadır. HAD çalışmalarının verimli bir biçimde gerçekleştirilebilmesi için de yüksek özelliklere sahip bilgisayar gerekmektedir. SANTEZ projesi kapsamında alımı gerçekleştirilen bilgisayar; 2 adet Intel Xeon X5650, 6 çekirdek, 2.66 GHz, 12 MB paylaşılan önbelleğe sahip işlemci, toplam 96 GB, 1333 MHz, DDR3 ram ve 2 GB, GDDR5, NVIDIA Quadro 4000 ekran kartına sahiptir. Bu bilgisayarda pompa çarkı boyutlandırma hesapları ve pompa çarkı çizimleri yapılarak HAD çalışmaları için sayısal analiz programı olan ANSYS-FLUENT/CFX akış çözücüleri kullanılmıştır.

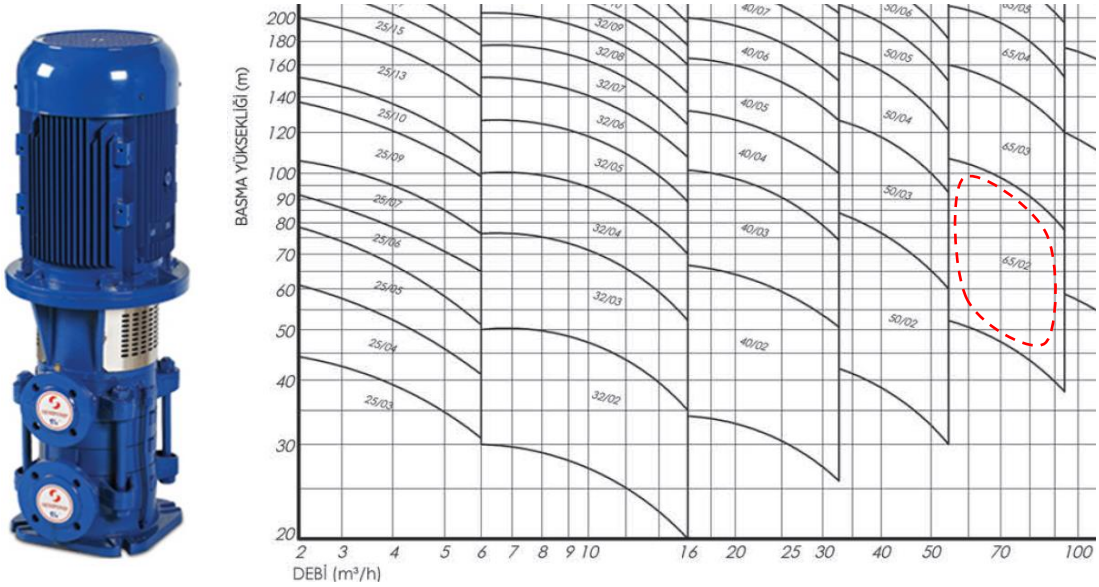
3.1.2. Akış Çözücüsü

Gerçekleştirilen akış çözümlemeleri için ANSYS programının kullanımı şu şekildedir:

- BLADEGEN modülünde çark çizimleri,
- GEOMETRY modülünde akış hacimlerinin oluşturulması,
- MESH modülünde akış hacimlerine uygun ağ yapıların oluşturulması,
- FLUENT/CFX modüllerinde belirlenen türbülans modeline göre uygun sınır şartlarında sayısal analizler,
- CFD POST modülünde akışlar görsel hale getirilerek akış fiziği incelemeleri gerçekleştirilmiştir.

3.1.3. Pompa

Tez çalışmasında kullanılmak üzere firmada üretimi yapılan pompalardan biri belirlenmiştir (Şekil 3.1). Seçilen pompa iki kademeli hidrofor pompasıdır. Pompa; çark, difüzör, emme ve basma kısımları, bağlantı elemanları ile elektrik motorundan oluşmaktadır. Çalışmada pompa çarkı hariç pompanın diğer tüm elemanları değişiklik yapılmadan kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Tez çalışması için seçilen pompa (ARSD 65/2)

3.1.4. Üretim

Tez çalışmasında pompa çarkı ve diğer elemanlarının üretim ve üretim sonrası işleme aşamaları Sempa Pompa Ltd. Şti. bünyesinde, firma olanakları kullanılarak tamamlanmıştır. Firmada bulunan CNC tezgâhlarda, sayısal analiz çalışmaları tamamlanarak üretilmesi uygun görülen pompa çarkları için gerekli kalıplar ve üretimi yapılan pompa çarklarının talaşlı işlemleri gerçekleştirilmiştir. Firmada bulunan dökümhanede ise döküm yöntemi ile belirlenen pompa çarklarının üretimi gerçekleştirilmiştir.

3.1.5. Deney Seti

Deneysel çalışmalar TS EN ISO 9906 ve TS EN ISO 9908 standartlarına uygun olarak kurulan bilgisayar destekli test ünitesinde gerçekleştirilmiştir. Deney setinin görünümü Şekil 3.2'de verilmiştir. Çalışma süresince kullanılan pompa için 37kW gücünde elektrik motoru kullanılmış olup denemeler temiz ve soğuk şebeke suyu (0-30°C) ile gerçekleştirilmiştir.

Deney setinde gerçekleştirilen deneyler esnasında debi, basınç, gerilim, akım şiddeti ve cosφ ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Debi ölçümleri için kullanılan debimetre DN100 çapına uygun ABB IP67 EM manyetik debimetredir. Debimetrenin çalışma aralığı 0 - 250m³/h olup, doğruluğu ± 0.4% 'tür ve -20 ile +150°C aralığında sıcaklığa sahip akışkanlar ile 0.25bar'dan daha düşük basınç kayıpları ile ölçümler yapılmaktadır. Basınç ölçümleri için fark basıncı ölçen ABB basınç vericileri kullanılmıştır. Çalışma aralığı 0-63bar olup, doğruluğu ± 0.5% 'tir. Bununla deney düzeneğinde kullanılan bu basınç vericilerinde -40 ile +125°C aralığında sıcaklığa sahip akışkan ölçümleri yapılabilmektedir. Sayısal analizlerde kullanılan devir sayısının belirlenmesi için denemelerde devir sayısının kontrolü IFM devir dönüştürücü seti ile sağlanmıştır.



Şekil 3.2. Deney seti

3.2. Yöntem

Çalışmanın ilk aşamasında seçilen pompa çarkı yeniden tasarlanmıştır. Çark tasarım hesabı için firma tarafından pompanın debi, basma yüksekliği ve devir sayısı değerleri sırası ile 80m³/h, 80m ve 2950d/d olarak belirlenmiştir.

3.2.1. Pompa çarkı tasarım ve boyutlandırma hesabı

Pompa çarkı temel büyüklük ve boyutlandırma hesapları bilgisayar yardımıyla yapılarak pompa çarkı boyutları belirlenmiştir. Hesaplamalarda kullanılan denklemler aşağıda sırası ile verilmiştir.

3.2.1.1. Özgül hız hesabı

$$n_s = 3{,}65 \times n \times \frac{\dot{Q}^{1/2}}{H_m^{3/4}} \qquad (3.1)$$

Burada n (d/d), devir sayısı, Q (m^3/s), debi ve kademe başına düşen H_m (m) manometrik yüksekliktir. Özgül hız bir tek çark ve maksimum verim noktasına karşılık gelen performans değerlerine göre hesaplanır. Hesaplanan bu özgül hız değeri Çizelge 3.1'de verilen sınır özgül hız değerinden küçük olursa pompanın kademeli olarak yapılmasına karar verilir.

Çizelge 3.1. Devir sayısına göre özgül hız sınır değerleri (Baysal, 1979)

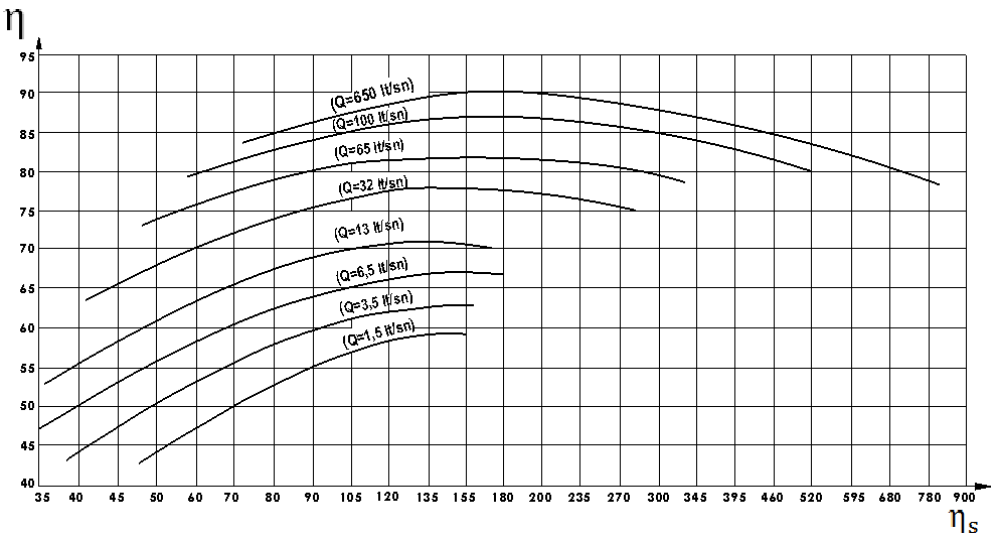
Pompa devir sayısı n (d/d)	Minimum (Sınır) özgül hız n_s (d/d)
1500	33
3000	80
4000	120

3.2.1.2. Pompa mil ve motor gücü hesabı

$$P_{mil} = \frac{\rho \times \dot{Q} \times H_m}{75 \times \eta_g} \qquad (3.2)$$

Burada ρ (kg/m^3), akışkanın yoğunluğu, η_g (%), genel verimdir. P_{mil} (H.P) olarak bulunur. Sıkıştırılamaz akış kabulü ile farklı sıcaklıklarda akışkan yoğunluğundaki

değişim ihmal edilmiş ve yoğunluk 1000 kg/m³ olarak alınmıştır. Santrifüj pompa çarkı tasarımında referans alınan hacimsel debi yardımı ile Şekil 3.3'ten pompa genel verimi 72% olarak tespit edilmiştir.



Şekil 3.3. Pompa genel veriminin özgül hız ve debiye göre değişim eğrileri (Baysal, 1979)

$$P_{motor} = P_{mil} \times \alpha \tag{3.3}$$

α, emniyet katsayısıdır ve mil gücüne bağlı olarak 1.07 seçilmiştir. P_{motor} (H.P) olarak bulunur (Baysal, 1979).

3.2.1.3. Çark mil çapı ve göbek çapı hesabı

Pompanın mil ve motor gücü hesabının ardından pompa mili geometrik ölçüleri belirlenmiştir. Pompa milinin boyutlandırılması için Denklem 3.4 kullanılmıştır.

$$d_{mil} = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi\tau}} \tag{3.4}$$

$$M = 716{,}2\frac{P_{mil}}{n} \tag{3.5}$$

Burada M, momenti belirtmektedir. τ ise seçilen malzemenin emniyetli kayma gerilmesi olup adi mil çeliği kabulü ile 120 kg/cm² olarak seçilmiş ve mil çapı 35 mm olarak belirlenmiştir (Baysal, 1979).

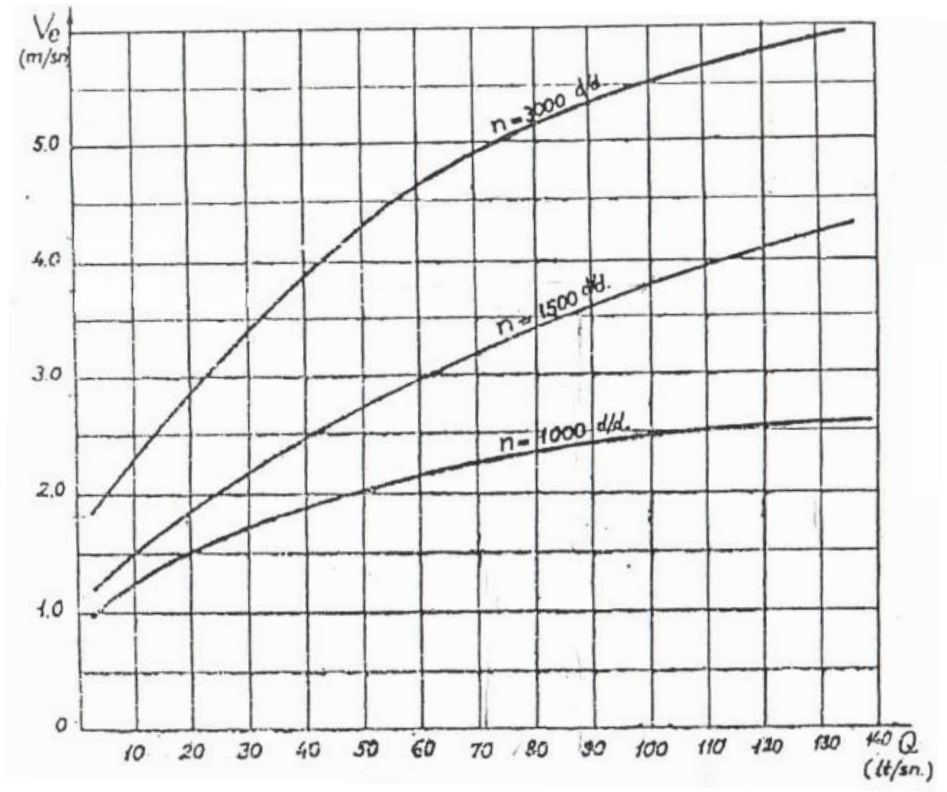
Yapılan çalışmada çark göbek çapı pompa mil çapının 1.5 katı kabul edilerek 52.5mm olarak hesaplanmıştır (Baysal, 1979).

$$D_g = 1{,}5\, d_{mil} \tag{3.6}$$

3.2.1.4. Emme borusu çapı hesabı

Santrifüj pompanın emme borusu çapının belirlenebilmesi için sıvı akışkan hızı (V_e) kavitasyon problemi göz önüne alınarak deneysel çalışmalar ile hazırlanmış olan Şekil 3.4 yardımıyla 3 m/s olarak tespit edilip emme borusu çapı (D_e) Denklem 3.7'de gösterildiği gibi hesaplanarak 100 mm olarak seçilmiştir.

$$\dot{Q} = \frac{\pi D_e^{\,2}}{4} V_e \tag{3.7}$$



Şekil 3.4. Emme borusundaki hızların debi ve devir sayısı ile değişimi (Baysal, 1979)

3.2.1.5. Çark giriş ağzı çapı hesabı

Pompa çarkı giriş ağzı çapı (D_0), emme borusu çapına eşit olacak şekilde 100mm olarak belirlenmiştir. Belirlenen çark giriş ağız çapının doğruluğunu kontrol edebilmek için $C_0 \leq 1{,}2V_e$ şartı sağlanmıştır. Çark giriş ağzı kesitindeki sıvı akışkan hızının (C_0) hesaplanabilmesi için kaçak kayıplarının da dâhil edildiği $\dot{Q}_T$ hacimsel debisi bulunmuştur. C_0 hızı Denklem 3.8 ve 3.9 kullanılarak 4.29m/s olarak elde edilmiştir (Baysal, 1979).

$$\dot{Q}_T = 1{,}1\dot{Q} \tag{3.8}$$

$$\dot{Q}_T = \frac{\pi}{4}(D_0{}^2 - Dg^2)C_0 \tag{3.9}$$

3.2.1.6. Çark giriş ortalama çapı hesabı

Çark kanat giriş açılarının belirlenebilmesi için çark giriş ortalama çapının hesaplanması gerekmektedir. Çark giriş ortalama çapının belirlenmesinde Denklem 3.10'da belirtildiği gibi Schulz katsayısı (σ_s) kullanılmıştır ve bu değer 0.9 seçilerek çark giriş ortalama çapı 90mm olarak hesaplanmıştır (Baysal, 1979).

$$D_1 = \sigma_s D_0 \tag{3.10}$$

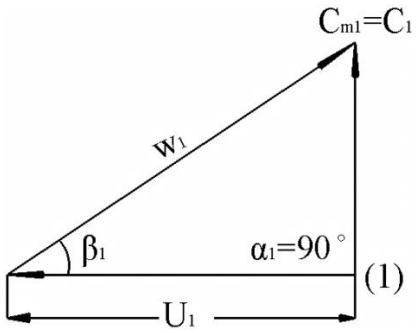
Çark kanadı giriş kenarı profilinin elde edilebilmesi için çark giriş ortalama çapının hesaplanmasının ardından kanat profilinin giriş kenarının çark üst ve alt kapak yüzeyleri ile kesiştiği çaplar Denklem 3.11 ve 3.12'de yer alan bağıntılardan sırasıyla 100mm ve 80mm olarak hesaplanmıştır (Baysal, 1979).

$$D_{1d} = D_0 + (3 \approx 4) \tag{3.11}$$

$$D_{1i} = 2D_1 - D_{1d} \tag{3.12}$$

3.2.1.7. Kanat giriş koşullarının belirlenmesi

Pompanın en verimli noktasında çark girişindeki akış incelenerek α_1=90° eşitliği sebebiyle C_1 mutlak hızı C_{1m} meridyenel hızına eşit alınmış ve Denklem 3.13'ten 4.51m/s olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.5. Kanat giriş hız üçgeni (Baysal, 1979)

$$C_1 = C_{1m} = 1{,}05\,C_0 \tag{3.13}$$

Kanat giriş açısının belirlenebilmesi için ilk olarak teğetsel ve meridyenel hızların hesaplanması gerekmektedir. Şekil 3.5'te görüldüğü gibi çark girişindeki teğetsel ve meridyenel hızların oranı kanat giriş açısını belirlemektedir ve Denklem 3.15'te yer alan bağıntı ile kanat giriş açısı 17° hesaplanmıştır. Uygulamalarda kanat giriş açısının 10° ile 17° arasında seçilmesi ile kavitasyon olasılığının azaltıldığı ifade edilmektedir. Ayrıca kaskad kanat etkisinin kaldırılması için kanat giriş açısına ±3° eklenerek kanat giriş açısı tanımlanmıştır (Baysal, 1979; Pfleiderer ve Petermann, 1991).

$$U_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \tag{3.14}$$

$$tg\beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} \tag{3.15}$$

Kanat giriş açısı hesaplandıktan sonra kanat giriş koşullarının tanımlanabilmesi için üst ve alt kapak yüzeylerindeki kanat giriş açıları Denklem 3.18 ve 3.19'da verilen bağıntılardan sırası ile 20° ve 16° olarak hesaplanmıştır.

$$U_{1i} = \frac{\pi D_{1i} n}{60} \tag{3.16}$$

$$U_{1d} = \frac{\pi D_{1d} n}{60} \tag{3.17}$$

$$tg\beta_{1i} = \frac{C_{1m}}{U_{1i}} \tag{3.18}$$

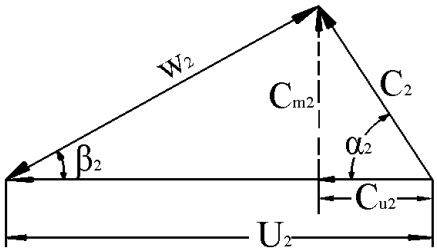
$$tg\beta_{1d} = \frac{C_{1m}}{U_{1d}} \tag{3.19}$$

Kanat giriş genişliğinin hesaplanabilmesi için ilk olarak tahmini bir daralma katsayısı kullanılarak (λ_1=0.7) Denklem 3.20'de verilen bağıntı ile kanat giriş genişliği 30mm olarak hesaplanmıştır. Bu değer kanat sayısı ve kanat uzunluğu hesaplandıktan sonra tekrar kontrol edilerek seçimin uygunluğu incelenmiştir (Baysal, 1979).

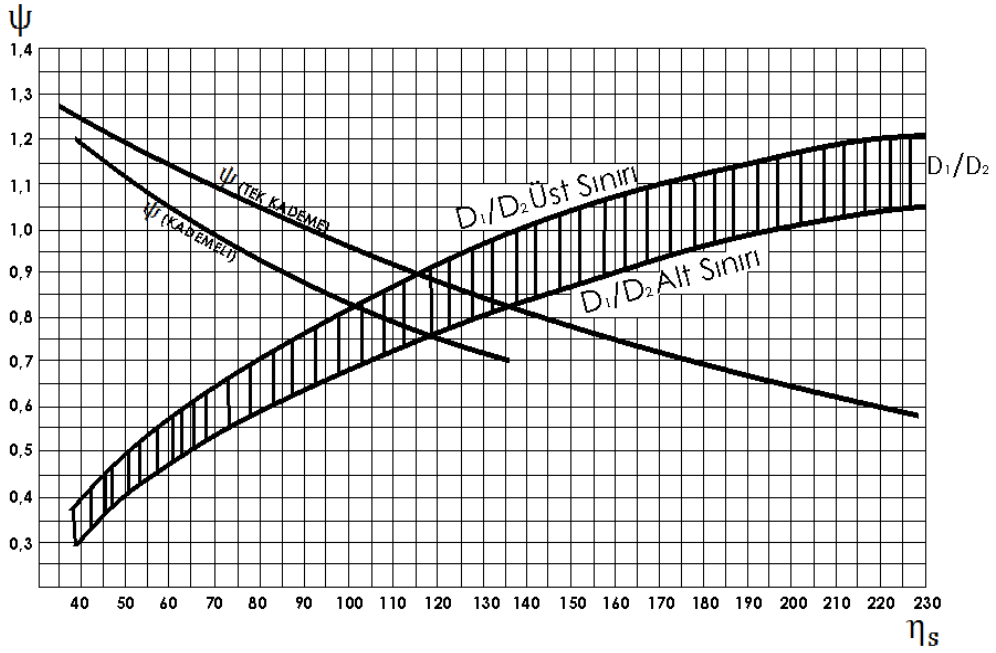
$$b_1 = \frac{\dot{Q}_T}{\pi D_1 C_{1m} \lambda_1} \tag{3.20}$$

3.2.1.8. Kanat çıkış koşullarının belirlenmesi

Kanat çıkış hız üçgeninin oluşturulabilmesi için sonsuz ince ve sonsuz kanat sayısındaki teorik hız üçgeni ve çark çıkışı ile ilgili boyutların bulunması gerekmektedir. Kanat çıkış hız üçgeninin (Şekil 3.6) oluşturulabilmesi için ilk olarak çark çıkış çapı ve çıkış teğetsel hızı (U_2) yaklaşık 31 m/s olarak hesaplanmıştır. Teğetsel hızın hesaplanmasında Denklem 3.21'de verilen bağıntı kullanılmıştır. Basınç katsayısı için Şekil 3.7'de verilen eğriler kullanılmıştır. Pompa denemelerinde çark giriş ve çıkış çaplarının oranı özgül hız değerine göre Şekil 3.7'de verilen taralı alan arasında yer almalıdır. Şekil 3.7'den ilk olarak özgül hız değerine göre basınç katsayısı değeri 0.83 olarak saptanmıştır ve Denklem 3.22'de verilen bağıntı kullanılarak çark çıkış çapı 198 mm bulunmuş ancak çalışmada pompa difüzörü aynen kullanıldığı için mevcut çark çıkış çapı değeri olan 205 mm değeri seçilmiştir.



Şekil 3.6. Kanat çıkış hız üçgeni (Baysal, 1979)



Şekil 3.7. ψ basınç katsayısının ve D_1/D_2 çap oranlarının η_S özgül hızına göre değişim eğrileri (Baysal, 1979)

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_m 2g}{\psi}} \tag{3.21}$$

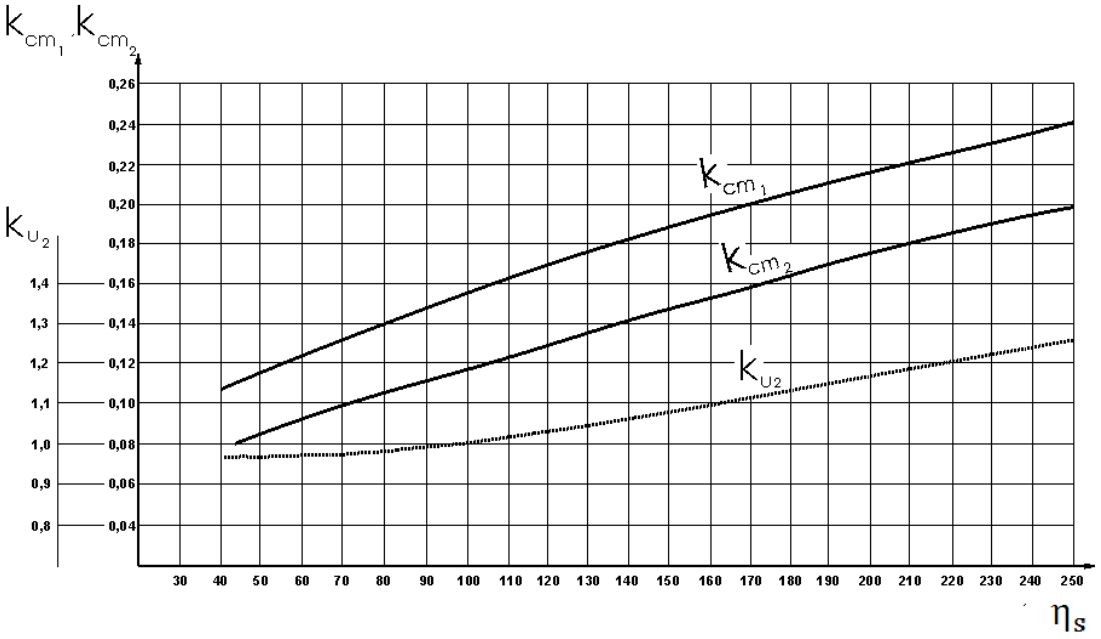
$$D_2 = \frac{U_2 60}{\pi n} \tag{3.22}$$

Kanat profilinin oluşturulmasında gerekli olan parametrelerden bir tanesi de kanat çıkış genişliğidir. Kanat çıkış genişliği pompanın çalışma noktasını etkileyen faktörlerden bir tanesidir. Kanat çıkış genişliği (b_2) Denklem 3.23'te verilen bağıntı kullanılarak 14mm olarak hesaplanmıştır.

$$\dot{Q}_T = \pi D_2 C_{2m} \lambda_2 b_2 \tag{3.23}$$

Kanat çıkış genişliğinin bulunabilmesi için Denklem 3.23'te verilen bağıntıda görüldüğü üzere C_{2m} meridyenel hızının belirlenmesi gerekmektedir. C_{2m} hızının hesaplanmasında Denklem 3.24'te verilen bağıntı kullanılmıştır. Şekil 3.8'de verilen grafikten k_{cm2} hız katsayısı, özgül hız değeri ile 0.118 olarak belirlenmiş ve C_{2m} meridyenel hızı 3.31 m/s olarak hesaplanmıştır.

$$C_{2m} = k_{cm2}\sqrt{2g\,H_m} \tag{3.24}$$



Şekil 3.8. Hız katsayılarının, özgül hıza göre değişim eğrileri (Baysal, 1979)

Kanat çıkış koşullarının tanımlanmasında son olarak kanat çıkış açısının hesaplanması gerekmektedir. Kanat çıkış açısı için ilk olarak teğetsel hız C_{2u} hesaplanmalıdır. Denklem 3.25'te yer alan bağıntı kullanılarak C_{2u} teğetsel hızı 14 m/s olarak hesaplanmıştır.

$$C_{2u} = \frac{g\,H_m}{U_2\,\eta_h} \tag{3.25}$$

$$tg\beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2u}} \tag{3.26}$$

Kanat çıkış açısı teorik olarak Denklem 3.26'da yer alan bağıntı ile 11° olarak bulunmuştur. Ancak kaskad kanat etkisi nedeniyle sıvı akışkanın çarkı β_2 açısından

daha büyük β_{2k} açısı ile terk etmesi gerekmektedir. İlk olarak β_{2k} 30°'den büyük olmayacak şekilde seçilerek Denklem 3.27 yardımı ile kanat sayısı hesaplanır ve Denklem 3.28, 3.29 ve 3.30 kullanılarak yeni bir β_{2k} değeri hesaplanır. Seçilen ve hesaplanan β_{2k} değerleri arasındaki fark 2≈3° olana kadar hesaplamalar tekrarlanır (Baysal, 1979). Yapılan denemeler neticesinde β_{2k} açısı 15° bulunmuştur. $C_{2\infty}$, sonsuz kanat hali için teğetsel hızı, "*K*" sapma katsayısını ifade etmektedir.

$$Z = 6{,}5\left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\right)\left(\sin\frac{\beta_1 + \beta_{2k}}{2}\right) \tag{3.27}$$

$$K = 1 + \frac{1{,}6(1+\sin\beta_{2k})}{Z}\frac{{D_2}^2}{{D_2}^2 - {D_1}^2} \tag{3.28}$$

$$C_{2\infty} = K\,C_2 \tag{3.29}$$

$$tg\beta_{2k} = \frac{C_{2m}}{U_2 - C_{2\infty}} \tag{3.30}$$

Kanat sayısının ve kanat çıkış açısının belirlenmesinden sonra kanat kalınlığı Denklem 3.30'da verilen bağıntı ile çark çıkış çapının 0.022 katı kabul edilerek 4.5mm olarak hesaplanmıştır (Gülich, 2008).

Kanat kalınlığının belirlenmesinden sonra Denklem 3.32'de verilen bağıntı ile daralma katsayısı hesaplanarak Denklem 3.23'te yerine konmuş ve Denklem 3.23'ten sonraki hesaplamalar yenilenmiştir.

$$e = D_2\,(0{,}016 \approx 0{,}022) \tag{3.31}$$

$$\lambda_2 = 1 - \frac{Z\,e_2}{\pi\,D_2\sin\beta_{2k}} \tag{3.32}$$

Son olarak *Z x l* değerinin kontrol edilmesi gerekir. Bu değer $(Z\ x\ l)_{minimum}$ değerinden büyük olana kadar hesaplamalar tekrarlanmalıdır.

$$l = \frac{D_2 - D_1}{2\times\sin\beta_m} \tag{3.33}$$

$$(Z \times l)_{\min} = \frac{2 \times \pi \times D_2 \times C_{2u}}{1.5 \times W_\infty \times \xi_p' / \xi_p} \tag{3.34}$$

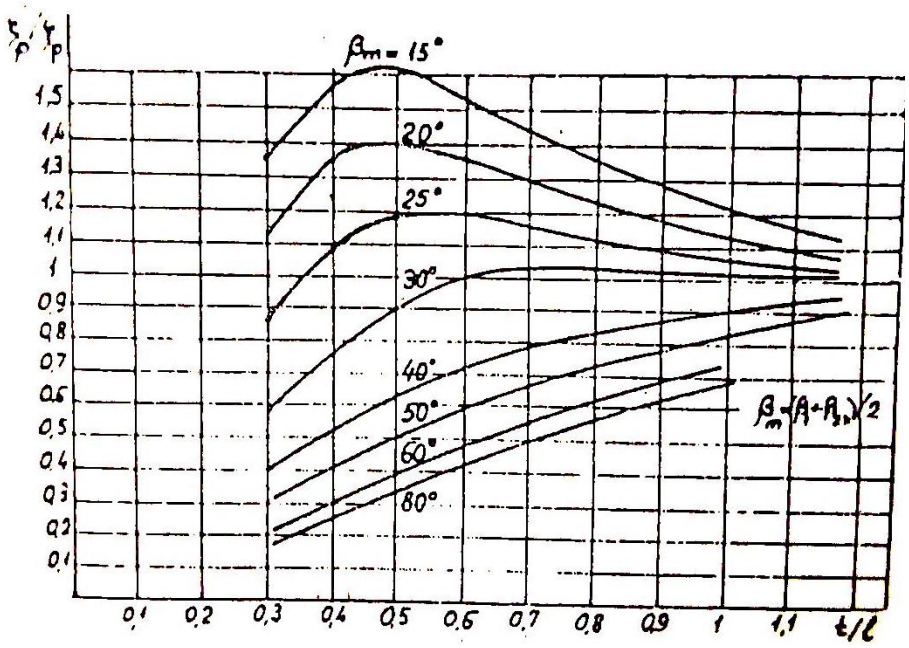
$$W_\infty = \frac{U_1 + U_2 - C_{2U}}{2 \times \cos \beta_\infty} \tag{3.35}$$

$$tg\beta_\infty = \frac{2 \times C_{2m}}{U_1 + U_2 - C_{2U}} \tag{3.36}$$

Burada ξ_p' ve ξ_p değerleri denklem 3.37 ve 3.38'de verilen β_m ve t/l değerlerine göre Şekil 3.9'da verilen Weinig diyagramından 1.38 olarak tespit edilmiştir.

$$\beta_m = \frac{\beta_{1k} + \beta_{2k}}{2} \tag{3.37}$$

$$\frac{t}{l} = \frac{\pi \times (D_1 + D_2)}{2 \times Z \times l} \tag{3.38}$$



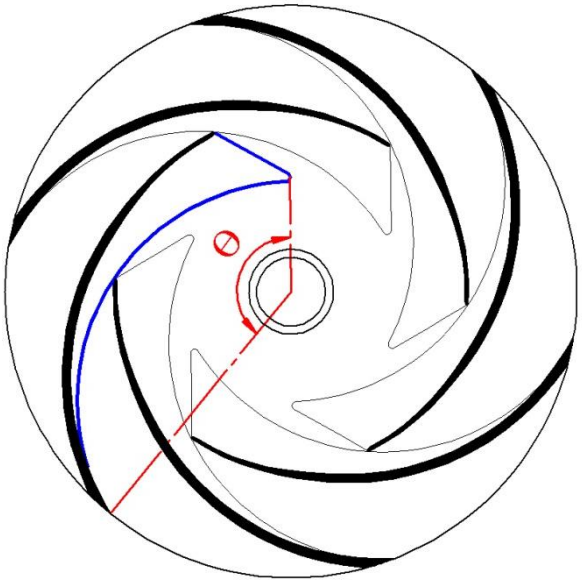
Şekil 3.9 Hareketli dairesel kaskad için Weinig diyagramı (Baysal, 1979)

3.2.1.9. Kanat sarım açısı hesabı

Kanat uzunluğu, kanat profilinin tanımlanmasındaki önemli bir tasarım değeridir ve çark içerisinde ardışık iki kanat arasındaki akım pasajının hacmini etkilemektedir. Diğer kanat tasarım parametreleri sabit tutulsa dahi kanat uzunluğu değişebilmektedir.

Bu değişimi sağlayan kanat tasarım parametresi, kanat sarım açısı olarak tanımlanmaktadır. Şekil 3.10'da verildiği üzere kanat sarım açısı (Θ) sıvı akışkana iletilen basınç enerjisini, sürtünme yoluyla kaybedilen enerjiyi ve iki kanat arasındaki akışı etkileyen kanat tasarım parametrelerinden biridir. İki kanat arasında meydana gelen enerji transferindeki ve akış profilindeki bu değişimler hidrolik verimi etkilemektedir (Aksoy ve ark., 2013).

Kanat tasarımında kanat sarım açısının doğru tespit edilememesi sonrası, kanat profili boyunca ters akışlar meydana gelebilmektedir ve bu durum iki kanat arasında düzenli bir basınç dağılımının elde edilmesini engelleyebilmektedir. Böylece bu akış ayrılmaları neticesinde hedeflenen basma yüksekliği elde edilemezken, çark içerisinde döner yüzeylerde meydana gelen hidrolik tork değerleri de artmaktadır. Bu değişimler sonrası pompa hidrolik veriminde düşüşler meydana gelmektedir.



Şekil 3.10. Sarım açısının şematik görünümü

Kanat sarım açısı nokta yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır ve bu metotta belirlenen iki nokta arasındaki kanat sarım açısı belirlenmektedir. Kanat sarımı açısı Denklem 3.39'da verilen bağıntı kullanılarak 125° olarak hesaplanmıştır. Bu bağıntıda referans alınan r ve r_1 yarıçaplarındaki iki nokta arasındaki kanat sarım açısı bulunmaktadır. Ayrıca kanat profili oluşturulurken, kanat sarım açısının belirlenmesinde kullanılan nokta sayısı arttırıldıkça hedeflenen kanat profili için daha doğru sonuçlar alınabilmektedir (Gökelim, 2001).

$$\theta = \frac{180}{\pi} \int_{r1}^{r} \frac{dr}{r\,tg\beta} \tag{3.39}$$

3.2.2. Sayısal analiz çalışmaları

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen sayısal analizler sırası ile:

- Çarkların tekil olarak kullanıldığı MÇ ve YTÇ sayısal analizleri,
- YTÇ'li pompa sayısal analizi,
- Çoklu çark parametre denemeleri uygulanarak elde edilen çark modelleri için tekil çark sayısal analizleri olarak sıralanabilir.

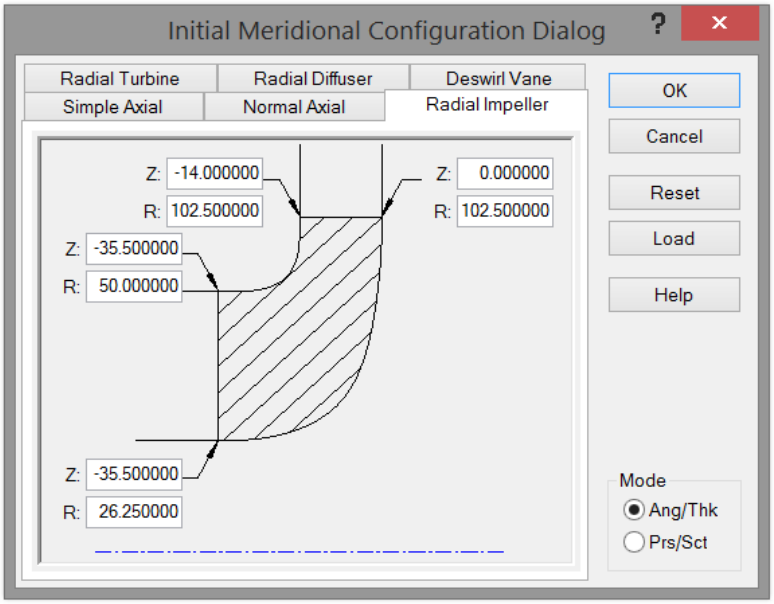
Çalışmada, MÇ ve YTÇ'nin karşılaştırılmasının haricinde, çoklu çark parametre denemeleri ile türetilen 36 farklı çark modelinin de karşılaştırılması yapılmıştır. Bu modellerin her birinin kullanıldığı pompaların farklı debilerde sayısal analizini uygulamak çok fazla zaman gerektirmektedir. Oysaki bu çalışmada amaç belirlenen çoklu çark parametrelerinin etkilerini incelemek ve üretim için hidrolik verim artışı elde edilen en uygun çark modelini belirlemektir. Bu nedenle sayısal analiz çalışmaları genel olarak iki farklı türde gerçekleştirilmiştir: Bunlardan birincisi sadece çarkların performansı hakkında bilgi edinmek amacıyla çark çıkışına difüzör kanatlarının ilave edilmesiyle oluşturulan tekil çark HAD çalışmalarıdır. İkincisi ise yeniden tasarım hesaplamaları neticesinde üretilen YTÇ modelinin kullanıldığı pompa HAD çalışmalarıdır. YTÇ kullanılan pompa HAD ve deney sonuçları karşılaştırılarak HAD sonuçlarının kabul edilebilirliği ortaya konmuştur.

3.2.2.1. Akış hacmi oluşturulması

Sayısal analiz çalışmaları için incelenen geometrilerin akış hacimleri gerekmektedir. Tekil olarak MÇ ve YTÇ kullanılan pompa analizleri için akış hacimleri, MÇ ve montajı tamamlanmış YTÇ kullanılan pompa katı modellerinin içerisine akış doldurarak ANSYS-GEOMETRY programında gerçekleştirilmiştir. YTÇ ve çoklu çark parametre denemeleri uygulanan çarklar için akış hacmi ise tasarım ve boyutlandırma hesaplamaları sonrası elde edilen çark verilerinin ve uygulanan çoklu çark parametrelerinin ANSYS-BLADEGEN modülüne aktarılması ile elde edilmiştir.

BLADEGEN programında akış hacmi oluşturmak için ilk olarak çark profili, sonrasında kanat kalınlığı, sarım açısı ve kanat sayısı tanımlanmıştır. Son işlem olarak,

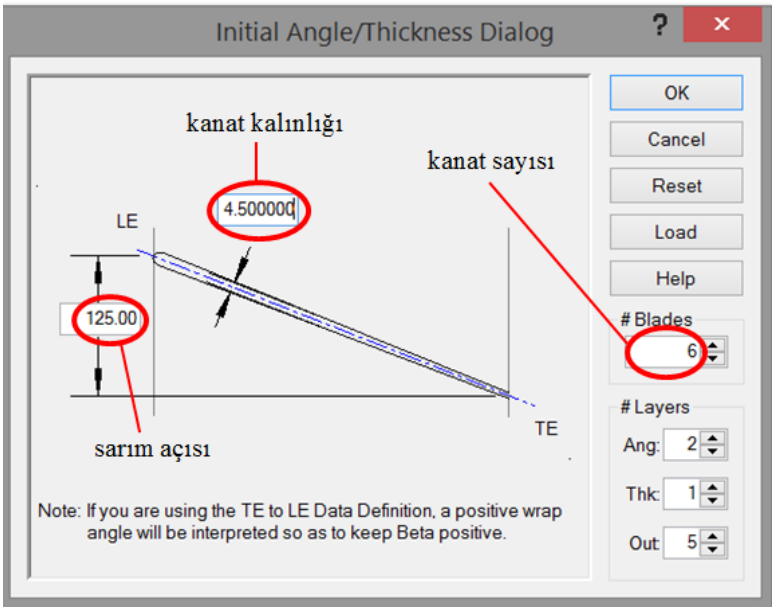
kanat profili tanımlanmış ve çark akış modeli elde edilmiştir. Hesaplamalar sonrası elde edilen çark giriş ve çıkış ölçüleri BLADEGEN programında radyal çark sekmesinde tanımlanmıştır (Şekil 3.11).



Şekil 3.11. Tasarımda çarkın boyutlandırılma aşaması

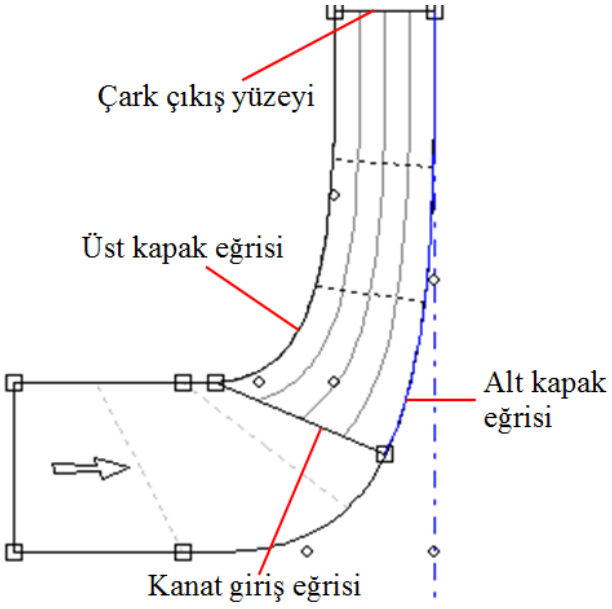
İlk olarak Şekil 3.11'de gösterildiği gibi tasarım sonrası elde edilen çark giriş ve çıkış çapı ile çark giriş ve çıkış genişliği tanımlanmıştır. Şekilde belirtildiği üzere iki boyutta çark çıkış yüzeyi ile alt kapak yüzeyinin çakıştığı nokta Z=0 mm olarak alınmıştır. Burada "Z" ölçüleri Z=0 noktasına göre çark çıkış genişliği ve çark giriş yüzeyinin belirtilen noktaya göre yüksekliği tanımlanmaktadır. "R" koordinatları ile çark giriş ve çıkış yüzeyleri tanımlanarak tasarımın ilk aşamasında çarkın meridyenel düzlemdeki profili oluşturulmuştur.

İkinci olarak ise hesaplanan çark kanat kalınlığı, sarım açısı ve kanat sayısı tanımlanmıştır. Şekil 3.12'de verildiği üzere tasarım aşamasının son safhasına geçmeden önce programda kanat açıları ve kanat kalınlıklarının hedeflenen çark profiline uygun bir geometri elde edebilmek için belirtilen sayılarda düzlemler oluşturulmuştur. Böylece tasarımın son safhasında belirtilen düzlemlerde çark kanat profilinde istenilen değişiklikler yapılmıştır.



Şekil 3.12. Tasarımda sarım açısı, kanat kalınlığı ve kanat sayısının tanımlanma aşaması

Çark tasarımının son aşamasında kanat profili için tasarım kriterlerinin belirlenmesi ile meridyenel düzlemde kanat giriş ve çıkış yüzeylerinin tanımlanması gerçekleştirilmiştir. Şekil 3. 13'te gösterildiği gibi kanat giriş ve çıkış yüzeylerinin alt ve üst kapak eğrilerine bağlantı noktaları belirlenmiştir.



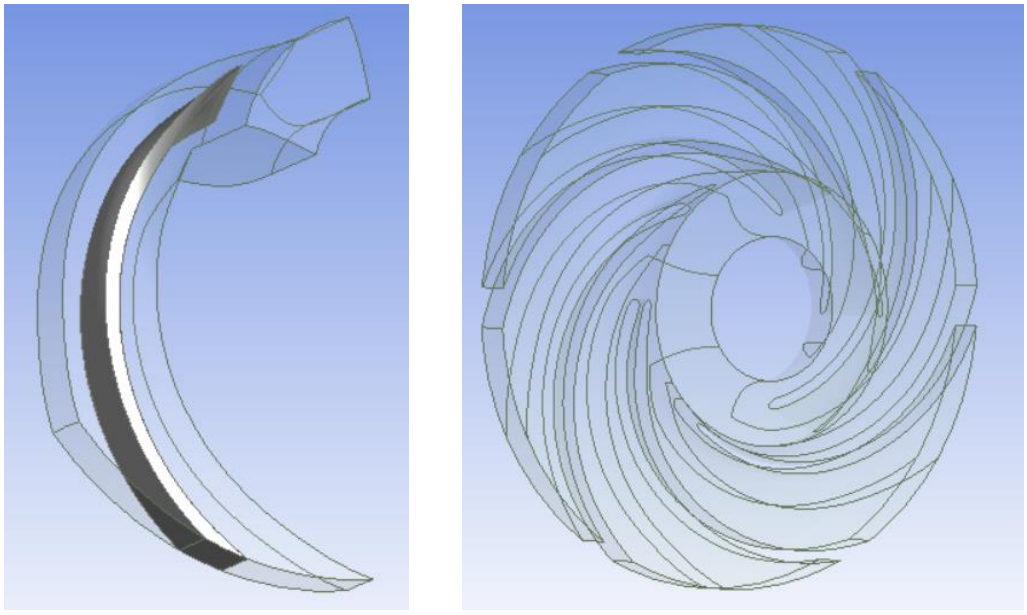
Şekil 3.13. Meridyenel Düzlemde kanat giriş eğrisi, üst kapak ve alt kapak eğrilerinin tanımlanması

Çark içerisindeki akış incelendiğinde, kanat açılarındaki ani değişimler ters akışların oluşumuna neden olabilmektedir. Bu durum sonrası kanat profili boyunca ani basınç düşümleri ya da ani hız artışları gözlemlenmektedir. Akış yapısında meydana

gelen bu değişimler çarkın hidrolik verimini düşürmektedir. Bu nedenle belirlenen kanat açıları ve çark ölçüleri referans alınarak kanat profili üzerinde değişiklikler yapılmıştır. İlk olarak kanat profilinin ön, arka kapak ve orta düzlemlerinde giriş ve çıkış açıları tanımlanmıştır. Kanat açılarının tanımlanması ile kanat sarım açısındaki değişimler incelenmiştir. Kanat sarım açısının kanat profili boyunca daha düzenli dağılması, kanat açılarının incelenen düzlemler boyunca değişimi ile sağlanmıştır.

Çark tasarımında yine akışı etkileyen bir diğer parametre de kanat kalınlığıdır. Kanat kalınlığının yanlış seçimi ya da kanat profili boyunca değişimi göz ardı edildiğinde çark akım pasajlarında meydana gelen değişimler sonrası akış yapısındaki düzensizlikler artabilmektedir. Bu çalışmada kanat kalınlığı tasarım öncesi hesaplamalarda elde edilen değer ANSYS-BLADEGEN programına aktarılmış ve sabit kanat kalınlığı elde edilmiştir.

Çark parametrelerinin tanımlanması ile çarkın tek akım pasajı ve kanat katı modeli elde edilmiştir. Çarkın bu akım pasajı ve kanat katı modeli ANSYS-GEOMETRY programına aktarılmış ve "Z" ekseni boyunca dairesel olarak çoğaltılarak çark akış hacimleri oluşturulmuştur (Şekil 3.14).

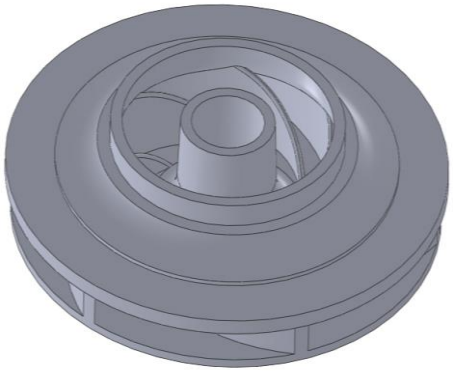


(a) (b)

Şekil 3.14. Örnek bir pompa çarkının (a) kanat katı modeli, periyodik akış hacmi ve (b) çark akış hacmi

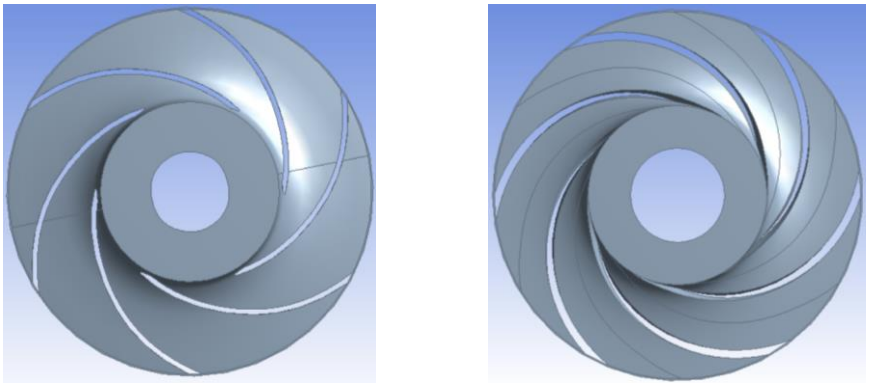
ANSYS-GEOMETRY programında akış hacimleri ve kanat katı modelleri tamamlandıktan sonra yine bir ticari yazılım olan SOLIDWORKS programında çarka ait alt ve üst kapak yüzeyleri türetilip bu yüzeylere kalınlık verilerek alt ve üst kapak

katı modelleri oluşturulmuştur. Çark kanat katı modelleri ile alt ve üst kapak modelleri birleştirilerek çarkın katı modeli oluşturulmuştur. Örnek bir çark katı modeli Şekil 3.15'te gösterilmiştir. Çarkın katı modeli pompa analizinde hem de çark üretiminde kullanılmıştır.



Şekil 3.15. Örnek bir pompa çarkı katı modeli

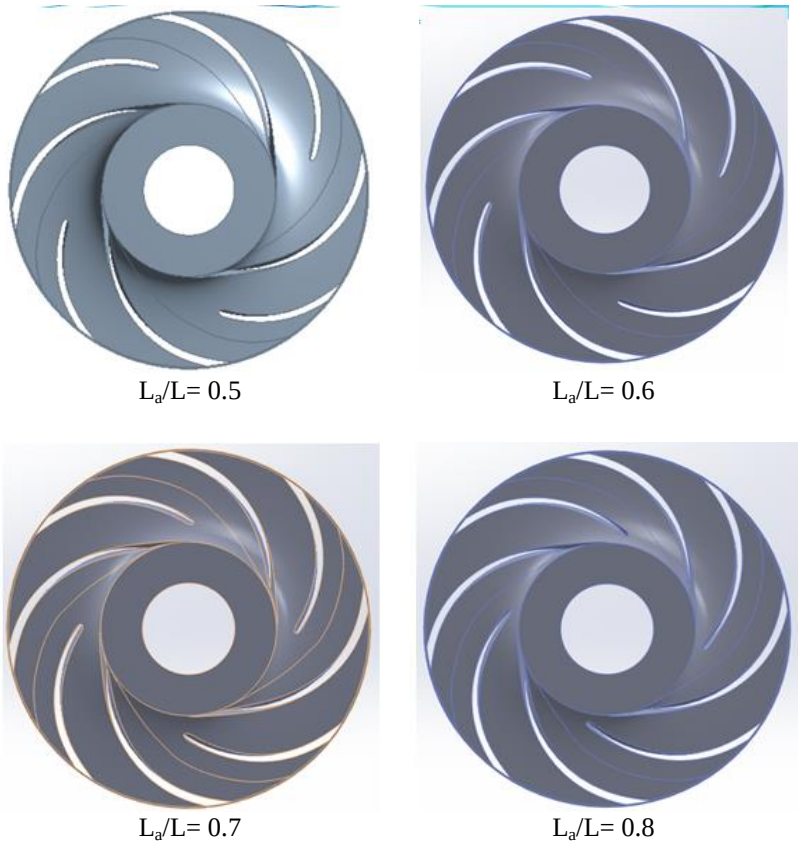
Çalışmada kullanılan MÇ ve YTÇ akış hacimleri Şekil 3.16'da gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 3.16. (a) MÇ ve (b) YTÇ akış hacimleri

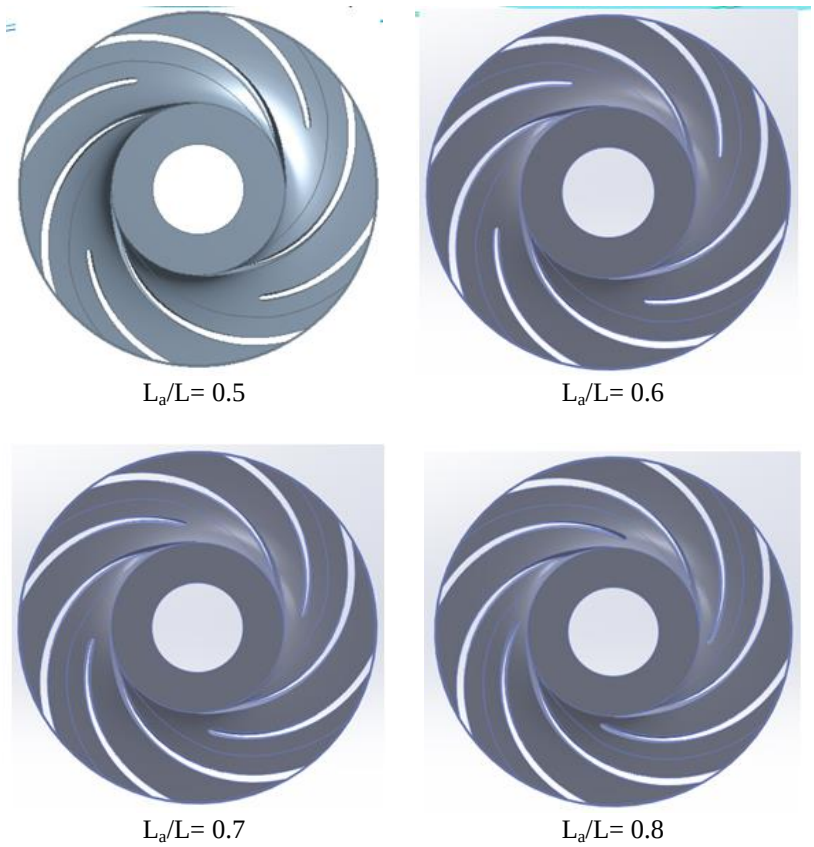
YTÇ üzerinde çoklu çark parametreleri olarak belirlenen; farklı kanat sayıları (4, 5, 6), farklı ara kanat uzunluğu ilaveleri (L_a/L= 0.5, 0.6, 0.7, 0.8) ve farklı kanat sarım açısı (100°, 125°, 150^0) uygulanarak 36 farklı çark modeli elde edilmiştir. Bu 36 farklı çark modeli için akış hacimleri oluşturularak Şekil 3.17 - 3.25'de gösterilmiştir.



L_a/L= 0.5 L_a/L= 0.6

L_a/L= 0.7 L_a/L= 0.8

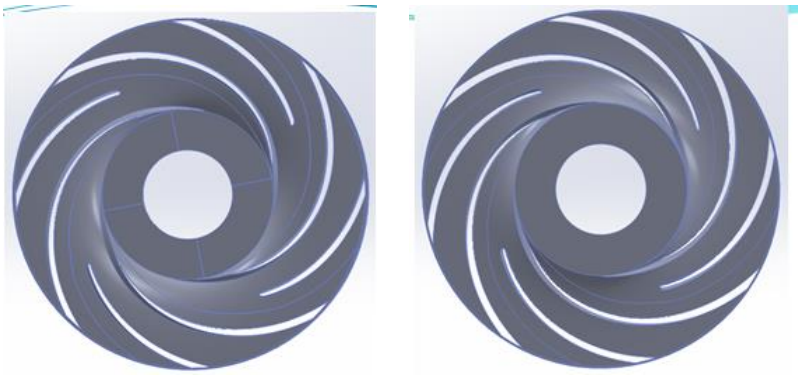
Şekil 3.17. Farklı ara kanat ilaveli 4 kanatlı ve kanat sarım açısı 100 derece olan YTÇ akış hacimleri



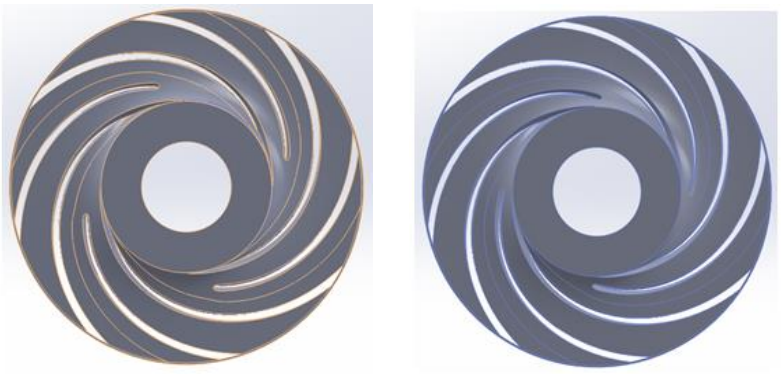
L_a/L= 0.5 L_a/L= 0.6

L_a/L= 0.7 L_a/L= 0.8

Şekil 3.18. Farklı ara kanat ilaveli 4 kanatlı ve kanat sarım açısı 125 derece olan YTÇ akış hacimleri

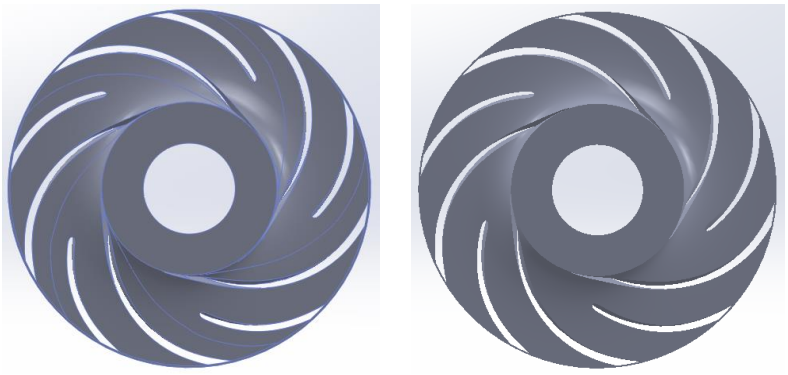


L_a/L= 0.5 L_a/L= 0.6

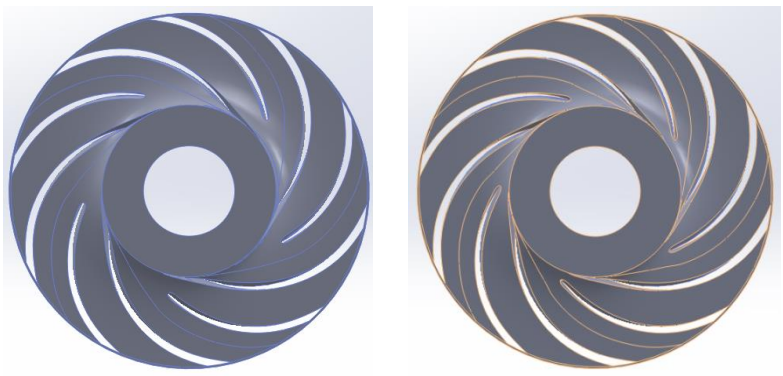


L_a/L= 0.7 L_a/L= 0.8

Şekil 3.19. Farklı ara kanat ilaveli 4 kanatlı ve kanat sarım açısı 150 derece olan YTÇ akış hacimleri

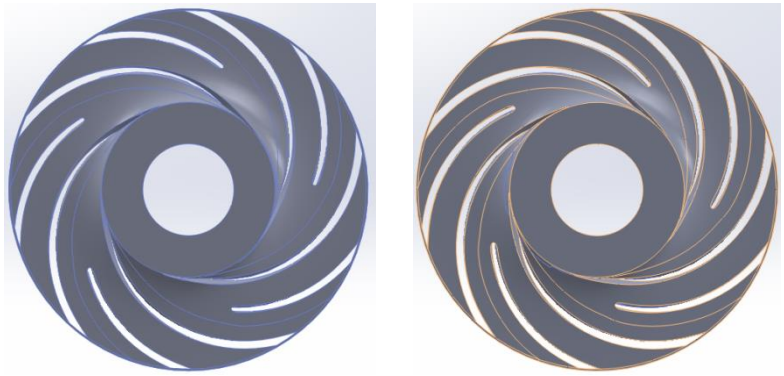


L_a/L= 0.5 L_a/L= 0.6

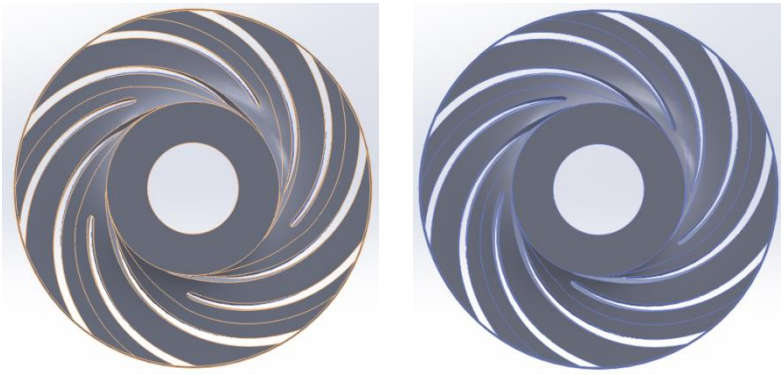


L_a/L= 0.7 L_a/L= 0.8

Şekil 3.20. Farklı ara kanat ilaveli 5 kanatlı ve kanat sarım açısı 100 derece olan YTÇ akış hacimleri

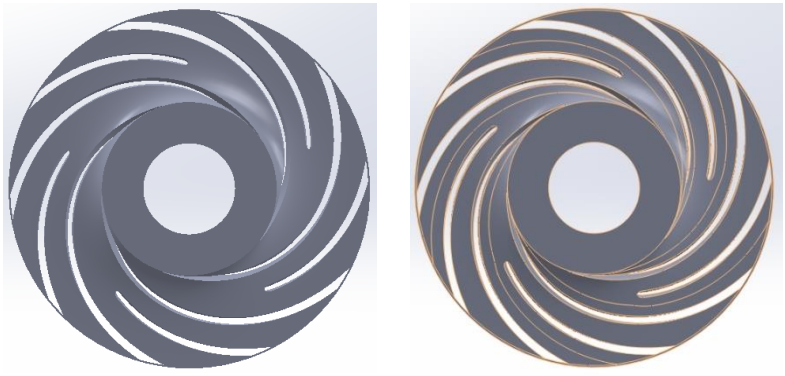


L_a/L= 0.5 L_a/L= 0.6

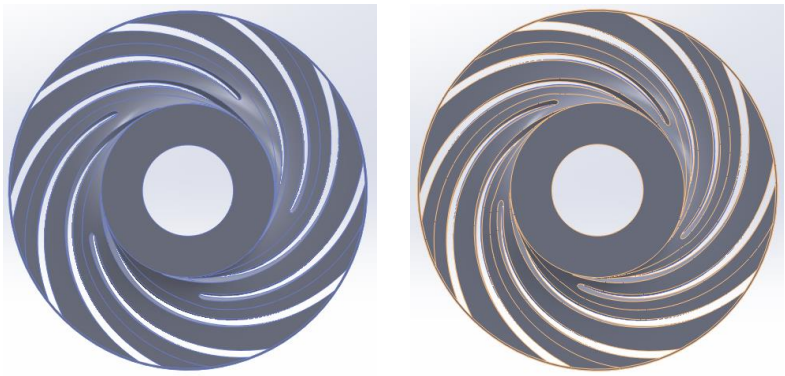


L_a/L= 0.7 L_a/L= 0.8

Şekil 3.21. Farklı ara kanat ilaveli 5 kanatlı ve kanat sarım açısı 125 derece olan YTÇ akış hacimleri

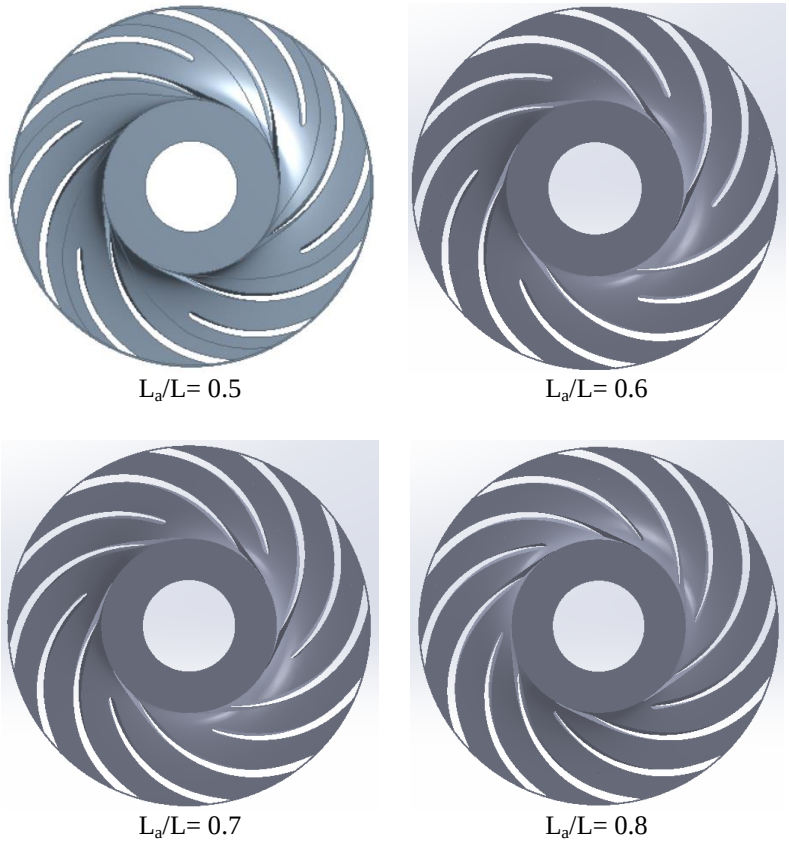


L_a/L= 0.5 L_a/L= 0.6

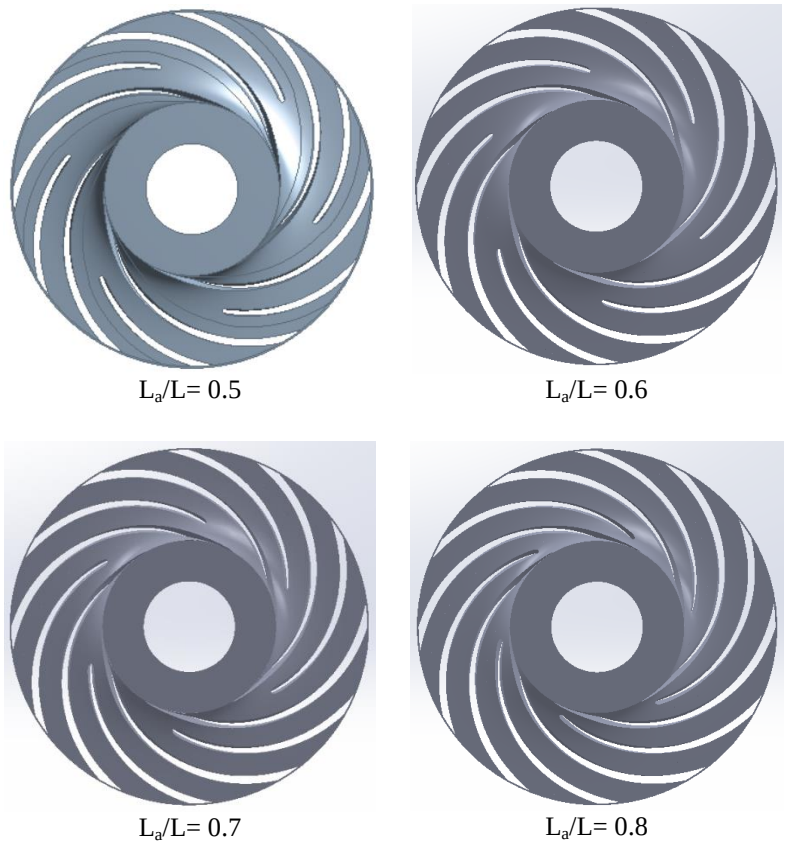


L_a/L= 0.7 L_a/L= 0.8

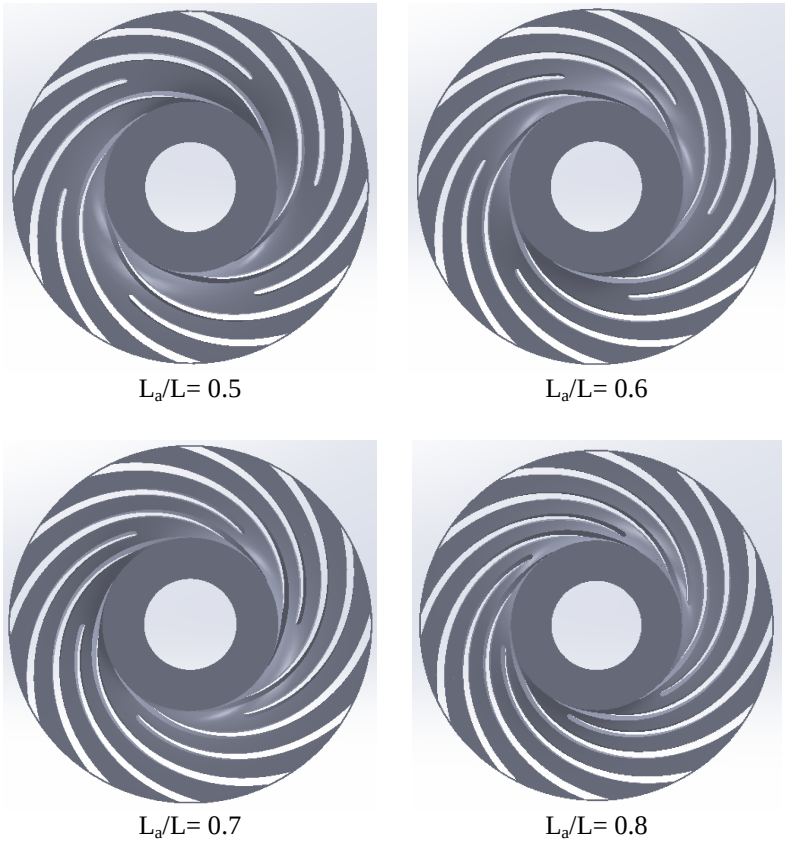
Şekil 3.22. Farklı ara kanat ilaveli 5 kanatlı ve kanat sarım açısı 150 derece olan YTÇ akış hacimleri



Şekil 3.23. Farklı ara kanat ilaveli 6 kanatlı ve kanat sarım açısı 100 derece olan YTÇ akış hacimleri

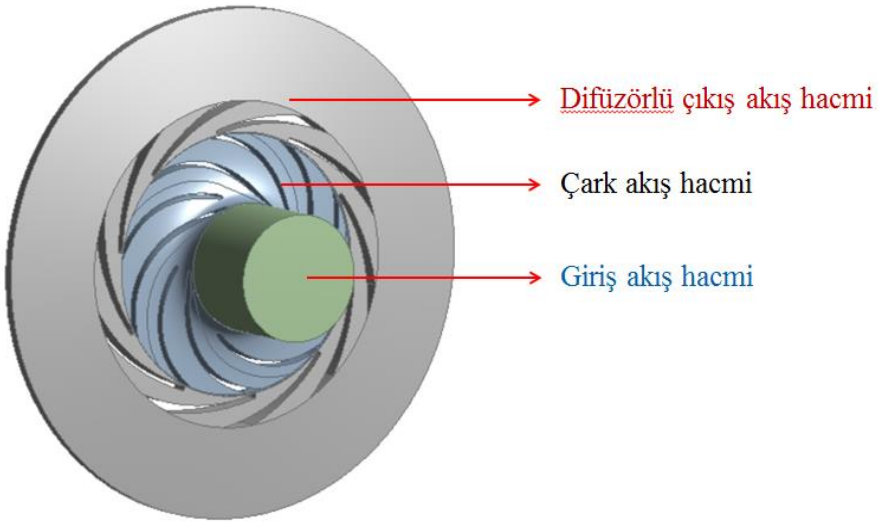


Şekil 3.24. Farklı ara kanat ilaveli 6 kanatlı ve kanat sarım açısı 125 derece olan YTÇ akış hacimleri



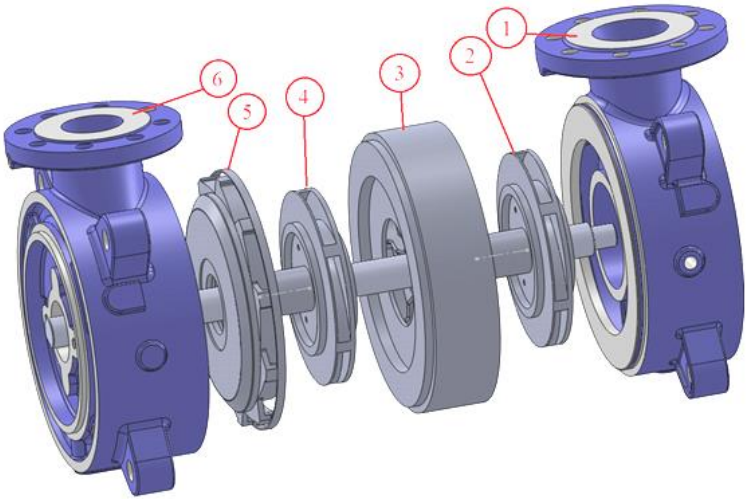
Şekil 3.25. Farklı ara kanat ilaveli 6 kanatlı ve kanat sarım açısı 150 derece olan YTÇ akış hacimleri

Tekil çark sayısal analizleri için çarka giriş ve difüzör kanatlı çıkış hacimleri eklenerek oluşturulan örnek bir akış hacmi Şekil 3.26'da gösterilmiştir. Gerek MÇ ve YTÇ gerekse çoklu çark parametreleri uygulamaları ile elde edilen çark modellerinin sayısal analizlerinde benzer şekilde akış hacimleri oluşturulmuştur.



Şekil 3.26. Tekil çark analizleri için hazırlanan örnek bir akış hacmi

Pompa sayısal analizleri için YTÇ modelinin kullanıldığı pompanın katı model montajı oluşturulmuş ve pompa demonte görünümü Şekil 3.27'de gösterilmiştir.



1- emme kısmı 2- birinci çark 3- birinci difüzör
4- ikinci çark 5- ikinci difüzör 6- basma kısmı

Şekil 3.27. YTÇ kullanılan pompa demonte görünümü

Pompa katı model montajı tamamlandıktan sonra, ANSYS-GEOMETRY programında pompa akış hacmi oluşturulmuştur. Sayısal analiz sonuçlarının kabul edilebilirliği için pompa elemanlarının bilgisayardaki montajı gerçeğine uygun olacak şekilde çark dengeleme delikleri ile pompa elemanları arasındaki boşluklar ihmal edilmeden Şekil 3.28'de gösterildiği gibi tamamlanmıştır.

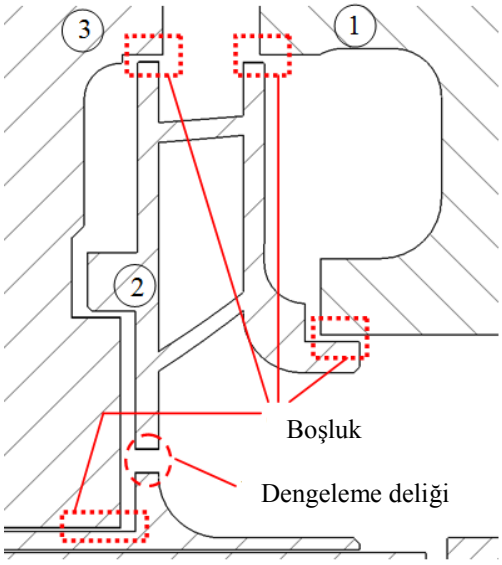
Pompa analizi için dengeleme delikleri ve kayıp-kaçak akışların dâhil edildiği akış hacmi Şekil 3.29'da verilmiştir.

Pompanın verimliliğini ve ömrünü etkileyen birçok parametre vardır. Santrifüj pompalardaki rulmanların ömrü ve boyutu, akışın oluşturduğu eksenel itme kuvvetinden büyük ölçüde etkilenir. Yüksek eksenel yükler, pompadaki yatakların aşınmasına ve sonrasında pompa arızasına veya sık sık bakım yapılmasına neden olabilir. Bu eksenel kuvvet, çok kademeli pompalardaki artan kademe sayısıyla daha da artmaktadır. Aksiyal yataktaki tüm eksenel kuvveti dengelemek mümkün olmasa da pompa çarkının eksenel olarak dengelenmesi gerekmektedir. Mil üzerindeki eksenel yükü azaltmak için çeşitli yöntemler vardır fakat bunlar hidrolik kayıplara neden olmaktadırlar. Bu eksenel yükü dengelemenin yollarından biri de dengeleme deliklerini kullanmaktır.

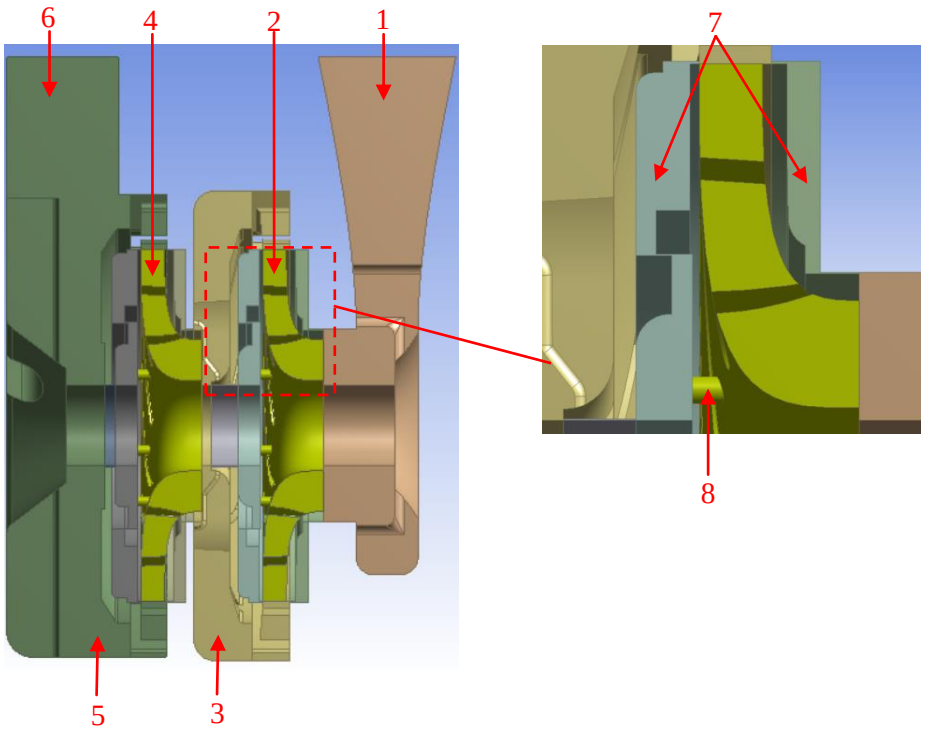
Santrifüj pompaların çarklarındaki dengeleme delikleri genellikle çark kanatlarının ortasına ve çarkın arka yanağına açılır. Dengeleme delikleri, çarkın arka

tarafını basıncın düşük olduğu giriş bölgesi ile birleştirir. Deliklerdeki kaçak akışı çarkın üzerindeki akışı etkiler ve böylece eksenel kuvveti azaltır, ancak kaçak akışa neden olması nedeniyle pompa verimliliğini azaltır.

Ayrıca pompada dikkate alınması gereken başka kayıplar da vardır. Motor kayıpları ve akışkan sürtünmesinin yarattığı ısıyı gidermek için rotor ve stator arasındaki boşluktan bir miktar sıvı iletilir. Pompa çarkının pompa içerisinde serbestçe dönmesine izin vermek için çark ve pompa elemanları arasında küçük boşluklar bulunmalıdır. Bu nedenle, dönen çark ve sabit pompa elemanları arasındaki boşlukta bir kaçak akışı oluşmaktadır (Şekil 3.29). Kaçak debisi esas olarak boşluğun tasarımına, çark basıncı yükselmesine ve çark dönme hızına bağlıdır. Santrifüj pompaların verimliliğini artırmak için bu boşluklardan oluşan kaçak akışkanının miktarını en aza indirmek gerekir. Bunun için de aşınma halkası veya conta kullanılabilir. Ancak, bu önlemler bu sızıntıları tamamen engellemez.



Şekil 3.28. YTÇ kullanılan pompa birinci kademesi kısmi kesitinde boşlukların ve dengeleme deliğinin görünümü



1- emme kısmı 2- birinci çark 3- birinci difüzör 4- ikinci çark
5- ikinci difüzör 6- basma kısmı 7- kayıp-kaçaklar 8- dengeleme deliği

Şekil 3.29. YTÇ kullanılan pompa akış hacmi kesit ve detay görünümü

3.2.2.2. Sayısal çözüm ağının oluşturulması

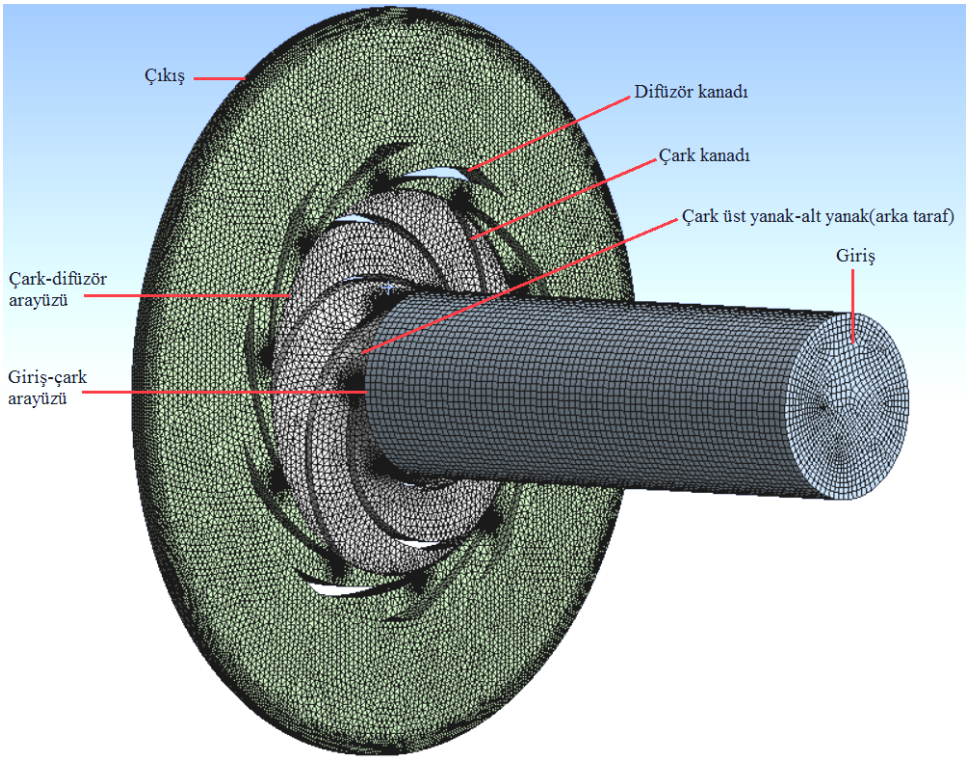
Sayısal analizlerin başarı ile gerçekleştirilebilmesi için akış problemine uygun bir çözüm ağı oluşturulmalıdır. Sayısal çözüm ağının kalitesi ve çarpıklığı sayısal analiz sonuçlarını etkileyen önemli etkenlerden bir tanesidir.

Sayısal analizlere başlamadan önce akış hacmi üzerine sayısal çözüm ağı oluşturulmakta ve yine sınır şartlarının tanımlanacağı yüzeyler belirlenmektedir. Sayısal analizlerde oluşturulan çözüm ağında korunum denklemleri çözümlenmektedir. Sayısal çözüm ağını oluştururken kullanılan hücre sayısı ve hücrelerin birbiriyle olan bağlantı geçişleri oldukça önemlidir. Hücre sayısının artışı, çözüm ağı çarpıklığını artırabilirken aynı zamanda sayısal analizlerin çözümlenme süresini de uzatabilmektedir. Bu nedenle sayısal çözüm ağı oluşturulmadan önce yüzeyler üzerinde bir takım iyileştirmeler yapılabilmekte ve akışa etkisi ihmal edilebilecek seviyedeki yüzeylerde de bazı kabuller ile yüzeylerde değişiklik yapılabilmektedir.

Sayısal analizlerde duvara yakın bölgelerde akışkanın hız profilinde büyük değişimler meydana gelmektedir. Bu bölgelerde daha gerçekçi sonuçlar elde edebilmek

için ağ tabakayı oluşturan birim hücre boyutları küçültülebilir ya da düzgün dört yüzlü birim hücreler kullanılabilir. Analizlerde kullanılan türbülans modeline uygun olarak, duvara yakın bölgelerdeki y^+ değerleri kontrol edilmelidir. Bu değerin seçilen türbülans modeline uygun olmaması durumunda, belirlenen bölgelerdeki hücre dağılımı revize edilmelidir. Santrifüj pompalarda karmaşık geometrilerin bulunması nedeniyle ağ yapıyı oluşturan birim hücreler tetragonal olarak uygulanmaktadır. Gerek hücre boyutunun küçültülmesi gerekse yalnızca duvar sınırlarında düzgün dört yüzlü hücre kullanımı ile duvara yakın bölgelerde uygun ağ tabakaları oluşturulmaktadır.

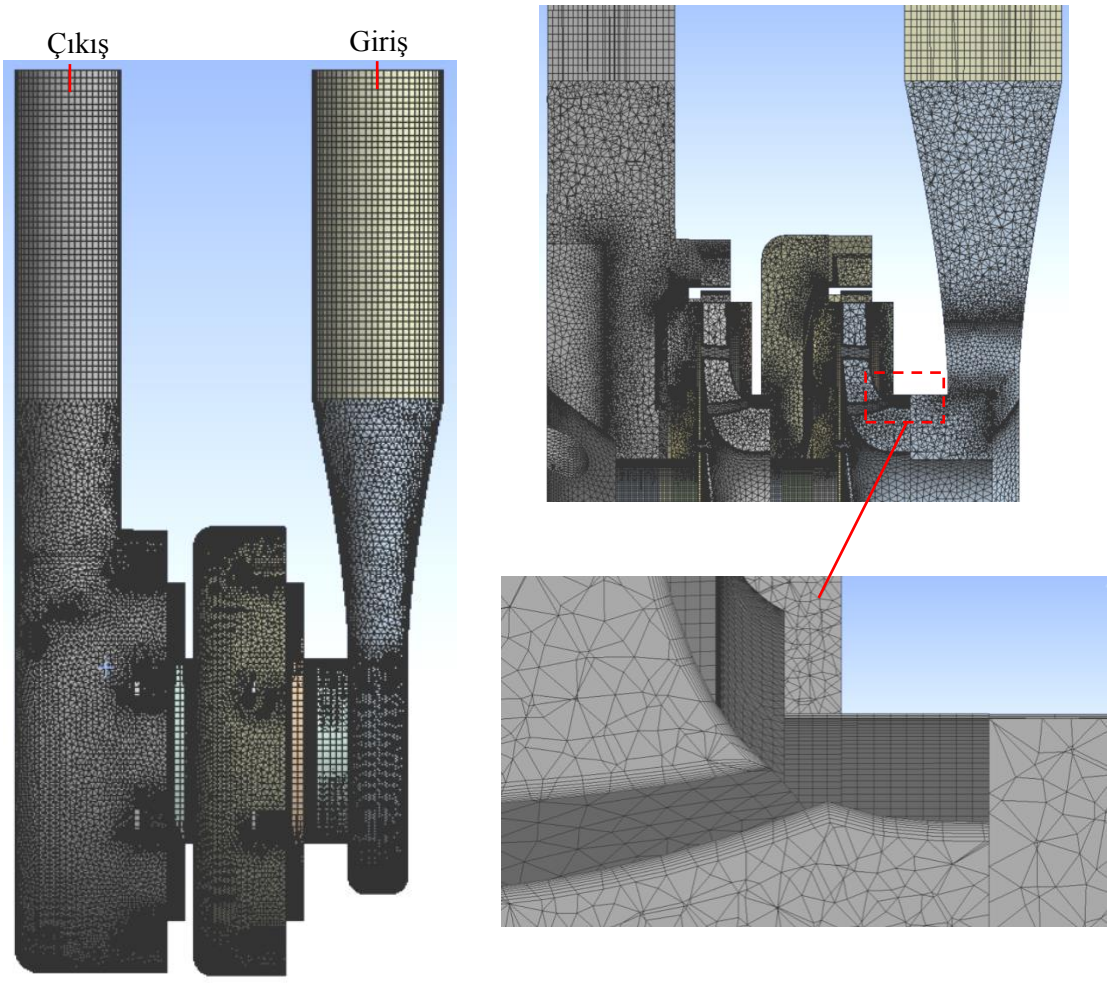
Tekil çark analizleri için akış hacmi üzerinde oluşturulan örnek bir ağ yapısı Şekil 3.30'da verilmiştir. Şekilde analizlerde sınır şartları ve özellik tanımlamasında kullanılan yüzeyler de gösterilmiştir. Oluşturulan ağ yapı üzerinde elde edilen hücre sayısı yaklaşık sekiz yüz bin adettir. Ağ yapıda maksimum çarpıklık (skewness) değeri 0.87 olarak elde edilmiştir. Giriş hacminde hexagonal hücreler kullanılırken, uygun ağ yapı elde edebilmek için çark ve difüzör hacimlerinde tetragonal hücreler kullanılmıştır. Ağ yapısındaki çarpıklık değerini düşürebilmek için çark ve difüzör hacimlerindeki keskin kenar ve köşelerde hücre boyutları küçültülerek daha sık hücre kullanımı tercih edilmiştir.



Şekil 3.30. Örnek bir tekil çark akış hacmi üzerinde oluşturulan ağ yapısı

Benzer biçimde pompa akış hacmi üzerinde oluşturulan sayısal çözüm ağı ise Şekil 3.31'de hem kesit hem de detay görünümü birlikte verilmiştir.

Akış hacminde, boşluklardan dolayı oluşan kayıp-kaçak akışların başlangıç bölgeleri oldukça küçük boyutlardadır. Bu bölgelerde ağ yapı için kullanılan hücrelerde ve diğer hacimlerle olan hücre geçişlerinde ağ yapı kalitesi açısından problemler yaşanmaktadır. Bu problemleri ortadan kaldırmak için, kayıp-kaçak akışların küçük boyutlu başlangıç bölgeleri ayrılarak bu bölgelerde üç kademeli hexagonal hücre yapısı tercih edilmiştir. Böylece, hem toplamda kullanılan hücre sayıları azaltılabilmekte hem de ağ yapının çarpıklık değeri istenilen değerlere düşürülebilmektedir. Şekil 3.31'de gösterilen ağ yapısında kullanılan hücre sayısı yaklaşık on yedi milyondur. Ağ yapısı için elde edilen maksimum çarpıklık değeri ise 0.92 seviyesindedir.



Şekil 3.31. Pompa akış hacmi üzerinde oluşturulan ağ yapısı

3.2.2.3. HAD ile sayısal analiz

Genel olarak HAD, her türlü akışkan ve akışının değişik koşullardaki analizini yapmaya yarayan bir yöntemdir. Bu yöntemde temel olarak üç ana denklem (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) esas alınır ve bu denklemler sayısal çözülerek akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları ve bu parametrelere bağlı olarak birçok veriye ulaşılır.

Günümüzde HAD, araştırma–geliştirme ve ürün tasarımında yaygın olarak kullanılmaktadır. HAD kullanılarak bir uçak kanadının üzerindeki basınçlar, bir yeraltı rezervuarının sıcaklık dağılımı, bir ortamdaki hava akımı dağılımı veya hareketli bir arabanın etrafındaki hava hızı gibi akış ile ilgili birçok parametre bulunabilir. Son yıllardaki HAD teorisi ve bilgisayar yazılımlarındaki gelişmeler, yüksek türbülanslı akışların ve dinamik sistemlerin sayısal olarak incelenmesine ve sanal ortamda simüle edilmesine olanak sağlamıştır. Ayrıca tek fazlı akışların yanında çok fazlı akışlar da artık çözülebilir hale gelmiştir. Örneğin; pompalarda kavitasyon gibi zararlı etkenlerin yapısı incelenmekte ve alınan sonuçlara göre önlemler alınmaktadır. HAD'ın hızlı gelişmesi ve başarılı analizlerin elde edilmesi, teknik alanda bu yöntemin yaygın olarak endüstride kullanılmasını sağlamıştır (Karamanoğlu ve ark., 2006).

HAD'ın öne çıkan avantajlarından bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- HAD yazılımlarıyla yapılan sayısal simülasyon sayesinde, sonuçlara ve sanal deney ortamına simülasyondan sonra da kolayca ulaşılabilir ve tekrar kullanılabilir. Örneğin; basınç verisi elde etmek istenen klasik bir deneyin, hız ölçümü için tekrar kurgulanması gerekmektedir. HAD ile hız verisi dâhil olmak üzere daha birçok parametreye ait bilgiler de çözümün içindedir. Böylece yeni bir simülasyona ve zahmetli kurulumlara gerek kalmamaktadır.
- Klasik deneylerde kullanabileceğiniz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. HAD analizinde ise kullanılan sayısal ağ elemanı kadar ölçüm elemanı bulunmaktadır ve veri dağılımları ayrık veriler halinde değil gradyenler olarak geniş bir alanda hesaplanmakta ve elde edilebilmektedir.
- HAD, akışı bozmadan akış özelliklerinin incelenmesini sağlar. Örneğin; pompa performansı ölçümü yaparken kullanılan debimetre, manometre gibi cihazlar akışın doğal davranışını etkilemektedir. HAD'da her bir sayısal ağ elemanı ayrı bir ölçüm noktası olduğundan bu tip cihazların etkilerinden bağımsız veriler elde edilebilmektedir.

- HAD ile gözlemlenmesi tehlikeli veya ulaşılamaz bölgelerdeki akışkan davranışları incelenebilmektedir. Örneğin; bir yanma odasının içi ya da pompa, türbin gibi turbomakinelerin yüksek hızlı kanatlarının arasındaki akış yapısı HAD ile görselleştirilebilmektedir.
- HAD, sanal prototipler üzerinde deney yapma olanağı tanımaktadır. Örneğin; yeni tasarlanan bir otomobilin aerodinamik özelliklerini incelemek ve optimize etmek için prototip üretilmesine gerek kalmadan analizler bilgisayar ortamında tamamlanabilmektedir. Böylece en iyi sonuç veren tasarım, üretim için seçilebilmektedir. Bu da günümüz rekabet koşullarında çok önemli olan zaman ve maliyet avantajını sağlamaktadır.

Bu çalışmada, sayısal çözümleme için sonlu hacimler yöntemi ile çözümleme yapan ANSYS-FLUENT ve sonlu elemanlar yöntemi ile çözümleme yapan ANSYS-CFX paket programları denenmiştir. Hem deneysel verilere yakın sonuçlar elde edilmesi hem de aynı anda birden çok analiz yapılabilmesi nedeni ile sayısal analizlerin tamamı sonlu hacimler tekniği kullanan ANSYS-FLUENT akış çözücüsü ile gerçekleştirilmiştir. Bu teknik, akış denklemlerinin integrasyonunu her kontrol hacminde alma ilkesine dayanır. Bu integrasyon sonucu, her bir kontrol hacmini karakterize eden denklemlerin ortaya çıkmasını sağlar (Anonymous, 2011).

.

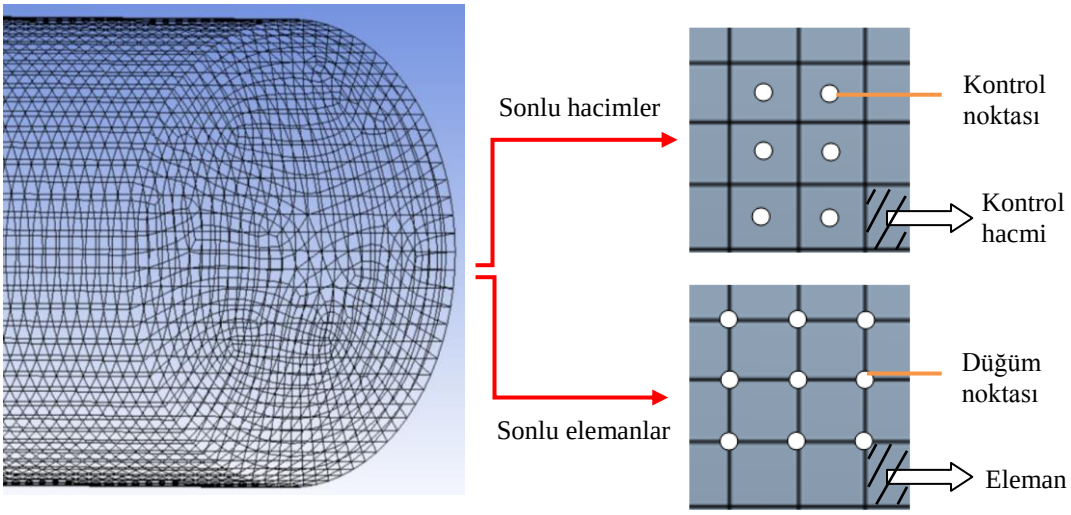
3.2.2.3.1. Sonlu hacimler ve sonlu elemanlar yöntemi

Hem sonlu hacimler hem de sonlu elamanlar yöntemi, kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilen çözümü zor problemlerin çözümünde, bütünü belirli sayıda sonlu parçalara ayırarak çözüm üretmek amacıyla kullanılan birer ayırma yöntemidir. Her iki yöntem de, HAD programlarının temel aldığı yöntemlerdendir.

Sonlu hacimler yönteminde, sonlu sayıda hacimlere bölünen bütünün her bir parçasına korunum denklemleri uygulanır ve hesaplanacak değişkenler sonlu hacmin merkezindeki kontrol noktasındaki değer ile ifade edilirler (Versteeg ve Malalasekera, 1995).

Sonlu elemanlar yönteminde ise çözüm için belirlenen geometri çok sayıda, küçük, birbirine bağlı, sonlu eleman olarak nitelenen alt bölgelere ayrılmaktadır. Böylece birbirine çok sayıda düğüm noktalarıyla bağlanmış parçalara ayrılan problemin çözümü kolay bir şekilde yapılabilmektedir. Bu yöntemde de sonlu hacimler yöntemine benzer bir şekilde geometri küçük parçalara ayrılmaktadır ancak sonlu elemanlar

yöntemini sonlu hacimler yönteminden ayıran en temel özellik hesaplamaların her bir sonlu elemanın düğüm noktalarında gerçekleştirilmesidir. Bir ağ yapısında sonlu hacimler ve sonlu elemanlar yönteminin uygulanması Şekil 3.32'de gösterilmiştir.



Şekil 3.32. Sonlu hacimler ve sonlu elemanlar yöntemi

Her iki yöntemde de akışkan hareketleri kütle, momentum ve enerjinin korunumunu ifade eden kısmi diferansiyel denklemler ile tanımlanır. Bu denklemlerde viskozite ve yoğunluk gibi akışkan özellikleri tanımlanır. Problem için yapılan kabullere bağlı olarak çeşitli türbülans modelleri mevcuttur.

3.2.2.3.2. Akışın modellenmesi

Pompalarda akış analizleri yapılırken genellikle akışın daimi ve sıkıştırılamaz olduğu kabul edilir ve akışkan sıcaklığında akım boyunca meydana gelen değişimler göz ardı edilir. Bu yüzden pompa akış analizlerinde enerji denklemi çözümlemelerden çıkarılmaktadır. Bu tür türbülanslı akış çözümlemeleri için farklı türbülans modelleri oluşturulmuştur ve pompa akış analizlerinde sıklıkla kullanılan modellerden biri de k-ε türbülans modelidir. Bu tez çalışmasında farklı yöntem ve türbülans yöntemi denemeleri gerçekleştirilerek deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlara yakın sonuçlar elde edilmesi nedeniyle çalışmada gerçekleştirilen tüm analizlerde realizable k-ε türbülans modeli tercih edilmiştir. Burada k türbülans kinetik enerjisini, ε ise türbülansın yayılımını belirtmektedir. Pompa içerisindeki akışın incelenmesinde süreklilik ve momentum denklemleri ile transport denklemleri de ilave edilerek

bilgisayarda hesaplamalar yapılmakta ve elde edilen sonuçlar görsel bir hale getirilmektedir.

Modellenen akış hacmi için 3 ayrı denklemin çözümü gerçekleştirilmiştir. Bunlar:

a- Süreklilik denklemi,

b- Momentumun korunumu denklemi,

c- Transport denklemidir (realizable *k-ε* türbülans modeli).

Süreklilik denklemi ve momentumun korunumu denklemi sıkıştırılamaz akışlar için aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\nabla \vec{V} = 0 \tag{3.40}$$

$$\rho\nabla(\vec{v}\vec{v}) = -\nabla P + \mu\nabla^2\vec{V} + \rho\vec{g} + \vec{F} \tag{3.41}$$

Burada P, statik basıncı $\rho\vec{g}$ ve $\vec{F}$ cisme etkiyen yerçekimi kuvvetini ve dış kuvvetleri ifade etmektedir. Buradaki hızlar pompanın açısal hızına göre yazılmalıdır. Bu durumda ANSYS-FLUENT programında hareketli referans kontrol hacmi (moving reference frame) seçeneği ile sağlanmaktadır.

Tasarlanan akış hacmi üzerine düzgün sayısal ağlar oluşturularak çok küçük akış hacimlerine bölünmüştür. Bu akış hacimlerinde verilen sınır değerlerine uygun transport denklemleri ile çözümlemeler tamamlanmıştır.

Bu çalışmada pompa çarkları ve pompalarda yapılan akış analizlerinde türbülans modeli olarak realizable *k-ε* türbülans modeli kullanılmıştır. Bu model içerisinde yer alan transport denklemi aşağıda verilmiştir (Anonymous, 2011).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M + S_k \tag{3.42}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 S\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k+\sqrt{v\varepsilon}} + C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}C_{3\varepsilon}G_b + S_\varepsilon \tag{3.43}$$

G_k terimi, ortalama hız gradyanları ile üretilen türbülans kinetik enerjiyi ifade eder ve Denklem 3.44 ile hesaplanabilir. G_b, kaldırma kuvvetine bağlı olarak meydana gelen türbülans kinetik enerji üretiminin ifade etmektedir. Y_M ise, sıkıştırılabilir akışlar için çalkantılı dilatasyon katsayısıdır. Denklem 3.42 ve 3.43 pompalarda kabul edilebilir

akışlar için düzenlendiğinde, G_b ve Y_M büyüklükleri bu denklemlerden çıkarılmaktadır. G_b büyüklüğünün türbülans kinetik enerjisine katkısı sıfırdan farklı bir yerçekimi alanı ve bir sıcaklık gradyanı aynı anda bulunması halinde ortaya çıkmaktadır (Anonymous, 2011).

$$G_K = -\rho\overline{u'_i u'_j}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \tag{3.44}$$

3.42 ve 3.43 denklemlerinde belirtilen diğer bir terim olan μ_t, türbülanslı viskozite değerini ifade etmektedir ve Denklem 3.45 de verilen Prandtl-Kolmogorov ilişkisi kullanılarak hesaplanmaktadır. (Singh ve ark., 2007; Anonymous, 2011).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.45}$$

C_2 ve $C_{1\varepsilon}$ sabit katsayılar, σ_k ve σ_ε Prandtl sayısı, S_ε ve S_k kaynak terimlerdir. Çalışmada ve $C_{1\varepsilon}$ = 1.44, C_2 = 1.9, σ_k = 1.0 ve σ_ε =1.2 olarak alınmıştır (Anonymous, 2011).

C_1 katsayısı ise aşağıda verilen denklemler ile hesaplanabilir.

$$C_1 = max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right] \tag{3.46}$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \tag{3.47}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \tag{3.48}$$

Akış problemlerinin çözümünde, belirlenen türbülans modelleri ile duvar fonksiyonları da kullanılmaktadır. Duvar şartlarının türbülanslı akışlar üzerine etkisi oldukça büyüktür. Cidara yakın akışların HAD modellemesinde genellikle duvar yüzeylerde kaymama koşulu varsayılmaktadır. Bu yüzden çözüm değişkenlerinin gradyanları, özellikle teğetsel hız değişkenine ait gradyanlar oldukça büyük olmaktadır (Chmielewski ve Gieras, 2013). Bu nedenle duvara yakın bölgelerde sayısal çözüm ağı kalitesi artırılmalı ve akışa uygun duvar fonksiyonları seçilmelidir. Duvara yakın

bölgelerde sayısal çözüm ağı kalitesinin kontrolü için y^+ değeri irdelenmelidir. Çözümde kullanılan duvar fonksiyonlarına uygun y^+ değeri elde edildiğinde duvara yakın bölgelerde deneysel çalışmalara daha yakın sonuçlar elde edilebilmektedir. Bu çalışmada standart duvar fonksiyonları kullanılmıştır. y^+ değerinin hesaplanmasında kullanılan bağıntılar aşağıda verilmiştir.

$$y^+ \equiv \frac{u_* y}{v} \tag{3.49}$$

$$U^* = \frac{1}{\kappa} ln(E y^*) \tag{3.50}$$

$$U^* = \frac{U_p C_\mu{}^{1/4} k_p{}^{1/2}}{\tau_w/\rho} \tag{3.51}$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu{}^{1/4} k_p{}^{1/2} y_p}{\mu} \tag{3.52}$$

Burada, U^* hücreye en yakın duvar olarak tanımlanan yüzeydeki sürtünme hızı, y bu hücrenin en yakın duvar olarak tanımlanan yüzeye olan uzaklığı, v lokal kinematik viskozitedir. Yukarıda yer alan denklemlerde k von Karman sabitidir ve 0.4187 alınmıştır. E amprik bir katsayı olup hesaplamalarda 9.793 olarak alınmıştır. U_p değeri duvar yakınlarındaki bir P hücresinin merkezindeki ortalama hız, k_p ise bu merkezdeki türbülans kinetik enerji değeridir. Ayrıca y_p, P hücre merkezinin duvara olan uzaklığı ve μ ise akışkanın dinamik viskozitesidir (Anonymous, 2011).

Yüzey pürüzlülüğü mühendislikte, Reynolds sayısı yüksek olan akışları belirleyici bir özelliktir (Bhaganagar ve ark., 2004). Reynolds sayısının artması ile akış üzerine etkisi de büyüyen yüzey pürüzlülüğü, santrifüj pompanın hidrolik verimin etkileyen önemli faktörlerden biridir. Enerji kayıpları, akış ayrılmalarının varlığı ve sürtünme nedeniyle meydana gelmektedir (Gülich, 2008). Bilindiği üzere birçok santrifüj pompa, döküm malzemeden üretilmesi nedeniyle yüzeylerinde pürüzlülük oluşmaktadır ve bu pürüzlülüğün artması santrifüj pompa verimini olumsuz yönde etkilemektedir (Kocaaslan ve ark., 2016). Bu nedenle, duvar fonksiyonlarının tanımlanmasının yanında santrifüj pompalarda yüzey pürüzlülüğünün etkisi de sayısal analizlere dahil edilmelidir.

Pürüzlülüğün akış üzerine etkisi, HAD kodlarında duvar olarak tanımlanan yüzey yakınlarındaki hız dağılımlarını belirleyen duvar fonksiyonlarının düzenlenmesi

ile hesaplanabilmektedir. Sayısal analizlerde pürüzlülüğün etkisini akış problemine dâhil edebilmek için Denklem 3.53'te verilen eşitlik kullanılmıştır (Natarajan ve Hangan, 2009).

$$\frac{U_A u^*}{\tau_w/\rho} = \frac{1}{\kappa} ln\left(E\frac{u^* y_A}{v}\right) - \Delta B \tag{3.53}$$

Denklem 3.58'de yer alan U_A ve y_A duvar olarak tanımlanan yüzeyle bitişik hücrenin merkezi olan A noktasında elde edilen hız ve yükseklikliktir. τ_w kayma gerilmesi, ρ akışkan yoğunluğu, u^* sürtünme hızıdır. ΔB ifadesi logaritma kanununun düzenlenmiş halinde yer alan pürüzlülük fonksiyonu olup Denklem 3.54'te tanımlanmıştır (Natarajan ve Hangan, 2009).

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa} ln(1 + C_s {K_S}^+) \tag{3.54}$$

Denklem 3.54'te belirtilen ${K_s}^+$ boyutsuz pürüzlülük yüksekliğidir. C_s ise pürüzlülük sabitidir ve değer aralığı 0 ile 1 arasında yer almaktadır. ${K_s}^+$ büyüklüğü Denklem 3.55'te tanımlanmıştır (Natarajan ve Hangan, 2009).

$${K_S}^+ = \frac{u^* K_S}{v} \tag{3.55}$$

3.2.2.3.3. Sınır şartlarının tanımlanması

Türbülans modellerinin tanımlanmasının ardından sınır koşulları tayin edilmiştir. Tekil çark ve pompa analizlerinde sınır koşulları olarak girişe akışkanın kütlesel debisi, çıkışa ise basma yüksekliğine karşılık gelen statik basınç tanımlanmıştır. Giriş ve çıkış sınır şartlarında pompanın çalışma değerleri ile türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap değerleri de tanımlanmaktadır. Hidrolik çap değerinin hesaplanmasında dairesel borular için geçerli olan Denklem 3.56 kullanılmaktadır. D ifadesi boru iç çapıdır. Ayrıca türbülans seviyesi olarak tanımlanan türbülans yoğunluğu için Denklem 3.57'de yer alan eşitlik kullanılmıştır. Tam gelişmiş boru akışlarında türbülans yoğunluğu için Denklem 3.58'de yer alan eşitlikten yararlanılmaktadır (Anonymous, 2011).

$$D_h = \frac{4(\pi D^2/4)}{\pi D} = D \tag{3.56}$$

$$I = \frac{u'}{U} \tag{3.57}$$

$$I = 0.16 Re_{dh}^{-1/8} \tag{3.58}$$

Transport denklemlerinin çözümü için realizable *k-ε* türbülans modeli uygulanmıştır. Analizlerde akış boyunca sıcaklığın değişmediği ve sabit akış varsayımı yapılmış ve çark-difüzör etkileşim yüzeylerine hareketli referans kontrol hacmi uygulanmıştır. Hareketli ve sabit hacimlerin bağlantı ara yüzeyleri hariç tüm katı yüzeylerde kaymama koşulu uygulanmıştır. Dönen hacimlere ise dönel sınır şartı tanımı yapılarak tasarımda kullanılan devir sayısı 2950 d/d olarak tanımlanmıştır.

Yüzey pürüzlülüğünün ortalama yüksekliği, işlenmiş yüzeyler hariç dökme demir malzemesinin yapısal özellikleri ile kum döküm üretiminin özelliği olarak 0.035 mm olarak belirlenmiştir. Örnek olarak YTÇ kullanılan tekil çark ve pompa analizleri için belirlenen sınır şartları Çizelge 3.2 ve 3.3'te verilmiştir.

Sayısal analizlerin sonlandırılması için ilk olarak çözümleme sayısı için 2000 değeri tanımlanmıştır. Analizler sırasında süreklilik, hız ve türbülans değerlerinin yakınsama oranları yapılan çözümleme sayısından bağımsız olarak 10^{-5} değerinin altına inmesi durumunda analizler sonlandırılmıştır. Çözümleme sayısı tamamlandığında ise süreklilik yakınsama değerlerinin 10^{-3} ve daha düşük olması durumunda sayısal çözümlemenin yakınsadığı kabulü yapılmıştır (Kaya ve Aydın, 2009). Örnek olarak YTÇ kullanılan tekil çark analizlerinden elde edilen bir yakınsama eğrileri Şekil 3.33'te gösterilmiştir.

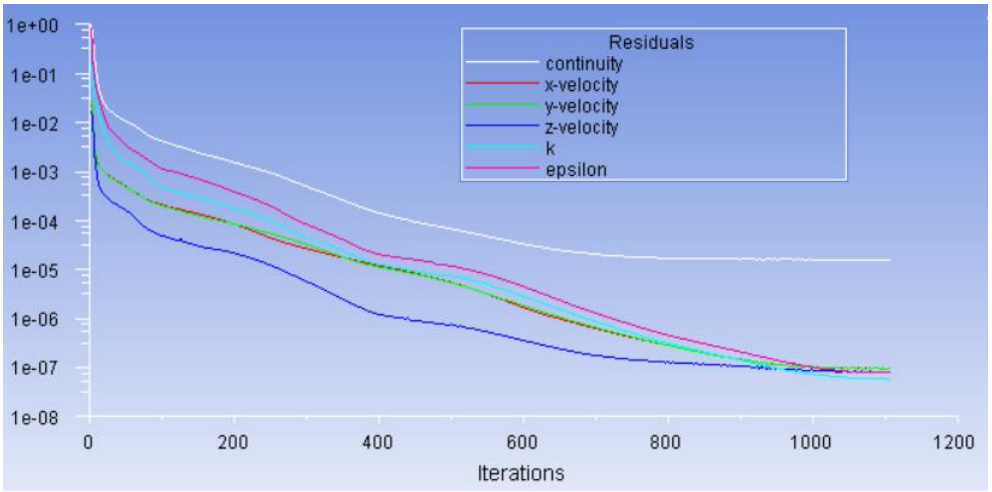
Analiz sonucunda elde edilen y^+ değerinin 30 ile 100 arasında olması durumunda ağ yapısının kabul edilebilir olduğu belirtilmektedir (Zhou ve ark., 2012). Bu tez kapsamında yapılan çalışmalarda sayısal analizler neticesinde y^+ değerlerinin 30 ile 80 arasında olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 3.2. YTÇ kullanılan tekil çark akış analizleri sınır şartları

Sınır koşulları	Giriş	Çıkış	Alt kapak Üst kapak Kanat
Kütlesel debi (kg/s)	8.88 / 28.88	-	-
Türbülans yoğunluğu (%)	3.5	5	-
Hidrolik çap(mm)	100	17	-
Basma yüksekliği (kPa)	-	550	-
Pürüzlülük yüksekliği (mm)	-	-	0.035
Pürüzlülük sabiti	-	-	0.5
Yüzeyin bağlı olduğu akış hacmine göre bağıl hızı (dev/dk)	-	-	0

Çizelge 3.3. YTÇ kullanılan pompa akış analizleri sınır şartları

Sınır koşulları	Giriş	Çıkış	Alt ve Üst kapaklar, Kanatlar	Çark katı modellerinin akış hacmi ile temasta olduğu yüzeyler	Duvar olarak tanımlanan diğer yüzeyler
Kütlesel debi (kg/s)	4.51/24.05	-	-	-	-
Türbülans yoğunluğu (%)	3.5	5	-	-	-
Hidrolik çap(mm)	80	65	-	-	-
Basma yüksekliği (kPa)	-	700/1000	-	-	-
Pürüzlülük yüksekliği (mm)	-	-	0.035	0.035	0.035
Pürüzlülük sabiti	-	-	0.5	0.5	0.5
Yüzeyin bağlı olduğu akış hacmine göre bağıl hızı (d/d)	-	-	0	2950	-



Şekil 3.33. YTÇ kullanılan tekil çark analizi için yapılan bir sayısal analizde yakınsama değerlerinin çözümleme sayısı ile değişimi

3.2.2.4. HAD sonuçları için verim hesabı

HAD çalışmaları sonucunda genel verim ve hidrolik verimin hesaplanabilmesi için öncelikle hidrolik güç ve mil gücünün belirlenmesi gerekir. Bu değerler belirlendikten sonra gerek tekil çark gerekse pompa için hidrolik verim değerleri aşağıda verilen formüller kullanılarak hesaplanmıştır (Babayigit ve ark., 2017).

$$P_h = \frac{\rho\, g\, \dot{Q}\, H_m}{1000} \tag{3.59}$$

$$P_{mil} = \frac{T\,\omega}{1000} \tag{3.60}$$

$$\omega = \frac{\pi\, \dot{n}}{30} \tag{3.61}$$

$$\eta_g = \eta_h\, \eta_k\, \eta_m = \frac{P_h}{P_{mil}} \tag{3.62}$$

Yukarıdaki formüllerde P_h hidrolik gücü, P_m mil gücünü, w açısal hızı, η_g genel verimi, η_h hidrolik verimi, η_k kaçak verimini, η_m ise mekanik verimi belirtmektedir.

HAD çalışmalarında verim hesabı tekil çark ve pompa olmak üzere iki farklı şekilde incelenmiştir. Tekil çark HAD çalışmalarında, kayıp kaçak akışların ve mekanik verimin göz ardı edilmesi sonucunda genel verim hidrolik verime eşit olmaktadır. Pompa HAD çalışmalarında ise kayıp kaçak akışlar dâhil edilmiş ve mekanik verim 0.95% olarak kabul edilmiştir (Baysal, 1979).

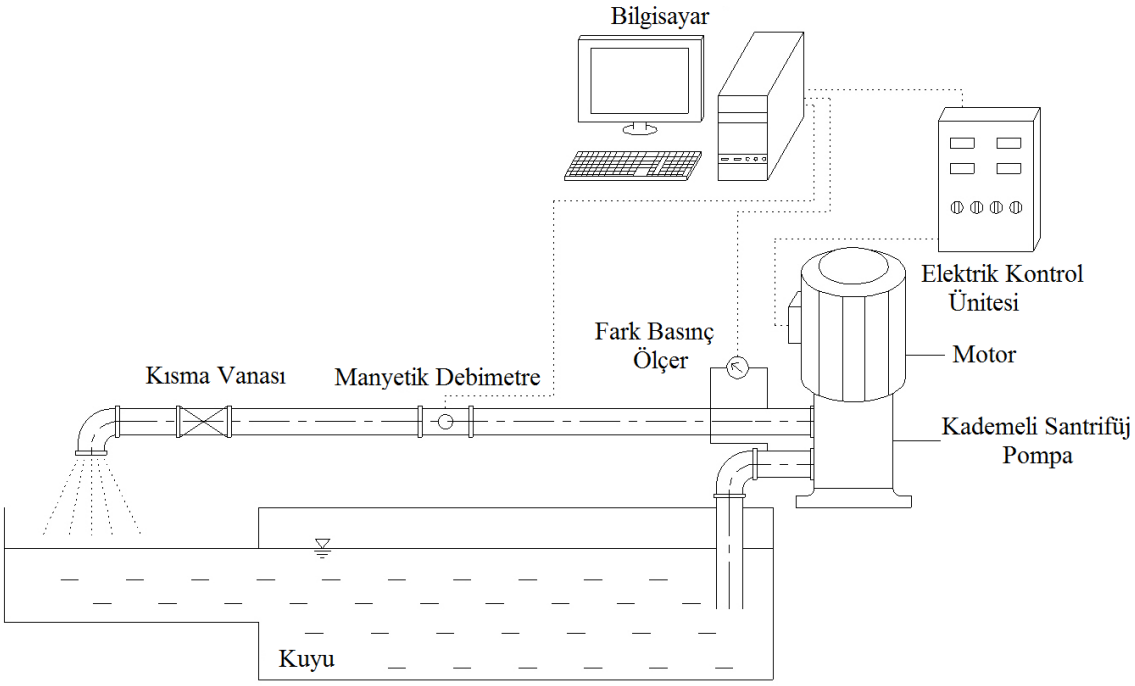
3.2.3. Deneysel çalışma

Sayısal çalışma sonuçlarının gerçeğe uygunluğunun teyit edilmesi amacıyla pompa deneyleri ile ilgili çalışmalar SEMPA Ltd. Şti. bünyesinde 01076.STZ. 2011-2 kodlu SANTEZ proje desteği ile TS EN ISO 9906 ve TS EN IS0 9908 standartlarına uygun olarak kurulan bilgisayar kontrollü deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Deney setinin şematik görünümü Şekil 3.34'te verilmiştir. Deneyler fabrikada kullanılan temiz şebeke suyu ile gerçekleştirilmiştir. İklim şartlarına bağlı olarak su sıcaklığının 0-30 °C arasında olduğu kabul edilmiştir. Bu sıcaklık aralığında suyun yoğunluğundaki değişim (999.8 - 995.7 kg/m³) yaklaşık 0.4% olarak tespit edilmiştir

(Anonim, 2001). Bu nedenle hem deneysel hem de HAD çalışmalarında suyun yoğunluğundaki değişim ihmal edilmiştir.

Deneyler kısma vanası yardımıyla belirlenen farklı akışkan debilerinde ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Manyetik debimetre, fark basınçölçer ve elektrik kontrol panelinden okunan değerler bilgisayara kayıt edilerek gerekli hesaplamalar yapılmıştır.

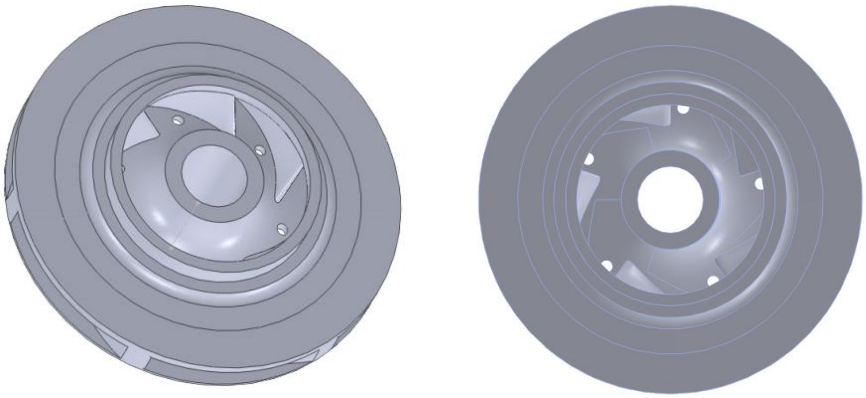
Deneylerin gerçekleştirildiği debi değerleri referans alınarak pompa HAD analizleri tamamlanmış ve deneysel sonuçlar ile HAD sonuçları karşılaştırılmıştır.



Şekil 3.34 Deney setinin şematik görünümü

3.2.3.1. Deneysel çalışmada kullanılan pompa çarklarının üretimi

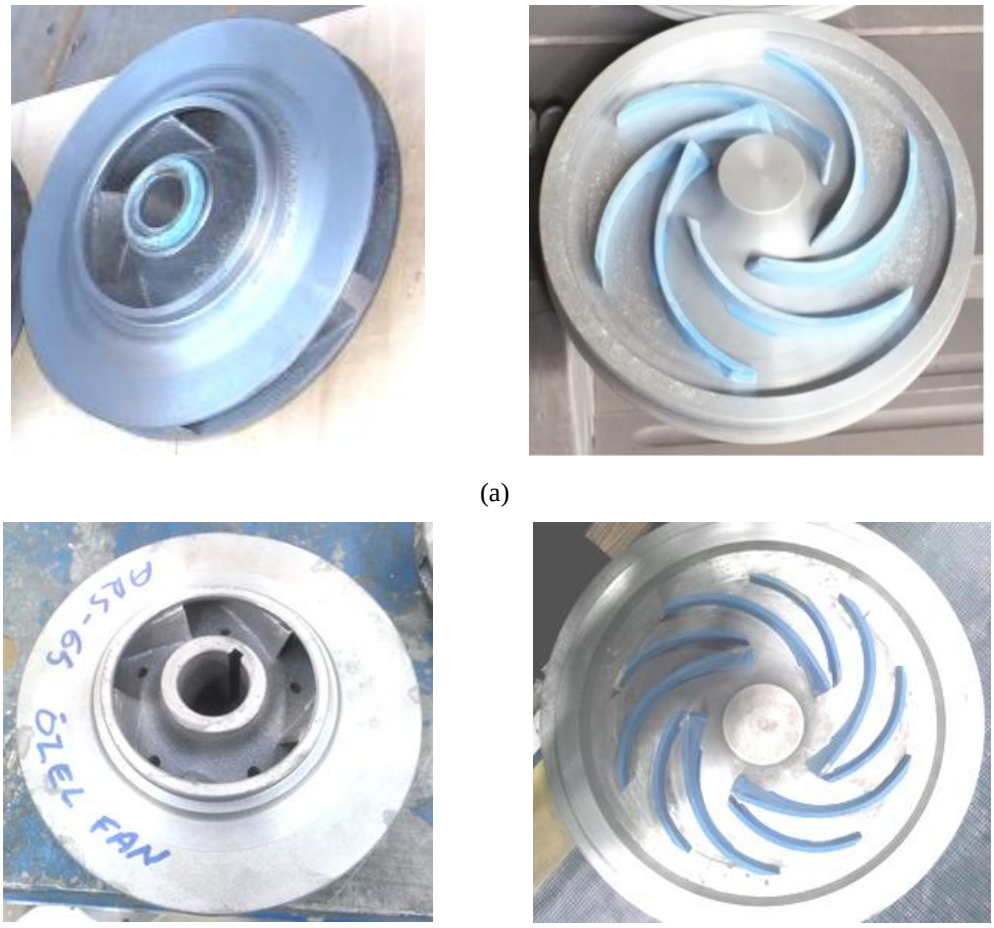
Deneyleri gerçekleştirilen pompalar için YTÇ ve çoklu çark parametre denemeleri neticesinde belirlenen çark üretimleri gerçekleştirilmiştir. Üretilecek çarkların katı model çizimleri ANSYS-GEOMETRY ve SOLIDWORKS programları kullanılarak gerçekleştirilmiş ve çark katı model çizimleri Şekil 3.35'te gösterilmiştir.



(a) (b)

Şekil 3.35. (a) YTÇ ve (b) çoklu çark parametreleri uygulanan çark katı model çizimleri

Çarkların katı model çizimlerinin tamamlanmasının ardından çizimler Sempa firmasının üretim birimine gönderilerek çark üretimleri tamamlanmıştır. Üretilen çarklar ve çarkların kanat profilleri Şekil 3.36'da gösterilmiştir.



(a)

(b)

Şekil 3.36. Üretimi tamamlanan (a) YTÇ ve (b) çoklu çark parametre denemesi uygulanan çarklar ve kanat profilleri

3.2.3.2. Deneysel çalışma için genel verim hesabı

Deneysel çalışmalar için genel verim değerleri HAD çalışmalarında olduğu gibi Denklem 3.62 ile hesaplanmaktadır. Bu denklemde belirtilen hidrolik güç ve mil gücü yine HAD çalışmalarında verilen Denklem 3.59 ve 3.60 ile fakat deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen veriler kullanılarak hesaplanmaktadır. Mil gücü için gerekli olan tork değeri ise HAD çalışmalarından farklı olarak Denklem 3.63'te verilen elektrik gücü hesaplanarak üretici firmanın elektrik motoru deney föylerinden tespit edilmiştir.

$$P_e = \frac{\sqrt{3}\ I\ cos\varphi\ V}{1000} \tag{3.63}$$

Yukarıdaki formülde P_e (kW) elektriksel gücü, I (A) akımı, cosφ güç faktörünü ve V (volt) ise voltajı belirtmektedir.

3.2.3.3. Belirsizlik analizi

Deneysel çalışmalarda farklı sebeplerden ötürü bir takım hatalar meydana gelebilmektedir. Bu hatalar genel olarak üç grupta toplanabilir: Bunlardan ilki, dikkatsizlik ve tecrübesizlik nedeniyle oluşan hatalardır. İkinci grupta, tekrar edilen deneysel çalışmalarda okumada meydana gelen sabit ve sistematik olarak adlandırılan hatalar yer almaktadır. Üçüncü grup hatalar ise, deneyi yapan elemanların farklı olması ve dikkatlerinin zamanla dağılması ile oluşabilen, elektrik tesisatına bağlı olarak gerilim değerlerinde meydana gelen değişmelerden, elektronik ölçme aletlerindeki ısınmalar sonucu oluşabilen sapmalardan kaynaklanan rastgele hatalardır (Genceli, 2000; Kocaaslan, 2015).

Deneysel sonuçların güvenilirlik oranının tespiti için hata paylarının ortaya konduğu belirsizlik analizi adı verilen bir yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntemde ölçülmesi gereken büyüklük R, bu büyüklüklere etki eden n adet bağımsız değişkenler ise x_1, x_2, x_3, …, x_n olduğunda R=(x_1, x_2, x_3, …, x_n) yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları w_{x1}, w_{x2}, w_{x3}, …, w_{xn} olduğunda R büyüklüğünün hata oranı w_r Denklem 3.64'ten hesaplanabilir (Genceli, 2000). Deneysel çalışma için

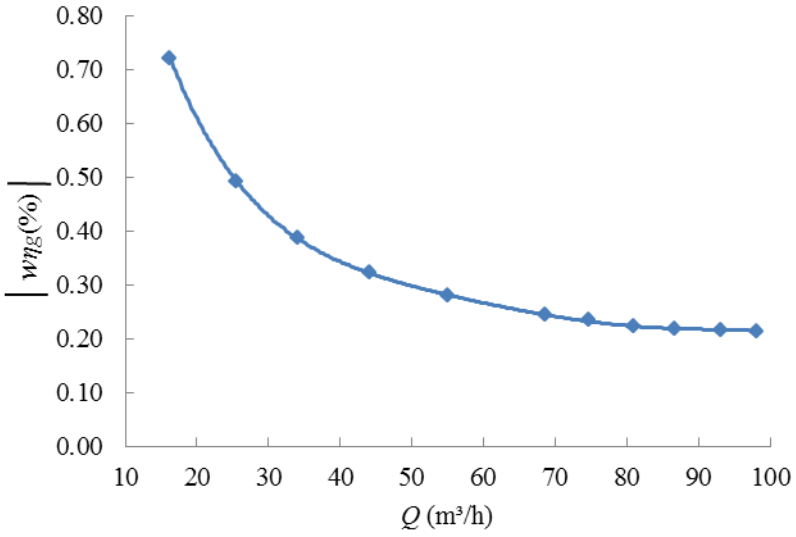
gerçekleştirilen belirsizlik analizinde genel verimde meydana gelen hata oranı, Çizelge 3.4'te yer alan hata oranları kullanılarak hesaplanmıştır

$$w_{\eta_g} = \pm\left[\left(\frac{\partial \eta_g}{\partial P} w_P\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial Q} w_Q\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial I} w_I\right)^2 \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial V} w_V\right)^2 \left(\frac{\partial \eta_g}{\partial \varphi} w_\varphi\right)^2\right]^{1/2} \quad (3.64)$$

Çizelge 3.4. Belirsizlik analizinde kullanılan bağımsız değişkenler

Bağımsız değişkenler	Doğruluk (%)
Basınç ölçümleri (w_p)	0.05
Hacimsel debi ölçümleri (w_Q)	0.04
Akım ölçümleri (w_I)	0.1
Gerilim ölçümleri (w_V)	0.1
Cosφ ölçümleri (w_φ)	0.1

Şekil 3.37'de YTÇ kullanılan pompa deneyi için genel verim değerinin belirsizlik analiz sonucu verilmiştir. Şekilde artan hacimsel debi miktarı hata oranlarında düşüşler meydana geldiği görülmektedir. Deneyin gerçekleştirildiği tüm debilerde mutlak hata oranının 1% den daha düşük olduğu görülmektedir. Bu da deneysel çalışma ile elde edilen sonuçların güvenilirliğini açıkça ortaya koymaktadır.



Şekil 3.37. YTÇ kullanılan pompa deneyinde genel verim için belirsizliğin hacimsel debi ile değişimi

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Tez çalışmasında ilk olarak üretici firmanın belirlemiş olduğu debi, basma yüksekliği ve devir sayısına göre literatürde yer alan formüller yardımıyla seçilen pompa çarkının yeniden tasarımı için gerekli hesaplamalar yapılmıştır. Pompanın, çark haricinde diğer tüm elemanları değiştirilmeden kullanılmıştır.

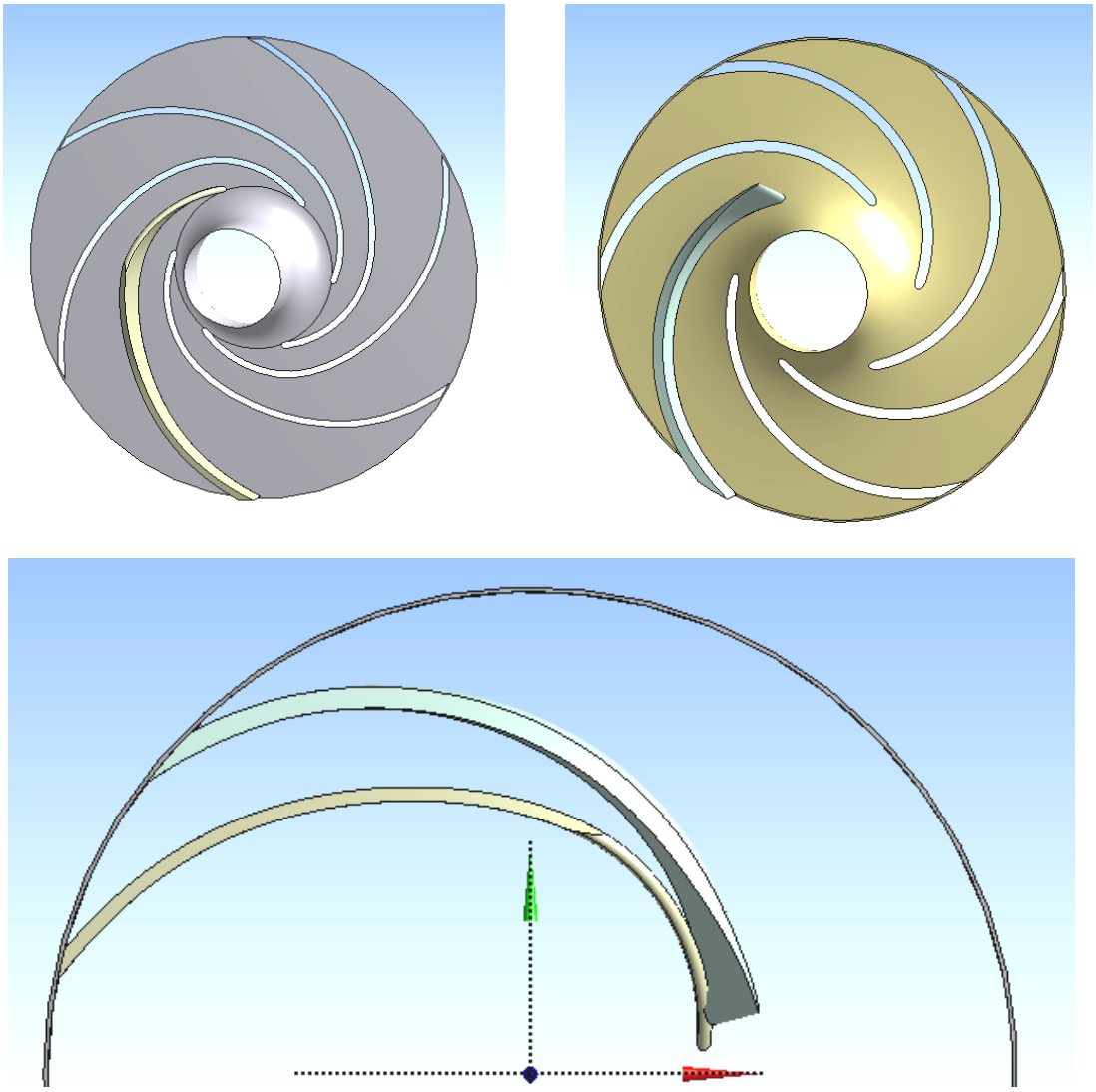
4.1. Pompa Çarkı Tasarımının İncelenmesi

Pompa çarkı için yeniden yapılan tasarım hesabı sonucunda belirlenen parametreler ile MÇ parametreleri arasındaki farklılıklar Çizelge 4.1'de gösterilmiştir. Çizelge 4.1 incelendiğinde kanat sayısı ve çark çıkış çaplarının aynı olduğu diğer parametrelerde ise belirgin farklılıkların bulunduğu görülmektedir. Kanat giriş ve çıkış açıları MÇ'de 12° / 25° iken YTÇ'de 17° / 18° olarak hesaplanmıştır. Çark giriş ve çıkış açıları çark içerisindeki akış yapısını etkilemektedir (Babayigit ve ark., 2015). Çark çıkış genişliği değeri de MÇ'de 12.5mm iken YTÇ'de bu değer 14mm olarak hesaplanmıştır. Çark çıkış genişliğinin artması pompa debisini artıran bir etki oluşturmaktadır. YTÇ ile MÇ arasındaki en belirgin farklılıklardan biri ise kanat sarım açısıdır. MÇ'de bu değer 156° iken YTÇ'de 125° olarak hesaplanmıştır. Kanat sarım açısı da pompa çarkı performansını etkileyen ve akış yapısı üzerinde önemli bir etkiye sahip olan parametrelerden birisidir (Aksoy ve ark., 2013).

Çizelge 4.1. MÇ ve YTÇ parametreleri

Parametre	MÇ	YTÇ
D_1 (mm)	86	90
D_2 (mm)	205	205
φ (°)	156	125
b_2 (mm)	12,5	14
e (mm)	3	4,5
z	6	6
β_1 (°)	12	17
β_2 (°)	25	18

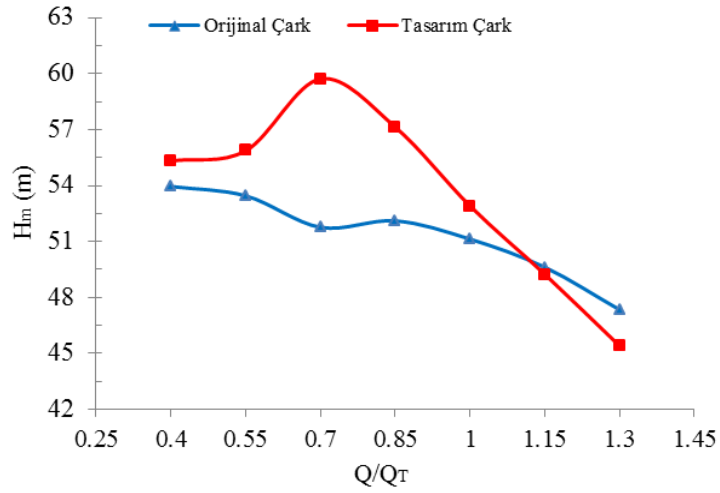
MÇ ile YTÇ kanat profilleri Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Şekilde sol üstte MÇ'nin, sağ üstte ise YTÇ'nin alt yanak üzerinde kanat katı modelleri gösterilmiştir. Alttaki resimde ise MÇ ve YTÇ kanatları aynı merkezde olacak şekilde yerleştirilmiştir. Kanat profilleri, kalınlıkları ve sarım açıları arasındaki farklılık şekilde çok açık bir biçimde görülmektedir.



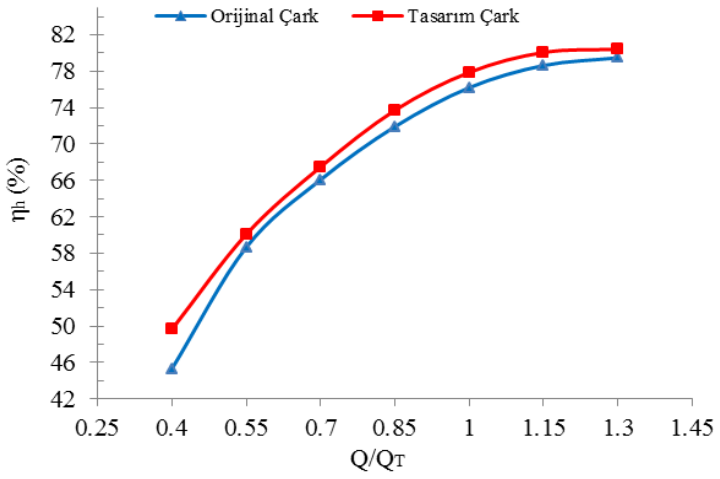
Şekil 4.1. MÇ ve YTÇ karşılaştırması

MÇ ve YTÇ için çark çıkışına difüzör kanatları ilave edilerek tekil çark sayısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz neticesinde elde edilen çark karakteristik eğrileri Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Şekil 4.2(a)'da çark debisinin tasarım debisine oranı ile basma yüksekliği değişimi görülmektedir. YTÇ ile düşük debilerden tasarım debisinin de üzerine kadar daha yüksek basma yükseklikleri elde edildiği görülmektedir. Tasarım debisinin 70% inde basma yüksekliği MÇ ve YTÇ için sırası ile 51.76 / 59.72 m olarak

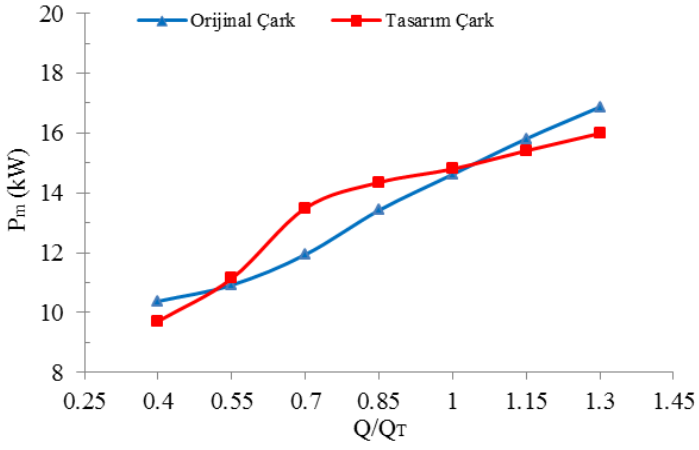
elde edilmiştir. Tasarım debisinde ise bu değer sırası ile 51.13 / 52.90m olarak hesaplanmıştır.



(a)



(b)



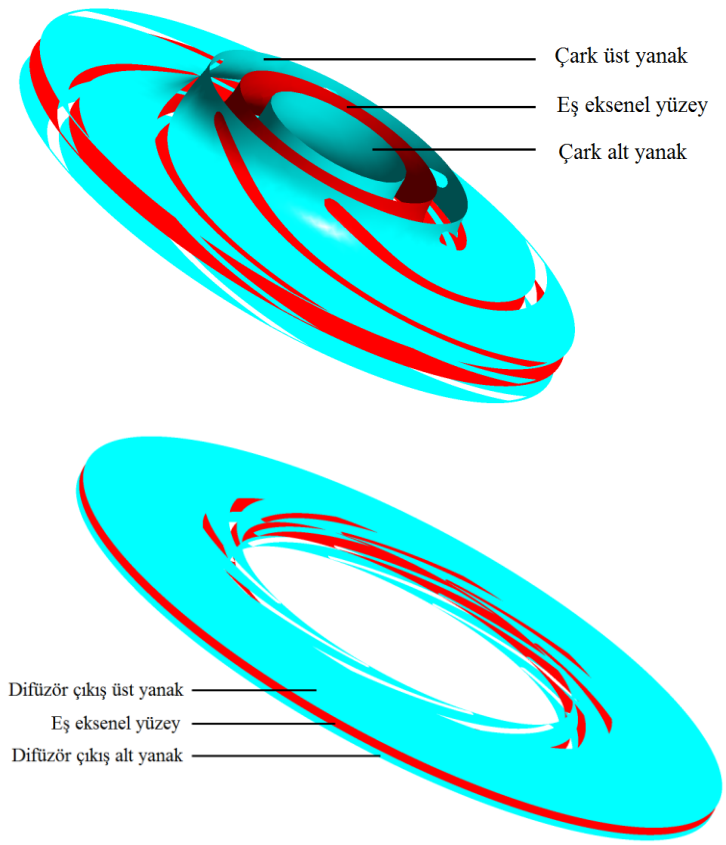
(c)

Şekil 4.2. MÇ ve YTÇ için HAD çalışmaları sonucunda elde edilen karakteristik eğriler

Gerçekleştirilen tekil çark analizleri sonucunda belirlenen tüm debilerde hidrolik verim değerlerinin YTÇ için daha yüksek olduğu Şekil 4.2(b)'de açıkça görülmektedir. Tasarım debisi için hidrolik verim değerleri MÇ ve YTÇ için sırası ile yaklaşık 76.21 / 77.89% olarak hesaplanmıştır. Bu da çarkın yeniden tasarlanması ile hidrolik verimi daha yüksek bir çark elde edildiğini göstermektedir.

Şekil 4.2(c) incelendiğinde çok düşük debilerde ve tasarım debisinin üzerindeki debilerde YTÇ için, daha düşük mil gücü gerektiği, diğer debilerde ise YTÇ için daha yüksek mil gücü ihtiyacı olduğu görülmektedir. Ancak YTÇ için mil gücü ihtiyacının fazla olduğu debilerde dahi elde edilen basma yüksekliklerinin yüksek olması nedeni ile bu aralıkta da daha yüksek hidrolik verim elde edilebilmiştir.

MÇ ile YTÇ içerisindeki akış yapısının karşılaştırılması için hem MÇ'nin hem de YTÇ'nin tam ortasından geçen ve difüzör çıkışından devam eden bir eş eksenel yüzey oluşturulmuştur. Oluşturulan örnek bir yüzey Şekil 4.3'te kırmızı renk ile gösterilmiştir.

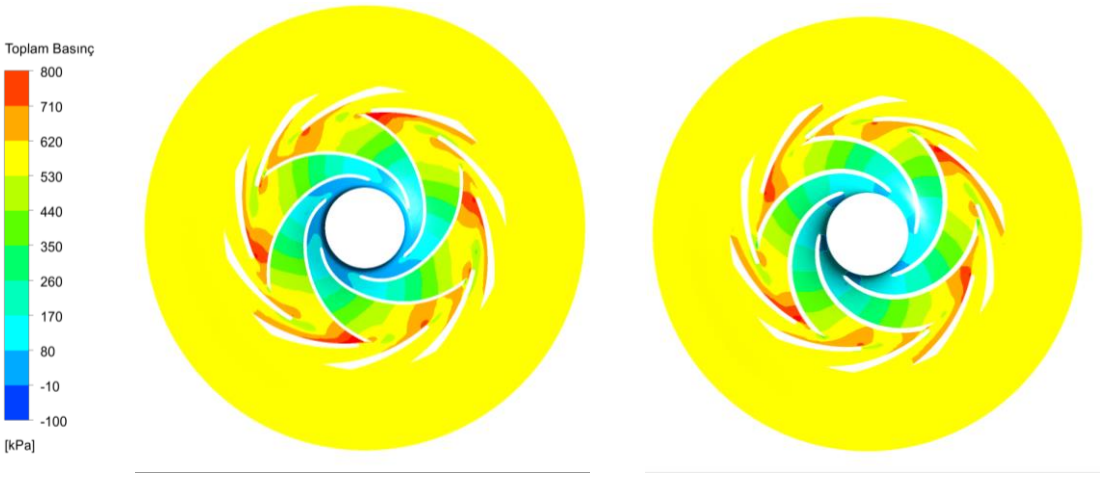


Şekil 4.3. MÇ ve YTÇ analizlerinde akış yapılarının incelenmesi için oluşturulan örnek bir eş eksenel yüzey

MÇ ve YTÇ için gerçekleştirilen sayısal analizlerden üç farklı debi için (Q/Q_T = 1.15, 1 ve 0.85) Şekil 4.3'te gösterilen eş eksenel yüzey üzerinde akış görselleştirme çalışmaları yapılmıştır. Şekil 4.4'te çarkların ortasından geçen eş eksenel yüzeyler üzerinde toplam basınç dağılımları gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde genel olarak benzer basınç dağılımları görülmekte, gerek MÇ'de gerekse YTÇ'de debi azaldıkça çarkların giriş kısmındaki toplam basınç değerlerinde azalma görülmektedir. Şekildeki renk dağılımları detaylı incelendiğinde, YTÇ'de MÇ'ye göre; azalan debi ile toplam basınç değerleri çark çıkışı ile difüzör kanatları arasında daha yüksek, çark girişlerinde ise daha düşük olarak tespit edilmektedir.

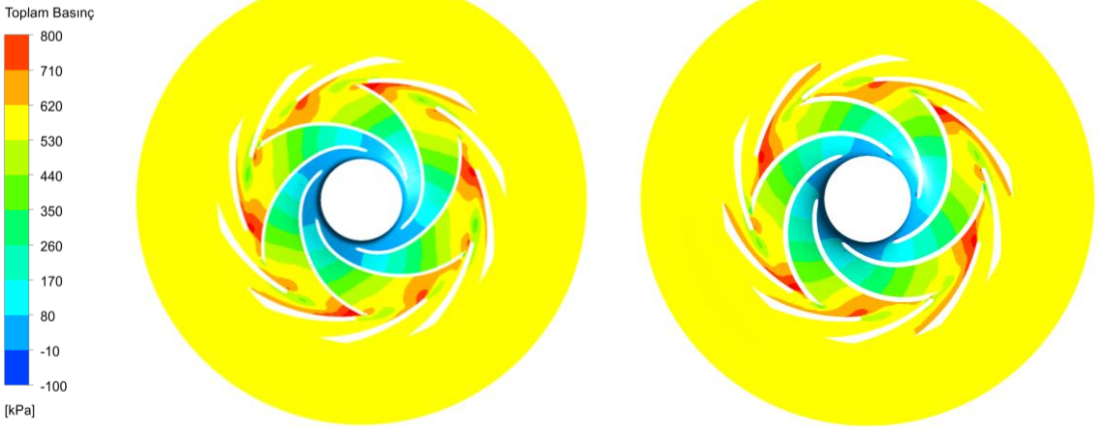
Şekil 4.5 ve 4.6'da aynı eş eksenel yüzey üzerinde TKE ve bağıl hız dağılımları verilmiştir. Her üç debi için de MÇ ve YTÇ için aynı bölgelerde TKE artışı meydana gelmektedir. Özellikle çark çıkışından difüzör kanatlarına giriş bölgelerinde TKE değerlerinde belirgin artışlar meydana geldiği görülmektedir. Bunun nedeni: Çark kanatlarının dönme esnasında difüzör kanadına olan pozisyonuna göre bu bölgelerde ani kesit daralması oluşması ve buna bağlı olarak akış hızlarında ani değişimlerin meydana gelmesidir (Şekil 4.5). Her üç debide de MÇ'de daha yüksek TKE değerleri oluşmaktadır. Debinin artmasıyla birlikte YTÇ'de MÇ'ye göre daha düşük TKE artışı meydana gelmektedir.

MÇ ve YTÇ arasındaki en belirgin farlılık, Şekil 4.6'da verilen bağıl hızlarda meydana gelmektedir. Her üç debi için de MÇ içerisinde çark kanatlarının pozitif basınç kenarlarına yakın bölgelerinde ciddi bir biçimde hızlarda azalma gerçekleşmektedir. Bu bölgelerde hızların düşmesi ile akış ayrılması meydana gelmekte ve bu da çark performansını olumsuz yönde etkilemektedir. YTÇ ile tasarım debisi ve üzerindeki debilerde çark kanatlarının pozitif basınç kenar bölgelerinde meydana gelen akış ayrılması önlenmiştir. Düşük debide ise akış ayrılması MÇ'ye göre önemli oranda azaltılmıştır. Debi azaldıkça çark kanatlarının pozitif basınç kenar bölgelerinde meydana gelen bu akış ayrılmasının ciddi bir biçimde arttığı şekilde açıkça görülmektedir.



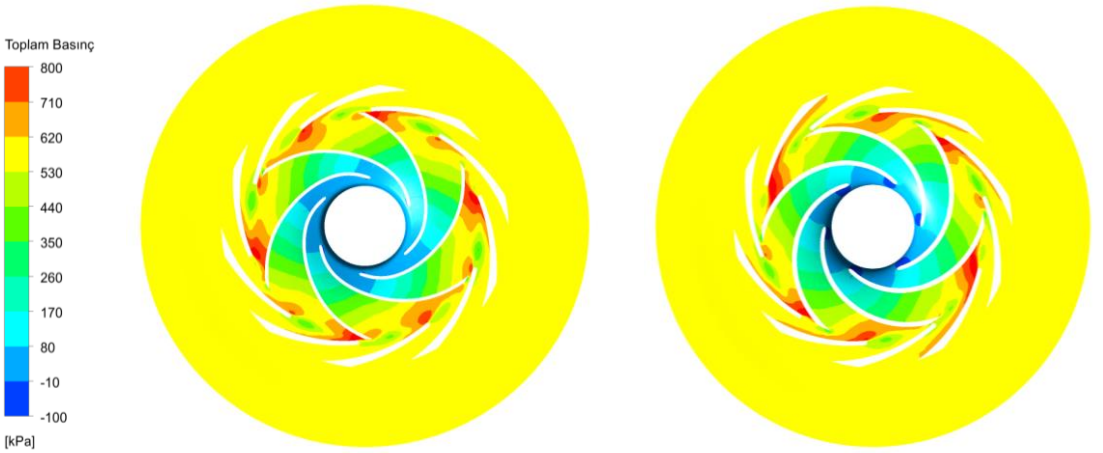
MÇ YTÇ

$Q/Q_T = 1.15$



MÇ YTÇ

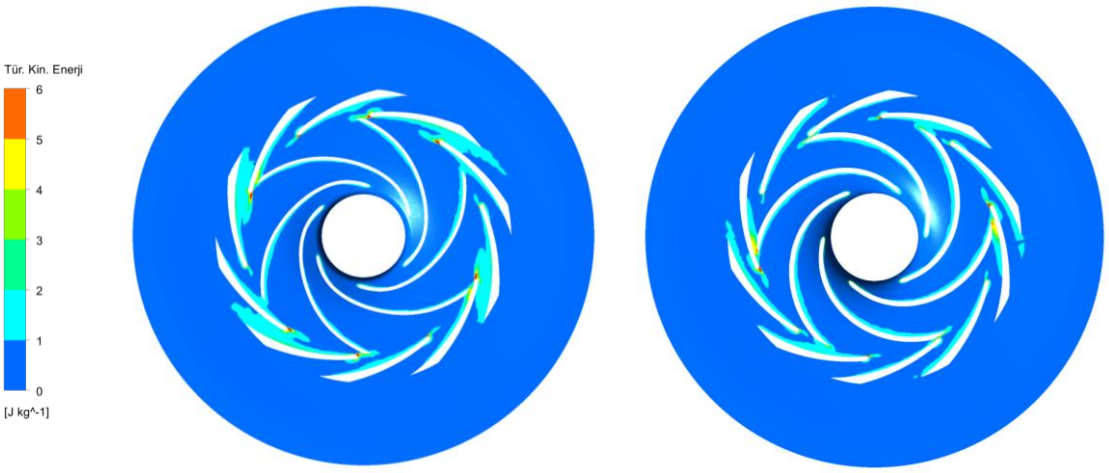
$Q/Q_T = 1$



MÇ YTÇ

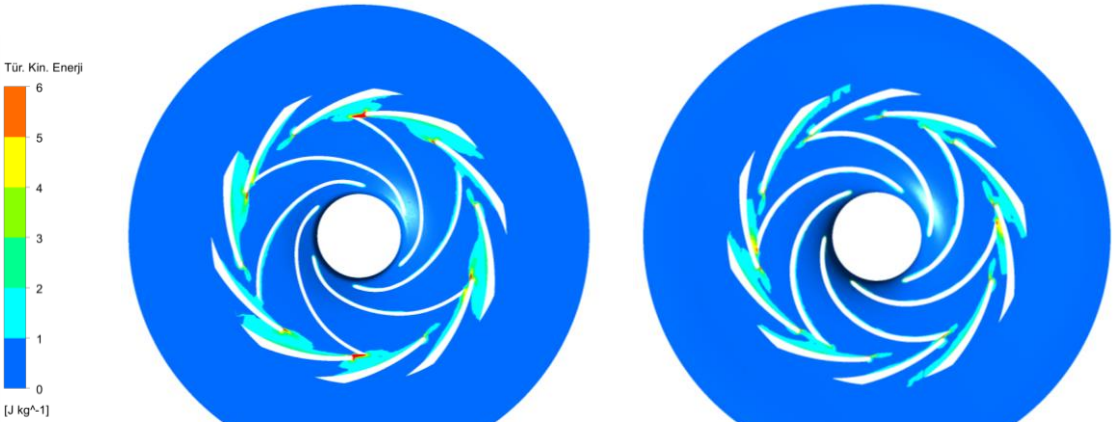
$Q/Q_T = 0.85$

Şekil 4.4. Farklı debi oranlarında eş eksenel yüzey üzerinde MÇ ve YTÇ için toplam basınç dağılımları



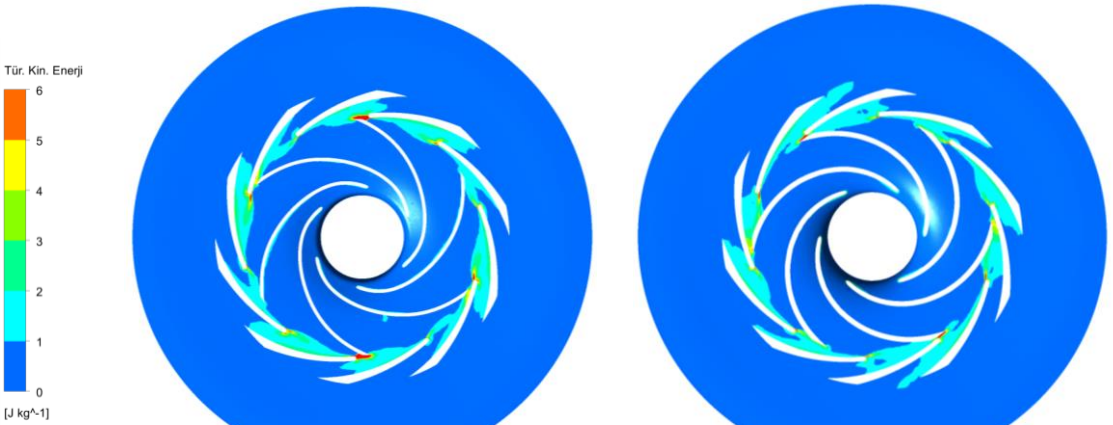
MÇ YTÇ

$Q/Q_T = 1.15$



MÇ YTÇ

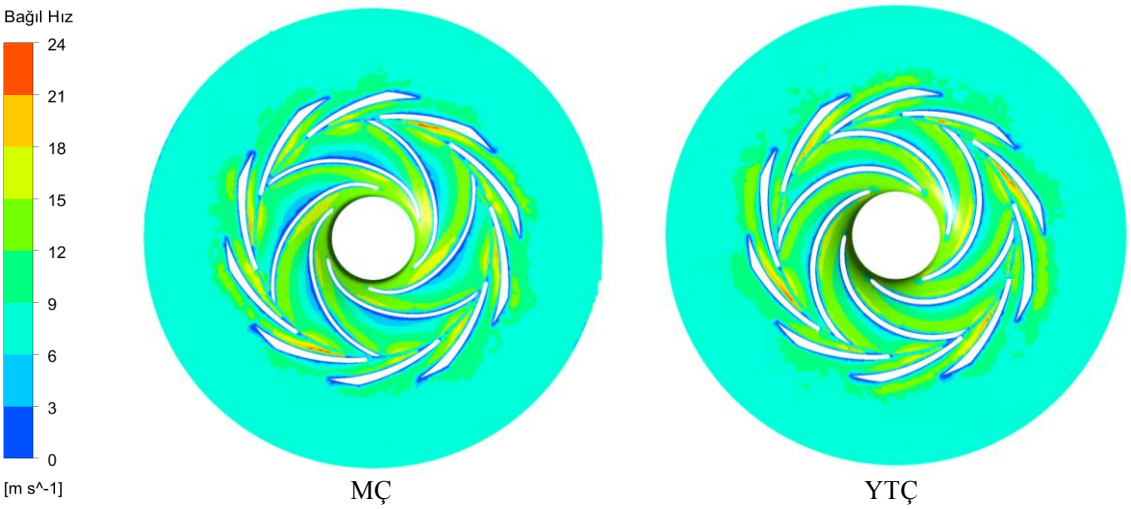
$Q/Q_T = 1$



MÇ YTÇ

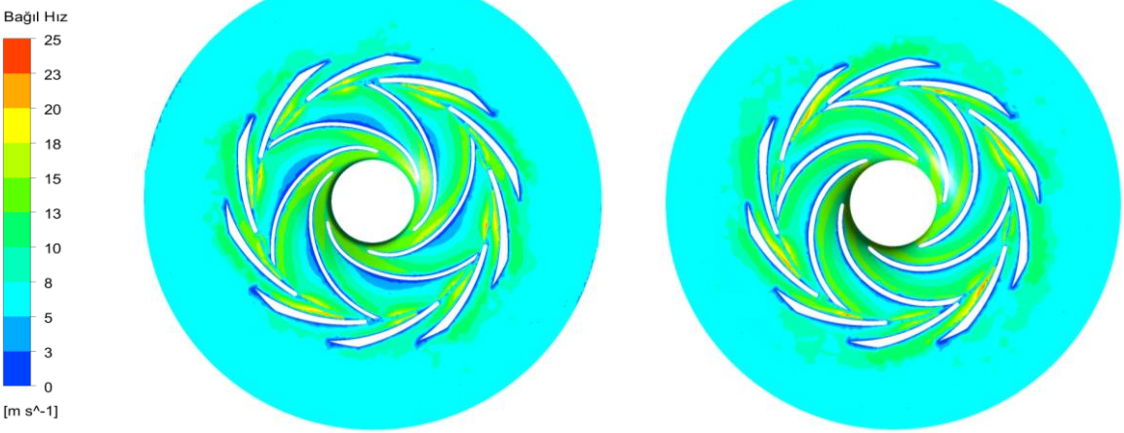
$Q/Q_T = 0.85$

Şekil 4.5. Farklı debi oranlarında eş eksenel yüzey üzerinde MÇ ve YTÇ için TKE dağılımları



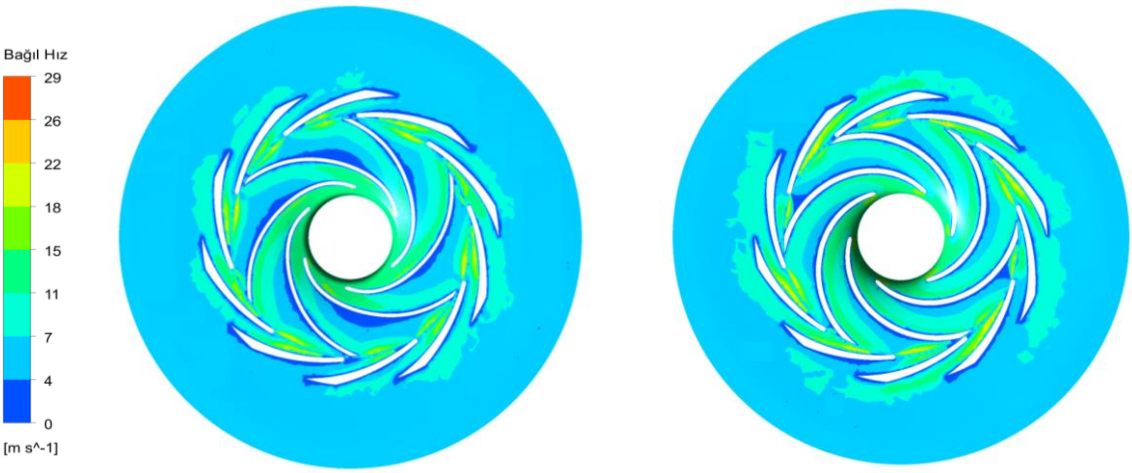
MÇ YTÇ

$Q/Q_T = 1.15$



MÇ YTÇ

$Q/Q_T = 1$



MÇ YTÇ

$Q/Q_T = 0.85$

Şekil 4.6. Farklı debi oranlarında eş eksenel yüzey üzerinde MÇ ve YTÇ için bağıl hız dağılımları

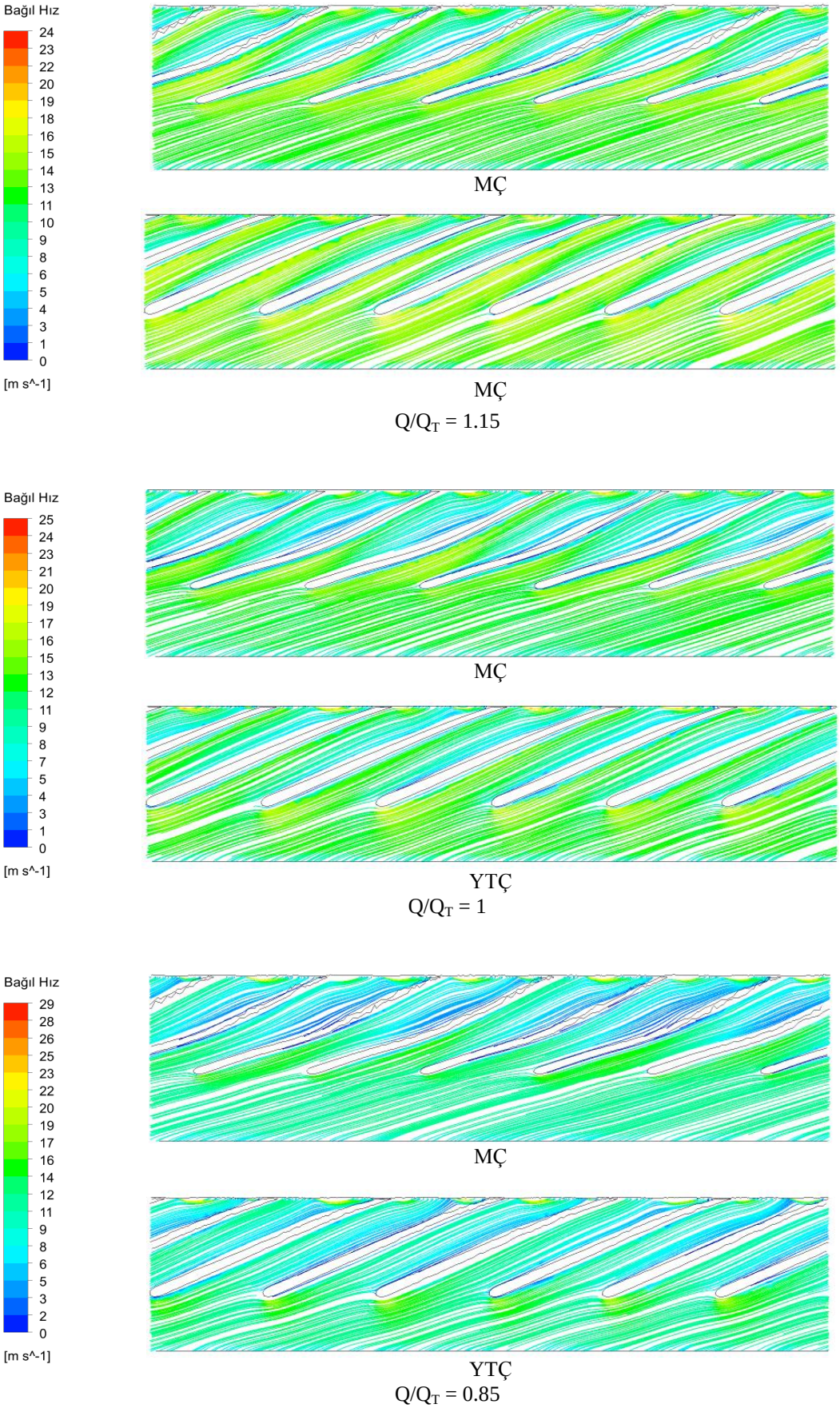
Ayrıca MÇ ve YTÇ'de eş eksenel yüzeylerin kanattan kanada olarak nitelendirilen açılmış hali üzerinde, üç farklı debide akım çizgileri oluşturularak Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Her iki çark için de debinin azalması ile kanatların pozitif basınç kenarlarındaki hızlarda azalma meydana geldiği ve buna bağlı olarak da akış ayrılması oluştuğu görülmektedir. YTÇ kullanımı ile, meydana gelen akış ayrılmaları önemli ölçüde giderilmiştir. YTÇ ile elde edilen kanat profilinin akışı çok daha iyi yönlendirdiği Şekil 4.6 ve 4.7'de çok açık olarak görülebilmektedir.

Farklı bir inceleme olarak MÇ ve YTÇ içerisinde girişten çıkışa doğru düzlemler oluşturulup bu düzlemlerde üç farklı debide statik basınç (sol tarafta) ve toplam basınç (sağ tarafta) dağılımları Şekil 4.8'de verilmiştir. Çarklardaki belirlenen düzlem kesitleri incelendiğinde, YTÇ ile çark yapısı bakımından çark girişinden çıkışına kadar alt ve üst yanak bölgesinde daha düzenli kesit dağılımı elde edildiği açıkça görülmektedir.

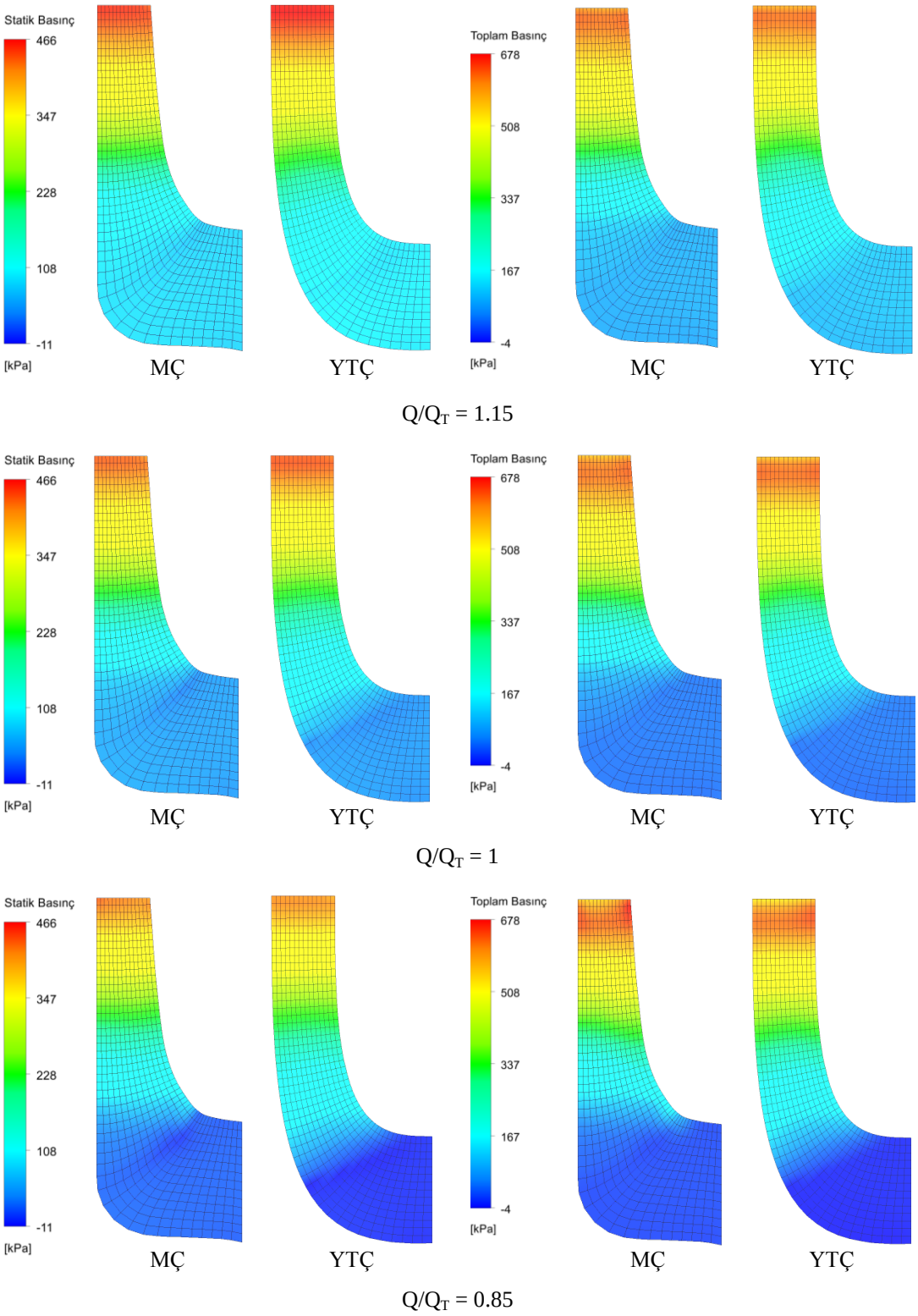
Hem MÇ hem de YTÇ içerisinde her üç debi için de çark girişinden çıkışına doğru düzenli bir basınç artışı meydana geldiği Şekil 4.8'de ortaya konmuştur. Debinin azalması ile her iki çarkta da çıkış basınçlarının birbirine yakın olmasına rağmen giriş bölgelerinde basınçlar azalmaktadır. Böylece çıkış ve giriş basıncı arasındaki farkın azalan debi ile artması basma yüksekliğini de artırmaktadır. Gerçekleştirilen sayısal analizlerde farklı debiler için çıkış yüzeyi sınır şartı olarak aynı basınçların tanımlanması farklı debilerdeki basınç farkını giriş bölgelerinde ortaya koymaktadır.

Ayrıca Şekil 4.9'da MÇ ve YTÇ'de aynı düzlemler üzerinde TKE (sol tarafta) ve bağıl hız (sağ tarafta) dağılımları verilmiştir. Debinin azalması ile MÇ'de üst yanak dönüş kısmında TKE değerlerinde ani artış yaşanırken, YTÇ'de aynı bölgelerde TKE değerlerinin neredeyse hiç değişmemesi, YTÇ ile elde edilen üst yanak profilinin daha uygun olduğunu göstermektedir. Debi arttıkça gerek MÇ gerekse YTÇ içerisinde akış hızlarında bir miktar artış meydana gelmektedir. YTÇ'de debinin artmasıyla MÇ'ye göre aynı akım çizgisi boyunca daha düzenli hız dağılımı elde edilmektedir.

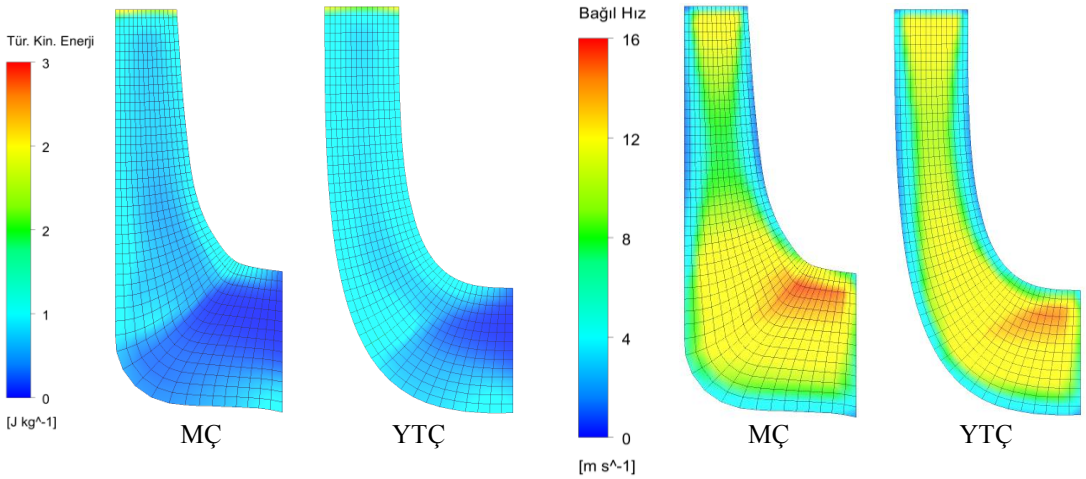
.



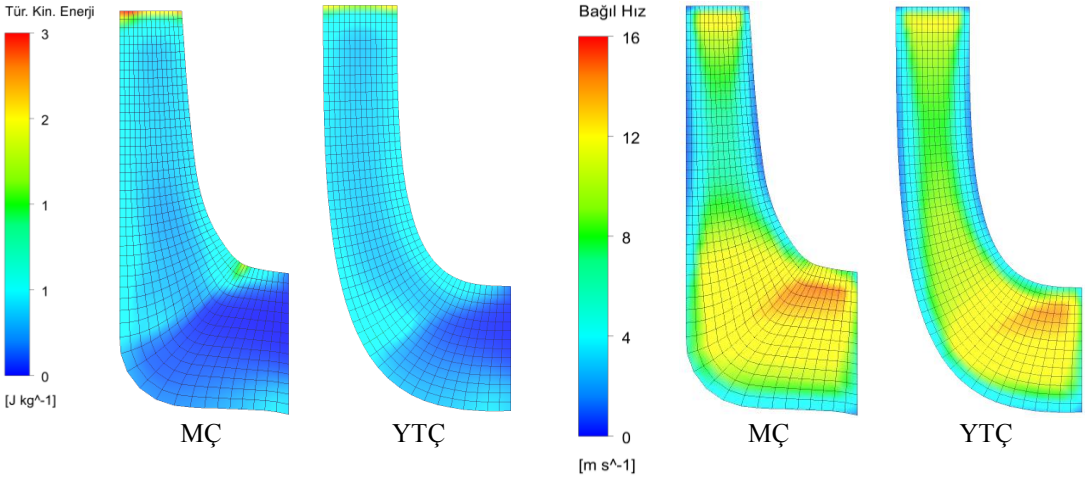
Şekil 4.7. Farklı debi oranlarında eş eksenel yüzeyin kanattan kanada açılmış formu üzerinde MÇ ve YTÇ için akım çizgileri



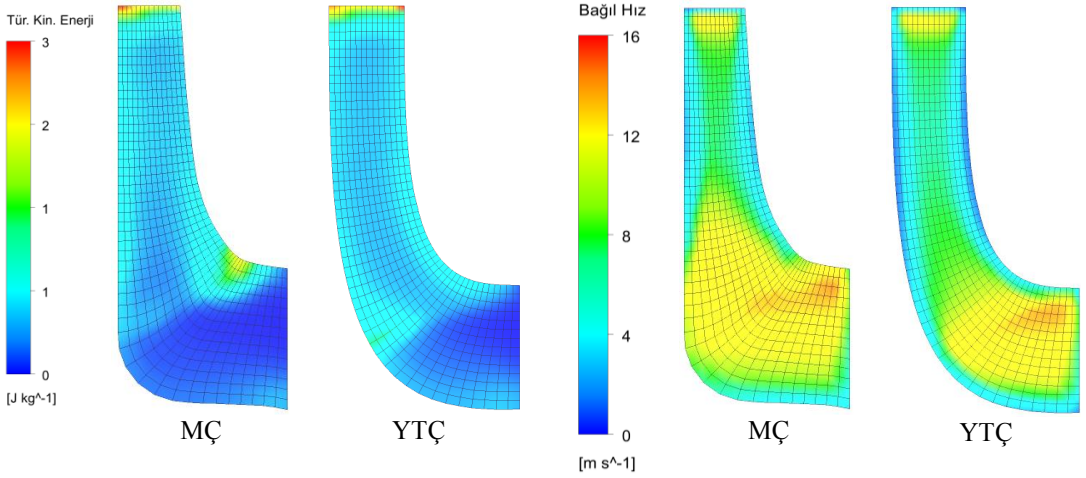
Şekil 4.8. Farklı debi oranlarında girişten çıkışa belirlenen düzlem üzerinde MÇ ve YTÇ için statik ve toplam basınç dağılımları



$Q/Q_T = 1.15$



$Q/Q_T = 1$



$Q/Q_T = 0.85$

Şekil 4.9. Farklı debi oranlarında girişten çıkışa belirlenen düzlem üzerinde MÇve YTÇ için TKE ve bağıl hız dağılımları

4.2. YTÇ Kullanılan Pompanın Sayısal Ve Deneysel Karşılaştırması

YTÇ üretiminin ardından, YTÇ'nin kullanıldığı pompa montajı tamamlanarak 2950d/d devir sayısında farklı debilerde pompa deneyi gerçekleştirilmiştir. Yapılan deney çalışmaları sonucunda, 16.24 ile 86.6m³/h arasında dokuz farklı debi değerinde gerekli veriler bilgisayar destekli deney seti üzerinden alınarak pompa basma yüksekliği, genel verimi ve mil gücü hesaplanmıştır.

Deneysel çalışma sonucunda elde edilen verilere göre pompanın en verimli noktası olan 80m³/h debi değeri için ANSYS-FLUENT ve ANSYS-CFX akış çözücülerinde farklı türbülans modelleri denenerek elde edilen sonuçlar Çizelge 4.2'de verilmiştir. Deneysel sonuçlar ile HAD sonuçları karşılaştırıldığında; deneysel sonuca en yakın basma yüksekliği değeri ANSYS-FLUENT ve k-ε realizable türbülans modeli ile elde edilirken deneysel sonuca en yakın genel verim değerlerinin hem ANSYS-FLUENT hem de ANSYS-CFX akış çözücülerinde k-ε realizable türbülans modelinde elde edildiği görülmektedir. Çalışmada gerek deneysel sonuçlara yakın değerler elde edilmesi gerekse bilgisayarda aynı anda birden fazla analizin yapılabilmesi nedeniyle ANSYS-FLUENT akış çözücüsü ve k-ε realizable türbülans modeli tercih edilmiştir. Basma yüksekliği ve genel verim için, tercih edilen akış çözücüsü ve türbülans modeli kullanılarak elde edilen HAD değerleri ve deneysel çalışma sonucunda elde edilen değerler sırası ile 80.7 / 81.47m ve 51.42 / 51.98% olarak belirlenmiştir.

Çizelge 4.2. En verimli noktada (80m³/h) deneysel sonuçlar ile farklı yöntem ve türbülans modellerinin karşılaştırılması

Yöntem	Model	H_m (m)	η_g (%)
Fluent	k-ω SST	77.64	50.74
	k-ε standard	79.83	50.35
	k-ε realizable	81.47	51.98
CFX	k-ω SST	76.43	52.39
	k-ε standard	77.01	51.02
Deney	-	80.70	51.42

Deneysel çalışmada tespit edilen tüm debi değerlerinde pompanın HAD analizleri ANSYS-FLUENT programında realizable *k-ε* türbülans modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. HAD sonuçlarına göre her debi için pompa basma yüksekliği, genel

verimi ve mil gücü hesaplanmıştır. Deneysel çalışma sonucunda en verimli nokta için debi, basma yüksekliği ve genel verim değerleri sırasıyla 80m³/h, 80.7m ve 51.42% olarak belirlenmiştir. Pompa için elde edilen HAD sonuçlarına göre en verimli nokta olan 80m³/h debi değerinde basma yüksekliği ve genel verim değerleri sırasıyla 81.47m ve 51.98% olarak hesaplanmıştır.

Hem deneysel hem de HAD sonuçlarına göre tüm debiler için belirlenen pompa karakteristikleri karşılaştırmalı olarak Şekil 4.10'da verilmiştir.

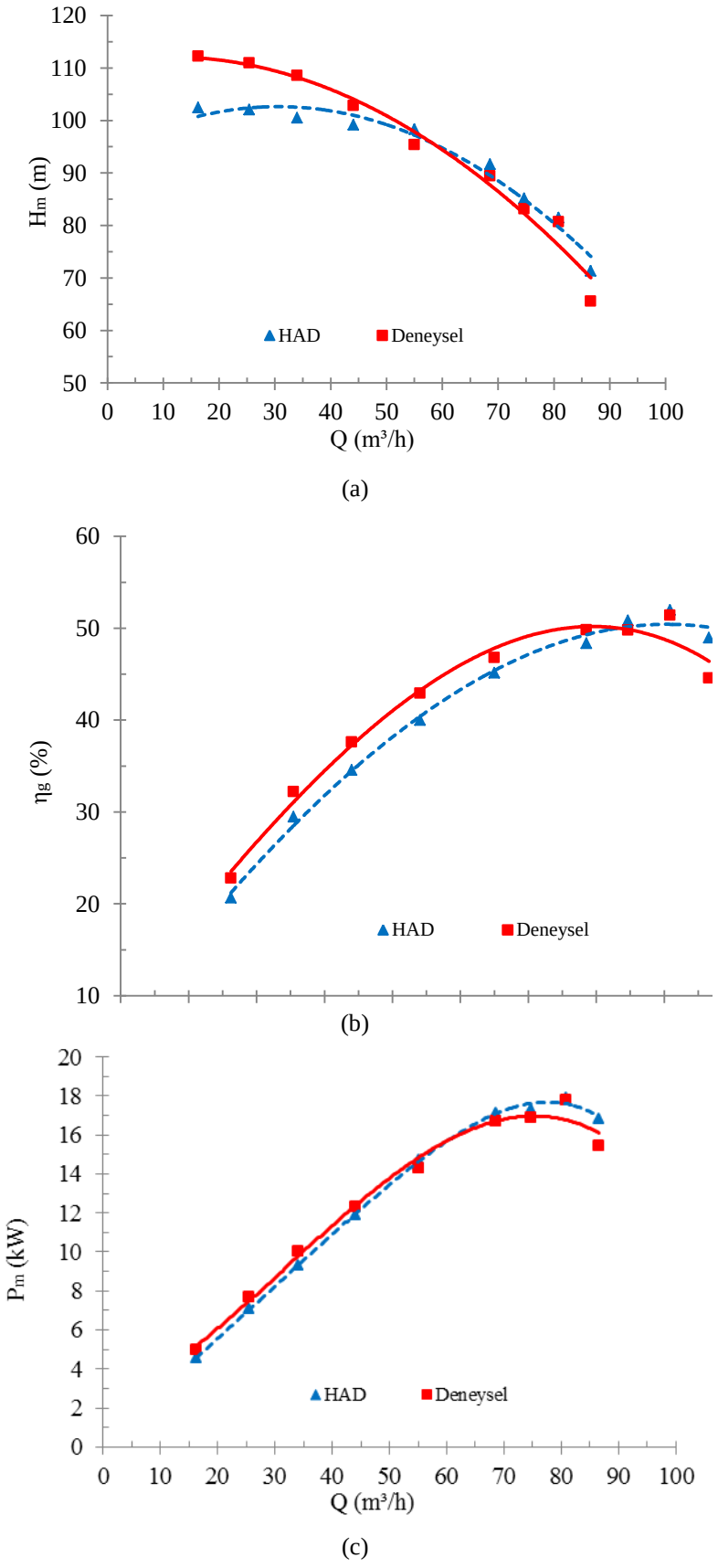
Şekil 4.10(a) incelendiğinde artan debi ile basma yüksekliğinin azaldığı görülmektedir. Genel verim değerlerinin 80m³/h debi değerine kadar debi arttıkça arttığı bu debiden itibaren ise azaldığı Şekil 4.10(b)'de ortaya konmuştur.

Deneysel sonuçlar ve HAD sonuçları arasındaki en düşük farklılık, en verimli nokta olan 80m³/h debi değerinde gerçekleşmektedir. En verimli noktadaki debi değerinden daha düşük ve daha yüksek debilerde ise karmaşık akış fiziğinden dolayı deneysel sonuçlar ve HAD sonuçları arasındaki farklılık artış göstermektedir. Hidrolik güç değerleri hidrolik verimde olduğu gibi 80m³/h debiye kadar artmakta bu debiden sonra ise azalmaktadır (Şekil 4.10(c)).

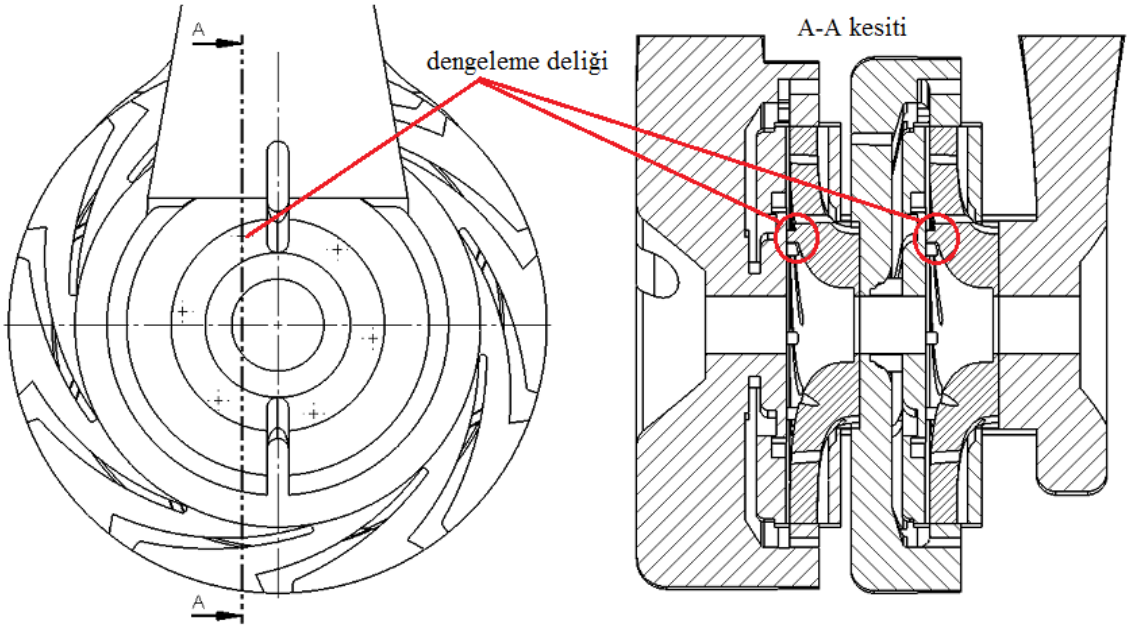
Basma yüksekliği, hidrolik verim ve hidrolik güç için bulunan deneysel sonuçlar ve HAD sonuçları arasındaki farklılığın, belirlenen tüm debilerde 10%'dan daha düşük olduğu hesaplanmıştır. En verimli nokta olan 80 m³/h debi için hesaplanan farklılıklar ise sırasıyla 0.95, 1.1 ve 0.96% olarak hesaplanmıştır. Elde edilen bu sonuçlar HAD çalışmalarının pompa performansını belirlemede kabul edilebilir seviyede olduğunu göstermektedir (Yang ve ark., 2012; Zhou ve ark., 2012).

Pompalar basma yüksekliği, debi ve devir sayısına göre tasarlanmaktadır. Pompa içerisindeki akışkanın sahip olduğu değişken basınç ve hız dağılımı tasarım debisine olan uzaklığa bağlı olarak akış ayrılması, ters akış, dolanımlı akış ve kavitasyon gibi problemlere sebep olabilmektedir. Tasarım dışı debilerde türbülans etkisinin artması nedeniyle HAD da kullanılan türbülans modeli ile elde edilen sonuçların doğruluğu, meydana gelen türbülans etkisinin belirlenebilme seviyesine bağlıdır. Bu sebeple Şekil 4.10'da görüldüğü gibi deneysel ve HAD değerleri arasındaki farklılık tasarım dışı debilerde artmaktadır.

Pompa akış hacminde oluşturulan ayrı bir düzlem üzerinde sayısal akış görselleştirme çalışmaları yapılmıştır. Pompa akış hacminin herhangi bir dengeleme deliğinin merkezinden geçecek şekilde bir YZ düzlemi oluşturulmuştur. Bu düzlemdeki akış hacminin kesit görünümü Şekil 4.11'de verilmiştir.



Şekil 4.10. Farklı debilerde sayısal ve deneysel olarak (a)basma yüksekliği, (b)genel verim ve (c)mil güçlerinin karşılaştırılması

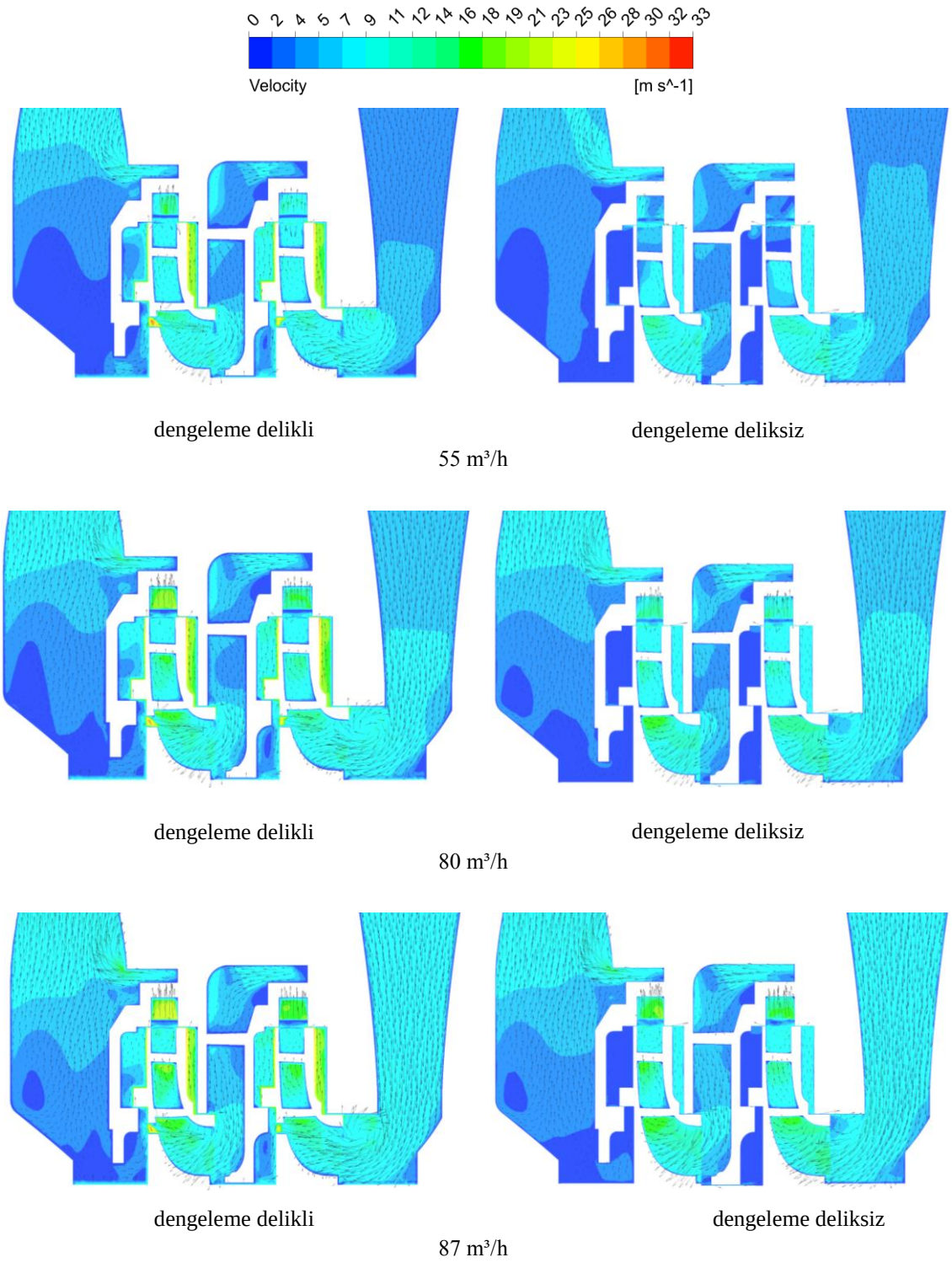


Şekil 4.11. Pompa akış hacminin, HAD sonuçlarına göre akış özelliklerinin belirlenmesi amacıyla oluşturulan YZ düzlemi üzerindeki kesit görünümü

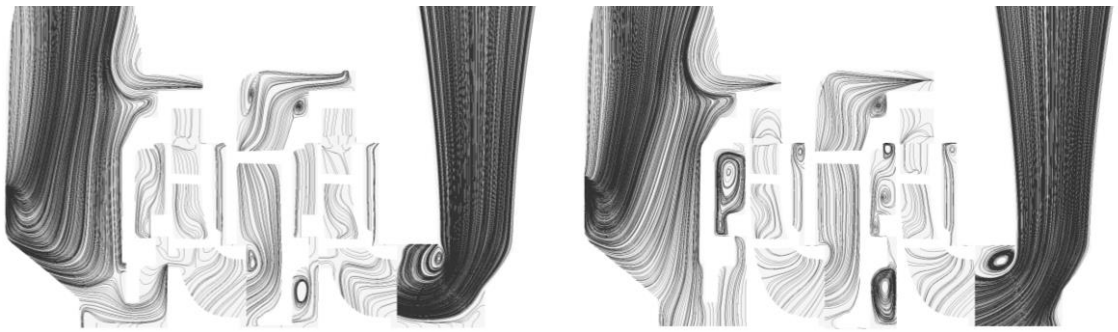
Hız vektörleri, hız dağılımları, akım çizgileri ve statik basınç dağılımı gibi akış karakteristikleri üç farklı debi değerinde (55, 80 ve 87m³/h) dengeleme delikli ve dengeleme deliksiz çark modelleri için bu düzlemde Şekil 4.12 - 4.14'te görüldüğü gibi hazırlanmıştır.

YZ kesit düzlemi üzerinde akış hızlarındaki azalma ve artışların açıkça görülebildiği iki boyutlu bağıl hız vektör alanları ve dağılımları Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Çark çıkışından difüzör girişine kadar akış alanının artmasından dolayı akış yavaşlamaktadır. Boşlukların ve dengeleme deliklerinin bulunduğu bölgelerde ters akışların meydana geldiği ve akış hızlarında artma olduğu Şekil 4.12 ve 4.13'te görülebilmektedir. Dengeleme delikli ve dengeleme deliksiz çark modelleri kullanılan pompalar karşılaştırıldığında her üç debide de, çarkın önündeki kaçak akış bölgelerinde daha düşük hız değerleri dikkat çekmektedir. Diğer taraftan çarkın arka tarafındaki kaçak bölgelerinde ise oldukça düşük akış hızlarının oluştuğu görülmektedir. Pompa giriş bölgesinde debinin azalması ile hız değerleri düşmektedir. Hem dengeleme delikli hem de dengeleme deliksiz çark modellerinin kullanıldığı pompalarda farklı hız dağılımları meydana gelmektedir. Buna bağlı olarak özellikle de çark girişi üst yanak kısımlarındaki ani hız değişimi nedeniyle dönümlü akışlar oluşmaktadır. Ayrıca difüzör giriş bölgelerinde ters akışlarda ve akış hızlarında bir miktar artış gözlenmektedir.

Dengeleme deliği bulunmayan çark modelli pompada ise çarkların arka kısmındaki kaçak bölgelerinde akışın çark içerisine dâhil olamaması nedeniyle dönümlü akışlarda önemli ölçüde artışlar meydana geldiği Şekil 4.13'te açıkça görülmektedir.

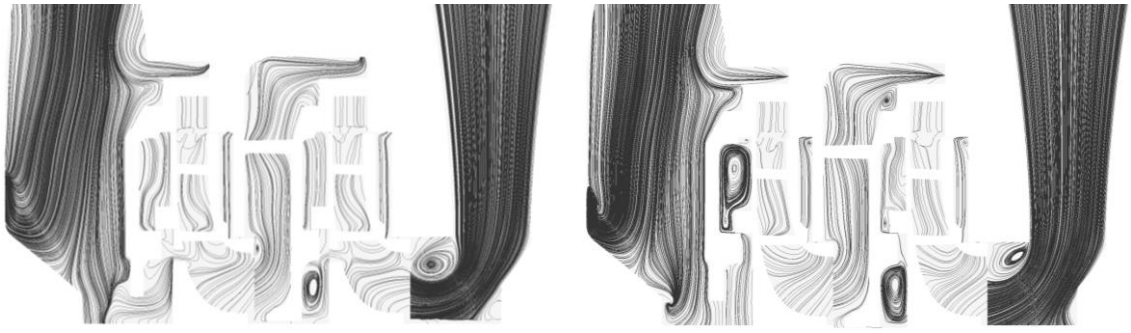


Şekil 4.12. Farklı debilerde teğetsel bağıl hız vektörleri ve hız dağılımlarının YZ düzlemindeki görünümü



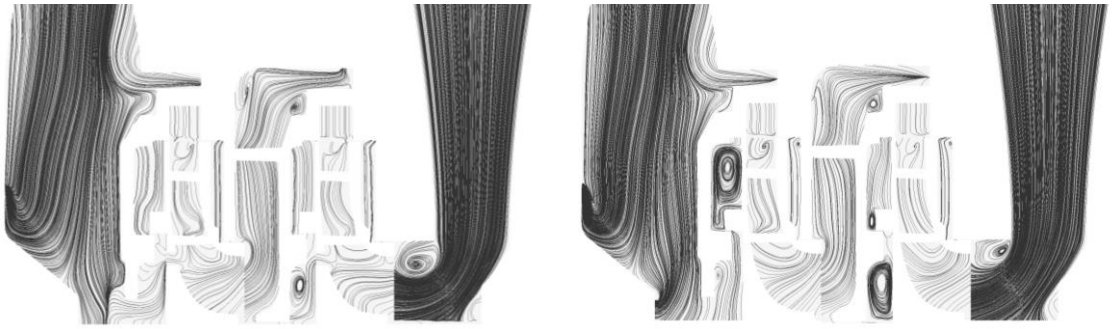
dengeleme delikli dengeleme deliksiz

55 m³/h



dengeleme delikli dengeleme deliksiz

80 m³/h



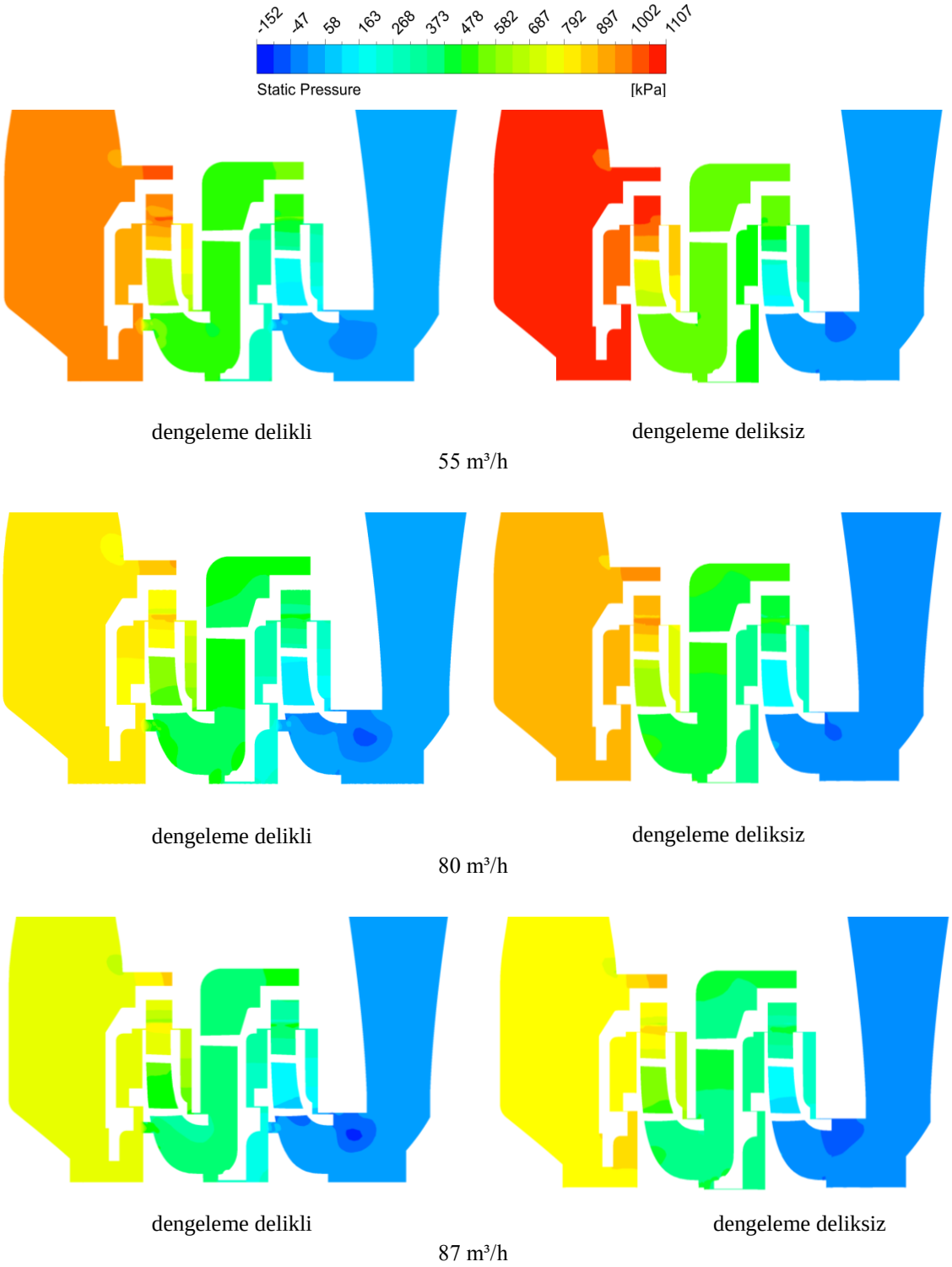
dengeleme delikli dengeleme deliksiz

87 m³/h

Şekil 4.13. Farklı debilerde akım çizgilerinin YZ düzlemindeki görünümü

Şekil 4.14'de ise aynı düzlemde statik basınç dağılımı gösterilmektedir. Tüm debilerde dengeleme delikli ve dengeleme deliksiz çarklı pompalarda renk dağılımlarında görüldüğü gibi statik basınç pompa emme tarafından basma tarafına doğru düzenli bir biçimde artmaktadır. Dengeleme deliğinin ihmal edildiği durumlarda pompa çıkışına doğru daha yüksek basınç dağılımı meydana gelmektedir. Ayrıca dengeleme deliğinin bulunduğu ve bulunmadığı durumlarda debi arttıkça pompa ikinci

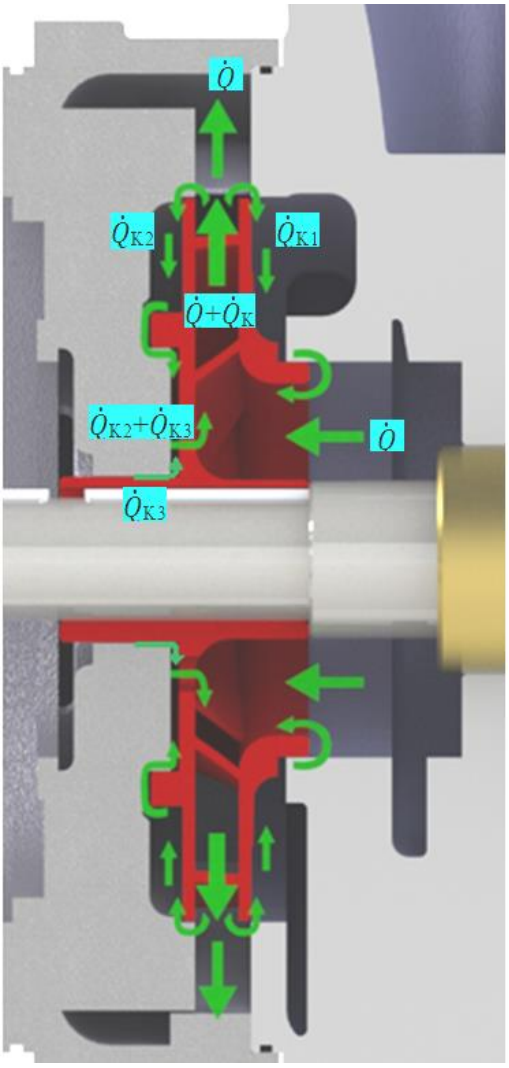
kademesinden pompa çıkışına doğru statik basınç değerlerinde dikkate değer bir düşüş gerçekleştiği görülmektedir.



Şekil 4.14. Farklı debilerde statik basınç dağılımlarının YZ düzlemindeki görünümü

Çalışmada, dengeleme deliğinin pompadaki eksenel kuvvete olan etkisi de ayrıca incelenmiştir. Eksenel yöndeki tüm kuvvetler belirlenmiş ve tasarım debisi için (80m³/h) dengeleme delikli ve dengeleme deliksiz durumlar karşılaştırılmıştır. HAD analizleri neticesinde dengeleme deliğinin bulunmadığı durumda toplam eksenel kuvvet 875N iken, dengeleme deliğinin dâhil edilmesi durumunda toplam eksenel kuvvetin 3N değerine düştüğü tespit edilmiştir. Bu sonuç çarklarda açılan dengeleme deliğinin eksenel kuvveti ciddi oranda etkilediğini göstermektedir.

Pompanın çark, difüzör ve emme kısmı arasındaki boşluk ve dengeleme deliğinden geçen tüm kaçak akışlar pompa birinci kademesi için belirlenerek Şekil 4.15'te gösterilmiştir.



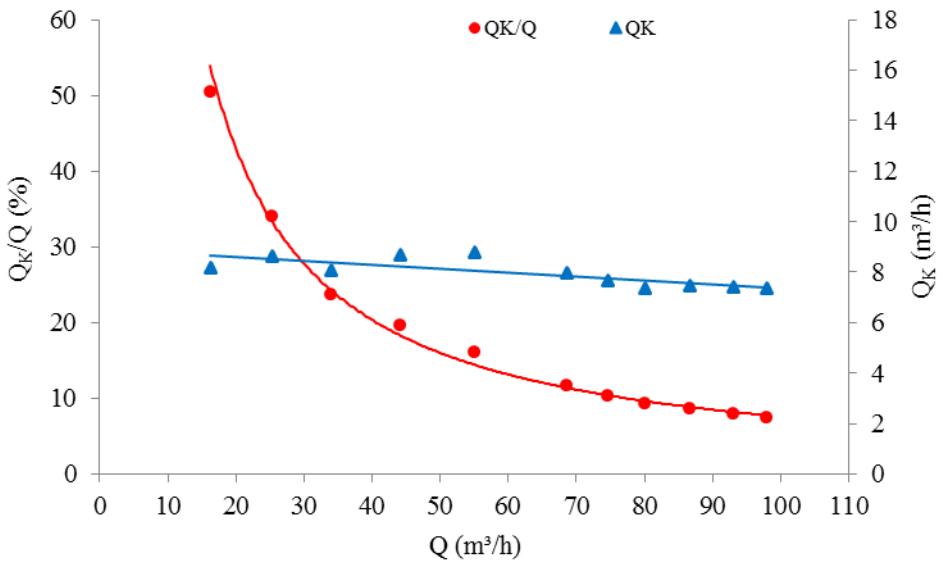
Şekil 4.15. Pompa birinci kademesinde gerçekleşen akış yönleri

Toplam kaçak debi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{K1} + \dot{Q}_{K2} + \dot{Q}_{K3} \tag{4.1}$$

Burada $\dot{Q}_{K1}$ çark çıkışından çarkın girişine doğru oluşan kaçak akıştır ve çark girişinden çark içerisindeki ana akışa dâhil olmaktadır. $\dot{Q}_{K2}$ olarak gösterilen kaçak akış çark çıkışından çarkın arka kısmına doğru yönlenmektedir. Benzer şekilde $\dot{Q}_{K3}$ difüzör çıkışından çark arka kısmına doğru meydana gelen kaçak akıştır. $\dot{Q}_K$ ise toplam kaçak akış miktarını temsil etmektedir. Hem $\dot{Q}_{K2}$ hem de $\dot{Q}_{K3}$ çarkın arka tarafındaki dengeleme deliğinden çarkın içerisindeki akışa dâhil olmaktadırlar. Tüm kaçak akışların yönlenmesinin düşük basınç bölgelerinden yüksek basınç bölgelerine doğru meydana geldiği Şekil 4.14 ve 4.15'te net bir şekilde görülmektedir.

Toplam kaçak akışın ve kaçak akışın pompa debisine oranının farklı debilere göre değişimi Şekil 4.16'da verilmiştir. Görüldüğü gibi toplam kaçak akış miktarı farklı debilere göre çok az değişim göstermektedir. Ancak toplam kaçak akış oranı ise pompa debisinin azalması ile önemli derecede artış göstermektedir. Bu oran tasarım debisinde yaklaşık 9% iken düşük debilerde 50%'ye kadar ulaşmaktadır. Kaçak akışı etkileyen parametreler boşluk geometrisi, pompa devri ve pompa basıncıdır (Babayigit ve ark., 2017). Bu çalışmada farklı pompa debilerinde boşluk geometrisi ve devir sayısı değişmemektedir. Bu nedenle kaçak akışların değişimi pompa çarkındaki statik basınçlara bağlı olarak gerçekleşmektedir. Birinci çarkın çıkışındaki statik basınçların farklı pompa debileri için neredeyse aynı olduğu Şekil 4.14'te görülmektedir. Bu nedenle de farklı pompa debilerindeki toplam kaçak akış miktarları birbirine oldukça yakın olarak belirlenmiştir.



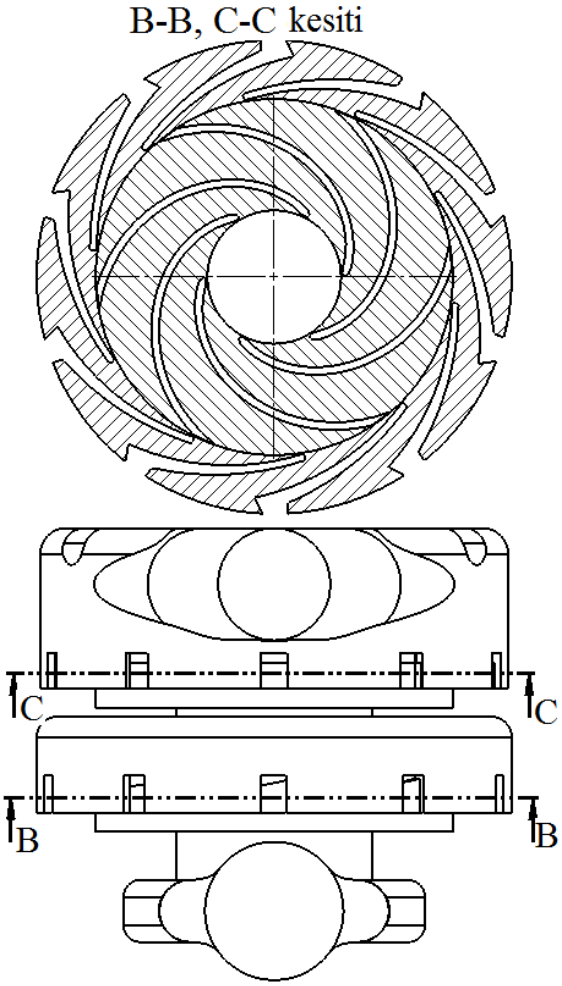
Şekil 4.16. Toplam kaçak akışın ve kaçak akışın pompa debisine oranının farklı debilere göre değişimi

Tasarım debisi (80m³/h) için tüm kaçak akış debi miktarları tespit edilerek Çizelge 4.3'te sunulmuştur. Çizelgede görüldüğü üzere kaçak akışlar sırası ile toplam kaçak debi miktarının yaklaşık 41%, 42% ve 17% sini oluşturmaktadır. Bu farklı oranların meydana gelmesinin sebebi kaçak akışların oluştuğu boşluk büyüklüğü ve bu bölgelerdeki basınç farklılıklarıdır.

Çizelge 4.3. Tasarım debisi için kaçak debi miktarları

Parametre	$\dot{Q}$ (m³/h)
$\dot{Q}$	80
$\dot{Q}_K$	7.38
$\dot{Q}_{K1}$	3.05
$\dot{Q}_{K2}$	3.06
$\dot{Q}_{K3}$	1.27

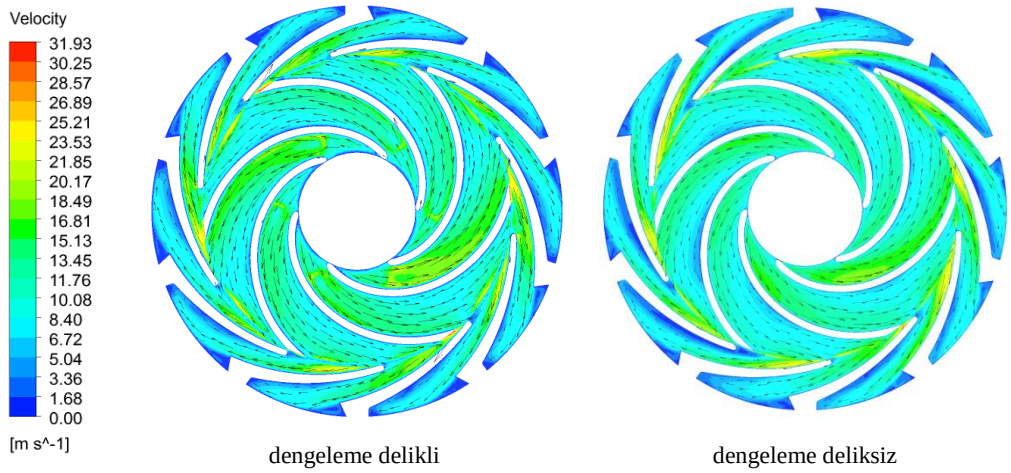
Pompanın birinci ve ikinci kademesinde çarkların tam ortasından geçecek şekilde XY düzlemleri oluşturularak pompa akış hacminin bu düzlemler üzerindeki kesit görünüşü Şekil 4.17'de gösterilmiştir.



Şekil 4.17. Pompa akış hacminin birinci ve ikinci kademelerinin tam ortalarından geçecek şekilde oluşturulan XY düzlemi üzerindeki kesit görünümü

Dengeleme deliğinin dâhil edildiği ve dâhil edilmediği durumlar için birinci ve ikinci kademede bahsedilen düzlemler üzerinde teğetsel hız vektörleri ile bağıl hız dağılımları, statik basınç ve TKE dağılımları ayrı ayrı belirlenerek Şekil 4.18 ve 4.19'da sunulmuştur. Şekillerde verilen görüntülere bakarak mekanik mil gücünün akış enerjisine dönüştürülmesinde çark ve difüzörün geometrik dizaynının başarılı olduğu yorumlanabilir.

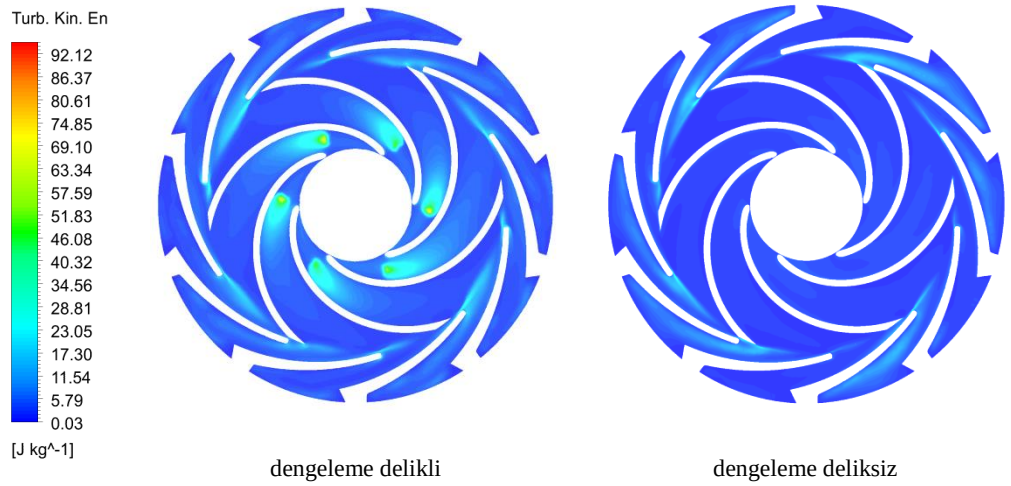
Dengeleme deliğinin dâhil edildiği durumda, çark kanatlarının pozitif basınç kenarlarına yakın bölgelerinde meydana gelen akış ayrılmalarında azalma meydana gelmektedir. Dengeleme deliği etrafındaki hız dağılımlarında ise her iki kademede de diğer bölgelere göre bir miktar artış gerçekleştiği Şekil 4.18(a) ve 4.19(a)'dan tespit edilmektedir.



(a)

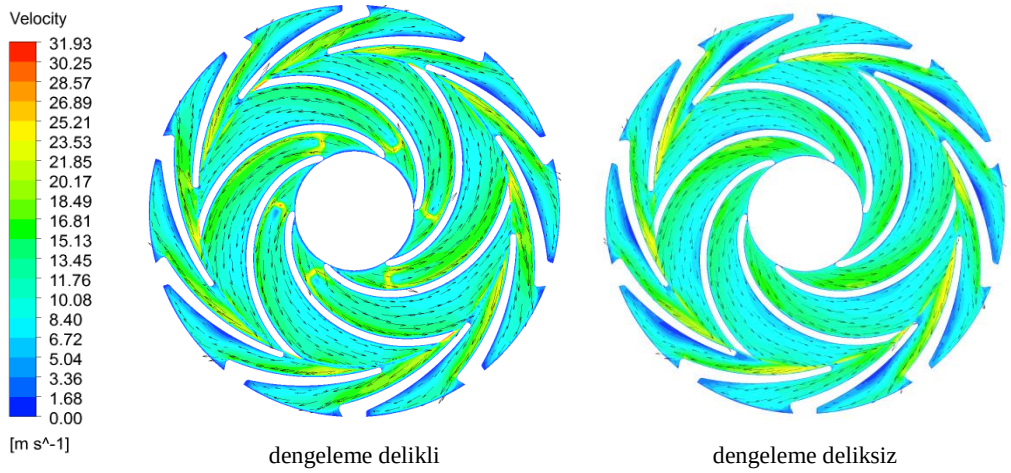


(b)

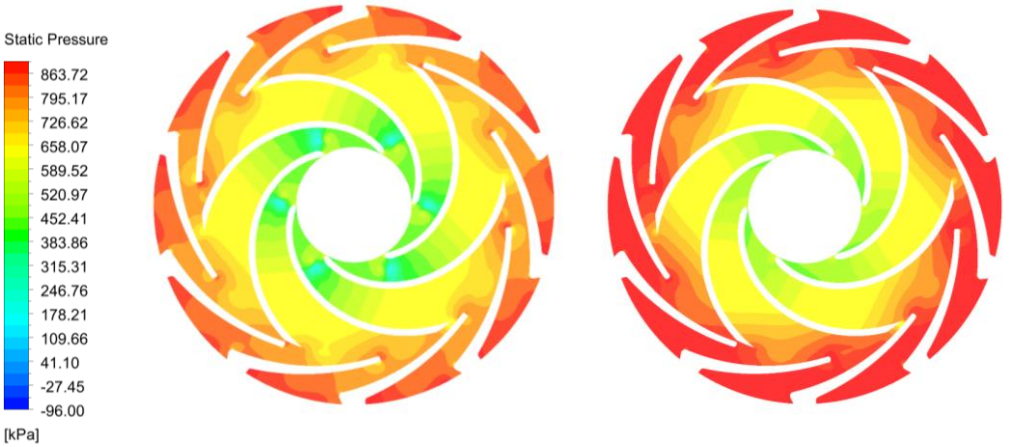


(c)

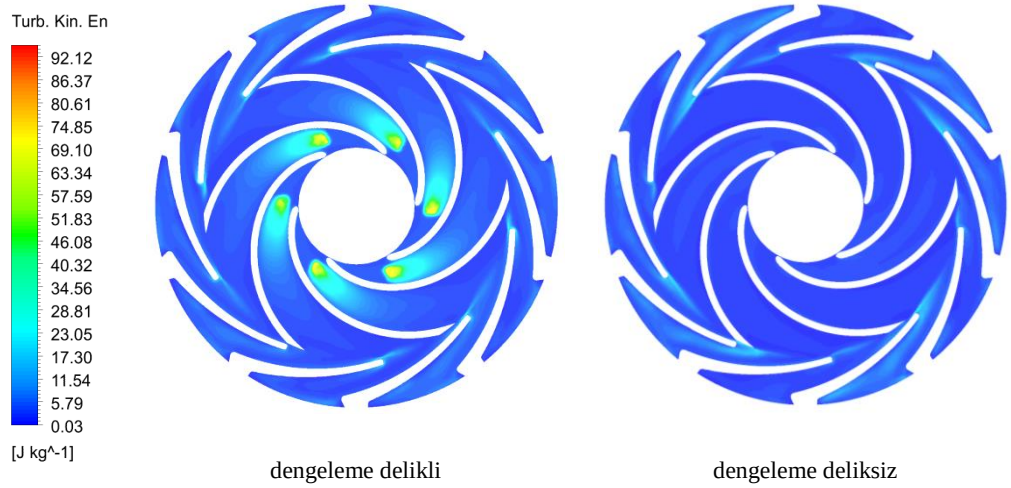
Şekil 4.18. Tasarım debisinde birinci kademedeki XY orta düzleminde (a) teğetsel bağıl hız vektörleri ve bağıl hız dağılımı, (b) statik basınç dağılımı ve (c) TKE dağılımı



(a)



(b)



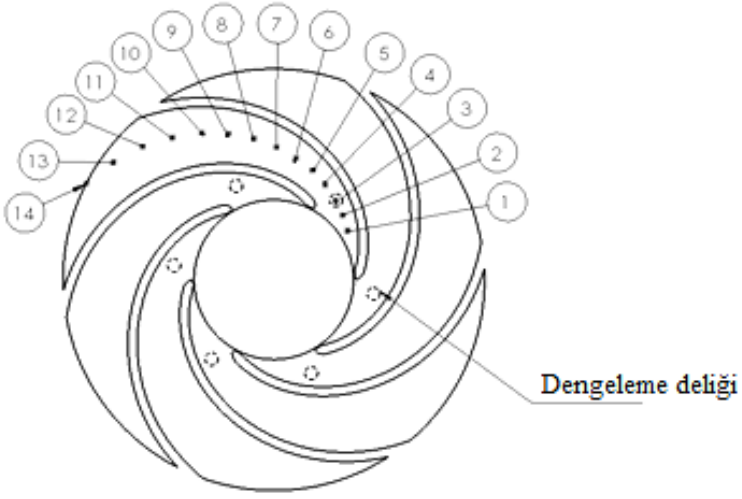
(c)

Şekil 4.19. Tasarım debisinde ikinci kademedeki XY orta düzleminde (a) teğetsel bağıl hız vektörleri ve bağıl hız dağılımı, (b) statik basınç dağılımı ve (c) TKE dağılımı

Şekil 4.18(b) ve 4.19(b)'de görüldüğü gibi dengeleme deliği olmadığı durumda her iki kademede de çark girişinden çıkışına kadar statik basınç değerlerinde düzenli bir artış oluşmaktadır. Dengeleme deliklerinin dâhil edildiği durumda kademeler arasındaki yüksek basınç farkından dolayı, kanatlar arasındaki akış giriş bölgelerinde bulunan dengeleme deliklerinin olduğu yerlerde ani basınç düşümleri ortaya çıkmaktadır. Dengeleme deliklerinin olduğu bölümler ihmal edilirse her iki kademede de statik basınç artışları neredeyse eşit şekilde gerçekleşmektedir.

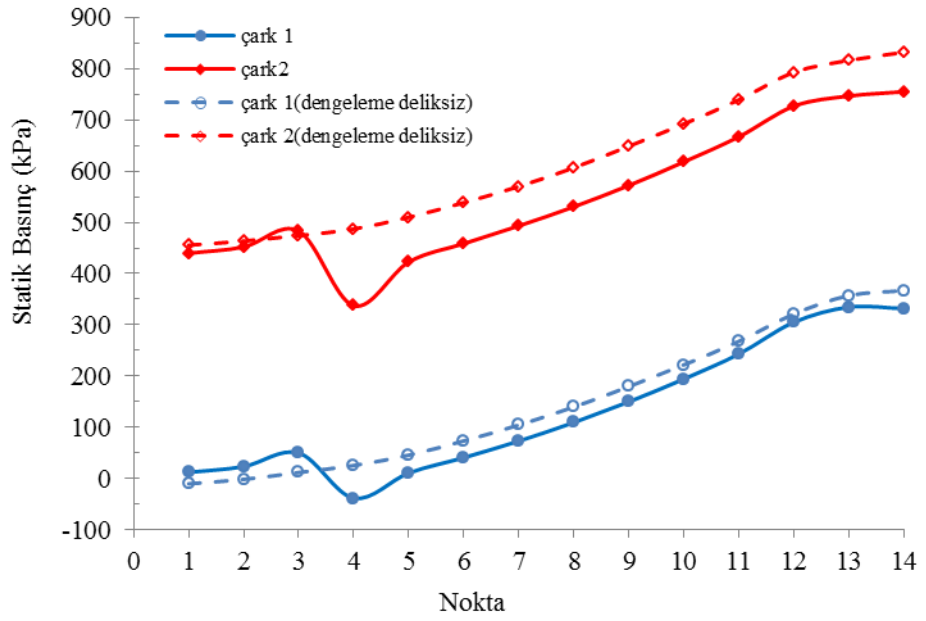
Her iki kademedeki TKE dağılımı Şekil 4.18(c) ve 4.19(c)'de gösterildiği gibi benzer şekilde meydana gelmektedir. Dengeleme deliklerinin bulunduğu yerler haricinde her iki kademede de düzlem boyunca neredeyse aynı türbülans kinetik enerji dağılımları elde edilmiştir. Dengeleme deliklerinin ve difüzör kanatlarının girişinin bulunduğu bölgelerde TKE değerlerinde artış görülmektedir. TKE değerlerindeki en belirgin artış dengeleme deliklerinin olduğu yerlerde gerçekleşmektedir. Ayrıca Şekil 4.18(b) ve 4.19(b)'de gösterildiği gibi statik basınç değerlerindeki en belirgin azalma da dengeleme deliklerinin bulunduğu yerlerde meydana gelmektedir.

Her iki çark için XY üzerindeki orta düzlemlerde iki kanat arasında kanat profilini takip edecek şekilde 14 adet nokta oluşturularak Şekil 4.20'de gösterilmiştir. 3 numara ile gösterilen nokta dengeleme deliğinin merkezinde bulunmaktadır.

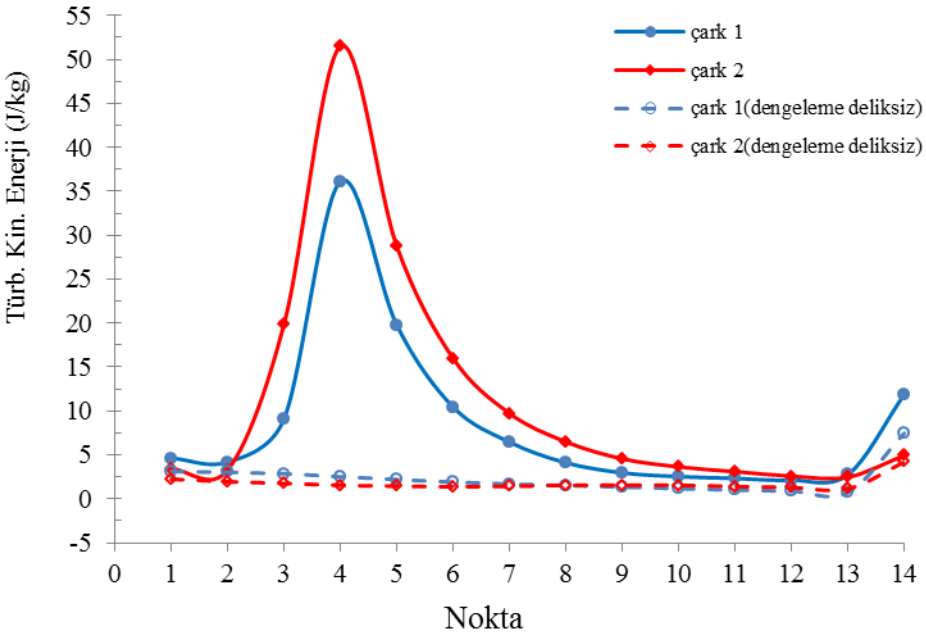


Şekil 4.20. Birinci ve ikinci kademelerde çarkın ortasından geçen XY düzlemlerinde kanat profilini takip eden ve dengeleme deliğinden geçen noktaların gösterimi

Her iki çark için belirlenen bu noktalarda statik basınç ve TKE değerleri tespit edilerek Şekil 4.21(a) ve 4.21(b)'de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4.21. Dengeleme deliği olan ve olmayan durumlarda birinci ve ikinci kademelerde tasarım debisinde Şekil 4.20 de gösterilen noktalarda (a) statik basınç ve (b) TKE değerleri

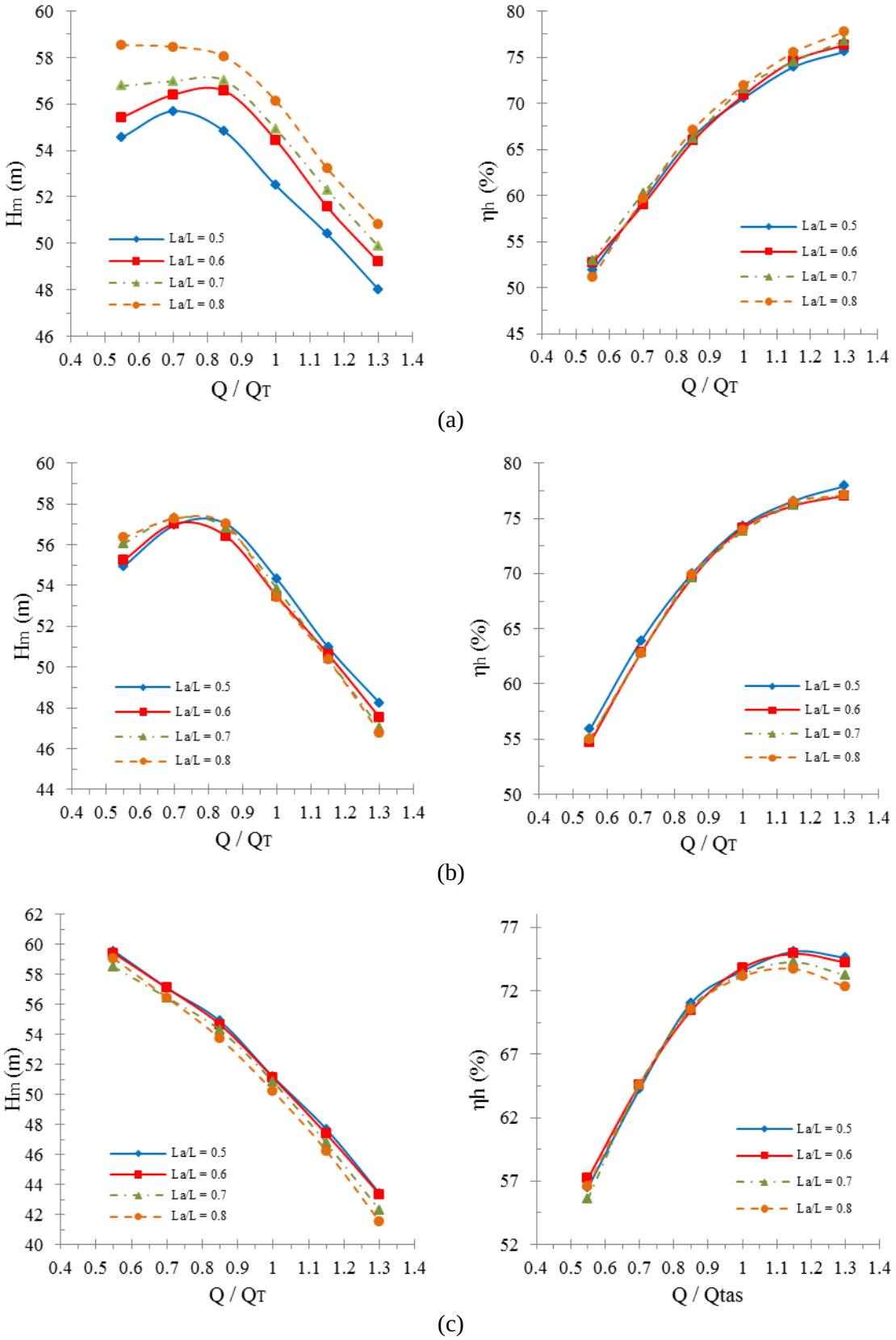
Çark girişinden çıkışına doğru dengeleme deliğine kadar statik basıncın düzenli bir biçimde arttığı, ancak dengeleme deliğinin bulunduğu noktadan sonra basıncın ani bir düşüş gösterdiği ve sonra tekrar arttığı görülmektedir. Çark çıkışlarınki noktalarda ise difüzöre girişteki kesit farklılıkları nedeniyle basınç değerindeki artışlarda dalgalar meydana geldiği görülmektedir.

Dengeleme deliği öncesine kadar TKE dağılımının hemen hemen değişmediği, dengeleme deliğinin başladığı nokta ile TKE'nin artmaya başladığı ve dengeleme deliğinden sonraki noktada önemli ölçüde TKE artışı meydana geldiği görülmektedir. Daha sonraki noktalarda TKE değerinin dengeleme deliği öncesindeki değere kadar azaldığı ve sonrasında neredeyse sabit kaldığı tespit edilmiştir. Çark çıkışındaki noktada ise difüzöre girişteki kesit farklılığı nedeniyle yeniden TKE artışı meydana gelmektedir.

4.3. YTÇ Üzerinde Çoklu Çark Parametre Denemeleri

YTÇ üzerinde çoklu çark parametreleri olarak; farklı kanat sayısı, kanat sarım açısı ve ara kanat ilaveleri birlikte uygulanmış ve tekil çark olarak HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada 4, 5 ve 6 olmak üzere üç farklı kanat sayısı, 100°, 125° ve 150° olmak üzere üç farklı kanat sarım açısı ve ara kanat uzunluğunun ana kanat uzunluğuna oranı 50, 60, 70 ve 80% (L_a/L =0.5, 0.6, 0.7 ve 0.8) olmak üzere dört farklı oranda ara kanat ilavesi ile toplamda 36 farklı çark denemesi gerçekleştirilmiştir. Kanat sayısı, kanat sarım açısı ve ara kanat ilavesinin pompa çarkının performansına etkileri detaylı bir şekilde incelenmiştir. Debilere göre basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimleri ara kanat ilave oranının, kanat sayısının ve sarım açısının çark performansına etkisini belirlemek için ayrı ayrı detaylı olarak verilmiştir.

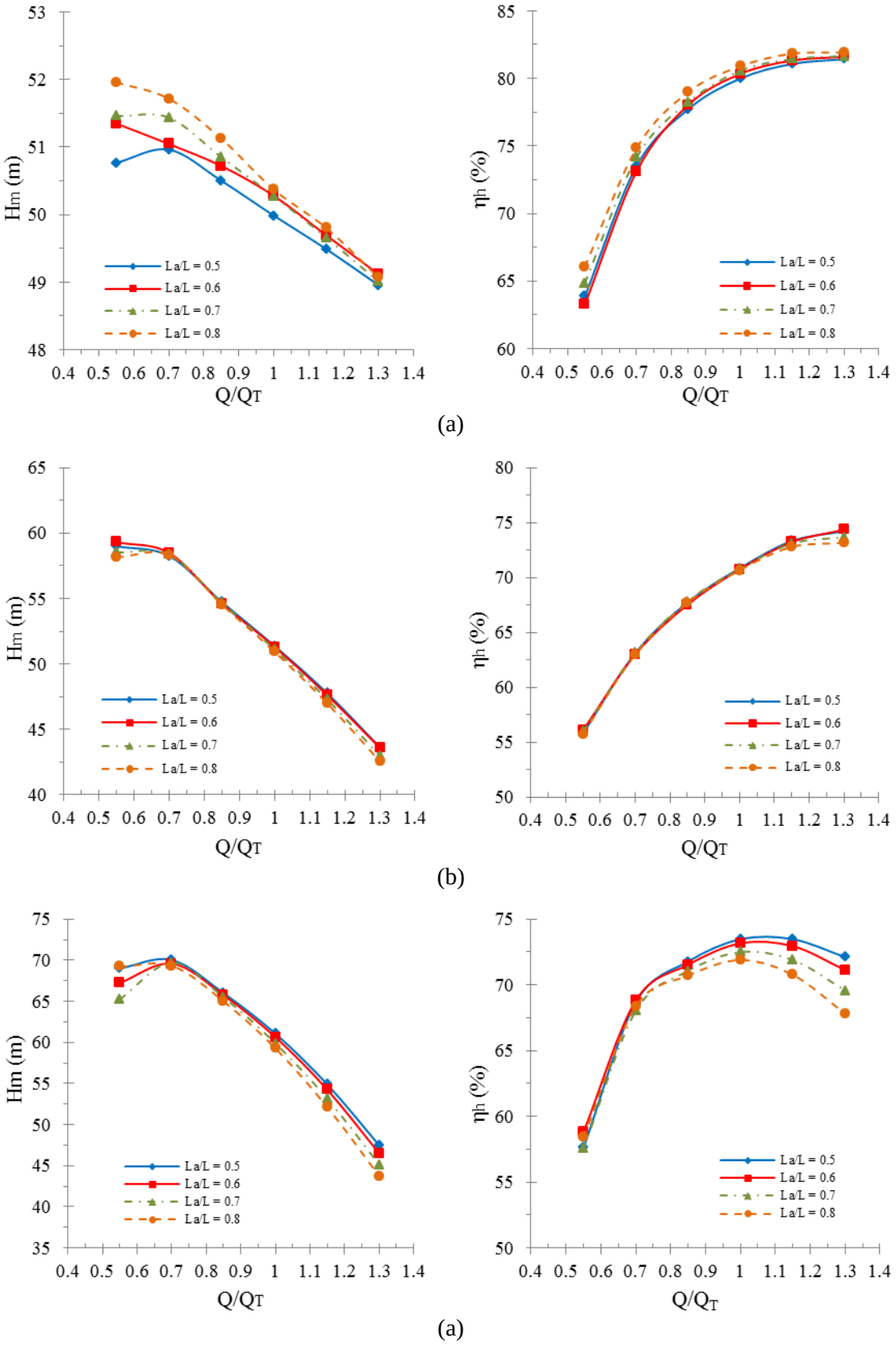
Şekil 4.22'de 4 kanatlı pompa çarkları için farklı sarım açılarında ara kanat ilave oranlarının basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerine etkisi gösterilmiştir. θ=100° için ara kanat ilave oranı arttıkça belirlenen tüm debilerde basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin arttığı görülmektedir. θ=125° için ara kanat ilave oranı arttıkça debinin artmasıyla basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri azalmaktadır. θ=150° için ara kanat ilave oranı arttıkça belirlenen tüm debilerde basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri azalmaktadır. Özellikle yüksek debilerde farklı oranlardaki ara kanat ilavelerinde gerek basma yüksekliği gerekse hidrolik verim değerleri arasındaki farklılığın belirgin bir biçimde arttığı tespit edilmiştir. Farklı sarım açılarındaki basma yüksekliği ve hidrolik verim eğrileri incelendiğinde sarım açısının artmasıyla çarpma kayıplarının azaldığı, yüksek debilerde hidrolik verim değerlerinin azalma eğilimi gösterdiği ve en verimli noktanın düşük debilere doğru kaydığı açıkça görülmektedir.



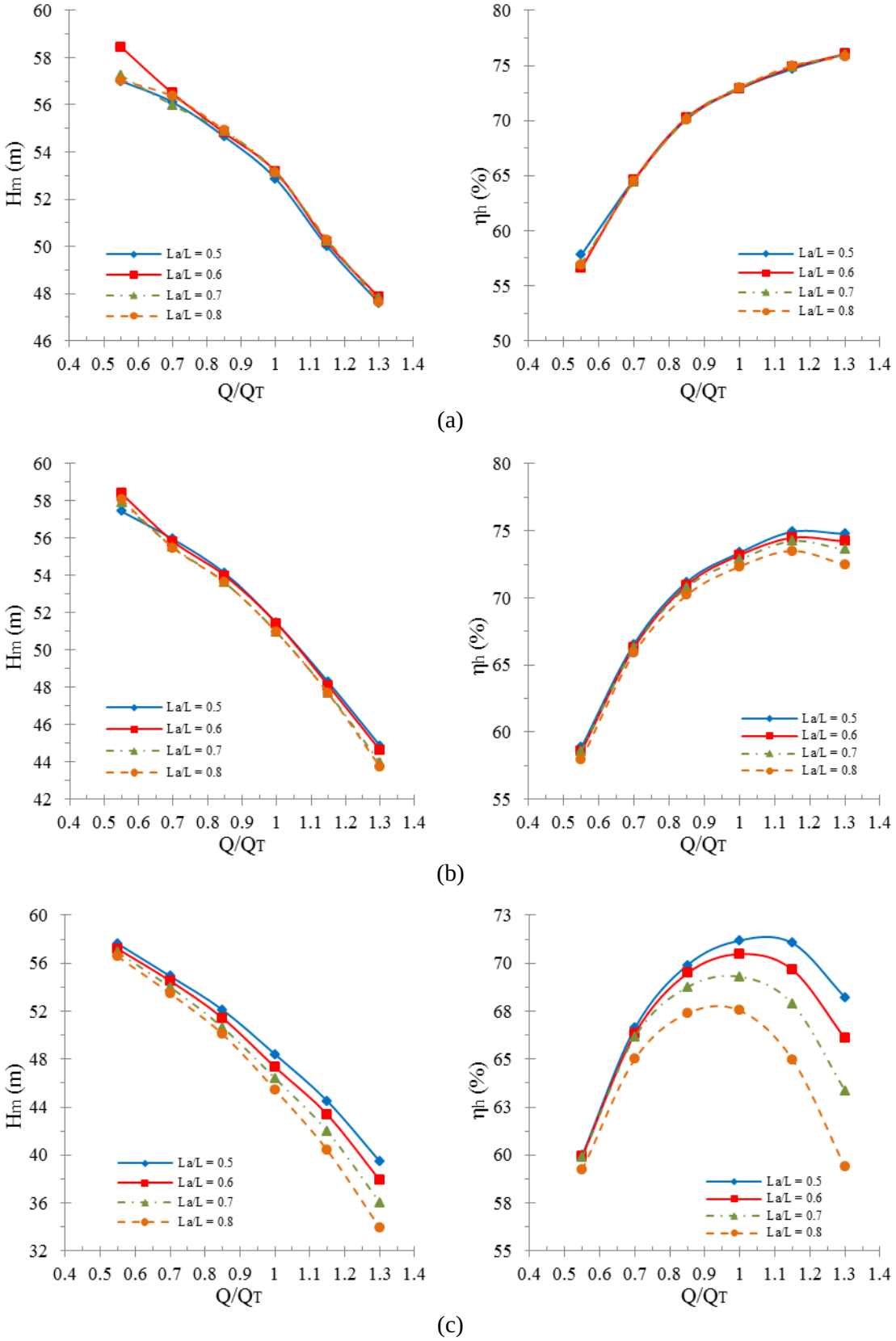
Şekil 4.22. 4 kanatlı çarklar için farklı debi oranlarında (a) θ=100°, (b) θ=125° ve (c) θ=150° sarım açılarında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi

Şekil 4.23'de 5 kanatlı pompa çarkları için farklı sarım açılarında ara kanat ilave oranlarının basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerine etkisi gösterilmiştir. θ=100° için ara kanat ilave oranı arttıkça 4 kanatlı pompa çarklarındakine benzer bir şekilde belirlenen tüm debilerde basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin arttığı görülmektedir. Ancak debinin artmasıyla farklı oranlardaki ara kanat ilavelerinde basma yükseklikleri arasındaki fark azalmaktadır. θ=125° için ara kanat ilave oranı arttıkça belirlenen tüm debilerde daha düşük basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri elde edilmektedir. 125° sarım açısı için ara kanat ilave oranlarının çark performansına etkisinin diğer sarım açılarına göre çok daha az olduğu görülmektedir. θ=150° için ara kanat ilave oranı arttıkça debinin de artmasıyla basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri azalmaktadır. Özellikle yüksek debilerde, 4 kanatlı çarklarda olduğu gibi, farklı oranlardaki ara kanat ilavelerinde gerek basma yüksekliği gerekse hidrolik verim değerleri arasındaki farklılığın belirgin bir biçimde arttığı tespit edilmiştir. Farklı sarım açılarındaki basma yüksekliği ve hidrolik verim eğrileri incelendiğinde, 5 kanatlı çarklarda çarpma kayıplarının 4 kanatlı çarklara göre daha düşük debilerde meydana geldiği görülmektedir. Hidrolik verim değerleri, sarım açısının 125° olduğu durumda debinin artmasıyla azalan bir artış eğilimi göstermekte, sarım açısının 100° olduğu durumda artan debilerde eşitlenmekte ve sarım açısı 150° olduğunda ise yüksek debilerde önemli ölçüde azalmaktadır.

Şekil 4.24'de 6 kanatlı pompa çarkları için farklı sarım açılarında ara kanat ilave oranlarının basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerine etkisi gösterilmiştir. θ=100° için belirlenen tüm debilerde hem basma yüksekliği hem de hidrolik verim değerlerinin farklı ara kanat ilave oranlarında hemen hemen aynı olduğu görülmektedir. θ=125° için ara kanat ilave oranı arttıkça, debinin de artmasıyla daha düşük basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri elde edilmektedir. Debi arttıkça farklı oranda ara kanat ilaveleri için elde edilen hidrolik verim değerleri arasındaki farklılık artmaktadır. θ=150° için ara kanat ilave oranı arttıkça debinin de artmasıyla basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri önemli ölçüde azalış göstermektedir. Özellikle yüksek debilerde 4 kanatlı ve 5 kanatlı çarklarda olduğu gibi, farklı oranlardaki ara kanat ilavelerinde gerek basma yüksekliği gerekse hidrolik verim değerleri arasındaki farklılığın belirgin bir biçimde arttığı tespit edilmiştir. Farklı sarım açılarındaki basma yüksekliği ve hidrolik verim eğrileri incelendiğinde, 6 kanatlı çarklarda belirlenen debilerde çarpma kaybı meydana gelmediği görülmektedir. Sarım açısının artmasıyla en verimli nokta düşük debilere doğru kaymaktadır.



Şekil 4.23. 5 kanatlı çarklar için farklı debi oranlarında (a) θ=100°, (b) θ=125° ve (c) θ=150° sarım açılarında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi

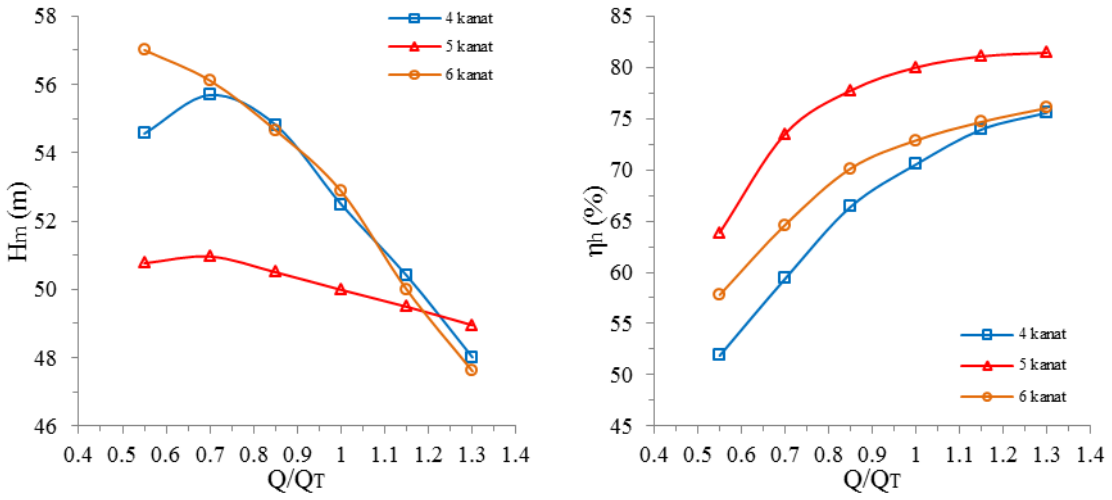


Şekil 4.24. 6 kanatlı çarklar için farklı debi oranlarında (a) θ=100°, (b) θ=125° ve (c) θ=150° sarım açılarında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi

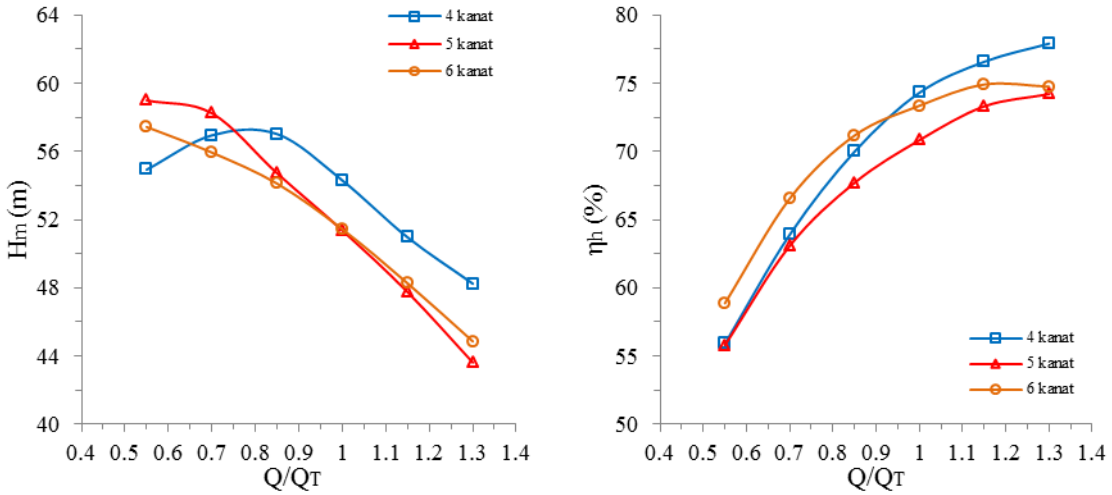
Şekil 4.25'de ara kanat ilave oranı L_a/L=0.5 olan pompa çarkları için farklı sarım açılarında kanat sayısının basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerine etkisi gösterilmiştir. θ=100° için 4 ve 6 kanatlı çarklarda artan debi ile basma yüksekliğinde hızlı bir düşüş meydana gelmektedir. Q/Q_T= 0.7'den daha düşük debi oranlarında 4 kanatlı çarklarda çarpma kaybı oluşmaktadır. Q/Q_T= 0.7'den daha büyük debi oranlarında ise 4 ve 6 kanat için benzer bir basma yüksekliği değişimi görülmektedir. 5 kanatlı çarklarda 4 ve 6 kanatlı çarklara nazaran debi oranı Q/Q_T= 1.15 oluncaya kadar daha düşük basma yüksekliği değerleri elde edilmektedir. Ayrıca artan debi ile basma yüksekliğindeki azalma hızı çok daha düşük olmaktadır. Belirlenen tüm debi oranlarında hidrolik verim değerleri, en yüksek 5 kanatlı çark modelinde, en düşük ise 4 kanatlı çark modelinde elde edilmektedir. Artan debi oranı ile 4 ve 6 kanatlı çark modellerinde elde edilen hidrolik verim değerleri birbirine giderek yaklaşmaktadır. θ=125° için düşük debi oranlarında 5 kanatlı çark modelinde daha yüksek basma yüksekliği değerleri elde edilirken Q/Q_T= 0.85'ten daha yüksek debi oranlarında 4 kanatlı çark modelinde daha yüksek basma yüksekliği meydana gelmektedir. Düşük debi oranlarında 6 kanatlı çark modeli için daha yüksek hidrolik verim değerleri elde edilirken tasarım debisi (Q/Q_T= 1) ve üzerindeki debi oranlarında 4 kanatlı çark modelinde daha yüksek hidrolik verim değerleri hesaplanmıştır. En düşük hidrolik verim değerleri ise 5 kanatlı çark modelinde oluşmaktadır. θ=150° için belirlenen tüm kanat sayılarında artan debi oranı ile azalan basma yüksekliği değerleri elde edilmektedir. Ancak 5 kanatlı çark modelinde artan debi oranı ile basma yüksekliği değerlerinde daha hızlı bir düşüş gerçekleşmesinin yanı sıra Q/Q_T= 0.7'den daha düşük debi oranlarında çarpma kaybı meydana geldiği görülmektedir. Düşük debi oranlarında 6 kanat sayısına sahip çark modelinde daha yüksek hidrolik verim değerleri meydana gelmektedir. Artan debi oranı ile düşük kanat sayısına sahip çark modellerinde daha yüksek hidrolik verim değerleri elde edilmekte ve tasarım debisinden (Q/Q_T= 1) daha yüksek debi oranlarında en yüksek hidrolik verim değerleri 4 kanatlı çark modelinde meydana gelmektedir.

Şekil 4.25 - 4.28 incelendiğinde, farklı oranlardaki ara kanat ilavelerinde hemen hemen aynı sonuçların elde edildiği görülmektedir. Bu nedenle, yukarıda yapılan yorumlar diğer ara kanat ilave oranları (L_a/L=0.6, 0.7 ve 0.8) için de geçerlidir. Farklı ilave ara kanat oranları için en belirgin farklılık 100° sarım açısı ve 4 kanat sayısına sahip çark modellerinde meydana gelmektedir. Bu çark modeli için ilave ara kanat oranı

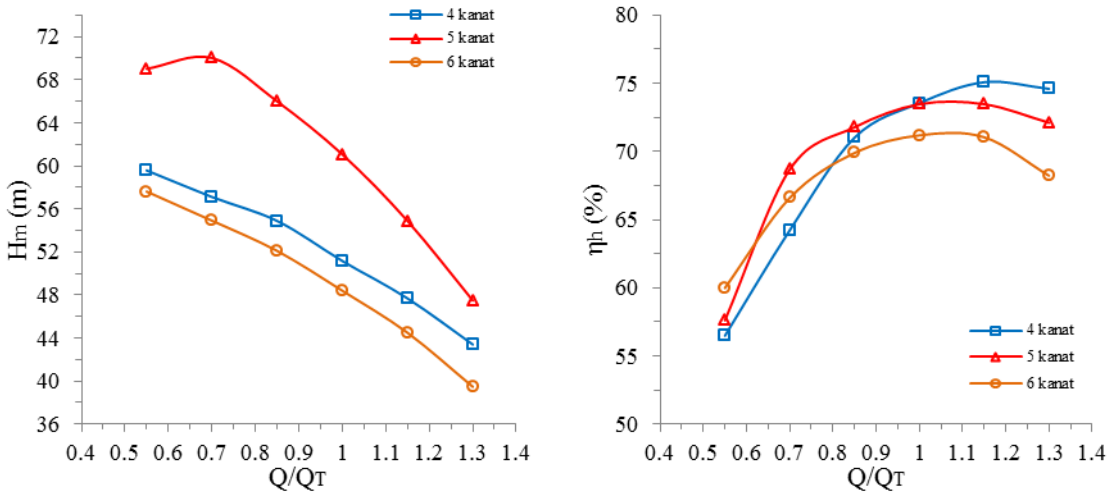
arttıkça elde edilen basma yüksekliği değerleri önemli ölçüde artmakta ve çarpma kayıpları ciddi bir biçimde azalmaktadır.



(a)

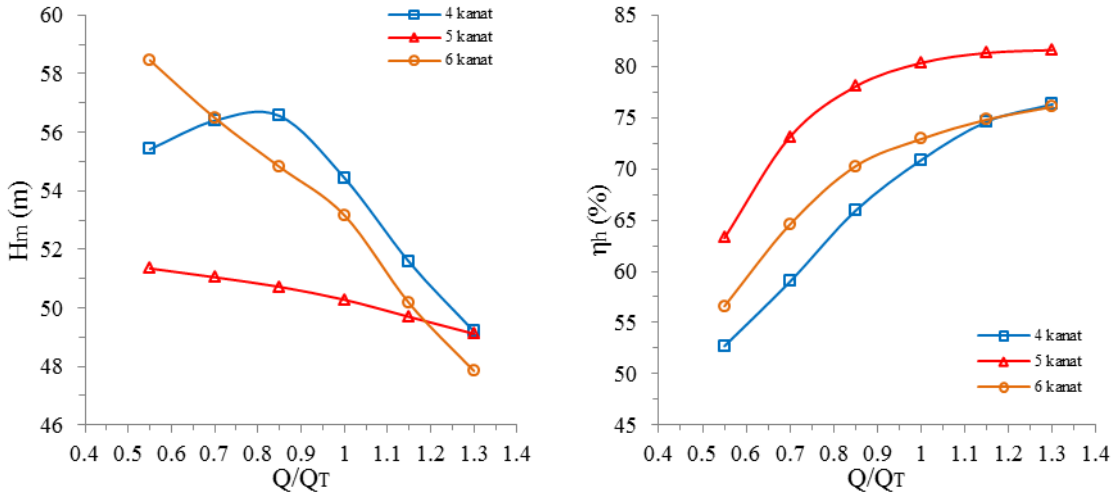


(b)

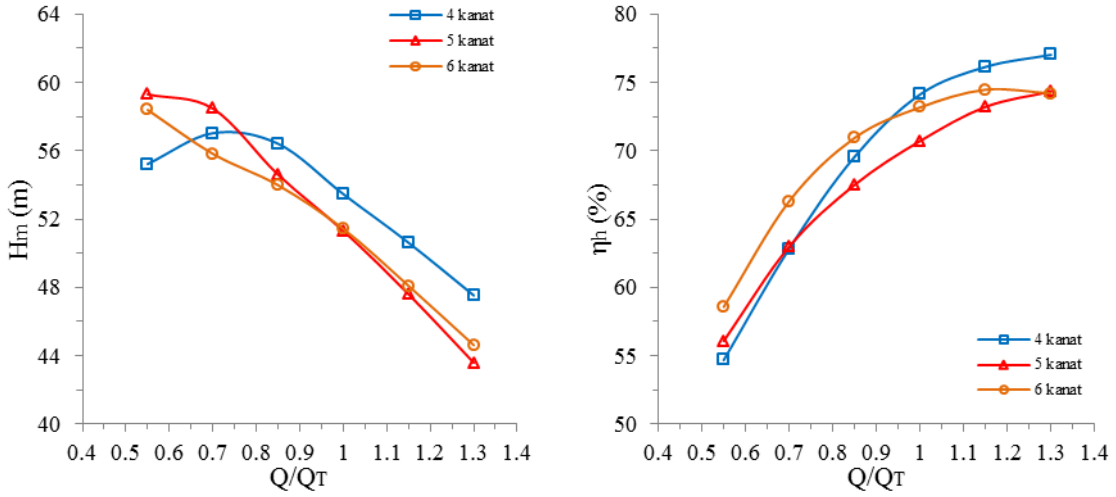


(c)

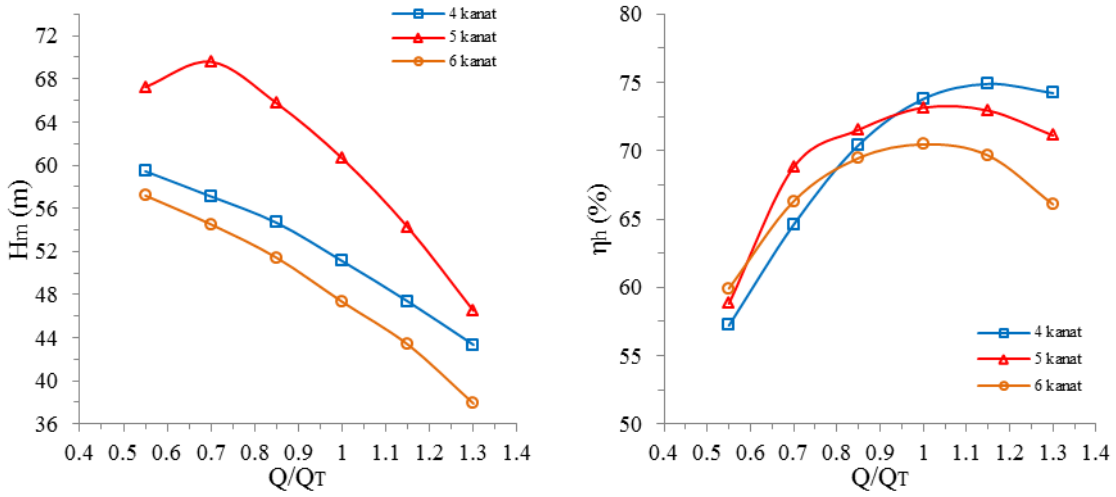
Şekil 4.25. La/L = 0.5 için farklı debi oranlarında (a) θ=100°, (b) θ=125° ve (c) θ=150° sarım açılarında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi



(a)

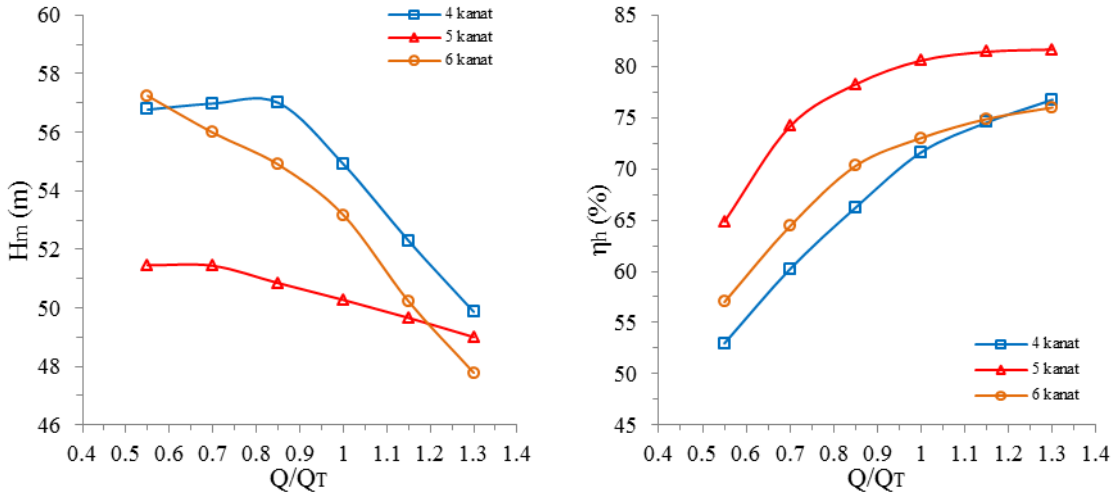


(b)

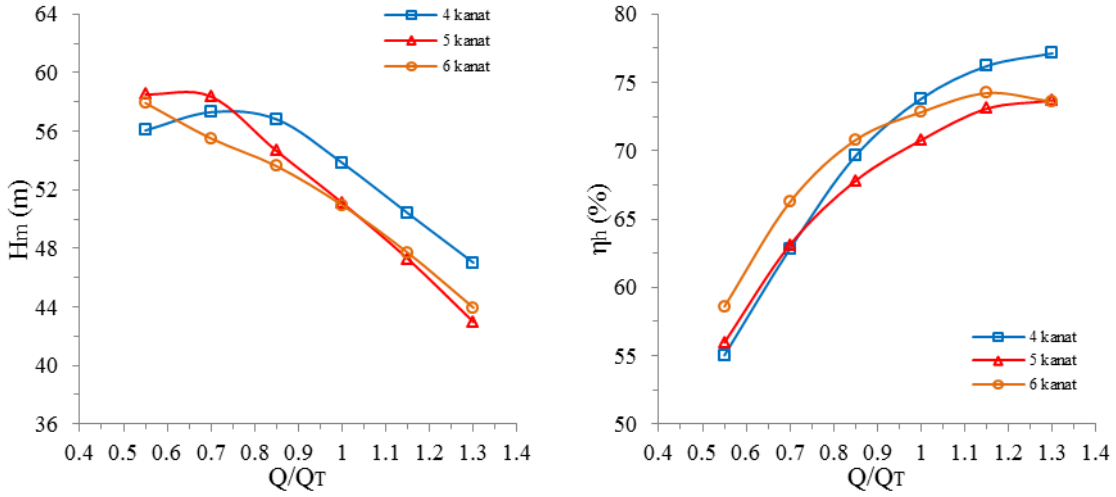


(c)

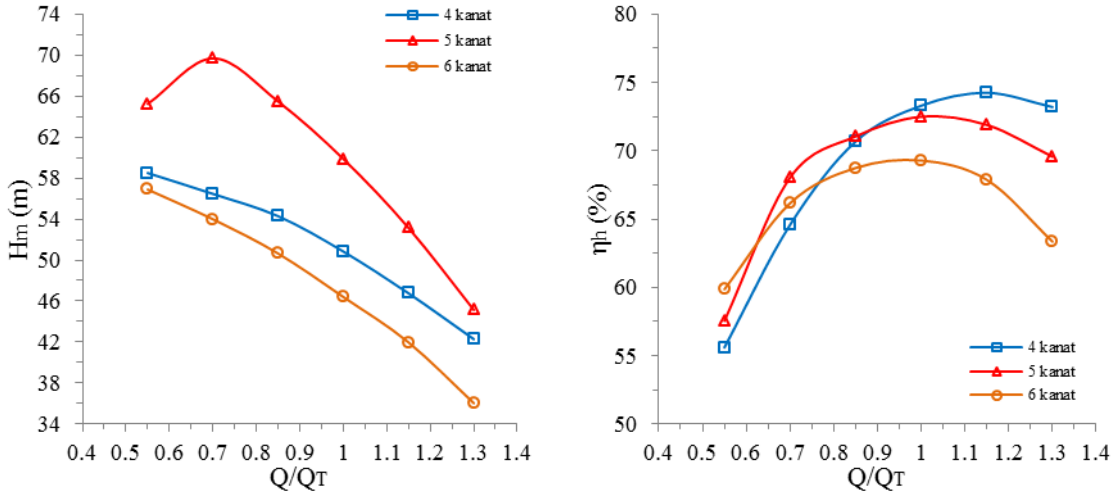
Şekil 4.26. La/L = 0.6 için farklı debi oranlarında (a) θ=100°, (b) θ=125° ve (c) θ=150° sarım açılarında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi



(a)

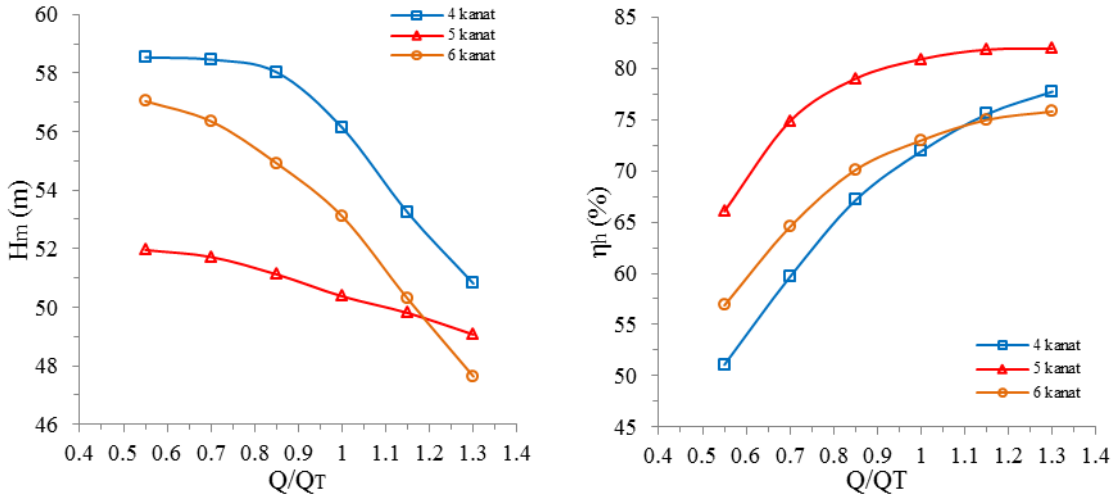


(b)

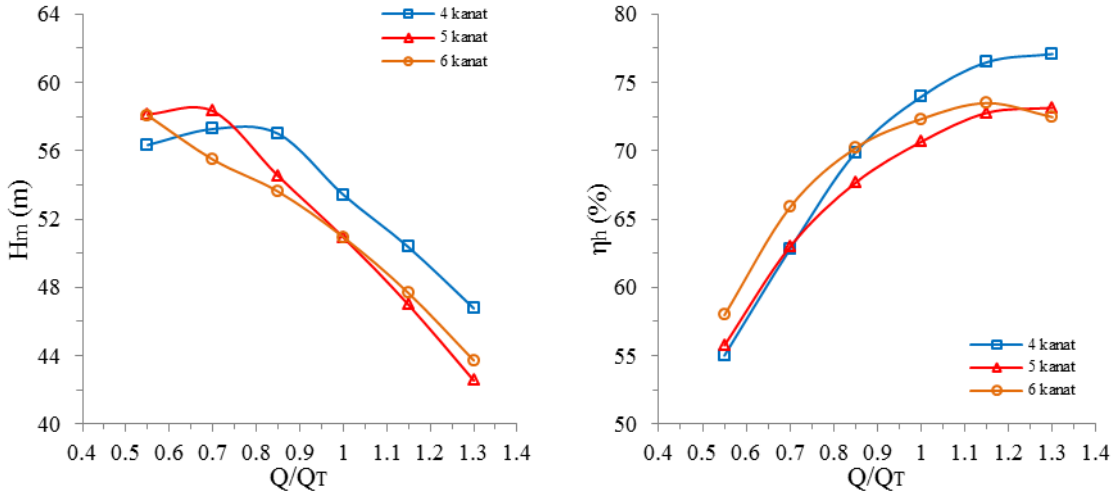


(c)

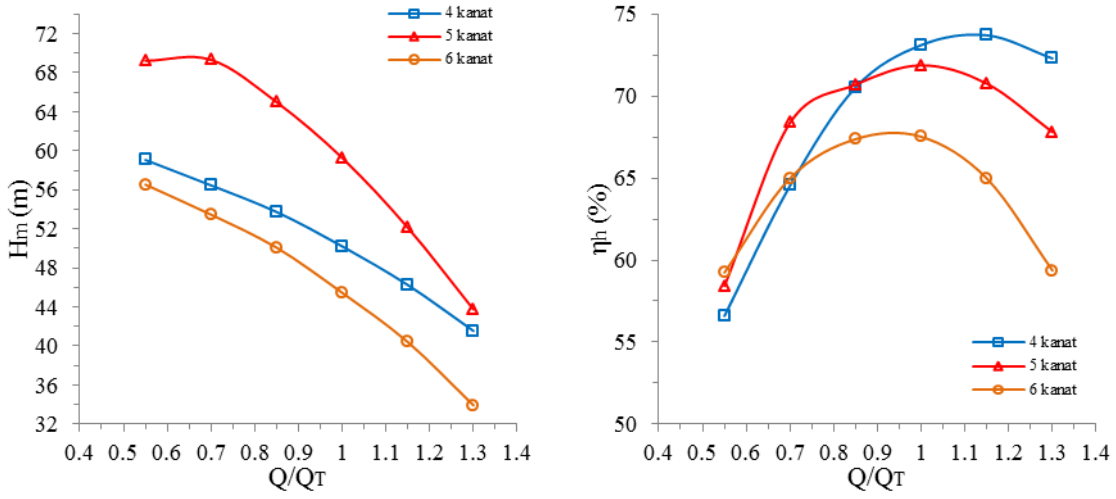
Şekil 4.27. La/L = 0.7 için farklı debi oranlarında (a) θ=100°, (b) θ=125° ve (c) θ=150° sarım açılarında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi



(a)



(b)

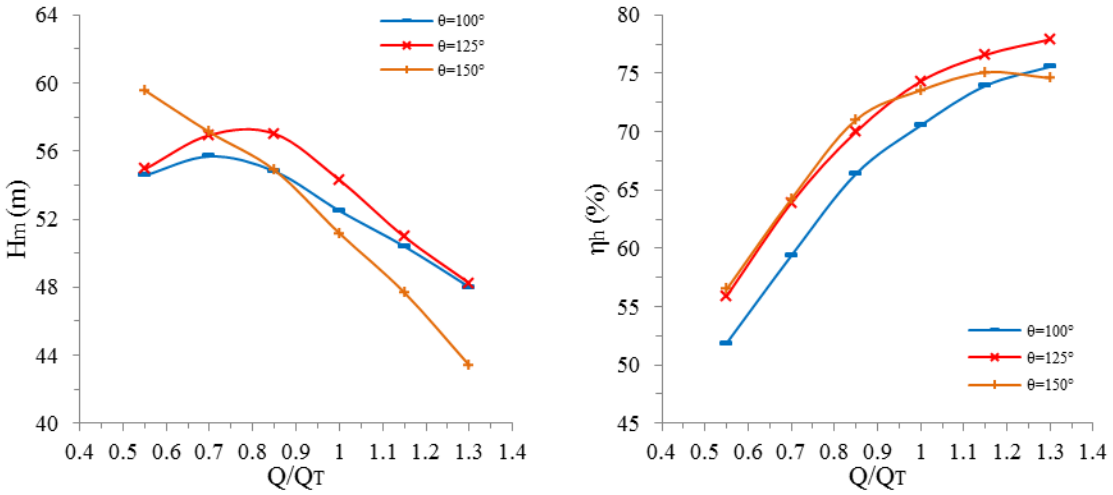


(c)

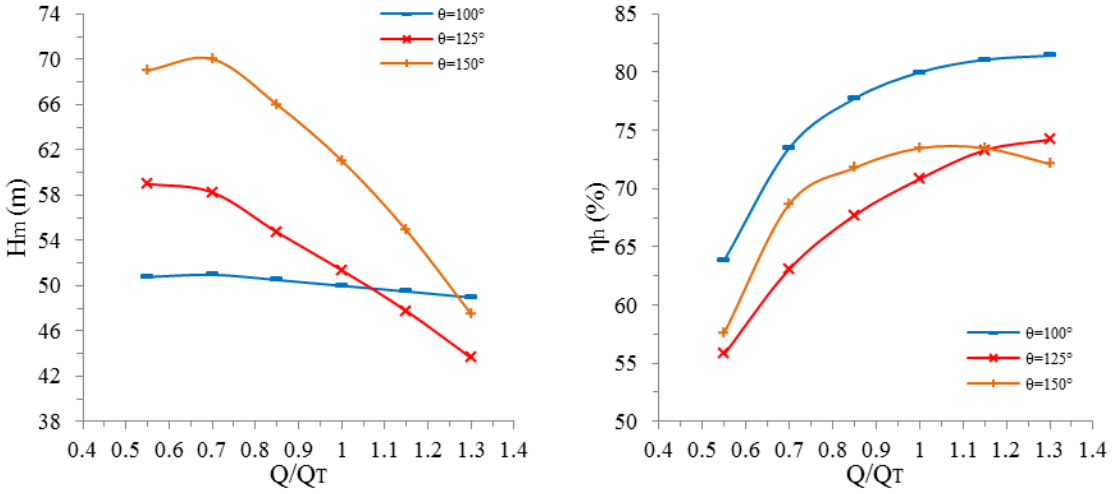
Şekil 4.28. La/L = 0.8 için farklı debi oranlarında (a) θ=100°, (b) θ=125° ve (c) θ=150° sarım açılarında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi

Şekil 4.29'da ara kanat ilave oranı L_a/L=0.5 olan pompa çarkları için farklı kanat sayılarında sarım açısının basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerine etkisi gösterilmiştir. 4 kanatlı çark modelleri için 150° sarım açısına sahip çark modelinde artan debi ile basma yüksekliğindeki azalma diğer sarım açılarına göre daha hızlı gerçekleşmektedir ve Q/Q_T= 0.85'ten yüksek debi oranlarında daha düşük basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri oluşmaktadır. 100° ve 125° sarım açısına sahip çark modellerinde belirlenen en düşük ve en yüksek debi oranlarında birbirine çok yakın basma yükseklikleri elde edilirken diğer debi oranlarında 125° sarım açısına sahip çark modelinde daha yüksek basma yüksekliği değerleri hesaplanmıştır. Tasarım debisi (Q/Q_T= 1) ve üzerindeki debi oranlarında 125° sarım açısına sahip çark modelinde diğerlerine göre daha yüksek hidrolik verimler oluşmaktadır. 5 kanatlı çark modelleri için 100° sarım açısına sahip çark modelinde debi oranı ile basma yüksekliği değişim hızı çok düşük olmaktadır. En yüksek basma yüksekliği değerleri 150° sarım açısına sahip çark modelinde gerçekleşmekte, Q/Q_T= 0.7'den düşük debi oranlarında çarpma kaybı oluşmakta ve artan debi ile diğer sarım açılarına göre daha hızlı basma yüksekliği düşüşü gerçekleşmektedir. Belirlenen tüm debi oranlarında 100° sarım açısına sahip çark modelinde en yüksek hidrolik verim değerleri elde edildiği açıkça görülmektedir. 150° sarım açısına sahip çark modelinde en verimli nokta, diğer sarım açılarına sahip çarklara göre daha düşük debi oranlarında gerçekleşmektedir. 6 kanatlı çark modelleri için belirlenen tüm sarım açıları için düşük debi oranlarında birbirine çok yakın basma yüksekliği elde edilirken debi oranı arttıkça artan sarım açısı ile basma yüksekliği değerlerinde daha hızlı düşüşler gerçekleşmektedir. Sarım açısı arttıkça en verimli noktalar düşük debi oranlarına doğru kaymaktadır. 150° sarım açısına sahip çark modelinde artan debi oranı ile diğer sarım açılarına sahip çarklara göre daha düşük hidrolik verim meydana gelmektedir.

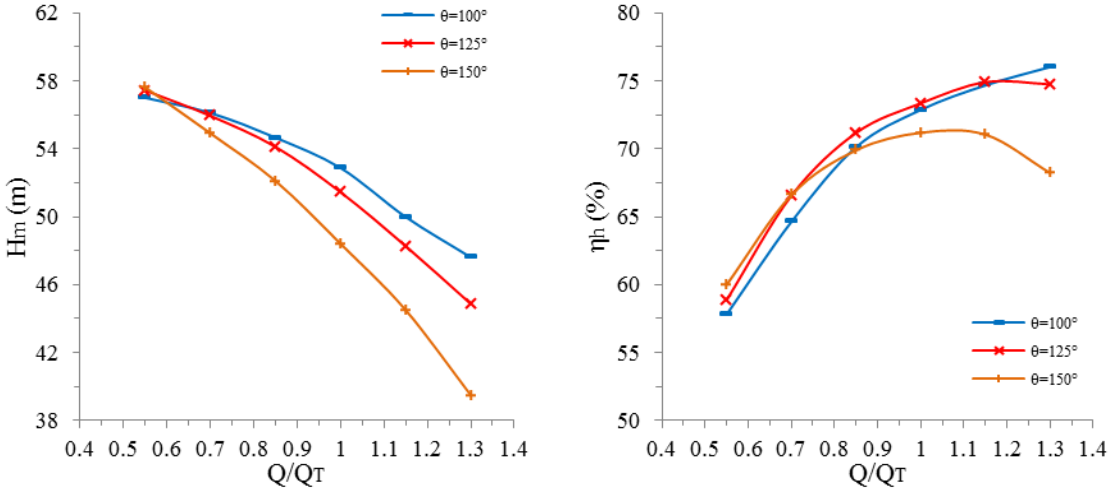
Şekil 4.30 - 4.32 incelendiğinde, farklı oranlardaki ara kanat ilavelerinde hemen hemen aynı sonuçların elde edildiği görülmektedir. Bu nedenle yukarıda yapılan yorumlar diğer ara kanat ilave oranları (La/L=0.6, 0.7 ve 0.8) için de geçerlidir. Farklı ilave ara kanat oranları için en belirgin farklılık 4 kanatlı 100° sarım açısına sahip çark modellerinde meydana gelmektedir. Bu çark modeli için ilave ara kanat oranı arttıkça elde edilen basma yüksekliği değerleri önemli ölçüde artmakta ve çarpma kayıpları ciddi bir biçimde azalmaktadır.



(a)

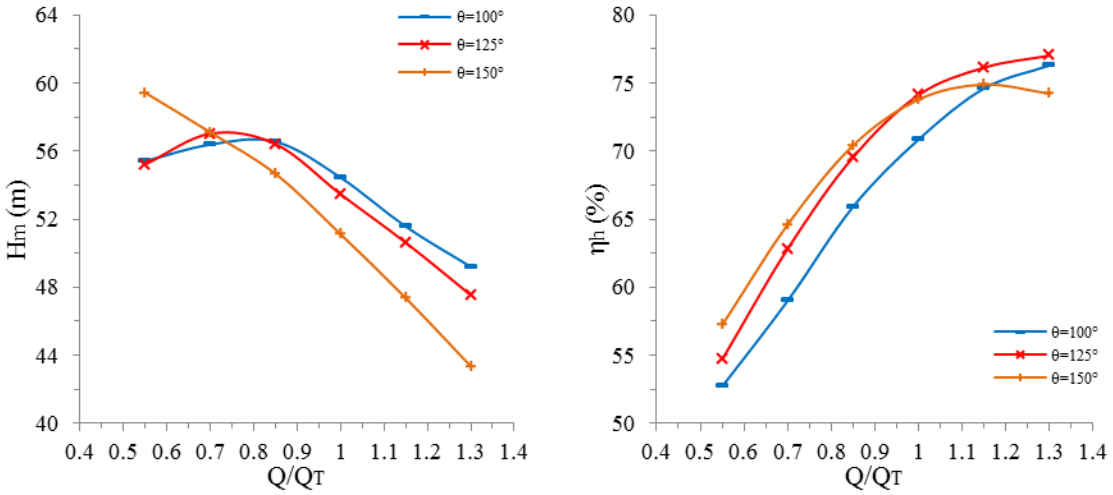


(b)

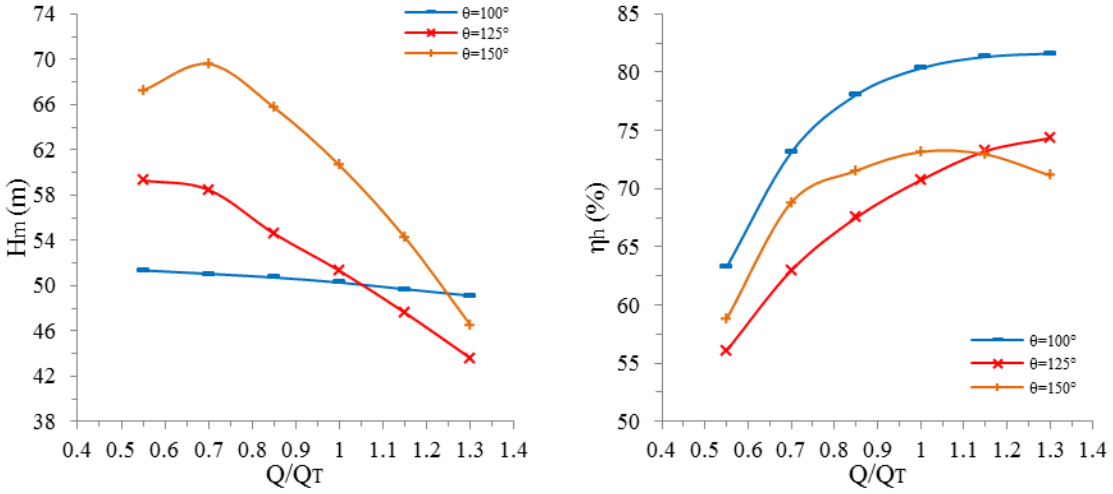


(c)

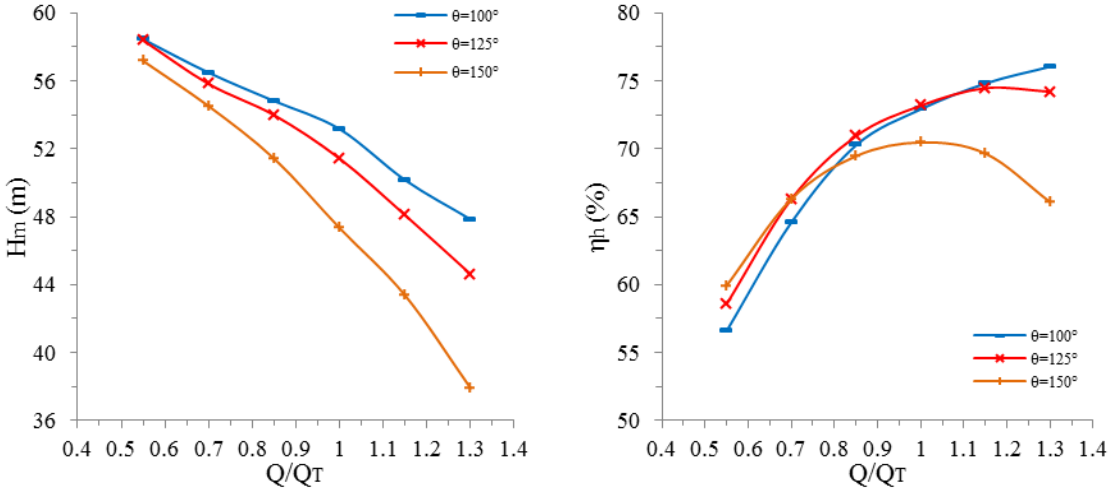
Şekil 4.29. La/L = 0.5 için farklı debi oranlarında (a) 4, (b) 5 ve (c) 6 kanat sayısında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi



(a)

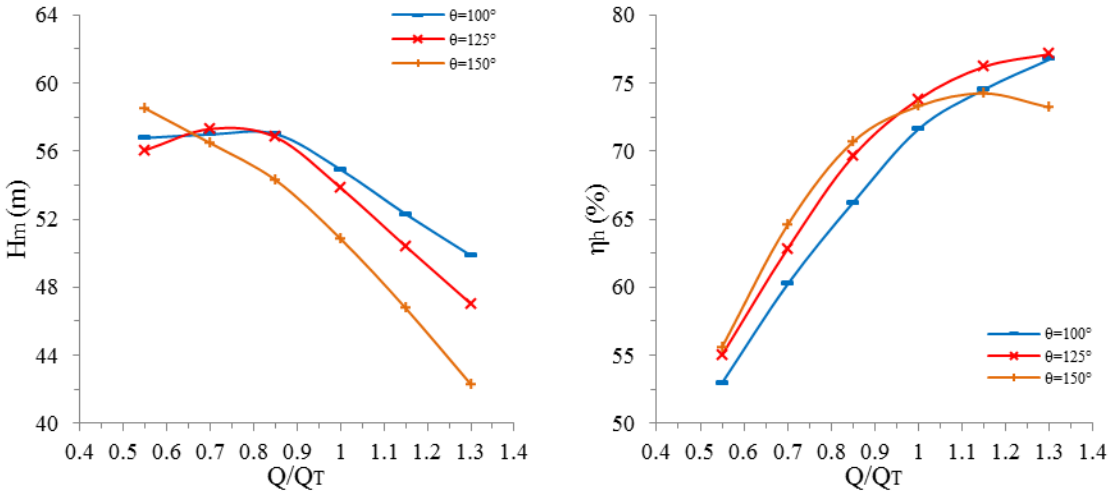


(b)

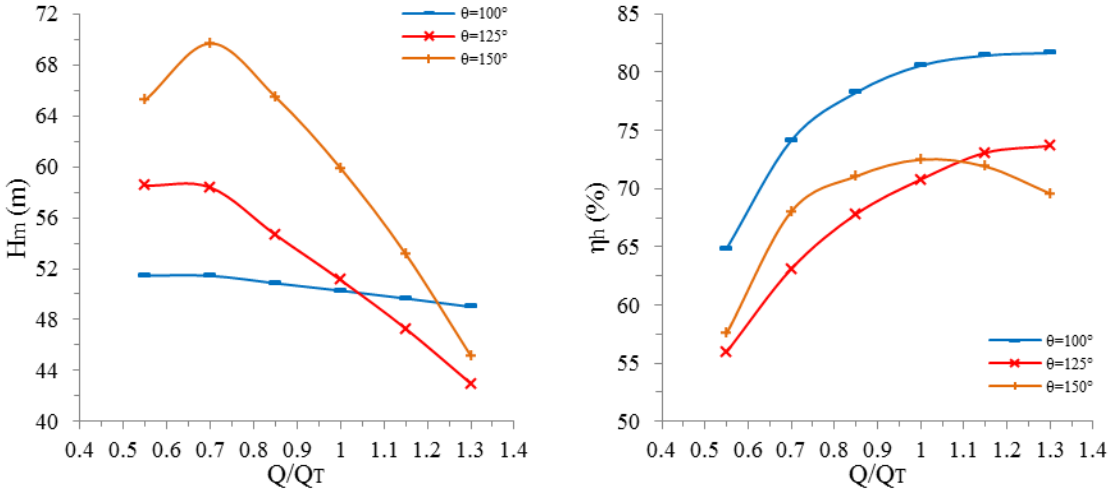


(c)

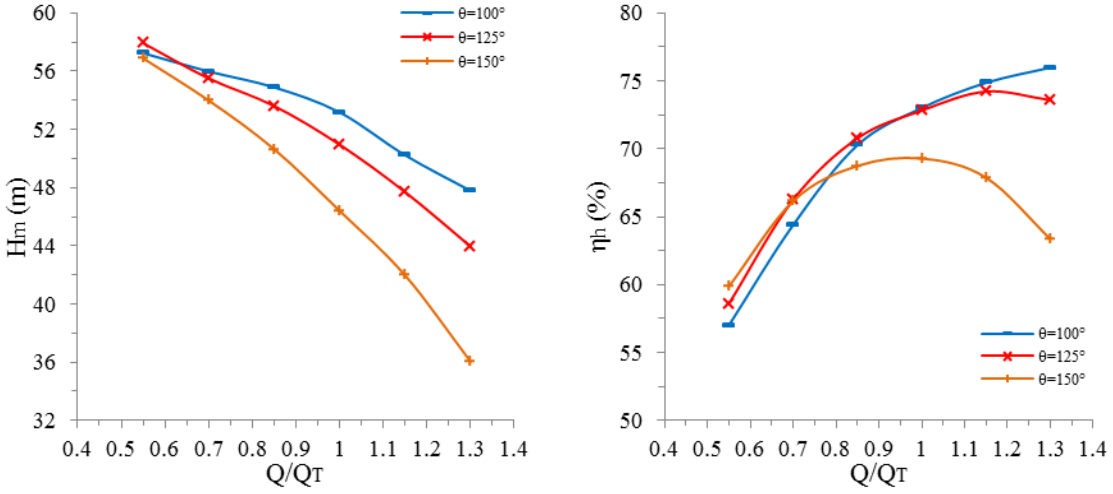
Şekil 4.30. La/L = 0.6 için farklı debi oranlarında (a) 4, (b) 5 ve (c) 6 kanat sayısında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi



(a)

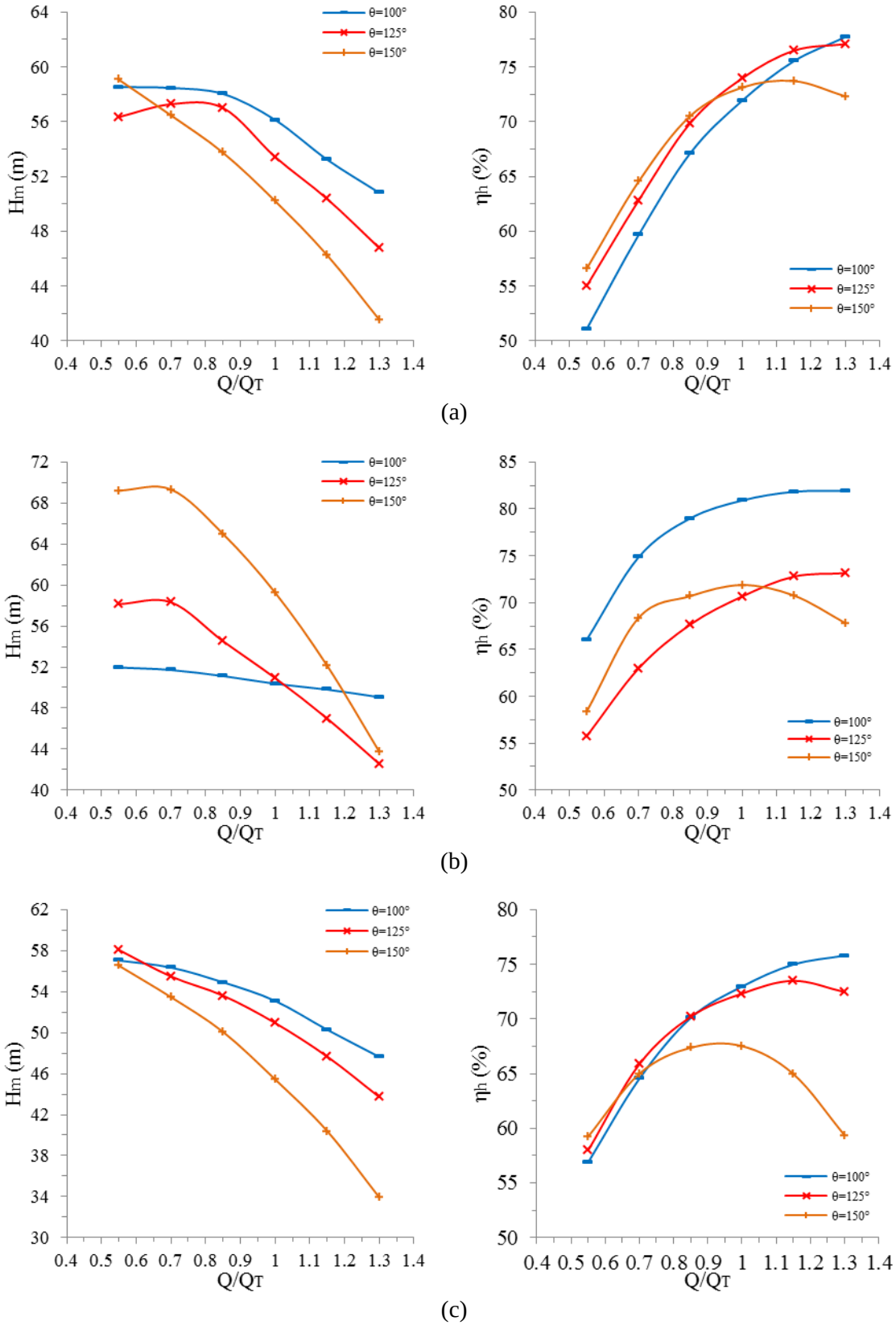


(b)



(c)

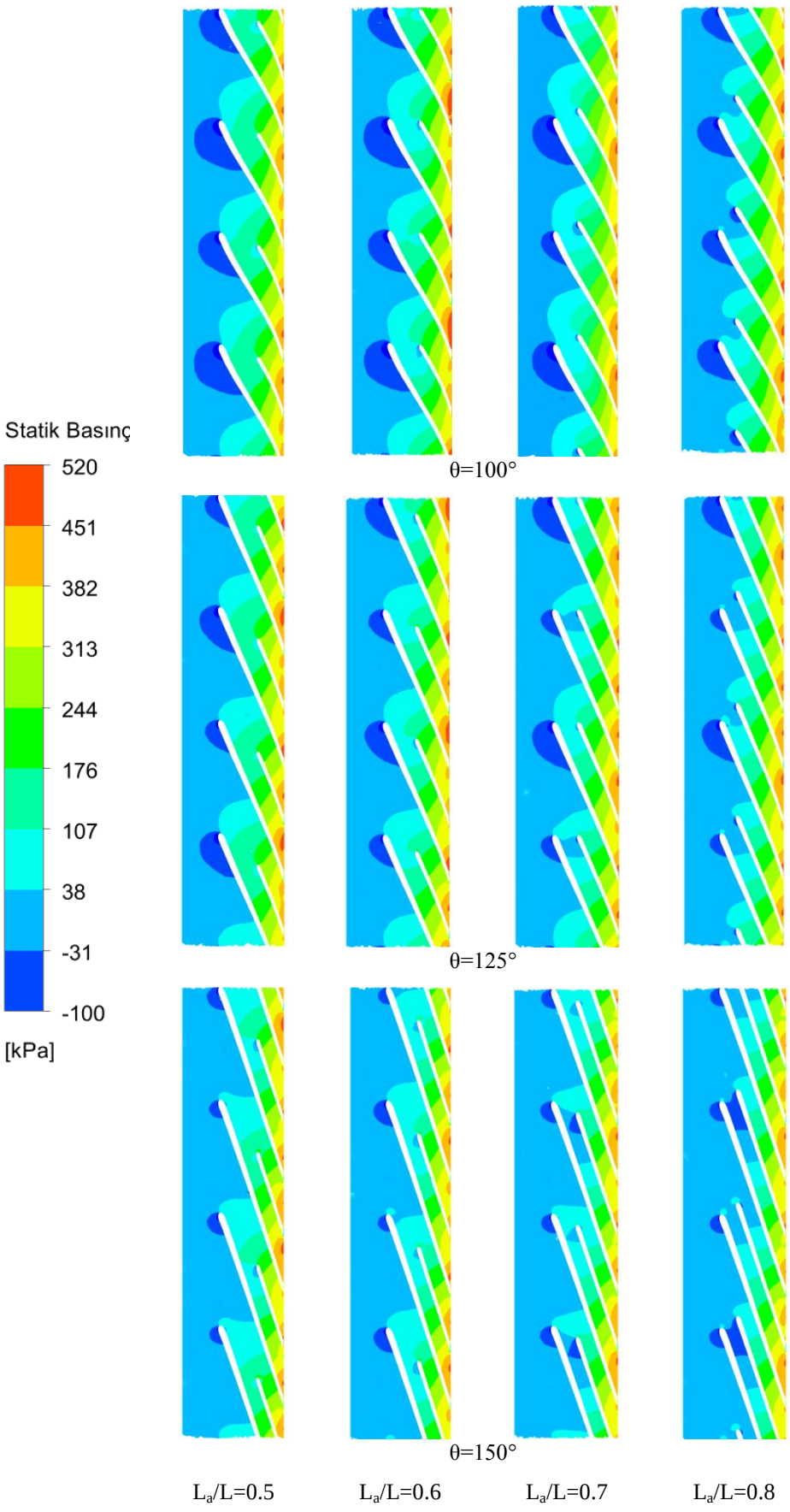
Şekil 4.31. La/L = 0.7 için farklı debi oranlarında (a) 4, (b) 5 ve (c) 6 kanat sayısında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi



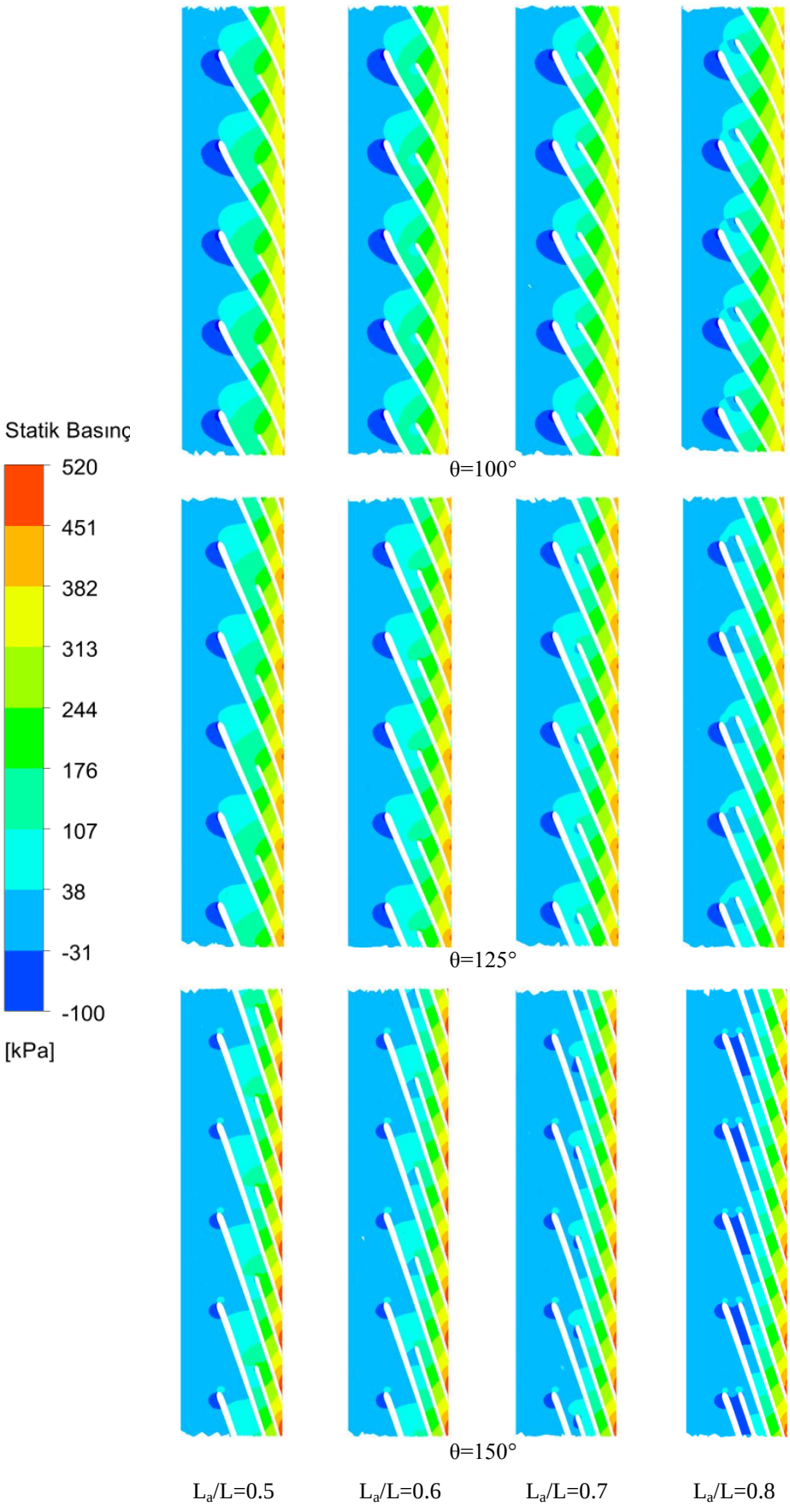
Şekil 4.32. La/L = 0.8 için farklı debi oranlarında (a) 4, (b) 5 ve (c) 6 kanat sayısında basma yüksekliği ve hidrolik verim değerlerinin değişimi

Şekil 4.33 – 4.35'de sırası ile 4, 5 ve 6 kanatlı, farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarına sahip pompa çarkları için eş eksenel yüzeylerin kanattan kanada açılmış hali üzerinde statik basınç dağılımları gösterilmiştir. 4, 5 ve 6 kanatlı tüm çark modelleri için genel olarak çark girişinden çıkışına doğru statik basınç artışı olduğu gözlemlenmektedir. Hem 4 kanatlı hem de 5 ve 6 kanatlı tüm çark modellerinde ana kanatların giriş uçlarından kanatların negatif basınç kenarlarına doğru statik basınçlarda ani bir düşme meydana geldiği görülmektedir. Bu basınç düşümünün farklı kanat sayısı ve ilave ara kanat oranına sahip tüm çark modellerinde sarım açısının artmasıyla önemli ölçüde azaldığı açık bir şekilde görülmektedir. Ayrıca farklı kanat sayısı ve sarım açısına sahip tüm çark modellerinde ara kanat ilave oranı arttıkça ara kanat giriş uçlarının negatif basınç kenarlarında da statik basınç değerlerinde düşüş meydana gelmektedir. Artan ilave ara kanat oranı ile sarım açısının da artmasıyla, ara kanatların negatif basınç kenarı ile ana kanatlar arasında kalan bölgede de basınç düşüşünün çark çıkışına doğru bir miktar devam ettiği gözlemlenmektedir. Özellikle de kanat sayısının da artması ile bu basınç düşüşü, çark çıkışına doğru ciddi biçimde artarak devam etmektedir.

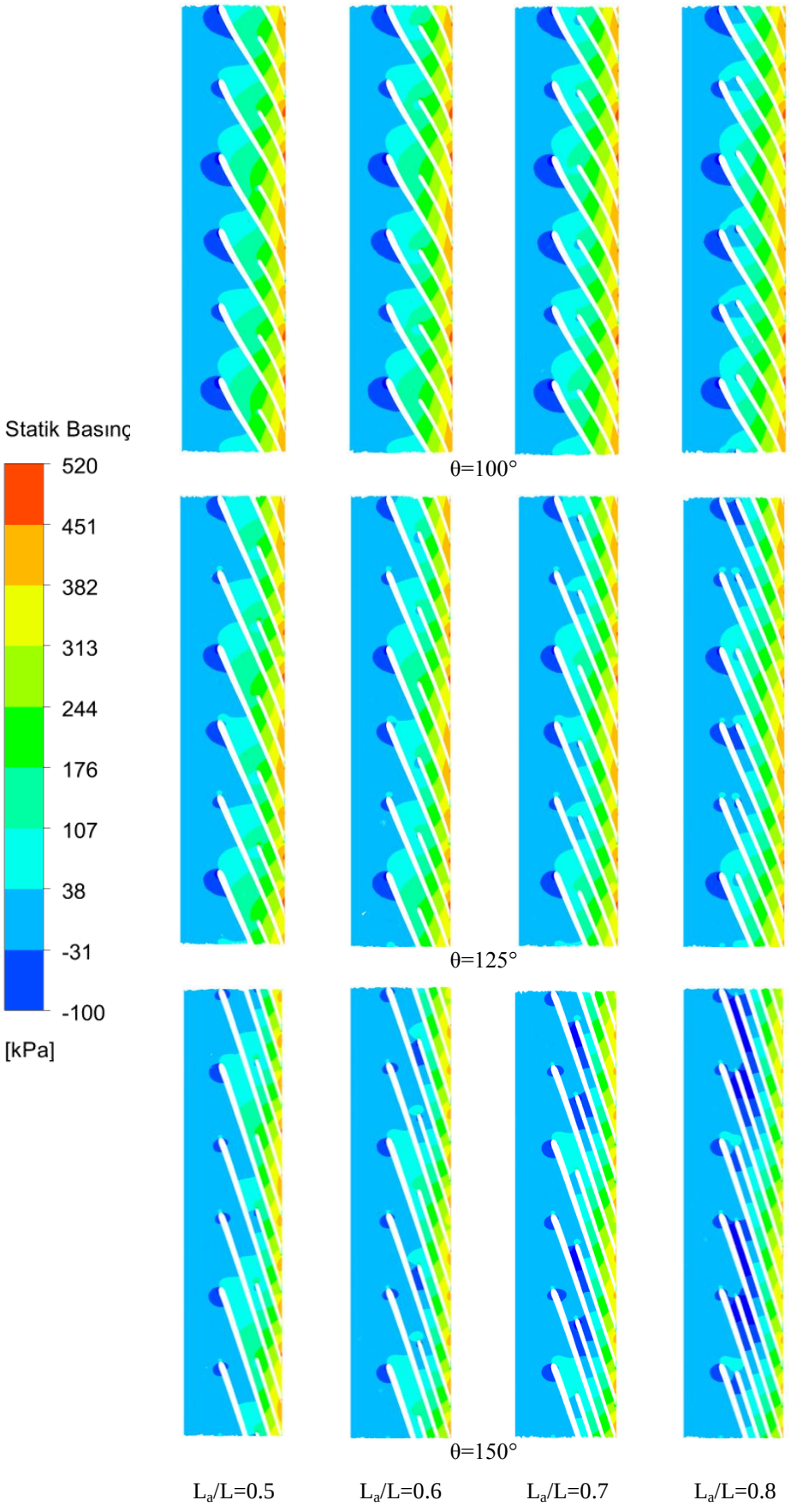
5 kanatlı çark modellerinde tüm ilave ara kanat oranlarında sarım açısı arttıkça çark çıkışındaki statik basınçların önemli ölçüde arttığı Şekil 4.34'te görülmektedir. 6 kanatlı çark modellerinde ise 5 kanatlı çark modellerinin aksine sarım açısı arttıkça çark çıkışlarında statik basınç değerlerinde bir miktar düşüş yaşandığı Şekil 4.35'te görülmektedir.



Şekil 4.33. 4 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında statik basınç dağılımları



Şekil 4.34. 5 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında statik basınç dağılımları

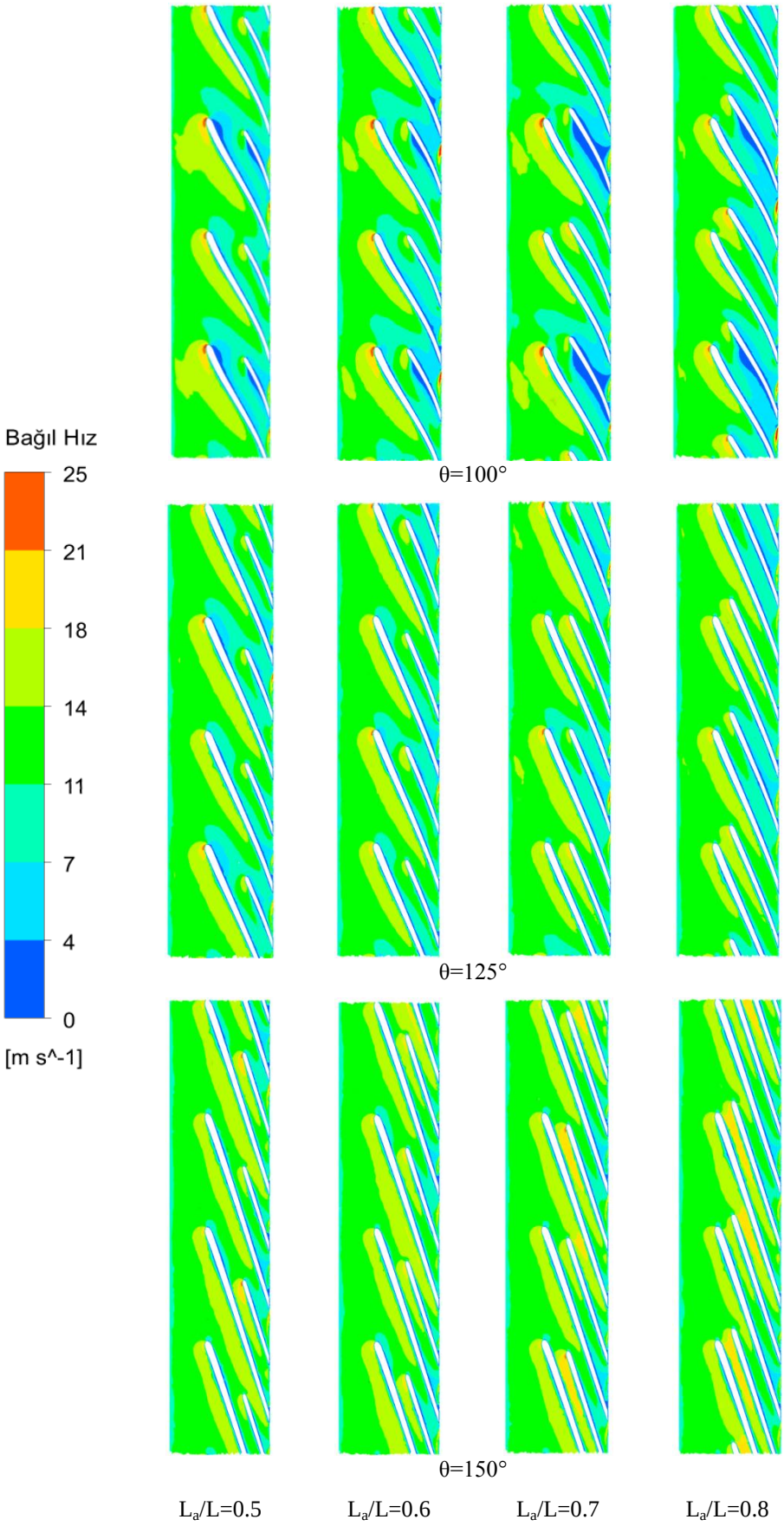


Şekil 4.35. 6 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında statik basınç dağılımları

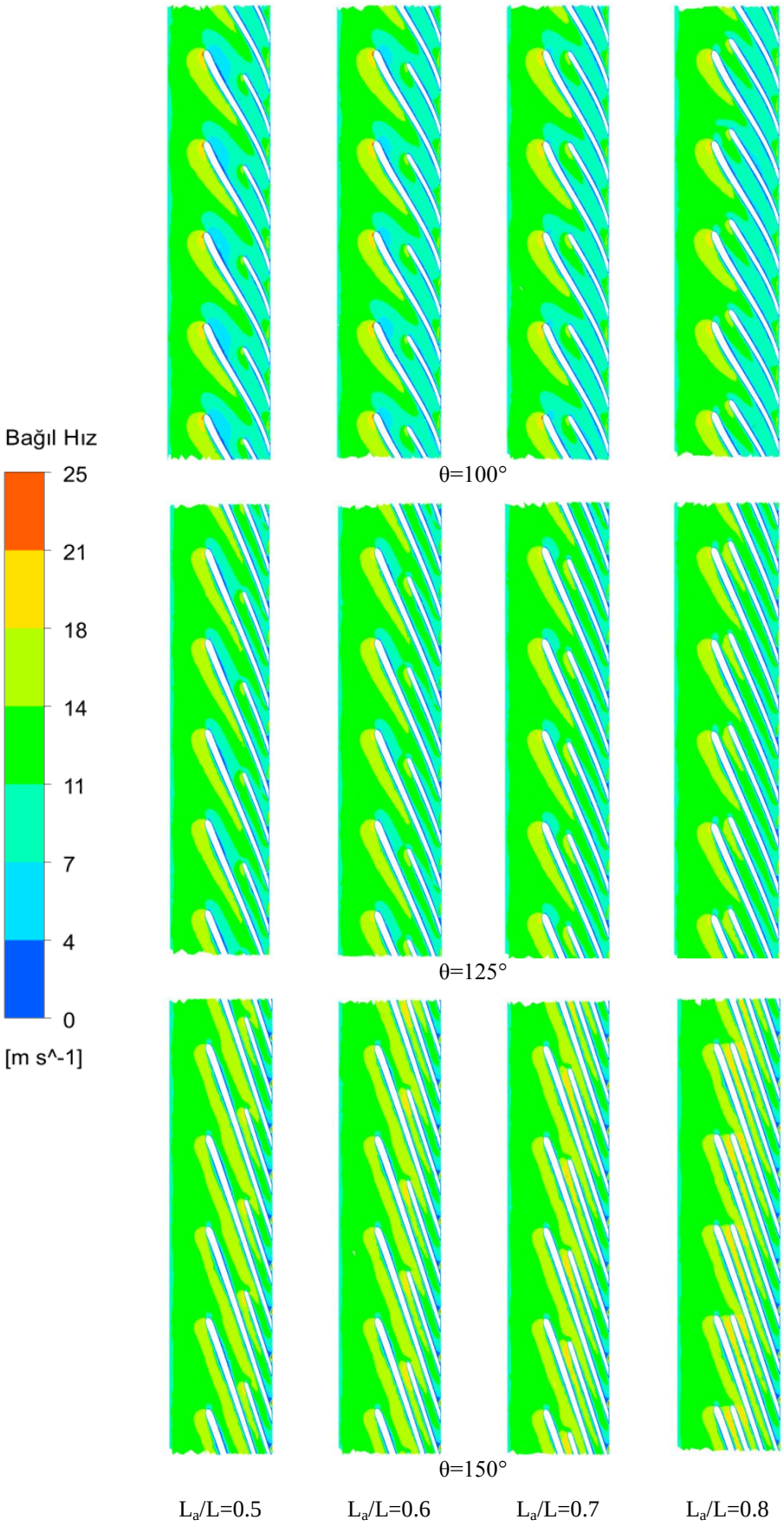
Şekil 4.36 – 4.38'de sırası ile 4, 5 ve 6 kanatlı, farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarına sahip pompa çarkları için eş eksenel yüzeylerin kanattan kanada açılmış hali üzerinde bağıl hız dağılımları gösterilmiştir. 4, 5 ve 6 kanatlı tüm çark modelleri için genel olarak çark girişinden çıkışına doğru kanat uç bölgeleri ve kanat kenarlarına yakın bölgeler hariç birbirine yakın hız dağılımları olduğu gözlemlenmektedir.

Hem 4 kanatlı hem de 5 ve 6 kanatlı tüm çark modellerinde, kanat uçlarında bağıl hız değerlerinde ani bir artış meydana gelmektedir. Farklı kanat sayısı ve ara kanat ilave oranlarına sahip çark modellerinde, sarım açısı arttıkça kanat uç kısımlarında meydana gelen bu hız artışının azaldığı gözlemlenmektedir Bağıl hız değerleri kanat uçlarının yakınlarında kanatların pozitif basınç kenarlarına yakın bölgelerde bir miktar azalırken, kanatların negatif basınç kenarlarına yakın bölgelerde ise belirgin şekilde artmaktadır. Ayrıca, sarım açısının artmasıyla kanatların negatif basınç kenarlarına yakın bölgelerde meydana gelen hız artışları çark çıkışına doğru daha da yayılmaktadır. Farklı kanat sayısı ve sarım açısına sahip tüm çark modellerinde ara kanat ilave oranı arttıkça ana kanatların pozitif basınç kenarlarına yakın bölgelerde meydana gelen hız düşümü belirgin bir şekilde azalmakta ve ara kanatların uçlarında ve uç kısmına yakın negatif basınç kenar bölgelerinde bağıl hız değerlerinde artış meydana gelmektedir. Farklı kanatlara sahip tüm çark modellerinde özellikle de ara kanat ilave oranının azalması ile ana kanatların uç kısmına yakın pozitif basınç kenarlarında meydana gelen hız düşümlerin belirgin bir şekilde azaldığı görülmektedir.

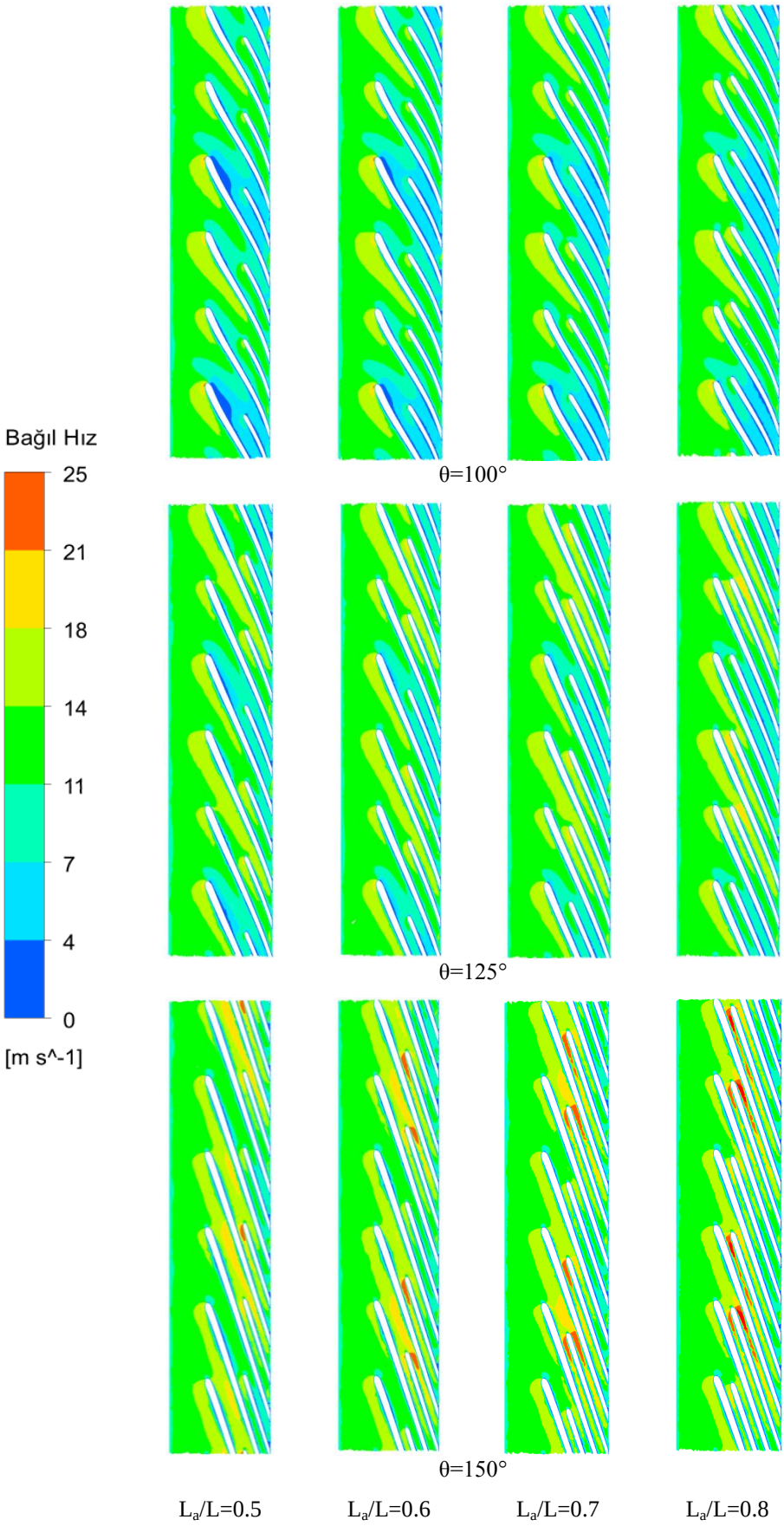
Sarım açısı, kanat sayısı ve ara kanat ilave oranının da artmasıyla ana kanatlar ile ara kanatlar arasında bağıl hız değerlerinde çok ciddi artışlar meydana geldiği tespit edilmektedir.



Şekil 4.36. 4 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında bağıl hız dağılımları



Şekil 4.37. 5 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında bağıl hız dağılımları

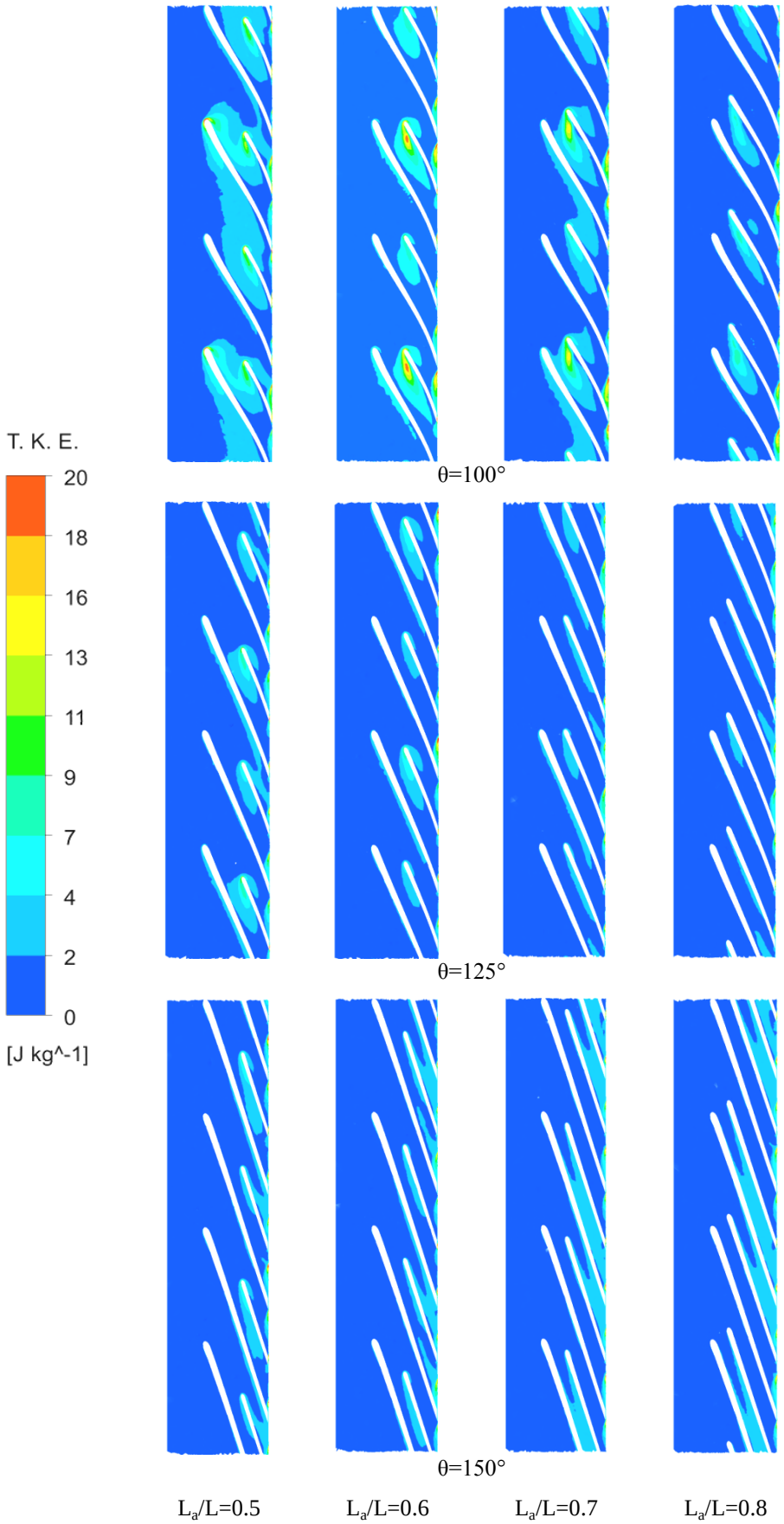


Şekil 4.38. 6 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında bağıl hız dağılımları

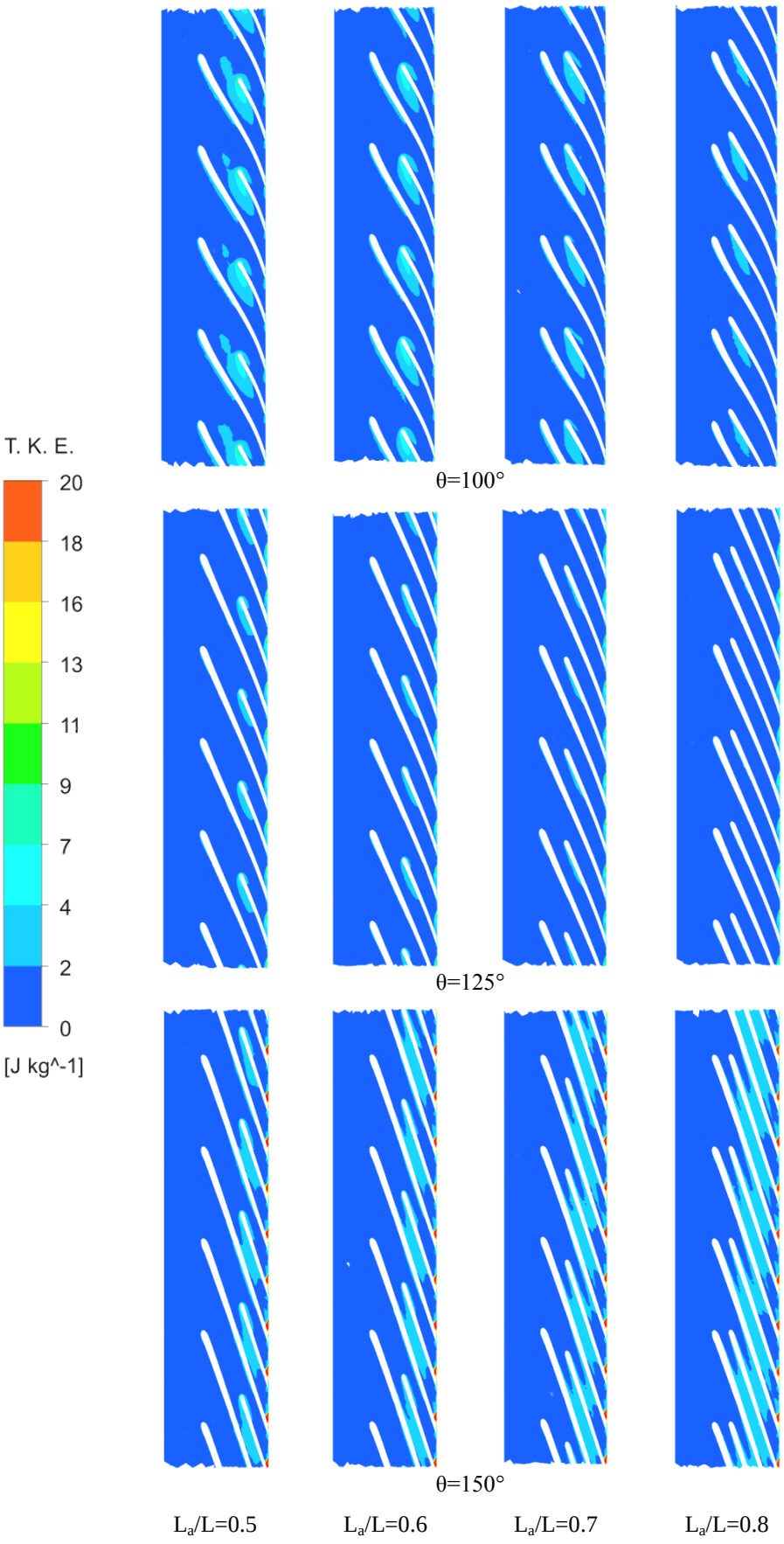
Şekil 4.39 – 4.41'de sırası ile 4, 5 ve 6 kanatlı, farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarına sahip pompa çarkları için eş eksenel yüzeylerin kanattan kanada açılmış hali üzerinde TKE dağılımları gösterilmiştir. Çark içerisinde TKE değerlerinin düşük olması istenir. TKE değerlerinin artması hız değişimlerine bağlı olarak akışta düzensizliğin bir ifadesidir. Şekiller detaylı olarak incelendiğinde ara kanat uç ve kenar kısımlarına yakın bölgelerde TKE artışı meydana geldiği görülmektedir.

Farklı kanat sayısı ve 100° sarım açısına sahip tüm çark modellerinde ara kanat ilave oranı arttıkça, ara kanat kenarlarına yakın bölgelerde meydana gelen TKE artışlarının azaldığı görülmektedir. Farklı kanat sayısı ve 150° sarım açısına sahip tüm çark modellerinde ise tam tersine ara kanat ilave oranı arttıkça ara kanat kenarlarına yakın bölgelerde daha fazla TKE artışları meydana gelmektedir.

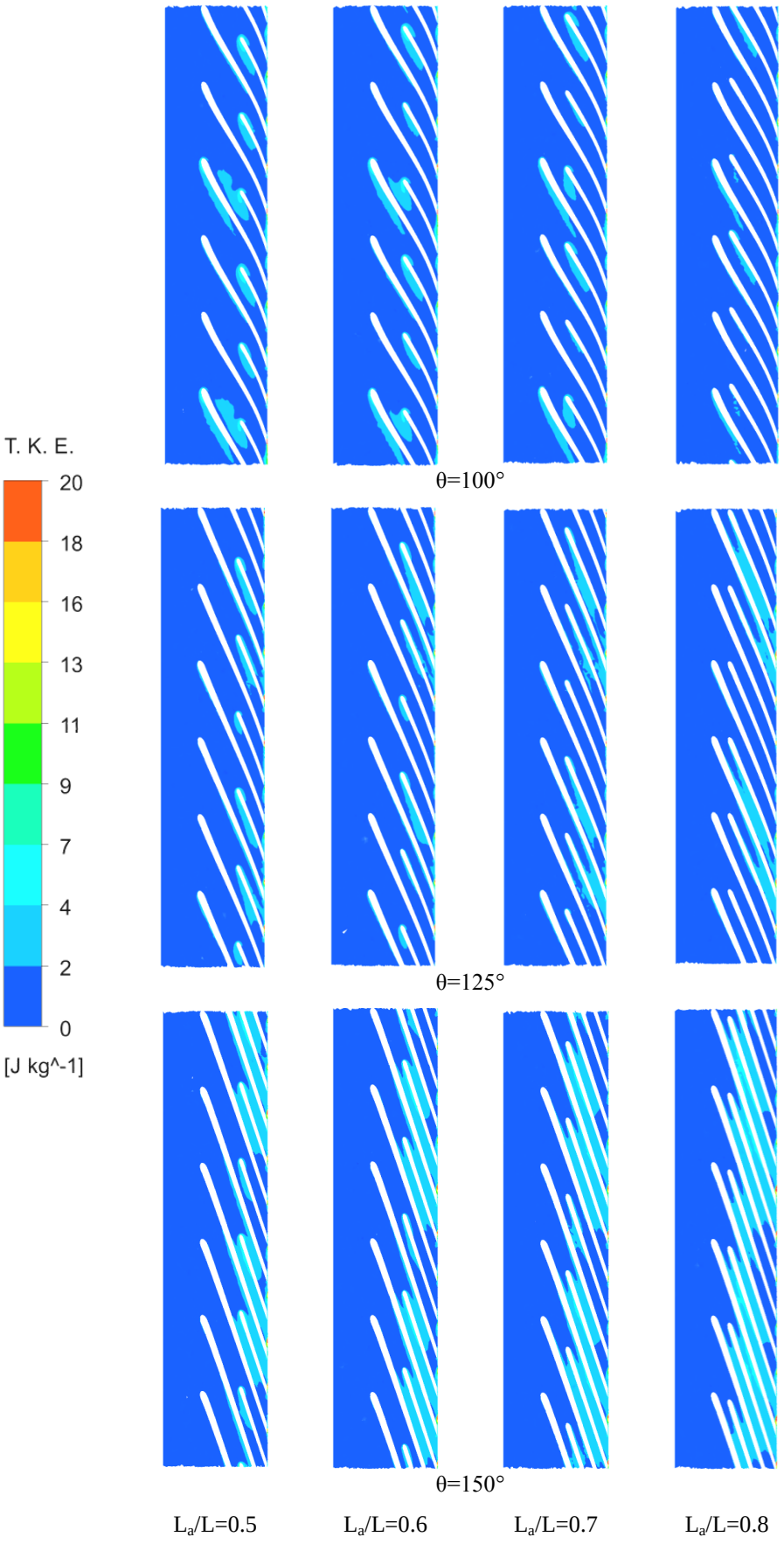
Sarım açısı ile kanat sayısı ve ara kanat ilave oranının da artmasıyla ana kanatlar ile ara kanatlar arasında TKE değerlerindeki artışların çark çıkışına doğru yayıldığı gözlemlenmektedir.



Şekil 4.39. 4 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında TKE dağılımları

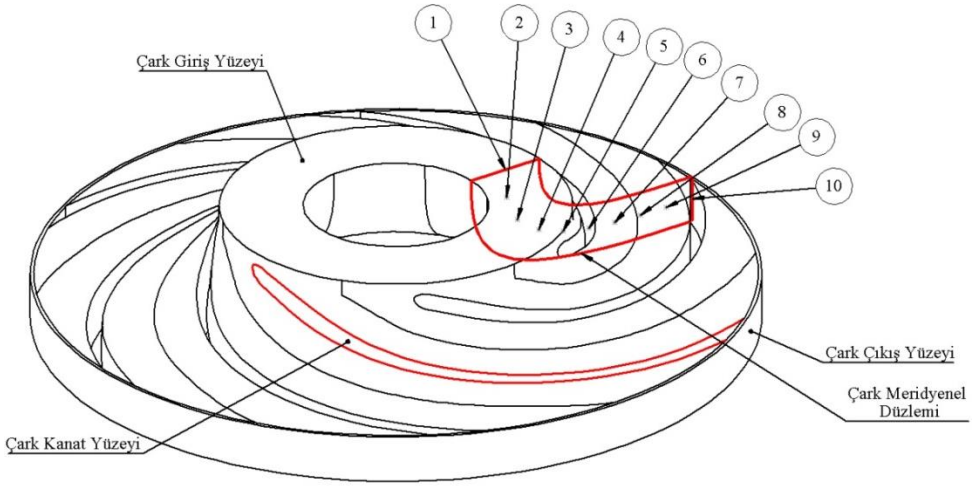


Şekil 4.40. 5 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında TKE dağılımları



Şekil 4.41. 6 kanatlı çarklar için farklı sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarında TKE dağılımları

Belirlenen kanat sayıları, sarım açıları ve ara kanat ilave oranlarındaki değişimlerin çark performansı üzerindeki etkisini farklı bir bakış açısı ile inceleyebilmek için Şekil 4.42'de gösterildiği gibi tüm çark modelleri için çark girişinden çıkışına doğru 10 adet nokta belirlenmiştir. Belirlenen bu noktalar oluşturulan düzlemin tam ortasından geçecek şekilde yerleştirilmiştir. 1 numara çark girişinde olmak üzere 4 numaralı noktadan önceki noktalar kanat giriş uçlarından önce yer almaktadır. 10 numaralı nokta ise çark çıkışında bulunmaktadır.



Şekil 4.42. Belirlenen düzlem üzerinde çark girişinden çıkışına doğru noktaların pozisyonları

Belirlenen noktalarda ara kanat ilave oranlarının L_a/L = 0.5 ve 0.8 olduğu durumlarda, tasarım debisinde, belirlenen noktalardaki statik basınç, bağıl hız ve TKE değerleri sırası ile Şekil 4.43 – 4.45'te verilmiştir.

Farklı sarım açısı ve kanat sayısına sahip tüm çark modellerinde, çark girişindeki vakum etkisinin varlığı, 4 numaralı noktaya kadar sıfıra yakın negatif statik basınç değerlerinin oluşmasına neden olmaktadır. Çark içerisindeki enerji transferi kanatlar tarafından gerçekleştirilmektedir. 4 numaralı noktadan önceki noktalarda akışkan henüz kanatlara ulaşmadığı için bu bölgelerde statik basıncın değerlerinin sabit kalması beklenir. Şekil 4.43'te 1, 2 ve 3 numaralı noktalarda statik basınç değerinin neredeyse hiç değişmediği görülmektedir. Akışın kanatlar arasına girmesiyle, yani 4 numaralı noktadan itibaren 10 numaralı noktaya kadar statik basınç değerlerinde önemli ölçüde artış meydana geldiği gözlemlenmektedir. 10 numaralı noktada ise çark çıkışında çark-difüzör etkileşimi nedeniyle statik basınç artış hızında düşüş meydana gelmektedir.

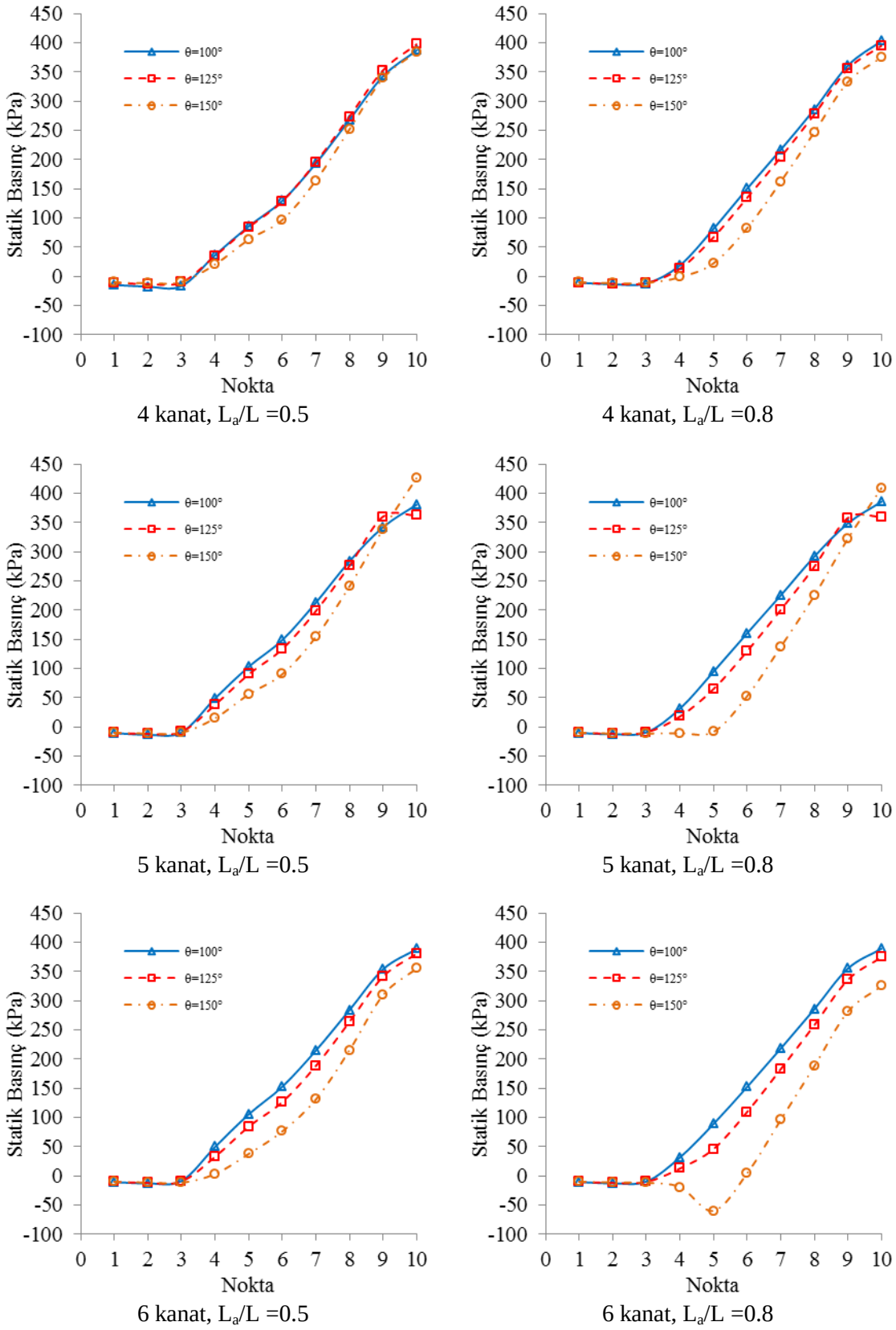
Farklı sarım açılarında 4 numaralı noktadan çark çıkışına kadarki diğer noktalarda genelde statik basınç değerlerinin birbirine yakın olduğu ancak kanat

sayısının artması ile farklı sarım açılarında elde edilen statik basınç değerleri arasındaki farkın arttığı ve sarım açısının da artmasıyla statik basınç değerlerinin azaldığı tespit edilmektedir (Şekil 4.43). İlave ara kanat oranının artması ile farklı sarım açıları için benzer statik basınç değişimleri görülmektedir. Ancak $L_a/L = 0.8$ olduğu durumdaki eğrilerde $L_a/L = 0.5$ durumuna göre sarım açısı 150° iken 5 numaralı noktanın bulunduğu bölgede statik basınç değerlerinde ciddi düşüşler yaşandığı görülmektedir. Özellikle de kanat sayısının da artmasıyla statik basınç değerlerindeki düşüşün fark edilir bir biçimde arttığı görülmektedir. $L_a/L = 0.8$ durumu için 5 numaralı noktanın bulunduğu yerin ara kanat girişine yakın bir bölge olması nedeniyle bu basınç düşüşü gerçekleşmektedir.

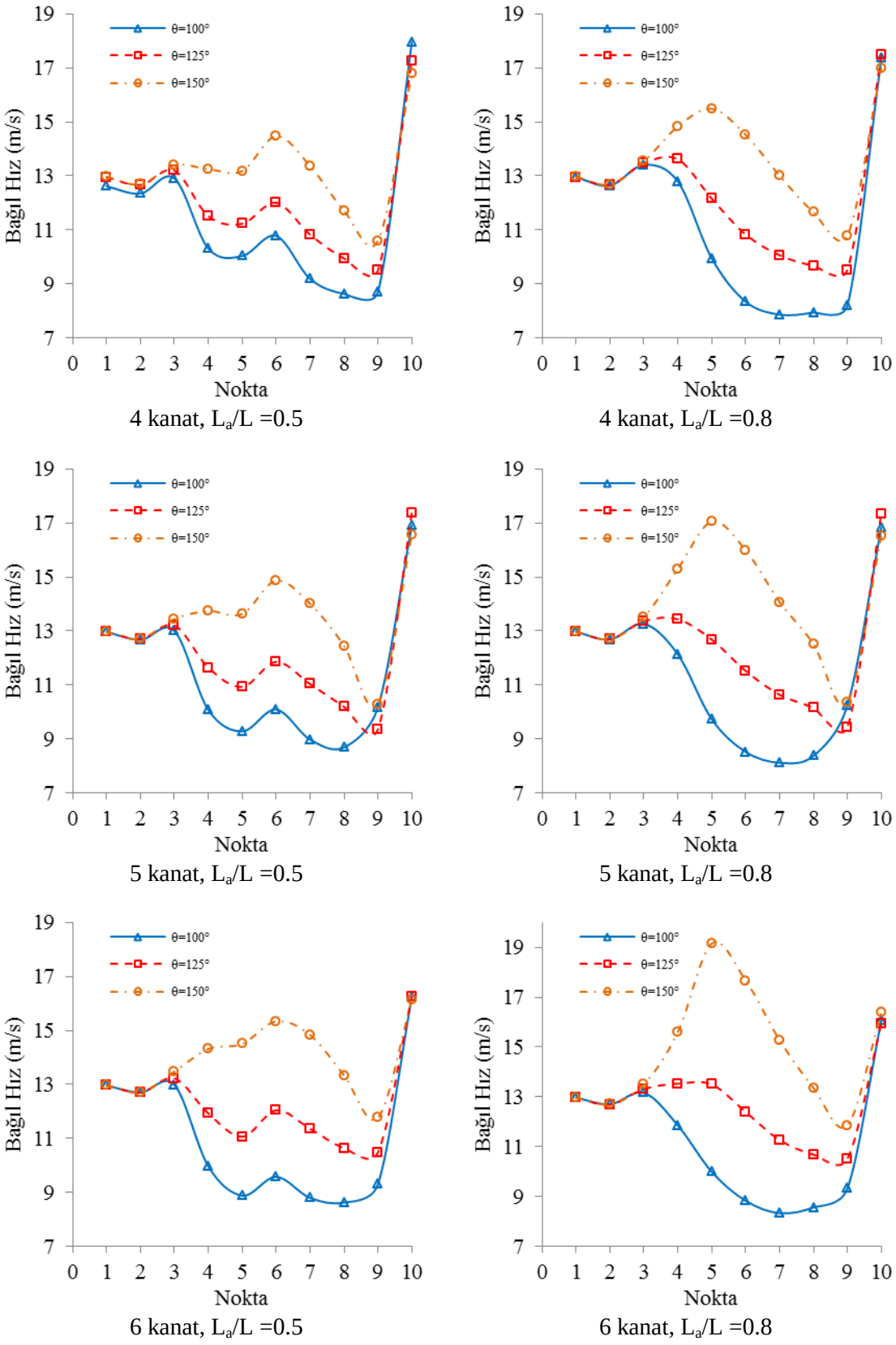
Şekil 4.44'te, belirlenen noktalardaki bağıl hız değerleri görülmektedir. Genel olarak tüm kanat sayısı, sarım açısı ve ilave ara kanat oranlarında 1, 2, 3 ve 10 numaralı noktalarda yani çark girişinden kanat girişine kadar ve çark çıkışında hemen hemen aynı bağıl hız değerlerinin meydana geldiği görülmektedir. Çark içerisinde kanat girişinden çark çıkışına kadar ise bağıl hız değerlerinde önemli farklılıkların meydana geldiği açıkça görülmektedir. Her iki ara kanat ilave oranında da ($L_a/L = 0.5$ ve 0.8) kanat girişlerinden itibaren çark çıkışına kadar sarım açısı arttıkça bağıl hız değerlerinin arttığı, kanat sayısının artmasıyla ise farklı sarım açılarında elde edilen bağıl hız değerleri arasındaki farklılığın da arttığı görülmektedir.

$L_a/L = 0.5$ olduğu durumda 3 numaralı noktadan sonra sarım açısı 100° ve 125° olan çarklarda genel olarak bağıl hız değerlerinde düşüş gerçekleşirken sarım açısı 150° olan çarkta bağıl hız değerleri artış eğilimi göstermektedir. Ara kanat girişine yakın olan 5 numaralı noktadan hemen sonra tüm sarım açılarına sahip çarklarda bağıl hızlarda belirgin bir artış meydana gelmekte ve diğer noktalarda tekrar düşüş gerçekleşmektedir.

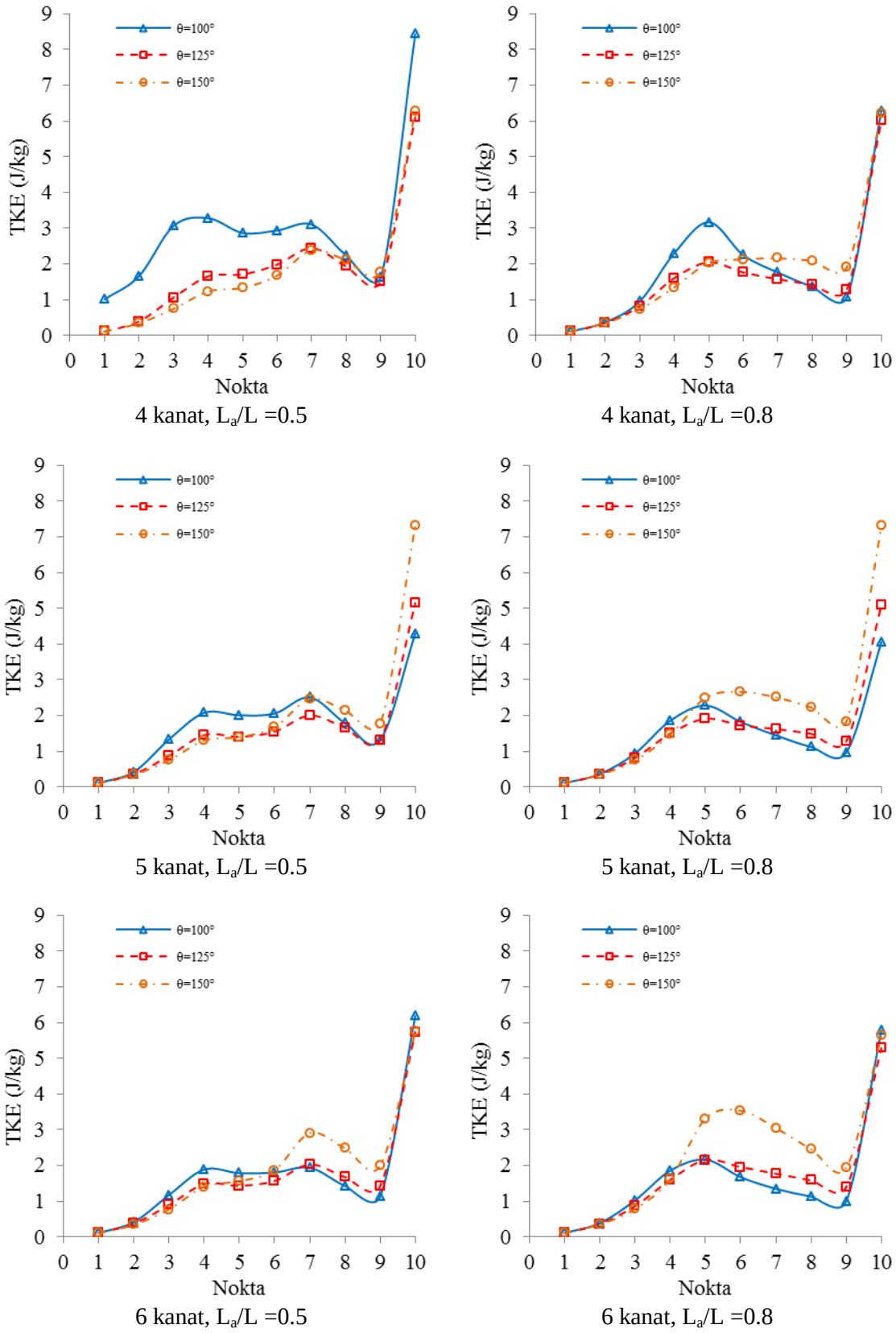
$L_a/L = 0.8$ olduğu durumda 3 numaralı noktadan sonra sarım açısı 100° ve 125° olan çarklarda genel olarak bağıl hız değerlerinde çark çıkışına yakın bölgelere kadar düşüş gerçekleşirken sarım açısı 150° olan çarkta bağıl hız değerlerinde 5 numaralı noktaya kadar ciddi bir artış meydana gelmekte daha sonra tekrar düşüş yaşanmaktadır. Özellikle de kanat sayısı arttıkça, 5 numaralı noktadaki bağıl hız değerleri önemli ölçüde artış göstermektedir.



Şekil 4.43. La/L = 0.5 ve La/L = 0.8 için çark modellerinde belirlenen noktalardaki statik basınç değerlerinin farklı kanat sayılarında sarım açısına göre değişimi



Şekil 4.44. La/L = 0.5 ve La/L = 0.8 için çark modellerinde belirlenen noktalardaki bağıl hız değerlerinin farklı kanat sayılarında sarım açısına göre değişimi



Şekil 4.45. La/L = 0.5 ve La/L = 0.8 için çark modellerinde belirlenen noktalardaki TKE değerlerinin farklı kanat sayılarında sarım açısına göre değişimi

Şekil 4.45'te ise, belirlenen noktalarda TKE değerleri gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, tüm kanat sayısı, sarım açısı ve ara kanat ilave oranlarında 1 numaralı noktadan itibaren çark çıkışına kadar TKE değerlerinin artış eğiliminde olduğu çark çıkışında ise maksimum TKE değerlerinin oluştuğu görülmektedir.

L_a/L = 0.5 olduğu durumda 4 kanat ve 100° sarım açısına sahip çarkta çark içerisinde TKE değerlerinde belirgin bir artış meydana gelmektedir. Kanat sayısının artmasıyla 100° sarım açısına sahip çark ile diğer sarım açılarına sahip çarklarda çark içerisinde birbirine daha yakın TKE değerlerinin oluştuğu görülmektedir.

L_a/L = 0.8 durumunda ise 5 numaralı noktadan itibaren 150° sarım açısına sahip çarkta diğer sarım açlarına sahip çarklara göre daha yüksek TKE değerleri oluşmaktadır. Kanat sayısının artmasıyla 150° sarım açısına sahip çarkta 5 numaralı noktadan sonraki TKE artışı belirgin bir şekilde artmaktadır. Genel olarak kanat sayısı ve sarım açısının artmasıyla daha yüksek TKE değerleri elde edildiği tespit edilmiştir.

Gerçekleştirilen detaylı incelemeler neticesinde, sarım açısının çark performansını önemli ölçüde etkilediği belirlenmiş ve kanat sayısı 6 olan YTÇ üzerinde ara kanat ilavesi ve kanat sayısı değişimi yapılmaksızın farklı sarım açıları (100°, 125° ve 150°) ile çark modelleri oluşturularak üç farklı debide (Q/Q_T = 0.7, 1 ve 1.3) sayısal analizleri gerçekleştirilerek YTÇ ile elde edilen basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri Çizelge 4.4'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. YTÇ için ilave ara kanat ve farklı kanat sayısı kullanılmadan yapılan HAD çalışmalarında elde edilen H_m ve η_h değerleri

Sarım Açısı	Q/Q_T					
	0.7	1	1.3	0.7	1	1.3
	H_m			η_h		
100°	57.8	55.02	48.84	64.7	75.6	79.5
125° *	53.92	52.90	45.40	67.5	77.8	80.4
150°	55.63	50.58	41.36	67.1	75.4	74.8

* YTÇ olduğunu belirtmektedir.

Çizelge 4.4 incelendiğinde, YTÇ'ye göre, 100° sarım açısında belirtilen tüm debi oranlarında basma yüksekliğinin arttığı 150° sarım açısında ise basma yüksekliğinin artan debilerde arttığı, azalan debilerde ise azaldığı görülmektedir. En yüksek hidrolik verim değerlerinin ise tüm debilerde YTÇ'de elde edildiği görülmektedir. Yalnızca sarım açısının değişimi ile basma yüksekliği artırılabilirken

hidrolik verim değerlerinde iyileşme elde edilememektedir. YTÇ'nin sahip olduğu 125° sarım açısının verimlilik açısından diğer sarım açılarından daha uygun olduğu görülmektedir.

Yapılan HAD çalışmaları neticesinde, YTÇ üzerinde uygulanan farklı ara kanat ilave oranı, kanat sayısı ve kanat sarım açısı için üç farklı debide (Q/Q_T = 0.7, 1 ve 1.3) elde edilen çark basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri sırası ile Çizelge 4.5 - 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.4 – 4.7 karşılaştırılarak, YTÇ üzerinde uygulanan çoklu çark parametre denemeleri neticesinde pompa çarkı performansında meydana gelen değişimler incelenmiştir.

YTÇ için Q/Q_T = 0.7 debi oranında elde edilen H_m ve η_h değerleri sırası ile 53.92m ve 67.5% olarak belirlenmiştir (Çizelge 4.4). Aynı debi oranı için Çizelge 4.5 incelendiğinde, ara kanat ilavesi ile neredeyse tüm uygulamalarda basma yüksekliği artışı elde edildiği görülmektedir. En yüksek basma yüksekliği değerleri yaklaşık 70m olarak 5 kanatlı ve 150° sarım açısına sahip çark modellerinde elde edilmiştir. Hidrolik verim değerlerine bakıldığında verim artışı elde edilen iki grup bulunmaktadır. Bunlar 5 kanatlı 100° ve 150° sarım açısına sahip çark modelleridir. Hidrolik verim değerleri; 5 kanatlı 150° sarım açısına sahip çarklarda 68 ile 68.8% aralığında iken, 5 kanatlı 100° sarım açısına sahip çark modellerinde 73.1 ile 74.9% aralığında elde edilmiştir.

YTÇ için Q/Q_T = 1 debi oranında elde edilen H_m ve η_h değerleri sırası ile 52.90m ve 77.8% olarak belirlenmiştir (Çizelge 4.4). Aynı debi oranı için Çizelge 4.6 incelendiğinde, en yüksek basma yüksekliği değerleri yaklaşık 60m olarak 5 kanatlı ve 150° sarım açısına sahip çark modellerinde elde edilmiştir. Hidrolik verim değerlerine bakıldığında verim artışı elde edilen grup 5 kanatlı 100° sarım açısına sahip çark modelleridir. Hidrolik verim değerleri; 5 kanatlı 100° sarım açısına sahip çarklarda 80 ile 80.9% aralığında elde edilmiştir.

YTÇ için Q/Q_T = 1.3 debi oranında elde edilen H_m ve η_h değerleri sırası ile 45.40m ve 80.4% olarak belirlenmiştir (Çizelge 4.4). Aynı debi oranı için Çizelge 4.7 incelendiğinde, en yüksek basma yüksekliği değerleri 4 kanatlı çark modellerinde elde edilmiştir. 4 kanatlı ve 100° sarım açısına sahip çark modellerinde ise 48.01 ile 50.81m aralığında değişen en yüksek basma yüksekliği değerleri elde edilmiştir. Hidrolik verim değerlerine bakıldığında verim artışı elde edilen grup diğer debi oranlarında olduğu gibi 5 kanatlı 100° sarım açısına sahip çark modelleridir. Hidrolik verim değerleri; 5 kanatlı 100° sarım açısına sahip çarklarda 81.4 ile 81.9% aralığında elde edilmiştir. Yapılan

incelemeler sonucunda her üç debi oranında da hidrolik verim artışı elde edilen çark modelleri farklı ara kanat ilave oranlarındaki 5 kanatlı 100° sarım açısına sahip modellerdir.

Çizelge 4.5. Q/Q_T = 0.7 için HAD çalışmalarında elde edilen H_m ve η_h değerleri

Q/Q_T = 0.7		Ara Kanat İlave Oranı (L_a/L_b)							
		0.5	0.6	0.7	0.8	0.5	0.6	0.7	0.8
Sarım Açısı	Kanat Sayısı	H_m				η_h			
100	4	52.59	58.4	56.24	58.64	59.4	59	60.2	59.7
	5	50.96	51.05	51.44	51.72	73.5	73.1	74.2	74.9
	6	56.11	56.49	55.99	56.35	64.6	64.6	64.4	64.5
125	4	56.95	54.04	57.31	57.28	63.9	62.8	62.8	62.8
	5	58.25	58.47	58.38	58.32	63.1	63	63.1	63
	6	55.94	55.83	55.51	55.49	64.6	64.6	64.4	64.5
150	4	57.11	57.1	56.47	56.46	64.2	64.6	64.6	64.5
	5	70.03	69.59	69.69	69.33	68.7	68.8	68	68.4
	6	54.91	54.51	53.99	53.46	66.6	66.3	66.2	65

Çizelge 4.6. Q/Q_T = 1 için HAD çalışmalarında elde edilen H_m ve η_h değerleri

Q/Q_T = 1		Ara Kanat İlave Oranı (L_a/L_b)							
		0.5	0.6	0.7	0.8	0.5	0.6	0.7	0.8
Sarım Açısı	Kanat Sayısı	H_m				η_h			
100	4	52.49	54.95	54.92	56.13	70.5	70.9	71.6	71.9
	5	49.99	50.28	50.28	50.37	80	80.3	80.6	80.9
	6	52.87	53.17	53.18	53.1	72.9	72.9	73	73
125	4	54.3	53.47	53.84	53.43	74.3	74.1	73.8	74
	5	51.37	51.31	51.11	50.93	70.8	70.7	70.8	70.7
	6	51.45	51.43	50.96	50.95	73.4	73.2	72.8	72.3
150	4	51.17	51.11	50.84	50.21	73.6	73.8	73.3	73.1
	5	61.06	60.63	59.88	59.27	73.5	73.2	72.5	71.9
	6	48.4	47.33	46.41	45.44	71.2	70.5	69.3	67.5

Çizelge 4.7. Q/Q_T = 1.3 için HAD çalışmalarında elde edilen H_m ve η_h değerleri

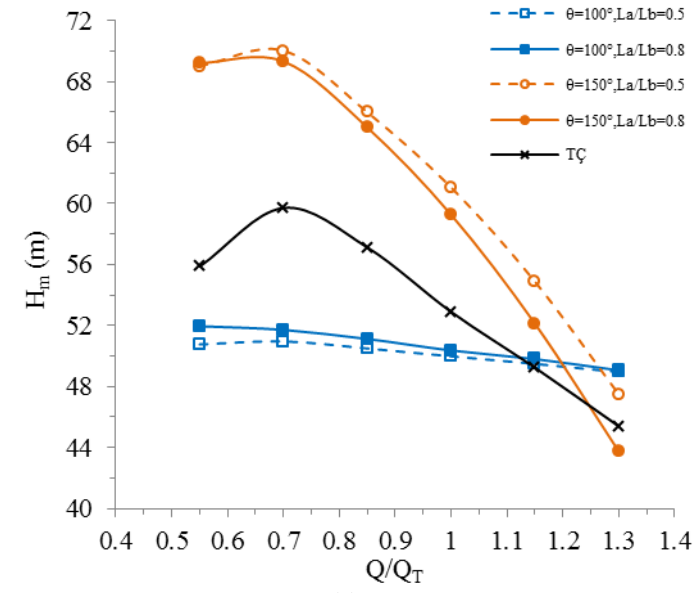
Q/Q_T = 1.3		Ara Kanat İlave Oranı (L_a/L_b)							
		0.5	0.6	0.7	0.8	0.5	0.6	0.7	0.8
Sarım Açısı	Kanat Sayısı	H_m				η_h			
100	4	48.01	50.52	49.87	50.81	75.6	76.3	76.7	77.7
	5	48.95	49.12	49.01	49.07	81.4	81.6	81.7	81.9
	6	47.61	47.85	47.79	47.64	76	76.1	76	75.8
125	4	48.24	47.53	47.02	46.78	77.9	77	77.1	77.1
	5	43.62	43.59	42.79	42.55	74.2	74.3	73.7	73.2
	6	44.86	44.62	43.95	43.72	74.8	74.2	73.6	72.5
150	4	43.41	43.35	42.29	41.54	74.6	74.2	73.2	72.3
	5	47.79	46.5	45.15	43.74	72.1	71.1	69.6	67.8
	6	39.48	37.91	36.04	33.93	68.2	66.1	63.4	59.4

Üretimi yapılacak çark modelinin belirlenmesi için, YTÇ ile 5 kanatlı 100° ve 150° sarım açısına sahip çark modellerinde hesaplanan basma yüksekliği ve hidrolik verim değerleri Şekil 4.46'da gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde, YTÇ üzerine uygulanan çoklu çark parametre uygulamaları ile hem basma yüksekliği hem de hidrolik verim değerlerinin iyileştirildiği bir çark modeli tespit edilememiştir. Aynı sarım açısına sahip farklı ara kanat ilave oranlarının birbirine yakın sonuçlar verdiği şekilde görülmektedir. Ara kanat ilavesi yapılan 5 kanatlı çark modellerinde genel olarak tüm debi oranlarında YTÇ'ye göre 150° sarım açısına sahip çarklarda basma yüksekliği artışı elde edilirken, 100° sarım açısına sahip çarklarda ise hidrolik verim artışı elde edilebileceği tespit edilmiştir. Debi oranının artmasıyla elde edilen basma yüksekliği ve hidrolik verim artışlarında azalma meydana gelmektedir.

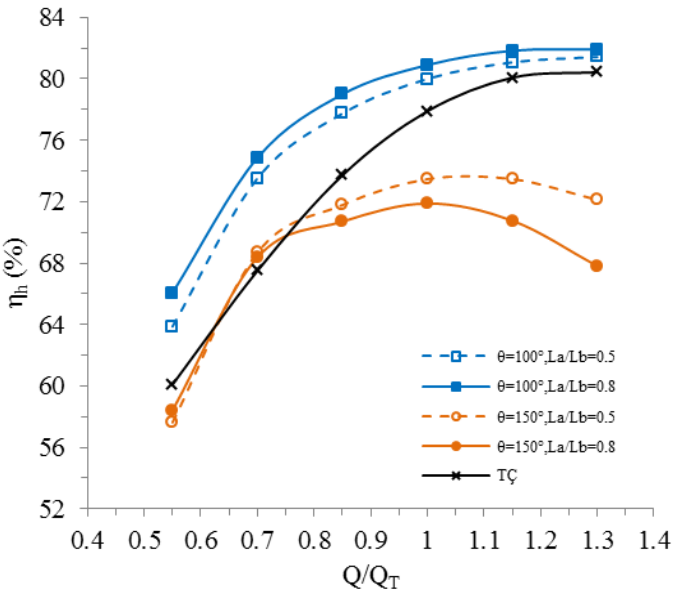
Tasarım debisi için belirlenen 5 kanatlı çark modellerinden, 150° sarım açısı ve L_a/L=0.5 ara kanat ilave oranına sahip çark ile 61m basma yüksekliği ve 73% hidrolik verim değerleri elde edilirken, 100° sarım açısı ve L_a/L=0.8 ara kanat ilave oranına sahip çark ile ise 50m basma yüksekliği ve 81% hidrolik verim değerleri elde edilmektedir. YTÇ için bu değerlerin 52.9m ve 78.9% olduğu düşünüldüğünde 5 kanatlı çarklardan; 150° sarım açısı ve L_a/L=0.5 ara kanat ilave oranına sahip çark ile tasarım debisinde yaklaşık 20% basma yüksekliği artışı ve yaklaşık 7% civarında hidrolik verim azalışı meydana gelirken, 100° sarım açısı ve L_a/L=0.8 ara kanat ilave oranına sahip

çarkta ise yaklaşık 5% basma yüksekliği azalışı ve yaklaşık 3% hidrolik verim artışı meydana gelmektedir.

Bu çalışmada performans kriteri olarak hidrolik verim değeri esas alınmış ve bu nedenle de üretilecek çark için 5 kanatlı, 100° sarım açısı ve $L_a/L=0.8$ ilave ara kanat oranına sahip çark seçilmiştir.



(a)



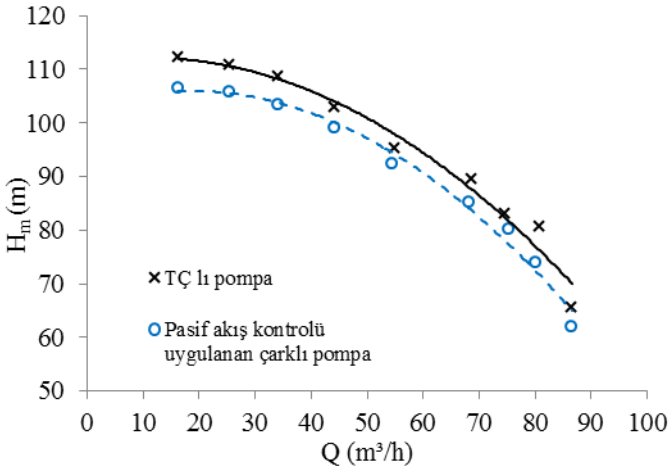
(b)

Şekil 4.46. YTÇ ve 5 kanatlı bazı çark modelleri için farklı debilere göre (a) basma yüksekliği ve (b) hidrolik verim değerlerinin değişimi

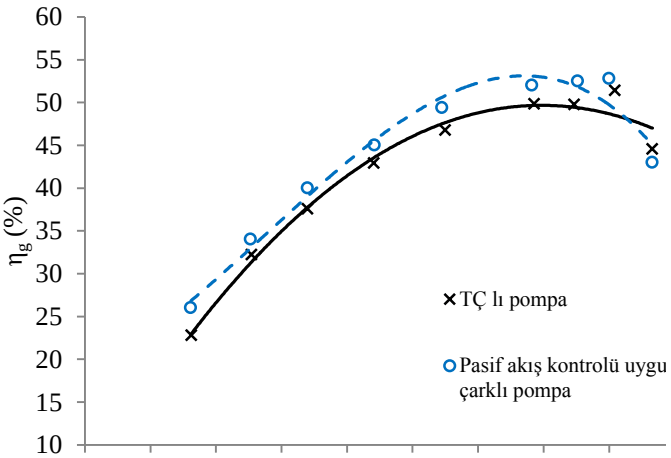
4.4. Pompa Deneyleri

Çoklu çark parametre denemeleri neticesinde belirlenen pompa çarkı için katı model çizimi ANSYS-GEOMETRY ve SOLIDWORKS programları kullanılarak tamamlanmış ve çark üretimi gerçekleştirilmiştir. Üretimi gerçekleştirilen pompa çarkı kullanılarak pompa montajı gerçekleştirilmiş ve Sempa firmasındaki, Şekil 3.2'de fotoğrafı bulunan ve Şekil 3.34'te şematik resmi gösterilen deney setinde pompa deneyleri gerçekleştirilmiştir.

Deney sonucunda elde edilen veriler bilgisayar yardımıyla kaydedilerek hem YTÇ hem çoklu çark parametreleri uygulamalı çarkların kullanıldığı pompa karakteristik eğrileri Şekil 4.47'de gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4.46. YTÇ ve çoklu çark parametreleri denenen çarkların kullanıldığı pompalar için farklı debilere göre (a) basma yüksekliği ve (b) genel verim değerlerinin değişimi

Pompa deney sonuçları incelendiğinde, çoklu çark parametre denemeleri sonucunda belirlenen pompa çarkının kullanılması ile YTÇ'li pompaya göre tüm debilerde daha düşük basma yüksekliği değerleri elde edilirken neredeyse tüm debilerde daha yüksek genel verim değerleri elde edildiği görülmektedir. Tasarım noktası için YTÇ kullanılan pompada basma yüksekliği ve genel verim değerleri 81m ve 51.4% iken çoklu çark parametre denemesi uygulanan pompa çarkı kullanılan pompada bu değerler 74m ve 53% olarak hesaplanmıştır. Böylece genel verim değerinde yaklaşık 3% artış elde edilirken basma yüksekliğinde ise yaklaşık 9% azalma meydana geldiği belirlenmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. Sonuçlar

Yapılan tez çalışmasında ilk önce referans olarak belirlenen iki kademeli bir pompanın çarkı, firma beklentileri de dikkate alınarak, yeniden tasarlanmıştır. HAD çalışmaları ile MÇ ve YTÇ akış hacimlerine difizör kanatlarının da yer aldığı çıkış hacmi ilave edilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Böylece çark kanatları ile difüzör kanatlarının etkileşimi ihmal edilmeden daha güvenilir bir inceleme yapılmıştır. Yapılan inceleme neticesinde basma yüksekliği ve hidrolik verim açısından YTÇ performansının MÇ performansına göre daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Ayrıca çark içerisindeki akış yapıları karşılaştırıldığında YTÇ ile akışa daha uygun kanat profili elde edilerek meydana gelen akış ayrılmaları önemli ölçüde azaltılmıştır.

Çalışmanın ikinci kısmında, YTÇ üretimi yapılarak pompa deneyleri gerçekleştirilmiştir. Firma verilerine göre en verimli noktada MÇ kullanılan pompa genel verimi yaklaşık 49% iken deney sonuçlarına göre YTÇ kullanılan pompanın en verimli noktada pompa genel verimi yaklaşık 51% olarak belirlenmiştir. Ayrıca YTÇ kullanılarak iki kademeli pompa HAD analizleri pompa deneylerinde elde edilen debi değerlerine göre tamamlanmıştır. HAD analizlerinde pompadaki kayıp-kaçaklar ve çarklarda bulunan dengeleme delikleri de dâhil edilerek gerçeğine uygun bir inceleme yapılması sağlanmıştır. Elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde, belirlenen tüm debilerde sayısal ve deneysel sonuçlar arasında 10%'dan daha düşük farklılıklar tespit edilmiştir. Özellikle de tasarım debisinde HAD ve deneysel sonuçlar arasındaki farklılık 1% civarlarında tespit edilmiştir. Bu sonuçlar neticesinde HAD çalışmalarının güvenilirliği ortaya konmuştur. Böylece tasarım ve geliştirme çalışmalarında deneyler ile deneme yanılma yöntemlerinin gerektirdiği malzeme, işçilik ve zaman kaybının önlenmesi sağlanmıştır.

Deneysel çalışmalar için belirsizlik analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan analiz neticesinde deneylerdeki belirsizlik değerinin 1% in altında olduğu tespit edilmiştir. Bu da çalışmanın hassasiyetini ortaya koymaktadır.

Pompa HAD çalışmaları esnasında dengeleme deliğinin etkisi de ayrıca incelenmiştir. Yapılan inceleme neticesinde, dengeleme deliğinin pompada meydana gelen eksenel yükün büyük bir kısmını karşılamasına rağmen pompa çarkı içerisindeki

akış yapısını olumsuz yönde etkilediği ve pompa basma yüksekliği ve genel verim değerlerini düşürdüğü belirlenmiştir.

Çalışmanın üçüncü kısmında, YTÇ üzerine çoklu çark parametre denemeleri (farklı kanat sayısı, kanat sarım açısı ve ilave ara kanat oranı) ile 36 farklı çark akış hacmi oluşturulmuş ve her birinin çıkışına difizör kanatlı çıkış hacmi ilave edilerek farklı debi oranlarında HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Böylece belirlenen parametrelerin bir arada değiştirilerek pompa çarkına uygulandığında çark performansına olan etkileri detaylı olarak incelenmiştir. Bu çalışma sonucunda tespit edilen sonuçlar şu şekilde verilebilir:

- Belirlenen parametrelerden kanat sayısı (4, 5 ve 6), sarım açısı (100°, 125° ve 150°) ve ilave ara kanat (L_a/L=0.5, 0.6, 0.7 ve 0.8) uygulamaları tek başına değiştirildiğinde çark hidrolik veriminde iyileştirme elde edilememektedir.
- İlave ara kanat genel olarak çarkın basma yüksekliğini artırırken, hidrolik verimini azaltıcı yönde etki etmektedir. Çalışma sonucunda ara kanat ilavesinin çark kanat sayısının azaltılarak gerçekleştirilmesi neticesinde çark performansını olumlu etkilediği belirlenmiştir. Ara kanat ilavesi çark performansını önemli ölçüde etkilerken ara kanat ilave oranının değiştirilmesinin çark performansına etkisi daha düşük olmaktadır.
- Diğer parametreler değiştirilmeden kanat sarım açısı düşürüldüğünde çark basma yüksekliği artarken hidrolik verimi ise azalmaktadır. Kanat sarım açısı artırıldığında ise basma yüksekliği düşük debilerde artarken yüksek debilerde azalmaktadır. Hidrolik verim ise tüm debilerde azalmaktadır.
- Çalışma neticesinde 5 kanatlı ve 100° sarım açısına sahip çark modelinde ara kanat ilavesi ile çark hidrolik veriminde artış elde edilebildiği belirlenmiştir. Bu modelde ilave ara kanat oranı arttıkça hidrolik verim de bir miktar artış göstermektedir. Birçok farklı seçenek ile basma yüksekliği artışı elde edilebilirken en yüksek basma yüksekliği değerleri 5 kanatlı ve 150° sarım açısına sahip çark modelinde ara kanat ilavesi ile elde edilmektedir. Bu modelde ilave ara kanat oranı arttıkça basma yüksekliğinde bir miktar düşüş gerçekleşmektedir.
- Çalışmadaki performans kriteri olarak belirlenen hidrolik verim değerine göre en uygun çark modeli olarak 5 kanatlı, 100° sarım açısına sahip, L_a/L= 0.8 olan çark belirlenmiştir.

Çalışmanın son kısmında belirlenen çark üretimi yapılıp bu çarkın kullanıldığı pompa ile deney yapılarak hem YTÇ kullanılan hem de ara kanat ilaveli çark modeli kullanılan pompa deney sonuçları karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma neticesinde uygulanan çoklu çark parametreleri ile pompa genel veriminin artırılması sağlanmıştır. Tasarım debisinde genel verim değerinde yaklaşık 3% artış elde edilirken basma yüksekliğinde ise yaklaşık 9% azalma meydana geldiği tespit edilmiştir.

Firma verilerine göre pompa genel verimi MÇ kullanıldığında 49% iken yeniden tasarım ve çoklu çark parametre uygulamaları neticesinde elde edilen pompa çarkı kullanılması ile pompa genel verimi 53% e kadar çıkarılmıştır.

5.2. Öneriler

Bu tez çalışması kapsamında, santrifüj pompalarda pompadaki eksenel yükü dengeleyerek yataklardaki yükü düşürmek için çarklara dengeleme deliği açıldığı tespit edilmiştir. Dengeleme deliği ve pompadaki kayıp kaçakların ise pompa performansını önemli ölçüde etkilediği belirlenmiştir. Bu nedenle, pompalarda performansı artırmak için eksenel yükün farklı yöntemlerle dengelenmesi denenebilir ya da açılan dengeleme deliklerinin hangi çaplarda ve nerelere açılması gerektiği ayrıntılı olarak incelenebilir.

Yapılan çalışmada tekil çark analizleri sonucunda pompa performansının iyileştirildiği tespit edilebilmekte ancak tekil çark analiz değerleri ile pompa analiz sonuçlarının değerleri arasında ciddi biçimde farklılık olduğu görülmektedir. Yapılan tekil çark analizlerinin yerine pompa analizleri yapılabilir ancak bu da çok uzun zaman gerektirecektir. Onun yerine pompa periyodik olarak ve farklı algoritmalar da kullanılarak HAD çalışmaları denenebilir.

KAYNAKLAR

Açıkgöz, A., Gelişli, M. Ö. ve Ertürk, E., 2004, Çok kademeli bir pompanın performans ve verim değerlerinin hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak belirlenmesi, *5. Pompa-Vana Kongresi ve Sergisi*, İstanbul, 34-39.

Aksoy, M. H., Babayigit, O., Kocaaslan, O. ve Ozgoren, M., 2013, Effect of blade wrap angle to centrifugal pump impeller efficiency, *Experimental Fluid Mechanics*, Kutna Hora,

Alemi, H., Nourbakhsh, S. A., Raisee, M. ve Najafi, A. F., 2015, Effects of volute curvature on performance of a low specific-speed centrifugal pump at design and off-design conditions, *Journal of Turbomachinery,* 137 (4), 041009.

Anonim, 2001, Rotodinamik Pompalar İçin ENPY, POMSAD

Anonim, 2005, Pompa Teknolojisinin Temel Prensipleri-Santrifüj Pompalar, Wilo Pompa Sistemleri A.Ş.,

Anonymous, 2011, Fluent 14.0 User's Guide, ANSYS FLUENT Inc,

Arda, H., 2001, Santrifüj pompalarda kanat sayısı, kanat uzunluğu ve viskozitenin pompa performansına etkisi, Yüksek lisans Tezi, *Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Eskişehir, 25-46

Babayigit, O., Kocaaslan, O., Aksoy, M. H., Guleren, K. M. ve Ozgoren, M., 2015, Numerical identification of blade exit angle effect on the performance for a multistage centrifugal pump impeller, *EPJ Web of Conferences*, 02003.

Babayigit, O., Ozgoren, M., Aksoy, M. H. ve Kocaaslan, O., 2017, Experimental and CFD investigation of a multistage centrifugal pump including leakages and balance holes, *Desalination and Water Treatment,* 67 28-40.

Baoling, C., Zuchao, Z., Zhang, J. ve Ying, C., 2006, The Flow Simulation and Experimental Study of Low-Specific-Speed High-Speed Complex Centrifugal Impellers, *Chinese Journal of Chemical Engineering,* 14 (4), 435-441.

Barrio, R., Fernández, J., Blanco, E. ve Parrondo, J., 2011, Estimation of radial load in centrifugal pumps using computational fluid dynamics, *European Journal of Mechanics-B/Fluids,* 30 (3), 316-324.

Bayraktar, S. ve Eralp, C., 2001, Santrifüj pompaların bilgisayar destekli tasarımı, *4. Pompa-Vana Kongresi*, İstanbul, 49-60.

Baysal, K., 1979, Tam santrifüj pompalar: hesap, çizim ve konstrüksiyon özellikleri, *İstanbul Teknik Üniversitesi,* İstanbul,

Bhaganagar, K., Kim, J. ve Coleman, G., 2004, Effect of roughness on wall-bounded turbulence, *Flow, Turbulence and Combustion,* 72 (2), 463-492.

Cavazzini, G., Pavesi, G., Santolin, A., Ardizzon, G. ve Lorenzi, R., 2015, Using splitter blades to improve suction performance of centrifugal impeller pumps, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy,* 229 (3), 309-323.

Chmielewski, M. ve Gieras, M., 2013, Three-zonal wall function for k-ε turbulence models, *Computational Methods in Science and Technology,* 19 (2), 107-114.

Çallı, İ., 1991, Tam Santrifüj Pompa Hesabı ve Çizimi, *Yıldız Üniversitesi, Kocaeli Mühendislik Fakültesi,*

Erken, B., 2006, Hidrolik makinelerde ara kanatçık dizaynı ve arakanatçıklı çark kulanımının performansa etkisinin analizi, Yüksek lisans Tezi, *Osmangazi Üniversitesi,* Eskişehir,

Fu, Y., Yuan, J., Yuan, S., Pace, G., d'Agostino, L., Huang, P. ve Li, X., 2015, Numerical and experimental analysis of flow phenomena in a centrifugal pump operating under low flow rates, *Journal of Fluids Engineering,* 137 (1), 011102.

Gad-el-Hak, M., 1996, Modern developments in flow control, *Applied Mechanics Reviews,* 49 365-380.

Genceli, O. F., 2000, Ölçme Tekniği, İstanbul,

Gökelim, A. T., 2001, Pompalar, *Birsen Yayınevi,*

Gölcü, M., 2001, Dakgıç pompalarda çarka ara kanatcık ilavesinin verime etkisinin analizi, Doktora Tezi, *Pamukkale Üniversitesi,*

Gölcü, M. ve Pancar, Y., 2005, Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle, *World Pumps,* 2005 (468), 32-40.

Guo, X., Zhu, L., Zhu, Z., Cui, B. ve Li, Y., 2015a, Numerical and experimental investigations on the cavitation characteristics of a high-speed centrifugal pump with a splitter-blade inducer, *Journal of Mechanical Science and Technology,* 29 (1), 259.

Guo, X., Zhu, Z., Cui, B. ve Li, Y., 2015b, The rotating cavitation performance of a centrifugal pump with a splitter-bladed inducer under different rotational speed, *International Journal of Turbo & Jet-Engines,* 32 (3), 275-283.

Güleren, K. M., Gürlek, C. ve Pınarbaşı, A., 2004, Santrifüj Pompanın Kanatlı ve Kanatsız Difizöründeki Akışın Sayısal İncelenmesi, *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi,* 10 (3), 389-394.

Güleren, M., 2003, Santrifüj Pompadaki Durgunluğun Nümerik Analizi, Yüksek lisans Tezi, *Cumhuriyet Üniversitesi,* Sivas,

Gülich, J. F., 2008, Centrifugal pumps, *Springer,*

Hamill, N., 1996, Computational fluid dynamics for pump related designs, *World Pumps*, 1996 (358), 50-53.

Jafarzadeh, B., Hajari, A., Alishahi, M. ve Akbari, M., 2011, The flow simulation of a low-specific-speed high-speed centrifugal pump, *Applied Mathematical Modelling*, 35 (1), 242-249.

Karamanoğlu, Y., Moghtada, M. ve Ertöz, A. Ö., 2006, Pompa tasarımının geliştirilmesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin kullanılması, *Tesisat Mühendisliği Dergisi*, (91), 46-55.

Kaya, M. ve Aydın, M., 2009, A Numerical Study for Evaluating Performance of Centrifugal Pump, *Global Conference on Global Warming*, İstanbul,

Kergourlay, G., Younsi, M., Bakir, F. ve Rey, R., 2007, Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: test-analysis comparison, *International Journal of Rotating Machinery*, 2007

Kim, J.-H., Lee, H.-C., Kim, J.-H., Kim, S., Yoon, J.-Y. ve Choi, Y.-S., 2015, Design techniques to improve the performance of a centrifugal pump using CFD, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (1), 215-225.

Kocaaslan, O., 2015, Verim İyileştirilmesi İçin Optimize Edilen Ve Poliüretan Kaplama Yapılan Pompa Çarkının Sayısal Ve Deneysel Analizi, Yüksek lisans Tezi, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Konya,

Kocaaslan, O., Ozgoren, M., Aksoy, M. ve Babayigit, O., 2016, Experimental and Numerical Investigation of Coating Effect on Pump Impeller and Volute, *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 9 (5),

Korkmaz, E., 2008, Farklı kanat çıkış açılarında ara kanatçık uzunluğunun ve çevresel pozisyonunun dalgıç pompa performansına etkisinin analizi, Doktora Tezi, *Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,*

Liu, Y. Y., Li, R. G. ve Sun, K., 2011, Numerical Simulation of Internal Flow in Stamping and Welding Multistage Centrifugal Pump, *Advanced Materials Research*, 2608-2611.

Natarajan, D. ve Hangan, H., 2009, Numerical study on the effects of surface roughness on tornado-like flows, *11th Americas Conference on Wind Engineering (11ACWE)*,

Patil, P. M. ve Todkar, R. G., 2013, An Overview of Effect of Splitter Blades on Centrifugal Pump Performance, *International Journal of Engineering Research and Technology*, 2 (11),

Pfleiderer, C. ve Petermann, H., 1991, Turbomachinery, *Springer*, Berlin,

Pınarbaşı, A. ve Johnson, M., 1995, A Study of Reynolds Stress Dissipation and Loss Generation in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser, *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*,

Sarıoğlu, K. ve Ayder, E., 1999, Numerical Calculation of the Flow Inside Pump Impellers Using 3D Euler Equations, *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences*, 23 (4), 229-238.

Scheit, C., Karic, B. ve Becker, S., 2012, Effect of blade wrap angle on efficiency and noise of small radial fan impellers—A computational and experimental study, *Journal of Sound and Vibration*, 331 (5), 996-1010.

Shah, S., Jain, S., Patel, R. ve Lakhera, V., 2013, CFD for centrifugal pumps: a review of the state-of-the-art, *Procedia Engineering*, 51 715-720.

Shigemitsu, T., Fukutomi, J., Kaji, K. ve Wada, T., 2013, Unsteady internal flow conditions of mini-centrifugal pump with splitter blades, *journal of Thermal Science*, 22 (1), 86-91.

Singh, K., Mahajani, S., Shenoy, K., Patwardhan, A. ve Ghosh, S., 2007, CFD modeling of pilot-scale pump-mixer: Single-phase head and power characteristics, *Chemical Engineering Science*, 62 (5), 1308-1322.

Sinha, M., 2000, Rotor-stator interactions, turbulence modeling and rotating stall in a centrifugal pump with diffuser vanes, Doktora Tezi, *Johns Hopkins University*, Baltimore,

Sloteman, D. P., 1997, Pump design and development using rapid prototyping, *World Pumps*, 1997 (365), 38-43.

Song, P., Zhang, Y., Xu, C., Zhou, X. ve Zhang, J., 2015, Numerical studies on cavitation behavior in impeller of centrifugal pump with different blade profiles, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 8 (2), 94-101.

Stepanoff, A. J., 1967, Centrifugal and axial flow pumps, *John Wiley and Sons Inc.*, New York,

Streeter, V. L., 1961, Handbook of Fluid Dynamics, 9, *McGraw-Hill Book Company*, New York,

Tan, L., Zhu, B., Cao, S., Bing, H. ve Wang, Y., 2014, Influence of blade wrap angle on centrifugal pump performance by numerical and experimental study, *Chinese journal of mechanical engineering*, 27 (1), 171-177.

Türkmen, B., 2009, Pompa Tesisatlarında Enerji Verimliliği ve Sistem Seçimi; Pompa, Boru Ve Tesisat Yaklaşımı, *IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi*, İzmir, 1347-1352.

Urankar, S., Shivashankar, H. S. ve Gupta, S., 2012, Desıgn And Cfd Analysis Of Single Stage, End Suction, Radial Flow Centrifugal Pump For Mine Dewatering Application, *International Journal of Research in Engineering and Applied Sciences*, 2 (2),

Versteeg, H. ve Malalasekera, W., 1995, An introduction to computationnal Fluid Dynamics, The finite volume control, éd, *Longman, Londres,* London,

Xi, H., Shouqi, Y. ve Jinfeng, Z., 2016, Effects of blade wrap angle on performance of high specific speed centrifugal pump, *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering,* 34 (9), 742-747.

Yang, S.-S., Derakhshan, S. ve Kong, F.-Y., 2012, Theoretical, numerical and experimental prediction of pump as turbine performance, *Renewable Energy,* 48 507-513.

Yong, W., Lin, L. H., Qi, Y. S., Gao, T. M. ve Kai, W., 2009, Prediction research on cavitation performance for centrifugal pumps, *Intelligent Computing and Intelligent Systems, 2009. ICIS 2009. IEEE International Conference on*, 137-140.

Yuchuan, W., Lei, T., Baoshan, Z., ShuLiang, C. ve Binbin, W., 2015, Numerical investigation of influence of inlet guide vanes on unsteady flow in a centrifugal pump, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science,* 229 (18), 3405-3416.

Yumurtacı, Z. ve Sarıgül, A., 2011, Santrifüj Pompalarda Enerji Verimliliği ve Uygulamaları, *Makina Mühendisleri Odası Tesisat Mühendisliği Dergisi,* 49-58.

Zhou, L., Shi, W., Lu, W., Hu, B. ve Wu, S., 2012, Numerical investigations and performance experiments of a deep-well centrifugal pump with different diffusers, *Journal of Fluids Engineering,* 134 (7), 071102.

Zhu, B., Wang, X., Tan, L., Zhou, D., Zhao, Y. ve Cao, S., 2015, Optimization design of a reversible pump–turbine runner with high efficiency and stability, *Renewable energy,* 81 366-376.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Osman BABAYİĞİT
Uyruğu : T.C
Doğum Yeri ve Tarihi : Ankara 17/03/1982
Telefon : 0505 795 46 58
Faks : 0332 418 18 42
e-mail : obyigit@gmail.com

EĞİTİM

Derece		Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	:	Ayrancı Süper Lisesi, Çankaya, Ankara	2000
Üniversite	:	Selçuk Üniversitesi, Selçuklu, Konya	2004
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi, Selçuklu, Konya	2010
Doktora	:		

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
2004-2005	Cemil Bozkurt Isı Ltd. Şti.	Makine mühendisi
2005-2009	Eritay Mühendislik Ltd. Şti.	Genel Müdür
2009-2010	Azak Soğutma Ltd. Şti.	Üretim Müdürü
2010-	S.Ü. Hadim MYO	Öğretim Görevlisi

UZMANLIK ALANI

Absorbsiyonlu soğutma, HAD, Kurutma ve Santrifüj pompalar

YABANCI DİLLER

İngilizce, (ÜDS notu 67.5)

YAYINLAR

SCI Ve SCIX İndeks'li Dergilerde Yayınlanmış Makaleleri

1) Ozgoren, M., Bilgili M., **Babayigit, O.**, **2012**, "Hourly Performance Prediction of Ammonia-Water Solar Absorption Refrigeration", *Applied Thermal Engineering*, volume 40, pp 80-90.

2) Kocaaslan O., Ozgoren M., Aksoy M. H., **Babayigit O., 2016,** "Experimental and Numerical Investigation of Coating Effect on Pump Impeller and Volute" *Journal of Applied Fluid Mechanics*, volume 9, Issue 5, p2475-2487. 13p.

3) Babayigit O., Ozgoren M., Aksoy M. H., Kocaaslan O.**, 2017,** "Experimental And CFD Investigation Of A Multistage Centrifugal Pump Including Leakages And Balance Holes", *Desalination And Water Treatment***,** volume 67, pp 28-40. (Doktora tezinden yapılmıştır)

Diğer Alan Index'li Dergilerde Yayınlanmış Makaleleri

1) Babayigit O., Aksoy M. H., Ozgoren M. and Solmaz O., 2013 "Investigation of Absorption Cooling Application Powered by Solar Energy in the South Coast Region of Turkey", *EPJ Web of Conferences*, 45, 01100 (doi: http://dx.doi.org/10.1051/epjconf/20134501100)

2) Babayigit O., Kocaaslan O., Aksoy M. H., Guleren K. M., Ozgoren M., 2015, "Numerical identification of blade exit angle effect on the performance for a multistage centrifugal pump impeller", *Epj Web of Conferences*, 92, 2003, (doi: http://dx.doi.org/10.1051/epjconf/20159202003)

Uluslararası Bilimsel Toplantılarda Yayınlanmış Bildirileri

1) Babayigit, O., Özgören, M., Aksoy, M.H., "Hourly Performance Of Ammonia-Water Absorption Refrigeration System For Maximum Solar Radiation Day: A Case Study For Konya" *International Scientific Conference*, 18 – 19 November 2011, Gabrovo.

2) Babayigit, O., Darıcı, S., Şen, S., Canlı, E., Bilir, Ş., "Design And Manufacturing Of An Airconditioning Experimental Setup For Drying" *International Ege Energy Symposium & Exhibition*, 28-30 June 2012, İzmir. (Yüksek Lisans Tezinden yapılmıştır)

3) Babayigit, **O.**, Aksoy, M.H., Ozgoren, M. and Solmaz, O., " Investigation of Absorption Cooling Application Powered by Solar Energy in the South Coast Region of Turkey" ***Experimental Fluid Mechanics 2012,*** 20-23 November 2012, Hradec Kralove

4) Babayigit, **O.**, Kocaaslan, O., Aksoy, M.H. and Ozgoren, M., " Experimaental And CFD Performance Analysis Of A Centrifugal Pump" *Experimental Fluid Mechanics 2013***,** 19-22 November 2013, Kutna Hora

5) Aksoy, M.H., **Babayigit**, **O.**, Kocaaslan, O. and Ozgoren, M., " Effect Of Blade Wrap Angle To Centrifugal Pump Impeller Efficiency" *Experimental Fluid Mechanics 2013***,** 19-22 November 2013, Kutna Hora

6) Kocaaslan, O., Aksoy, M.H., **Babayigit, O.** and Ozgoren, M., " An Experimental Investigation Of Surface Roughness influence On Centrifugal Pump Characteristics " *Experimental Fluid Mechanics 2013***,** 19-22 November 2013, Kutna Hora

7) Babayigit, O. Kocaaslan O., Aksoy M.H., Guleren K.M, Ozgoren M. 2014 "Numerical İdentification Of Blade Exit Angle Effect On The Performance For A Multistage Centrifugal Pump İmpeller" *Experimental Fluid Mechanics (EFM 2014)* November 18.-21., 2014 Cesky Krumlov, Czech Republic, Proceedings of the International conference Experimental Fluid Mechanics 2014, 47-53.

8) Kocaaslan O., Aksoy M.H., **Babayigit O.**, Guleren K.M., Ozgoren M., 2014, "Numerical study comparison for a designed and modified impeller and volute of centrifugal pump", *Experimental Fluid Mechanics (EFM 2014)* November 18.-21., 2014 Cesky Krumlov, Czech Republic, Proceedings of the International conference, 265-272.

9) Aksoy M.H., Ozgoren M., **Babayigit O.**, Kocaaslan O., Guleren K.M. 2014 Application of Particle Image Velocimetry to a Multistage Centrifugal Pump, *Experimental Fluid Mechanics (EFM 2014)* November 18.-21., 2014 Cesky Krumlov, Czech Republic, Proceedings of the International conference 33-39.

10) Kocaaslan O., Ozgoren M., **Babayigit O.,** Aksoy M. H., 2015, "Numerical İnvestigation Of Splitter Blade Effects On Centrifugal Pump Performances", *International Conferance On Science, Ecology And Technology* 25-28 August Viyana (Tam Metin Bildiri) (Yayın No:1762249)

11) Aksoy M. H., Ozgoren M., **Babayigit O.**, Kocaaslan O., 2015, "PIV Investigation Of Flow Structures İn A Multistage Centrifugal Pump Impeller", *International Congress Energy And Environment Engineering And Management* July 22-24, Paris (Tam Metin Bildiri) (Yayın No: 1757815)

12) Babayigit O., Ozgoren M., Aksoy M. H., Kocaaslan O., 2015, "Numerical Modeling And Flow Analysis Of Splitter Blades Effect On A Centrifugal Pump Performance", *International Congress Energy And Environment Engineering And Management* July 22-24, Paris (Tam Metin Bildiri) (Yayın No:1747238)

13) Babayigit O., Ozgoren M., Kocaaslan O., Aksoy M. H., 2016, "Numerical Study For a Designed and Modified Impeller Of a Multistage Centrifugal Pump", ***8th International Ege Energy Syposium,*** May 11-13, Afyonkarahisar, pp:440-443. (Doktora tezinden yapılmıştır)

14) Kocaaslan O., Ozgoren M., Aksoy M. H., **Babayigit O.,** 2016, "Numerical Investigation of the Surface Roughness Effect on the Hydraulic Efficiency, Head and Shaft Power For a Single Stage Centrifugal Pump", *8th International Ege Energy Syposium,* May 11-13, Afyonkarahisar, pp:416-420.

15) Babayigit O., Ozgoren M., Aksoy M. H., Kocaaslan O., 2016, "The Effect of Balance Holes to Centrifugal Pump Performance", *11th International Symposium on Numerical Analysis of Fluid Flows, Heat and Mass Transfer - Numerical Fluids 2016.,* September 19-25, Rodos. (Doktora tezinden yapılmıştır)

16) Kocaaslan O., Ozgoren M., Aksoy M. H., **Babayigit O.,** 2016, "Numerical Investigation of the Effect of Number of Blades On Centrifugal Pump Performance", *11th International Symposium on Numerical Analysis of Fluid Flows, Heat and Mass Transfer - Numerical Fluids 2016.,* September 19-25, Rodos.

17) M.H.Aksoy, M.Ozgoren, **O.Babayigit,** O.Kocaaslan, Particle ImageVelocimetry Measurements of Internal Flow Structures in a CentrifugalPump, *International Conference on the Sustainable Energy and EnvironmentDevelopment*, May 17th– 19th, 2016, Krakow, Poland. Book of abstract pp25.

18) Aksoy M. H., Ozgoren M., **Babayigit O.**, Kocaaslan O., Experimental Flow Structures In A Centrifugal Pump Via PIV, *ISB-INMA TEH International Symposium of Agricultural And Mechanical Engineering*, ProseedingsBook 301-310, 27-29 October 2016, Bucharest, Romania.

Ulusal Bilimsel Toplantılarda Yayınlanmış Bildirileri

1) Babayiğit, O., Özgören, M., "Güneş Enerjisi ile Çalışan Absorbsiyonlu Soğutma Sisteminin Konya İli için Analizi", ***3****.Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman Meslek Yüksekokulu Tebliğ Günleri*, 28-29 Nisan 2011, Konya.

2) Darıcı, S., **Babayiğit, O.**, Şen, S., Bilir, Ş., "Tarım Ürünlerinin Kuruma Karakteristiklerini Belirlemek İçin Bir Deney Seti Tasarımı, İmalatı ve Denenmesi", ***2.*** *Ulusal Konya Ereğli Kemal Akman M.Y.O Tebliğ Günleri*, 13-14 Mayıs 2010, Konya.

3) Babayigit, **O.**, Kocaaslan, O., Aksoy, M. H. and Ozgoren, M., "Santrifüj Pompa Çarkının Hidrolik Verimine Kanat Giriş Açısı Etkisinin Sayısal Yöntemle İncelenmesi", *19. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi(ULIBTK'13),* 9-12 Eylül 2013, Samsun

4) Babayiğit O., Özgören M., Kocaaslan O., Aksoy M. H., "Kademeli Pompalarda Kaçak Kayıpların Ve Dengeleme Deliklerinin Akış Yapısına Etkisinin Belirlenmesi" *20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'15)* 02-05 Eylül 2015, Balıkesir. (Doktora tezinden yapılmıştır)

5) Kocaaslan O., Özgören M., **Babayiğit O.**, Aksoy M. H., "Yatay Milli Tek Kademeli Santrifüj Pompada Verim İyileştirilmesinin Araştırılması" *20. Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi (ULIBTK'15)* 02-05 Eylül 2015, Balıkesir.

Ulusal Bilimsel Toplantılarda Yayınlanmış Posterler

1) Kocaaslan, O., **Babayigit**, **O.**, Aksoy, M.H. and Ozgoren, M., "Yüzey Pürüzlülüğünün Santrifüj Pompa Çark Verimine Etkisinin Sayısal Analiz Yöntemi İle İncelenmesi", *19. Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi*, 9-12 Eylül 2013, Samsun