



T.C.

SELÇUK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

VERİM İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN OPTİMİZE EDİLEN VE POLİÜRETAN KAPLAMA YAPILAN POMPA ÇARKININ SAYISAL VE DENEYSEL ANALİZİ

Osman KOCAASLAN

YÜKSEK LİSANS

Makine Mühendisliği Anabilim Dalını

ŞUBAT-2015
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

Osman KOCAASLAN

Tarih: 27.03.2015

ÖZET

YÜKSEK LİSANS

VERİM İYİLEŞTİRİLMESİ İÇİN OPTİMİZE EDİLEN VE POLİÜRETAN KAPLAMA YAPILAN POMPA ÇARKININ SAYISAL VE DENEYSEL ANALİZİ

Osman KOCAASLAN

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN

2015, 117 Sayfa

Jüri
Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN
Yrd. Doç. Dr. Ali ATEŞ
Yrd. Doç. Dr. Faruk KÖSE

Bu tez çalışmasında Sempa Ltd.Şti firmasının üretiminde yer alan yatay milli tek kademeli bir santrifüj pompanın verim iyileştirmesi amaçlı yapılan deneysel ve sayısal araştırma sonuçları karşılaştırılmıştır. Üretilmekte olan bu santrifüj pompanın verimini iyileştirmek için salyangoz ve çarkında geometrik olarak değişimler yapılmış ve hidrolik verimde gerçekleşebilecek iyileşmeler sayısal olarak tespit edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda mevcut üretilen pompanın çalışma noktası olarak önerilen $100 m^3/h$ hacimsel debide hidrolik tork değeri 55.44 Nm 'den 49.54 Nm 'ye düşmüştür. Bu sonuca bağlı olarak tasarlanan santrifüj pompa ile mevcut pompaya göre mil gücünde %10.71 mertebesinde enerji tasarrufunun yapılabileceğini göstermektedir. Ayrıca aynı sınır şartları koşulları ile yapılan sayısal analizlerde tasarlanan santrifüj pompada mevcut pompaya göre %14 oranında hidrolik verim artışı sağlanmıştır.

Bilim Sanayi Teknoloji Bakanlığı'nın 01076 STZ 11-2 nolu projesinin bir bölümü olarak gerçekleştirilen bu tez çalışmasında yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa verimi üzerine etkisi de incelenmiştir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile $100 m^3/h$ çalışma noktasında mevcut pompa çarkının ve salyangozunun sıvı akışkan ile temas eden yüzeylerine 0,0.1,0.3,0.5 ve 0.7 mm pürüzlülük yükseklikleri tanımlanarak sayısal analizler yapılmıştır. Yüzey pürüzlük yüksekliğinin artması ile hidrolik verim değerinin % 68'den % 53'e kadar düştüğü gözlemlenmiştir.

Pompalarda kullanım esnasında aşınma ve kavitasyon ile çark yüzeylerinde oluşan deformasyonları önlemek amacıyla pompa çark ve salyangozunun sıvı akışkan ile temas eden yüzeyleri poliüretan malzeme ile kaplanmış ve yapılan kaplama işlemi ile santrifüj pompa veriminde meydana gelen değişimler incelenmiştir. Kaplamalı ve kaplamasız mevcut pompanın deneysel sonuçları incelendiğinde mil gücü değerlerinde %10 oranında azalmanın meydana geldiği hidrolik veriminde ise %25 oranında artış sağladığı gözlemlenmiştir. Yapılan ekonomik analiz sonucu poliüretan kaplama işlemi için yapılan yatırım 1 yıldan daha az sürede kendini geri ödediği ve pompa dikkate alınan 10 yıllık ömrü süresince yapılan kabuller çerçevesinde % 114 oranında kar getirebileceği görülmüştür. Poliüretan kaplama ile santrifüj pompa hidrolik veriminin arttırılmasının yanı sıra santrifüj pompa kullanım ömrünü de arttırıyor olması önemli bir avantaj olarak sunulabilecektir.

Anahtar Kelimeler: Çark ve salyangoz tasarımı, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, santrifüj pompa, poliüretan kaplama, türbülans kinetik enerji, türbülans yoğunluğu, verim iyileştirme.

ABSTRACT

MS THESIS

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF AN OPTIMIZED PUMP IMPELLER WITH POLYURETHANE SURFACE COATING EFFECT FOR EFFICIENCY IMPROVEMENT

Osman KOCAASLAN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCEOF SELÇUK UNIVERSITY

THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN
2015, 117 Pages

Jury
Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN
Yrd. Doç. Dr. Ali ATEŞ
Yrd. Doç. Dr. Faruk KÖSE

In this thesis study, performance results of an available single-stage centrifugal pump taken as model pump with a horizontal shaft belonging to Sempa Co.Ltd company were compared with the experimental and numerical studies for the purpose of the efficiency improvement. This thesis study is performed as a part of a SANTEZ Project no: 01076 STZ 11-2 which is supported by Republic of Turkey of Ministry of Science, Industry and Technology.

In order to improve the efficiency of the manufactured centrifugal pump impeller and volute, some geometrical modifications have been made and the new designed geometry has been analyzed numerically by using Ansys-Fluent Computational Software. According to the analysis results for the volume flow rate value at operation point, hydraulic torque value is decreased from 55.44 Nm to 49.54 Nm. Depending on these results, energy saving magnitude of the shaft power of the new designed centrifugal pump can be in the range of 10.71% when compared to the model pump. Also, application of the same boundary conditions yields the hydraulic efficiency increment around 14% with respect to the model pump.

Roughness effect on the performance of the model pump for roughness values of 0, 0.1, 0.3, 0.5 and 0.7 mm of the wetted surface of the model pump impeller and volute was analyzed by using Computational Fluid Dynamics Software ANSYS-FLUENT at the flow rate value of $100 m^3/h$ at operating point. It is found that the hydraulic efficiency is decreased from 68% to 53% as the roughness value increases from 0 to 0.7 mm.

Another section of the thesis, in order to avoid deformation on the impeller and volute surfaces that causes wearing and cavitation during the operation of the pump, the wetted surfaces of the impeller and volute were coated with a special polyurethane dye material. Later, performance curves of the coated and uncoated pump are experimentally obtained which shows that the shaft power of the pump for the coated case is decreased around 10% and the hydraulic efficiency of the pump is increased approximately 25%. According to the preliminary economic analysis method for this application, it is found that basic payback period of the polyurethane coating is less than one year and the internal income ratio for ten-year life-cycle period is around %114. The polyurethane coatings as well as increasing hydraulic efficiency improve the life cycle time of the centrifugal pump that may be presented as an important advantage.

Keywords: Centrifugal pump, Computational Fluid Dynamics, efficiency improvement, Impeller and volute design, Polyurethane coating, turbulence kinetic energy, turbulence intensity

ÖNSÖZ

Dünya genelinde üretilen elektrik enerjisinin %20'sininin santrifüj pompalarda tüketildiği değerlendirildiğinde, santrifüj pompalar üzerine yapılan verim iyileştirme çalışmaları oldukça önem arz etmektedir. Özellikle eksik veya yanlış tasarlanan çark ve salyangoz ile santrifüj pompalarda kullanılan mil gücü artmakta ya da hedeflenen basma yükseklikleri elde edilememektedir. Bununla birlikte uygun olmayan çark tasarımları neticesinde kanat yüzeylerinde kavitasyon oluşabilmekte ve kanat yüzeyleri kalıcı deformasyona uğrayabilmektedir.

Bu tez çalışmasında incelenen mevcut santrifüj pompanın en verimli çalışma noktası referans alınarak çark ve salyangoz tasarımları yapılmıştır. Mevcut pompanın deneysel çalışmaları, mevcut pompa ile birlikte tasarımı tamamlanan pompanın sayısal analizleri gerçekleştirilerek pompalara ait karakteristik eğriler oluşturulmuştur. Oluşturulan bu karakteristik eğriler incelendiğinde, optimize edilen santrifüj pompada mevcut üretilen pompaya göre verim artışı olduğu tespit edilmiştir.

Santrifüj pompalarda verim iyileştirme yöntemlerinden bir tanesi de santrifüj pompa ana elemanlarında yüzey pürüzlülüğünün iyileştirilmesidir. Endüstriyel uygulamalarda yüzey pürüzlülüğü, pompa elemanlarının farklı malzeme ile üretimi ya da pompa elemanları üzerine kimyasal maddeler ile kaplama yapılması ile iyileştirilmektedir. Bu çalışmada santrifüj pompa elemanlarından salyangoz ve çarkların akışkan ile temas eden yüzeylerine poliüretan kaplama yapılmıştır. Kaplama yapılan pompaların karakteristik eğrileri oluşturularak, yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa verimine etkisi incelenmiştir.

Bu çalışmanın; çark ve salyangoz tasarımı, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve yüzey pürüzlülüğü üzerine çalışan araştırmacı ve tasarımcılara yardımcı olmasını dilerim.

Tez çalışmamın her safhasında çeşitli kaynak, bilgi ve öneriyle benden yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Yüksek lisans 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 bilgi ve öneriyle benden yardımlarını esirgemeyen Öğr. Gör. Osman BABAYİĞİT, Arş. Gör. Muharrem H. AKSOY, Mehmet FERAHKAYA ve İsmet ÖZDEMİR'e teşekkür ederim.

Benden yardımlarını esirgemeyen, her zaman yanımda olan aileme, eşime ve arkadaşlarıma da sonsuz teşekkür ederim.

Osman KOCAASLAN
KONYA-2015

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **4**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **11**

3.1. Sınır Tabaka Kavramı 11
3.2. Santrifüj Pompa Çarklarında Akış 14
3.3. Çark Tasarımı 15
3.3.1. Çark mil çapı ve göbek çapı 16
3.3.2. Emme borusu çapı 17
3.2.3. Çark giriş ağzı çapı 18
3.3.4. Çark giriş ortalama çapı 19
3.3.5. Kanat giriş açıları 20
3.3.6. Kanat giriş genişliği 21
3.3.7. Kanat çıkış açıları 21
3.3.8. Kanat sarım açısı 24
3.3.9. Çark profilinin oluşturulması 26
3.4.Tasarlanan Çarkın Katı Modelinin Oluşturulması 30
3.5. Salyangoz Tasarımı 31
3.6. Akış Hacimlerinin Oluşturulması 34
3.7. Sayısal Çözüm Ağlarının Oluşturulması 38
3.8. Akış Probleminin Tanımlanması 40
3.8.1. k-ε türbülans modeli 42
3.8.2. Duvar fonksiyonları 44
3.9. Kavitasyonun Modellenmesi 46
3.10. Yüzey Pürüzlülüğü 47
3.10.1. Sayısal analizlerde pürüzlülüğün tanımlanması 48
3.10.2. Pürüzlülüğün sürtünme kayıpları üzerine etkisi 49
3.10.3. Poliüretan kaplama 49
3.11. Santrifüj Pompa Hidrolik Veriminin Belirlenmesi 53
3.12. Deney Düzeneği ve Ölçüm Yöntemleri 54
3.13. Belirsizlik Analizi 56
3.14. Poliüretan Kaplama için Ekonomik Analiz 57

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA **59**

4.1. Çark Tasarım Sonuçlarının İrdelenmesi 60

4.2. Salyangoz Tasarım Sonuçlarının İrdelenmesi 66
4.3. Sayısal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi 68
4.3.1. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ çalışma noktasındaki sayısal sonuçlar 71
4.3.2. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$ çalışma noktasındaki sayısal sonuçlar 80
4.3.2. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.35$ çalışma noktasındaki sayısal sonuçlar 88
4.4. Sayısal Analiz Sonuçlarının Karşılaştırılması 95
4.5. Kavitasyon Analizlerinin Değerlendirilmesi 99
4.6. Yüzey Pürüzlülüğünün Pompa Verimi Üzerine Etkisinin İncelenmesi 100
4.7. Poliüretan Kaplama için Ekonomik Analizin Değerlendirilmesi 106

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 109

5.1 Sonuçlar 109
5.2 Öneriler 110

KAYNAKLAR 112

ÖZGEÇMİŞ 116

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

ω	:Açısal hız (rad/s)
N_e	:Pompa mil gücü (kW)
M	:Moment (N.m)
d_{mil}	:Mil çapı (mm)
V_e	:Emme borusundaki sıvı akışkan hızı (m/s)
D_e	:Emme borusu çapı (mm)
$\dot{Q}$	:Hacimsel debi(m^3/s)
C_0	:Çark giriş ağzında sıvı akışkan hızı (m/s)
D_0	:Çark giriş ağız çapı (mm)
D_g	:Çark göbek çapı (mm)
σ_s	:Schulz katsayısı
D_1	:Çark giriş ortalama çapı (mm)
D_{1d}	:Kanat giriş kenarının çark üst kapak değme noktasına ait çap uzunluğu (mm)
D_{1i}	:Kanat giriş kenarının çark alt kapak değme noktasına ait çap uzunluğu (mm)
C_1	:Çark girişindeki mutlak hız (m/s)
C_{m1}	:Çark girişindeki meridyenel hız (m/s)
β_1	:Kanat giriş açısı (°)
β_2	:Kanat çıkış açısı (°)
U_1	:Giriş teğetsel hızı (m/s)
$\dot{n}$	:Devir sayısı (dev/dak)
U_{1i}	:Kanat giriş kenarının çark alt kapak değme noktasındaki teğetsel hız (m/s)
U_{1d}	:Kanat giriş kenarının çark üst kapak değme noktasındaki teğetsel hız (m/s)
b_1	:Kanat giriş genişliği (mm)
λ_1	:Kanat girişi daralma katsayısı
U_2	:Çıkış teğetsel hızı (m/s)
ψ	:Basınç katsayısı
H_m	:Basma yüksekliği (mSS)
D_2	:Çark çıkış çapı (mm)
λ	:Güç katsayısı
C_{m2}	:Meridyenel çıkış hızı (m/s)
λ_2	:Kanat çıkış daralma katsayısı
b_2	:Kanat çıkış genişliği (mm)
k_{cm}	:Hız katsayısı
C_{u1}	:Giriş dönel hızı (m/s)
C_{u2}	:Çıkış dönel hızı (m/s)
e	:Kanat kalınlığı (mm)
Z	:Kanat sayısı (°)
θ	:Sarım açısı (°)
u	:x yönündeki hız bileşeni (m/s)
v	:y yönündeki hız bileşeni (m/s)
w	:z yönündeki hız bileşeni (m/s)

ϕ_v :Amprik katsayı
A_θ :Salyangoz akış kesit alanı (mm^2)
r_θ :Salyangoz akış kesit yarıçapı (mm)
ρ :Yoğunluk(kg/m^3)
k :Türbülans kinetik enerji(m^2/s^2)
ε :Türbülans yitim hızı(m^2/s^3)
G_k :Hız gradyenlerine bağlı olarak meydana gelen türbülans kinetik enerji üretimi
G_b :Kaldırma kuvvetine bağlı olarak meydana gelen türbülans kinetik enerji üretimi
Y_M :Çalkantılı genleşme katsayısı
μ_t :Türbülanslı viskozite
σ_k :k için türbülanslı Prandtl sayısı
σ_ε :ε için türbülanslı Prandtl sayısı
y_v :Sabit sayı
C_μ :Sabit sayı
κ :Von karman sabiti
$\bar{\varepsilon}$:Hücre ortalamalı yitim oranı
E :Amprik katsayı
τ_w :Kayma gerilmesi
u^* :Sürtünme hızı (m/s)
ΔB :Pürüzlülüğün tipine ve boyutuna bağlı olarak değişen bir terim
$K_S{}^+$:Boyutsuz pürüzlülük sabiti
C_s :Pürüzlülük sabiti
P_h :Hidrolik güç (kW)
P_m :Mil gücü (kW)
$P_{m,kaplamalı}$:Kaplamalı santrifüj pompa mil gücü (kW)
η_h :Hidrolik verim
η :Genel verim
η_s :Özgül hız
g :Yer çekimi ivmesi (m/s^2)
δ :Sınır tabaka kalınlığı (mm)
δ^* :Yer değiştirme kalınlığı (mm)
δ_m :Momentum kalınlığı (mm)
δ_e :Enerji kalınlığı (mm)

Kısaltmalar

Re :Reynolds sayısı
HAD :Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

1. GİRİŞ

Pompalar, akışkana enerji veren akım makineleri olarak nitelendirilmektedir ve ilk kullanımı günümüzden binlerce yıl öncesine dayanan makinelerdir. Santrifüj pompa ile ilgili ilk bilimsel çalışmayı Leonardo Da Vinci yapmıştır. Leonardo Da Vinci silindirik bir kap içerisinde bulunan bir sıvıyı kap ekseni etrafında döndürerek cebri-vorteks hareketini incelemiştir. Santrifüj pompayı tasarlayıp ilk uygulayan kişi ise Denis Papin'dir. Denis Papin'in yapmış olduğu çalışmalar günümüzde hala geçerliliğini korumaktadır. Denis Papin'den sonra Leonhard Euler ve Daniel Bernoulli hidrolik bilimi üzerine önemli teoriler geliştirmişlerdir. Geliştirmiş oldukları bu teoremleri akım makineleri üzerine uygulamışlardır. Papin'in geliştirdiği seviyedeki santrifüj pompaların 1818 yılında A.B.D 'de seri imalatı gerçekleştirilmiş olup bu santrifüj pompaların hidrolik verimleri oldukça düşüktür. 1850 yılında J. Thomson dağıtıcı kanatlar kullanarak pompa verimini arttırmayı başarmıştır (Yalçın, 1998).

Günümüzde karşılaşılan en önemli sorunlardan biri enerji tedarikidir.1990-2008 yılları arasında enerji tüketiminin %40 oranında arttığı dünyada enerjinin yüzde 80'ini fosil yakıtlar oluşturmaktadır. Fosil yakıtlara olan bu bağımlılık beraberinde iklim değişikliklerine ve ekonomik sorunlara neden olmaktadır. 2009 yılı verileri incelendiğinde Türkiye'de ihtiyaç duyulan elektrik enerjisinin üretiminde %81 oranında fosil yakıtlar kullanılmıştır (Kalem ve ark., 2011). Dünya genelinde üretilen elektrik enerjisinin %20'si pompalarda tüketilmektedir (Yumurtacı ve ark., 2011) .Bu nedenle pompalarda enerji verimliliği üzerine yapılan çalışmalar büyük önem arz etmektedir. Santrifüj pompa ana elemanları tasarımı ve pompa elemanlarının yüzey kalitesi üzerine yapılan uygulamalar bu çalışmalardan bazılarıdır.

Düşük verime sahip pompalarda çarklar, salyangozlar ve yayıcılar incelendiğinde çoğunlukla tasarım hataları göze çarpmaktadır. Salyangozlarda uygun olmayan kesit dağılımları veya kaçak kayıplarını artırıcı yanlış tolerans değerleri pompaların hidrolik verimini düşüren önemli hatalardandır. Çarklarda ise kanat açıları, kanatların giriş ve çıkış yükseklikleri, kanat kalınlıkları ve çarkın meridyenel kesitinin gelişimi çark içerisindeki akışı etkileyen parametrelerdir. Ayrıca kanat profilinin ve çarkın meridyenel kesitinin uygun olarak belirlenmemesi çark içerisindeki akış yapısını bozabilmekte ve çark içerisinde akış ayrılmalarının oluşmasına neden olabilmektedir. Oluşan bu akış ayrılmaları neticesinde basınç düşümleri meydana gelmekte ve sarf edilen güç artabilmektedir. Bununla birlikte santrifüj pompaların hidrolik verimleri

düşmektedir. Ayrıca çark içerisinde meydana gelen ani basınç düşümleri kanat giriş uçlarında ve kanatların emiş yüzeylerinde kavitasyon oluşumuna neden olabilmekte ve kanat yüzeyleri üzerine kalıcı deformasyonlar oluşturabilmektedir.

Optimizasyon ve tasarım işlemlerinin dışında santrifüj pompa ana elemanlarının yüzey kalitesi iyileştirilerek de pompanın hidrolik verimi arttırılabilmektedir. Endüstriyel uygulamalarda yüzey kalitesini iyileştirilebilmek için pompa elemanlarının farklı malzemelerden üretimi ya da pompa ana elemanlarının sıvı akışkan ile temas eden yüzeylerine kaplama uygulamaları yapılmaktadır. Özellikle pompa çarklarında kötüleşen yüzey kalitesi ile çark içindeki akışta lokal basınç düşümleri meydana gelebilmektedir. Bu durum neticesinde çark içerisindeki hidrolik tork artabilmekte ve elde edilen basma yüksekliği düşebilmektedir. Böylece çarkın hidrolik veriminde düşüşler yaşanmaktadır. Buna rağmen yüzey kalitesi arttırılmış yada yüzeyi kaplanmış çarklarda meydana gelen lokal basınç düşümleri azaldığı için hidrolik verim artmakta ve bununla beraber kanat yüzeylerinde meydana gelebilecek kavitasyon olasılığı da azalmaktadır.

Bu çalışmada Sempa Ltd. Şti. firmasının TKF 80-250 kodlu yatay milli santrifüj pompanın en verimli noktası olan 100 m^3/h hacimsel debisi referans alınarak çark ve salyangoz tasarımı yapılmıştır (Anonim, 2012a). Tasarım aşaması öncesinde mevcut santrifüj pompanın deneysel ve sayısal çalışmaları yapılmıştır. Mevcut santrifüj pompa elemanları üretimi uygun olarak bilgisayar ortamında montaj edilmiş ve akış hacimleri oluşturulmuştur. Bu akış hacmi üzerine uygun sayısal çözüm ağı oluşturularak Ansys-Fluent 14.5 programında sayısal analizler yapılmıştır (Anonim, 2012b). Mevcut santrifüj pompa sayısal analizleri ile deneysel çalışmalara ait karakteristik eğrilerin uyumlu olduğu belirlenmiştir. Mevcut santrifüj pompa salyangozunun yayıcısında akış ayrılmalarının bulunması ve pompa hidrolik verim değerlerinin düşük olması nedeniyle çark ve salyangoz tasarımına geçilmiştir. Çark ve salyangoz tasarım değerleri için mevcut santrifüj pompanın en verimli noktası referans alınmıştır. Tasarım sonrası mevcut ve tasarım santrifüj pompaların çarklarında periyodik tekil çark analizleri uygulanmıştır. Periyodik tekil çark analizleri sonrasında hidrolik verim değerinde, mevcut santrifüj pompa çarkına göre % 3 oranında artış sağlanması ile salyangoz tasarımına geçilmiştir. Tasarlanan salyangoz ve çark, üretime uygun montaj edilerek Ansys programının alt modüllerinden Design Modeler programında akış hacimleri oluşturulmuştur. Oluşturulan bu akış hacmi üzerine mevcut santrifüj pompa sayısal analizlerinde kullanılan çözüm ağına benzer çözüm ağı oluşturulmuştur. Mevcut

santrifüj pompa sayısal analizlerinde kullanılan türbülans modelleri ve sınır şartları kullanılarak tasarım santrifüj pompada sayısal analizler yapılmıştır. Sayısal analizler sonrası elde edilen mevcut ve tasarım santrifüj pompalarına ait karakteristik eğriler sonuç bölümünde detaylı olarak verilmiştir.

Ayrıca yüzey pürüzlülüğünün pompa verimine etkisini incelemek amacıyla mevcut santrifüj pompa çarkı ve salyangozunun akışkan ile temas eden yüzeylerine yaklaşık olarak 0.75 mm kalınlığında poliüretan kaplama yapılmıştır. Kaplama yapılan pompa elemanları montajlanarak denemesi yapılmış ve pompa karakteristik eğrileri oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar yorumlanarak, öneriler bölümünde verim iyileştirmesi konusunda alternatif önerilerde bulunulmuştur.

2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

Literatürde pompalar ilgili birçok araştırma yapılmıştır, burada tez konusu kapsamında ilgili olan çalışmalardan bazıları özetlenmiştir.

Hamill (1996), çalışmasında endüstriyel pompalardaki akışın CFX yazılımı 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.

Koçoğlu (1998), 2 farklı pompa ve çarklarında kullanılan değişik malzemeler ve yüzey işleme ile pürüzlülük giderilmesinin bu pompalarda karakteristiklerinde meydana gelen değişimleri incelemiştir. Çalışmasında YK 50-250 adı verilen kapalı tip çarka sahip tam santrifüj yağmurlama pompası ile OK80-200 adı verilen açık tip çarklı salma sulama pompasını kullanmıştır. Bu pompalardan kapalı tip çarka sahip pompada standart işlenmiş pik döküm, bronz dökümlü çark, polimer kompozit kimyasal maddesi ile kaplanmış pik dökümlü çark kullanmıştır. Açık çarklı pompada ise iki farklı tip malzeme ve yüzey pürüzlülüğüne sahip çarklar kullanmıştır. Bunlar standart işlenmiş pik döküm çark ve yüzey işlenmesi yapılmış bronz çarktır. Araştırma sonuçlarına göre, kapalı tip çark ile yaptığı denemelerde en verimli çalışan pompanın polimer kompozit kimyasal maddesi ile kaplanmış pompa olduğunu gözlemlemiştir. Açık çarklı pompada ise yüzey pürüzlülüğü azaltılan bronz döküm çark, pik döküm çarklı pompaya nazaran daha yüksek verimde çalıştı sonucuna ulaşmıştır.

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

Li (2000), çalışmasında çark içerisindeki akışı inceleyerek viskoz etkilerin akışı nasıl etkilediğini araştırmıştır. Çark içerisindeki akışı incelemek için Laser Doppler Velocimeter (LDV) kullanmıştır. Akışkan olarak yağ ve su kullanmıştır. Akışkanların kinematik viskozitelerini 1 ve $48 mm^2/s$ olarak almıştır. Çalışma sırasında yağın aynı

debide suya göre basma yüksekliğinin daha fazla olduğunu ve daha fazla güç gerektirdiğini ancak verim olarak suyun yağa göre daha verimli olduğunu tespit etmiştir. Bunun yanı sıra akışkanların çark içerisindeki akış karakteristiklerini incelendiğinde pompanın optimum çalışma noktasında (BEP) çalışırken çark içerisindeki hız dağılımının düzenli olduğunu fakat farklı çalışma noktalarındaki akış yapılarında ciddi manada bozulmalar meydana geldiğini ifade etmiştir. Sonuç olarak akım makineleri dizaynı yaparken kullanılacak akışkanın fiziksel ve kimyasal özelliklerinin göz önünde bulundurulması gerektiğini ve pompanın mümkün olduğunca en verimli noktada çalıştırılmasının gerektiğini vurgulamıştır.

Arda (2001), çalışmasında santrifüj pompalarda kanat sayısı, kanat uzunluğu ve viskozitenin pompa performansına etkisini incelemiştir. Deneysel çalışmada 4 kanatlı, 5 kanatlı, 6 kanatlı çark imalatı yapılmıştır. Pompa üzerinde bulunan orijinal çark ile üretilen bu çarklar denenerek kanat sayısı ve uzunluğunun pompa performansına etkisini incelemiştir. Ayrıca bu deneyleri 40℃ sıcaklıktaki su ile tekrarlanmış ve performansta meydana gelen değişimler incelenmiştir.

Bayraktar ve Eralp (2001), yaptıkları çalışmada santrifüj pompa tasarımı için yarı deneysel tekniklere dayanan bilgisayar destekli bir tasarım metodu geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri bilgisayar programı ile özgül hızı 0.189 ve 1.26 arasında olan tek ve çift eğrilikli pompa çarkı, salyangoz ve yayıcı tasarımı yapabilmektedirler. Tasarımın üç boyutlu modelini de CAD/CAM paketlerine veri aktarım yolu ile elde edebilmektedirler. Programın doğruluğunu literatürden seçilen pompa tasarımları ile kontrol etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar metodun güvenilir olduğunu göstermiştir.

Ayder ve Özgür (2001), çalışmalarında sıvı viskozitesinin pompa performansı üzerine etkisini incelemişlerdir. Türbülans etkisinin Reynolds sayısı ile nasıl değiştiği üzerinde durmuşlardır. İki farklı santrifüj pompayı, su ve üç değişik viskozitede yağ ile deneyerek performans karakteristiklerini çıkarmışlardır. Elde ettikleri sonuçlara göre 20 centistokes viskoziteye kadar H-Q eğrilerinde dikkate değer bir değişme olmamıştır. 460 centistokes viskozitede ise verimin su ile elde edilen değerin %20'sine düştüğünü tespit etmişlerdir. Ayrıca tam kapalı vana konumunda iken viskozite ile manometrik yüksekliğin az da olsa arttığını belirlemişlerdir.

Duymuş (2003), çalışmasında bir derin kuyu pompası ve bu pompaya ait değişik debide en iyi verimde çalışan üç adet çark tasarlamış, imal etmiş, denemiş ve bulduğu sonuçları değerlendirmiştir. Yaptığı çalışma ile pompa üreticilerine bir yayıcı içerisine birden fazla çark koyarak yeni bir pompa yapmak yerine verim alanı uygun dağılmış

pompaların dizayn metodunu belirtmiştir. Üretimi gerçekleştirilen pompalardan bir tanesini 125 l/s debide dizayn etmiştir. Bu pompanın veriminin %80 ve üzerinde olduğu bölge 80-150 l/s debi aralığıdır. Aynı yayıcı kullanmak üzere dizayn ettiği daha az debili ve daha çok debili çarklar ile bu pompayı 80-150 l/s debi aralığında %80 verimin üzerinde kullanma imkanını sağlamıştır.

Açıkgöz ve ark. (2004), çalışmalarında 4 kademeli bir pompanın performansını Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yardımıyla belirlemişlerdir. Pompa akış hacmi içerisinde 3 boyutlu, sıkıştırılamaz Navier-Stokes denklemlerini Sonlu hacimler yöntemini kullanarak Fluent bilgisayar programı ile çözmüşlerdir. Pompa çarkının dönüşünü hareketli referans hacim (Moving Reference Frame) yöntemini kullanarak modellemişlerdir. Hesaplama için 2900 d/d dönüş hızı ve 106m manometrik basma yüksekliği değerlerini almışlardır. Hesaplama sonrasında elde edilen verileri deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Hesaplamalar esnasında sınır şartları için girişte giriş basınç değerini, çıkışta ise çıkış basınç değerini seçip sonuç çıktısı olarak debi ve verim değerlerini elde etmişlerdir. Karşılaştırma neticesinde deneysel olarak debi ve verim değerlerini 26 m3/h, %62, sayısal hesaplama sonucunda debi ve verim değerlerini ise 26,5 m3/h ve %61,2 olarak bulmuşlardır.

Değer ve Ertöz (2004), çalışmalarında tam radyal ve yarı eksenel pompa dizaynında kullanılabilecek Visual Basic 6.0 tabanlı bir yazılım gerçekleştirmişlerdir. Bu yazılım ile pompa dizaynının nasıl yapılacağını açıklamışlardır. Çark projeksiyonu çiziminin profil eğimi ile olan ilişkisini ve merkez açının kanat açısı ile değişimini üç boyutta incelemişlerdir.

Ataş ve Hancıoğlu (2004), pompa performansının en yüksek olacağı şekli elde etmek için meridyenel profil boyunca Radyal kuvvet balansı için teorik bir yaklaşımda bulunan bir çalışma yapmışlardır. Bir HAD programı vasıtasıyla optimum kanat sayısı ve kanat profilini seçerek deneysel sonuçlar ile karşılaştırmışlardır. Özgül hız değeri 60 olan bir pompa çarkını mevcut tasarım metotlarıyla tasarlamış ve HAD analizi ile optimum tasarım belirlenmiştir.

Gölcü ve Pancar (2005), yaptıkları çalışmada derin kuyu pompalarında, düşük kanat çıkış açısına ve farklı kanat sayılarına (z=5,6,7) sahip ara kanatsız ve farklı uzunluklarda ara kanatlı (mevcut kanat uzunluğunun %25'i, %35'i, %50'si, %60'ı ve %80'ı) çarkların kullanımını ile kanat giriş ve çıkış açılarını, kanat kalınlığını, pompa gövdesini, çark giriş ve çıkış çaplarını sabit tutmuşlardır. Kanat sayısının ve ara kanat uzunluğunun pompa performansına etkisini incelemişlerdir.

Yalçın (2005), yaptığı çalışmada santrifüj bir pompa çarkındaki daimi olmayan akışı deneysel olarak incelemiştir. Pompa çarkını akışkan olarak havayı kullandığı özel bir deney tesisatında incelemiştir. Salyangoz ya da yayıcı gibi elemanların çarkla etkileşim halinde olması istenmediği için bu elemanlar deney tesisatında yer almamaktadır. Deneylerde yanak kısmı kaldırılmış açık bir radyal pompa çarkı kullanmıştır. Çalışmanın amacı çark çıkışına duran sabit bir engel yerleştirerek çark etrafında meydana gelen üniform olmayan akış koşullarını incelemektir.

Krause ve ark. (2006), çalışmalarında tek daire çizim metoduyla oluşturulan bir pompa çarkı sonuçlarını sunmuşlardır. Çark içerisindeki akışı incelemek için zamana bağlı parçacık görüntülemeli hız ölçme yöntemini (TR-PIV) kullanmışlardır. Bu metot sayesinde durağan rejimde oluşan girdapları görselleştirmeleri mümkün olmuştur. Sonuçları farklı işletme noktalarından almışlardır.

Gülmez (2006), gövde malzemesi GG25 olan bir yatay santrifüj pompada, yüzey pürüzlülükleri farklı olan 3 farklı malzemeden çark kullanılarak yapılan deneylerle, pompa veriminin nasıl değiştiğini test etmiştir. Yine aynı pompa gövdesinde, bronz, AISI316 Paslanmaz çelik ve GG25 Döküm demir malzemeden çarklar 6sar farklı çalışma noktasında test etmiştir. Her noktadaki basma yüksekliği ve debi değerleri ile pompa motorunun çektiği amper ölçülmüş, motor verimi de dikkate alınarak, verim eğrileri çizmiş ve bu sonuçlar ile pompa çarkının yüzey pürüzlülüğünün düşürülmesi ile pompa veriminde artışlar gözlemlemiştir.

Savar ve ark. (2009), yaptıkları çalışmada santrifüj pompada çark çapının işlenerek düşürülmesi ile pompada verimli çalışma ömrünün artırılmasını düşünmüşlerdir. Çalışma için düşük özgül hızlı (19.745 d/d) pompa kullanmışlardır. Kullanılan pompa çark çapı 190 mm'dir. Her bir deney için çapı 10 mm düşürerek 7 ayrı çapta deneyleri gerçekleştirmişlerdir (190mm - 130mm). Deney sonucunda 170 mm çapa kadar verimde düşüş olmadığını ancak 170 mm çapın altındaki çap değerlerinde önemli ölçüde verim düşüşü yaşandığını tespit etmişlerdir.

Kaya (2009), çalışmalarında yatay milli, tek kademeli, uçtan emişli bir santrifüj pompanın performansını tayin edebilmek amacı ile bu pompanın sabit ve dönen elemanlarında meydana gelen iç akışın 3 boyutlu hesaplamalı akışkanlar dinamiği simülasyonu gerçekleştirmiştir. Sayısal problemi çözüm ağından bağımsızlaştırmış ve 2.10^6 adet hücreden oluşan bir çözüm ağı kullanmıştır. Bunun yanında türbülans modellerinin pompa basma yüksekliğine olan etkilerini incelemiştir. Ayrıca, Pompa

performansı akışkan olarak su ve viskoz yağlar kullanılması durumlarında ve farklı çalışma noktalarında debi, basma yüksekliği ve verim terimleri ile ortaya koymuştur.

Natarajan ve Hangan (2009), yaptıkları bu çalışmada kasırga benzeri girdaplar üzerine yüzey pürüzlülüğünün etkisini HAD programlarında sayısal olarak incelemiş, pürüzlülüğün hız vektörleri, basınç dağılımları ve girdap çekirdek yarıçapları üzerine etkilerini gözlemişlerdir.

Jafarzadeh ve ark. (2011), çalışmalarında santrifüj pompadaki üç boyutlu akışı modelleyerek kanat sayısının pompa performansına etkilerini incelemişlerdir. İncelemede 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 RNG 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. İncelemede aynı özelliklere sahip çarklar ile farklı dil açılarına sahip pompaları kullanmışlardır. Akışkan debisi olarak, tasarlanan debiyi (Q_{opt}), debinin yüzde %20sini (0.2 Q_{opt}), debinin %130 unu(1.3 Q_{opt}) kullanmışlardır. Bu incelemeler neticesinde radyal yüklerde farklılıklar olduğunu tespit etmişlerdir. Stepanoff'un çalışmalarında çark ile salyangoz dili arasındaki mesafe formülüze edilmiştir. Bu mesafenin optimum mesafeden az olması durumunda çarkta önemli ölçüde radyal yük oluşmasına sebep olacağını ve pompalarda mekanik kısımda özellikle rulmanlarda ciddi hasarlara ve erken bozulmalara sebep olacağını belirtmişlerdir. Bu mesafenin çok olması durumunda ise çark ile salyangoz arasındaki akışkanın bulunduğu yerde sürekli sirkülasyonuna ve enerji kaybına yol açacağını ifade etmişlerdir. Özellikle bu ikilem arasında optimum mesafenin bulunmasının ciddi manada önem arz ettiğini vurgulamışlardır. Ayrıca, akışkan çarpmalarından dolayı oluşacak kayıpları ve statik basınç yükselmelerini etkilemesi sebebi ile dil giriş açısı dizaynının da son derece önem arz ettiğini ifade etmişlerdir.

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 2 denklemini kullanmışlardır. Çalışma sonucunda bükümlü tip çarkın diğer iki çarka göre daha kullanışlı olduğunu belirlemişlerdir.

Babayiğit ve ark. (2013), santrifüj bir pompa çarkında çark giriş (b1) ve çıkış genişliği (b2), kanat sayısı (z) ve kanat kalınlığı (e) sabit olmak üzere kanat giriş açısı değişiminin çarkın hidrolik verimine etkisi sayısal analiz yöntemi ile incelemişlerdir. Türbülans modeli olarak k-ε modeli seçilmiş ve sınır şartları olarak girişte akışkan debisi 20 kg/s, çıkışta ise statik basınç değeri 600 kPa, pompa çarkı devir sayısı 2950 d/d olarak alınmış ve katı yüzeylerde hız sıfır olarak tanımlanmıştır. Çark tasarımı için yapılan analizlerde en uygun kanat giriş açısı β1 = 27° olarak bulunmuştur.

Kocaaslan ve ark.(2013a), Sempa firmasının üretimini yaptığı TKF80-250 tipi santrifüj pompada yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa karakteristik eğrisi üzerine etkisini incelemişlerdir. İnceledikleri santrifüj pompa türünün salyangoz ve çarkını poliüretan ile yaklaşık 2-3 mm kalınlığında kaplamışlardır. Kaplama yapılmayan ve kaplama yapılan aynı tür pompayı deneye tabii tutmuşlar ve karakteristik eğrilerini oluşturmuşlardır. Sonuç olarak kaplamalı santrifüj pompanın kaplamasız olana göre, basma yüksekliğinde %3 ‘e yakın ve hidrolik verimde %8‘e yakın bir artış elde etmişlerdir. Burada kaplama kalınlığı verimde bu tez çalışmasında tasarlanan ve imal edilen pompaya göre daha kalın olduğu için verim artışı az olmuştur.

Kocaaslan ve ark. (2013b), tekil bir çark üzerinde tanımladıkları farklı yüzey pürüzlülük yüksekliklerine göre çark performansında meydana gelen değişimleri sayısal olarak incelemişlerdir. Tekil çarkın döner yüzeyleri üzerinde 0,0.1,0.3,0.5,0.7,0.85 ve 1mm pürüzlülük yükseklikleri tanımlamışlardır. Sayısal çalışma sonuçları olarak artan pürüzlülük yüksekliği değerlerine göre hidrolik verimde ve basma yüksekliğinde düşüşler elde ederken, pürüzlülüğün tanımlandığı yüzeylerde hidrolik torkun arttığını gözlemlemişlerdir.

Aksoy ve ark. (2013), santrifüj pompanın en verimli çalışma noktasına göre bir ön tasarım olarak bir çark geometrisi oluşturmuşlardır. Bu tasarımda kanat giriş açısı 17.2°, kanat çıkış açısı 20° ve kanat sarım açısı 110° ‘dir. Bu tasarım kanat giriş ve çıkış açıları sabit tutularak, kanat sarım açısı 110-170° arasında değiştirmişlerdir. Oluşturulan yeni çark modellerinde kanat sarım açısının çark hidrolik verimi üzerine etkisini incelemişlerdir. Yapılan HAD analizleri sonrasında kanat sarım açısının 110° ile 126° arasında değişimi ile hidrolik verimde artış elde edilirken, 126° ile 170° arasında değişim sonrası hidrolik verimde önemli derecede azalma gözlemlenmiştir.

Kocaaslan ve ark. (2014), inceledikleri santrifüj pompanın çarkını ve salyangozunu yeniden tasarlayarak sayısal analizler ile verimini arttırmışlardır. Tasarım aşamasında orijinal santrifüj pompanın en verimli noktasındaki tasarım değerlerini ($\dot{Q}$ =

$100\ m^3/h$, H_m=22 mSS ve $\dot{n} = 1480\ d/d$) referans almıştır. Sayısal analizler sonrası yeniden tasarlanan santrifüj pompada orijinal santrifüj pompaya göre en verimli noktada %9.7 oranında düşüş sağlanmış ve hidrolik verimde %11.26 oranında artışlar elde edilmiştir.

Babayiğit ve ark. (2014), çok kademeli bir pompa çarkının hidrolik veriminin kanat çıkış açısı ile değişimini, kanat sayısı, kanat kalınlığı, kanat giriş ve çıkış genişliğini sabit tutarak ANSYS-Fluent yazılımında sayısal analizler ile incelemişlerdir. Sayısal analizlerde 18°, 20°, 25°, 30° ve 35° çıkış açılarına sahip pompa çarkları incelenmiştir. Sayısal analizler sonrası en uygun kanat çıkış açısı 18° bulunmuştur.

Bu tez çalışmasında yatay milli santrifüj bir pompanın çark ve salyangoz geometrileri üzerine iyileştirme çalışmaları yapılarak ve santrifüj pompa elemanlarının sıvı akışkan ile temas eden yüzeylerine poliüretan kaplama yapılarak incelenen santrifüj pompanın hidrolik verimi iyileştirilmiştir. Ayrıca kaplama yapılacak olan yüzeylere HAD analizlerinde farklı pürüzlülük yükseklikleri tanımlanarak yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa içindeki akışa olan etkisi de sayısal olarak incelenmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

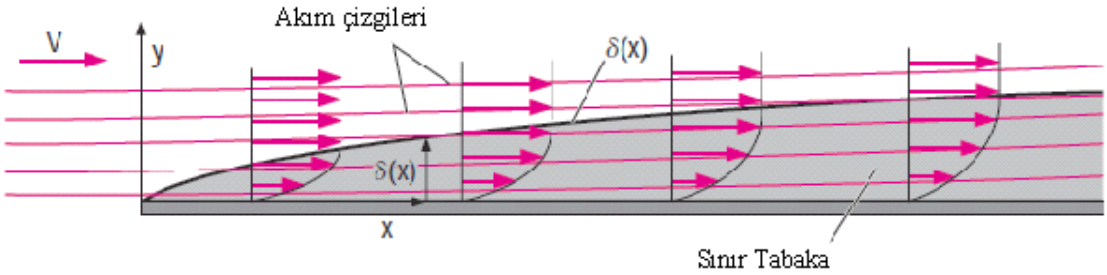
Kullanılan materyal pompa çarkı, salyangozu, elektrik motoru, bağlantı elemanlarıdır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği için kullanılan iş istasyonu bilgisayar, sonlu hacimler metodu ile çözüm Ansys-Fluent programı da kullanılan yöntemdir. Performansın deneysel belirlenmesinde kullanılan, debimetre, manometreler, akım ve voltaj ölçerler, borulama hattı, vanalar ise deney düzeneğinin materyalini oluşturmaktadır. Kullanılan materyal, uygulanan sayısal ve deneysel yöntemler sonraki bölümlerde detaylı verilmiştir.

Bu tez kapsamında, ilk olarak verim iyileştirilmesi yapılmak istenen mevcut santrifüj pompanın karakteristik eğrisi çıkarılmıştır. Deneysel çalışmaların ardından mevcut santrifüj pompa içerisindeki akış yapısını incelemek için sayısal çalışmalar yapılmıştır. Sayısal çalışmalar sonrasında çark hidrolik veriminin düşük olduğu anlaşılmış ve salyangoz dil bölgesinde akış ayrılmalarına rastlanılmıştır. Bu nedenle ilk olarak çark tasarımı gerçekleştirilmiştir. Periyodik tekil çark analizleri sonuçlarına göre tasarım çarkın mevcut çarka göre hidrolik veriminin %3 oranında daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Tasarım çarka uygun geometriye sahip salyangoz tasarımı yapabilmek için tasarım çark geometrik boyutları kullanılmıştır. Kaçak kayıplarının oluştuğu yataklanma boşlukları imalatta kullanılan değerler referans alınarak salmastra kutusu, çark ve salyangoz katı modelleri montajlanmıştır. Mevcut santrifüj pompa sayısal analizlerinde tanımlanan sınır şartları kullanılarak tasarım santrifüj pompada da sayısal analizler yapılarak karakteristik eğriler elde edilmiştir. Analiz sonuçları neticesinde mevcut santrifüj pompa salyangozunda gözlenen akış ayrılmaları, tasarım santrifüj pompada büyük oranda azaltılmıştır. Sayısal sonuçlar ile oluşturulan karakteristik eğriler incelendiğinde tasarım santrifüj pompada mevcut santrifüj pompaya göre farklı debi değerlerinde daha yüksek hidrolik verimler elde edilmiştir.

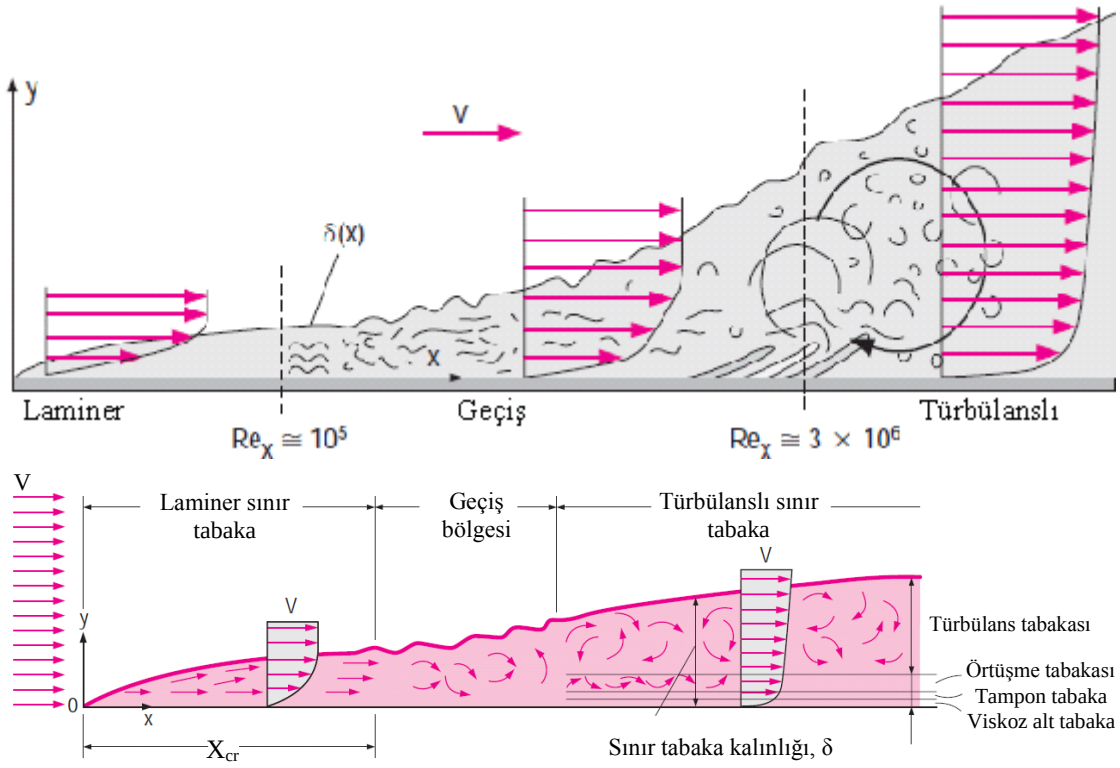
3.1.Sınır Tabaka Kavramı

Akışkan viskozitesinin ile meydana gelen viskoz kayma kuvvetlerinin etkisinin hissedildiği akış bölgeleri sınır tabaka olarak adlandırılmaktadır. Şekil 3.1‘de düz bir plaka üzerinde gelişen laminer sınır tabaka verilmiştir. Levha üzerinde belirli bir noktada sonsuz küçük çalkantıların büyümesi ile sınır tabaka laminer olarak kalamamakta ve akış bir geçiş sürecine girmektedir. Düz ve pürüzsüz levha üzerinde geçiş bölgesi, laminer bölgeye göre daha uzundur. Şekil 3.2‘de düz plaka üzerinde

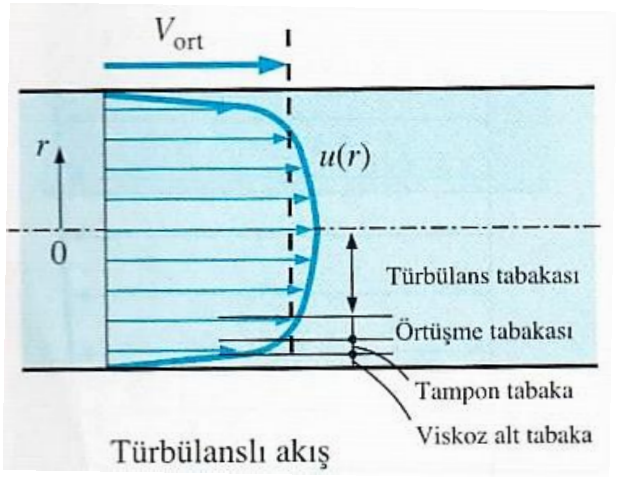
laminer sınır tabakanın tamamen türbülanslı sınır tabakaya geçişi verilmiştir. Genellikle akışlarda türbülanslı akışa geçiş ani ve düz plakadaki oluşumdan çok daha önce meydana gelmektedir. Yüzey pürüzlülüğü, serbest-akım bozuklukları, akış kararsızlıkları, titreşim vb. faktörler bu geçişi etkilemektedir (Çengel ve Cimbala, 2008). Şekil 3.2'de görüldüğü üzere laminer bölgeden türbülanslı bölgeye geçiş süresince sınır tabaka kalınlığı artmaktadır.



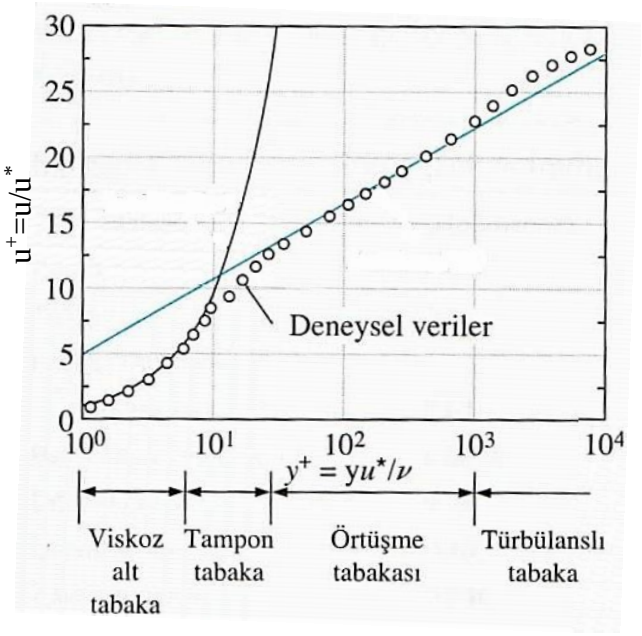
Şekil 3.1. Düz bir plaka boyunca sınır tabaka (Çengel ve Cimbala, 2008)



Şekil 3.2. Düz bir plaka boyunca laminer sınır tabakanın tamamen türbülanslı sınır tabakaya geçişi (Çengel ve Cimbala, 2008)



Şekil 3.3. Türbülanslı sınır tabakadaki hız katmanları (Çengel ve Cimbala, 2008)



Şekil 3.4. Bir boruda tam gelişmiş türbülanslı akışta çeper ve logaritma yasası hız profillerinin deneysel veriler ile karşılaştırılması (Çengel ve Cimbala, 2008)

$$\delta^* = \int_0^\infty \left(1 - \frac{u}{U}\right) dy \tag{3.1}$$

$$\delta_m = \int_0^\infty \frac{u}{U}\left(1 - \frac{u}{U}\right) dy \tag{3.2}$$

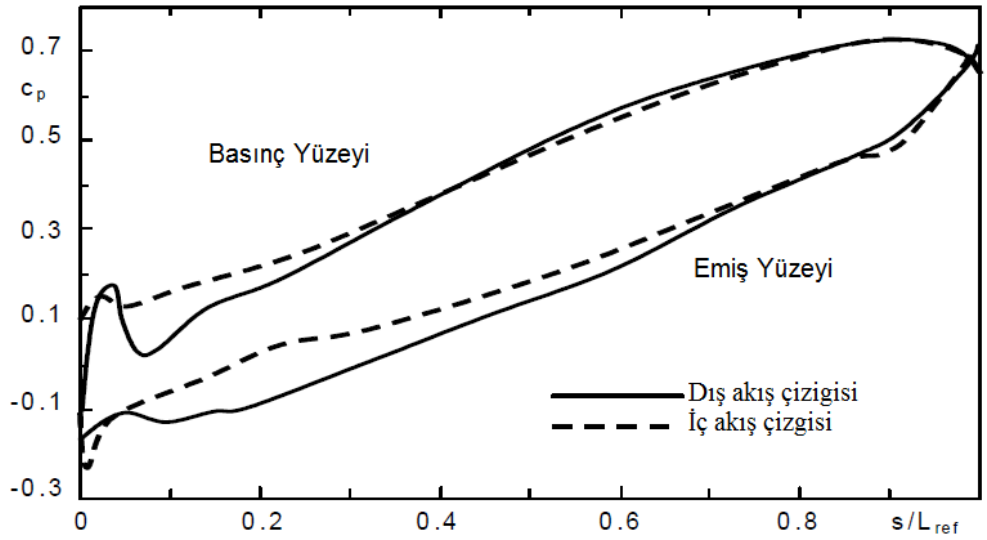
$$\delta_e = \int_0^\delta \frac{u}{U}\left(1 - \frac{u^2}{U^2}\right) dy \tag{3.3}$$

Sınır tabaka yaklaştırımında, sınır tabakanın çok ince olduğu kabul edilmektedir. Çepere paralel hız bileşeninin sınır tabaka dışında akan akışkan hızının yüzde 99'una eşit olduğu noktanın çepere olan mesafesi sınır tabaka kalınlığı (δ) olarak tanımlanmaktadır. Yer değiştirme kalınlığı (δ^*), sınır tabakanın tam dışındaki bir akım çizgisinin sınır tabaka etkisiyle çeperden uzaklaşma aralığıdır. Momentum kalınlığı (δ_m), büyüyen sınır tabaka nedeniyle birim genişlik başına düşen momentum ρU^2 oranıdır. Sınır tabaka enerji kalınlığı, δe, gerçek kütle akışı ile aynı enerji transferi oranını hayali bir sürtünmez akış içerisinde sürdürmek için katı sınırın yer değiştirmesi ile oluşan mesafe olarak tanımlanabilir (Çengel ve Cimbala, 2008).

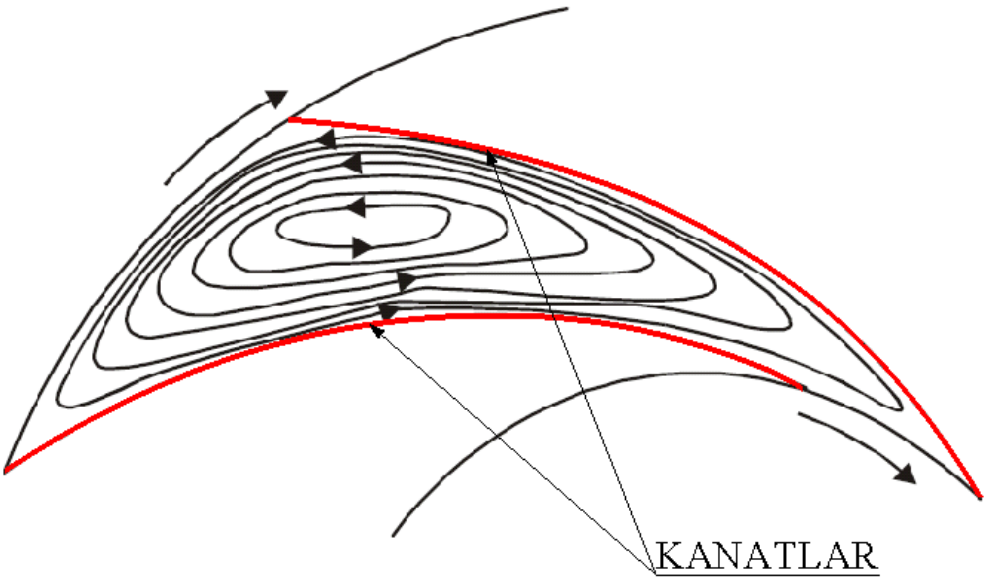
3.2. Santrifüj Pompa Çarklarında Akış

Pompa çarkları, akışkanın istenilen bir bölgeye iletilmesi için akışkana gerekli olan enerjiyi ileten pompa elemanıdır. Çark içinde sıvı akışkanın çark kanadı boyunca çarkı terk etmesi istenmektedir. Çark içindeki akış incelendiğinde Şekil 3.5'te verildiği üzere çark kanadı boyunca kanatların emiş ve basınç yüzeyleri arasında bir basınç farkı oluştuğu görülmektedir. Salyangoz akış kesitleri incelendiğinde çarktan çıkan akışkanın hızında düşüşler ve statik basıncında artışlar gözlemlenmektedir.

Çark içindeki sıvının bağıl hareketi incelendiğinde Şekil 3.6'da verildiği üzere sıvı akışkan çark dönme yönüne zıt yönde girdaplı bir hareket izlemektedir. Çark kanat sayısı azaltıldıkça bu girdap hareketi de artmaktadır. Ayrıca çark içinde ince ve sık kanat kullanımı da akışı tek boyuta indirgeyebilmekte ve kayıplar engellenebilmektedir. Sık kanat kullanımı sürtünme kayıplarını arttırır iken pompanın aktarabileceği hacimsel debi miktarını azaltmaktadır. Bu durum ise pompanın hidrolik verimini düşürebilmektedir. Ardışık iki kanat arasındaki pasaj incelendiğinde bağıl hızın üniform olması beklenirken, kanadın basınç yüzeyinden uzaklaştıkça bağıl hızda artışlar gözlemlenmektedir (Yalçın, 1998).



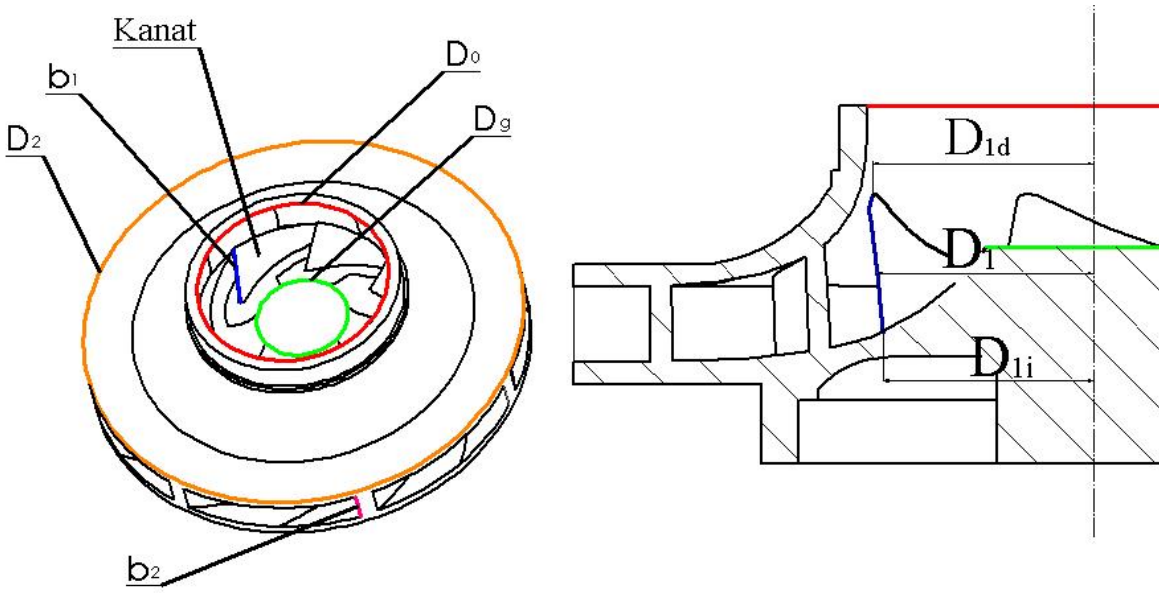
Şekil 3.5. Radyal bir pompanın çark kanadı boyunca basınç dağılımı (Gulich,2008)



Şekil 3.6. Çarkın kanatları arasındaki bir pasajda meydana gelen ters akışlar (Srinivasan, 2008)

3.3. Çark Tasarımı

Pompalar endüstriyel ya da tarımsal alanda sıvı akışkanı belirli yüksekliklere aktarabilmek için tasarlanmaktadır. Pompalara ait en önemli elemanlardan biri de pompa çarklarıdır. Pompa çarkı tasarımının ilk evresinde basma yüksekliği ve hacimsel debi belirlenmiştir. Çark tasarımı için ayrıca devir sayısı da belirlenmelidir. Devir sayısı genel olarak işletme özelliklerine ve pompanın ekonomik boyutları göz önüne alınarak tayin edilir (Yalçın, 1998). Çark tasarımı sonrası Şekil 3.7'de verilen geometrik büyüklerden yararlanılarak çark katı modeli ve akış hacmi oluşturulmuştur.



Şekil 3.7. Mevcut çark katı geometrisinin izometrik ve kesit görünümü

3.3.1. Çark mil çapı ve göbek çapı

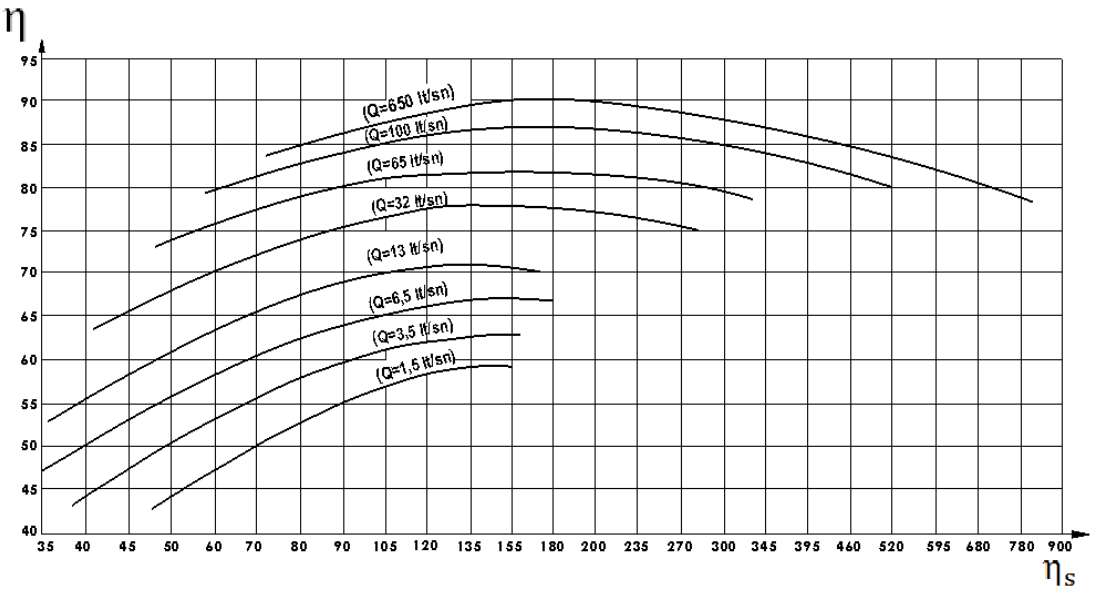
Pompa tasarımına ilk olarak pompa mili boyutlandırması ile başlanır. Pompa mili aktaracağı moment, devir sayısı ve mil malzemesine bağlı olarak boyutlandırılmaktadır. Kullanılan formüller aşağıda verilmiştir. Burada ω açısal hız, n devir sayısı, N_e mil gücü, τ emniyetli kayma gerilmesi, M moment, d_{mil} ise mil çapıdır (Baysal, 1979).

$$\omega = \frac{\pi \times \dot{n}}{30} \tag{3.4}$$

$$N_e = \frac{M \times \omega}{75} \tag{3.5}$$

$$M = 716{,}2\,\frac{N_e}{\dot{n}} \tag{3.6}$$

$$d_{mil} = \sqrt[3]{\frac{16 \times M}{\pi \times \tau}} \tag{3.7}$$



Şekil 3.8. Pompa genel veriminin özgül hız ve debiye göre değişim eğrileri (Baysal, 1979)

Şekil 3.8'de yer alan eğriler kullanılarak tasarım debisine göre pompa genel verimi yaklaşık olarak bulunmuştur ve Denklem (3.8) kullanılarak milin taşıyacağı güç elde edilmiştir (Baysal, 1979). Denklem (3.8)'de verilen ifadede H_m basma yüksekliği, $\dot{Q}$ hacimsel debi, ρ yoğunluk ve η_g pompa genel verimidir.

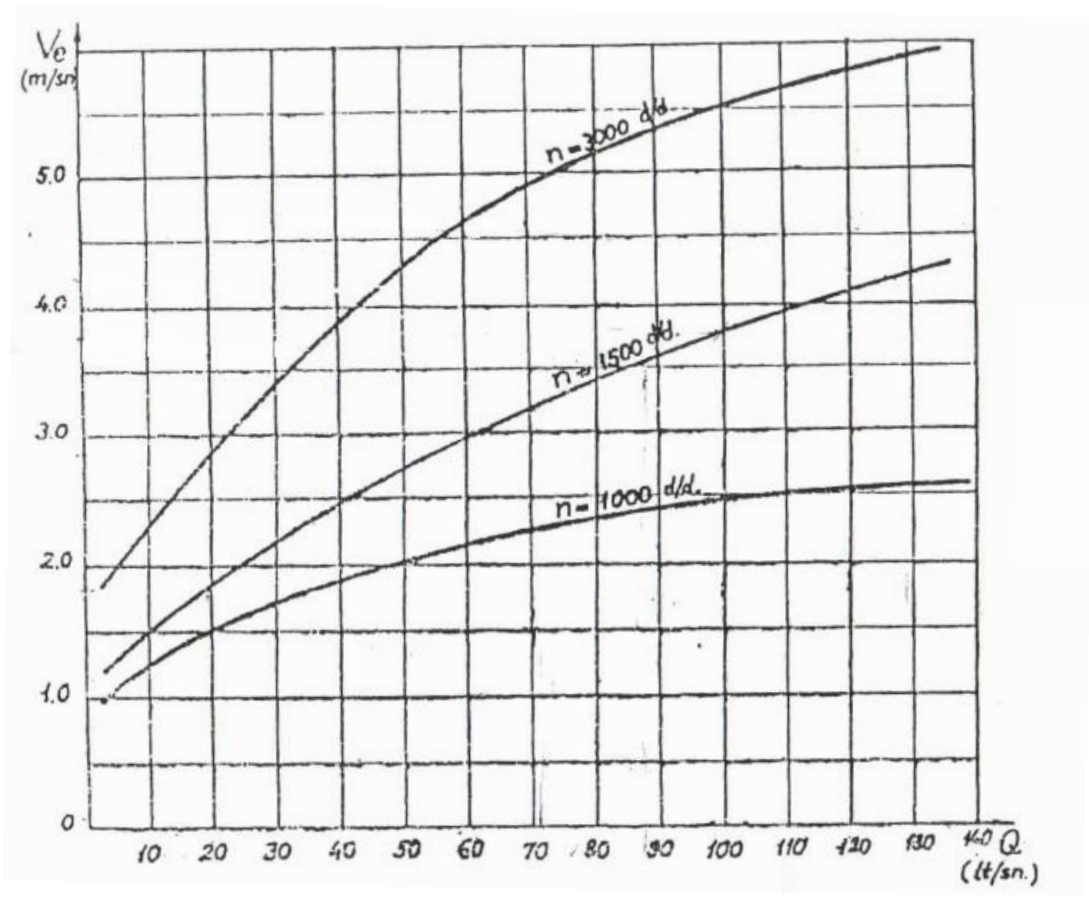
$$N_e = \frac{\rho \times \dot{Q} \times H_m}{\eta_g \times 75} \tag{3.8}$$

Uygulamalarda genellikle kullanılan mil çapının 1.5 katı alınarak göbek çapı (D_g) tayin edilmektedir ve bu çalışmada göbek çapı mil çapının 1.5 katı alınarak çark tasarımı yapılmıştır (Baysal, 1979).

$$D_g = 1{,}5 \times d_{mil} \tag{3.9}$$

3.3.2. Emme borusu çapı

Emme borusunun belirlenebilmesi için ilk olarak emme borusundaki akışkanın hızı belirlenmelidir. Bu hız kavitasyon problemi göz önüne alınarak oluşturulan Şekil 3.9'dan belirlenmiştir (Baysal, 1979).



Şekil 3.9. Emme borusundaki hızların debi ve devir sayısı ile değişimi (Baysal, 1979)

Önceden belirlenmiş olan pompa devir sayısına ve çarkın tasarım hacimsel debisine uygun olarak belirlenen emme borusundaki akışkan hızı Denklem (3.10)'da yer alan eşitlikte yerine koyularak emme borusu çapı bulunmuştur (Baysal, 1979). Denklem (3.10)'da yer alan eşitlikte D_e emme borusu çapı, V_e emme borusundaki akışkan hızıdır.

$$\dot{Q} = \frac{\pi {D_e}^2}{4} V_e \tag{3.10}$$

3.3.3. Çark giriş ağzı çapı

Genelde imalatta kolaylıklar sağlamak için emme borusu çapı ile çark giriş ağzı çapı eşit alınmaktadır. Yalnız özel durumlar içeren tasarımlarda çark giriş ağzı çapı emme borusu çapından küçük alınarak emme borusu ve çark giriş ağzı arasında redüksiyon yapılmaktadır (Baysal, 1979).

Tayin edilen çark giriş ağzı çapının doğru olduğunu saptamak için ilk olarak sıvı akışkanın çark giriş kesitinden geçiş hızı C_0 hızı hesaplanmıştır. Uygulamalarda $C_0 \leq$

$1.2V_e$ koşulunun sağlanması önerilmektedir. C_0 hızının hesaplanabilmesi için kaçak kayıpları göz önüne alınarak $\dot{Q}_T$ hacimsel debi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır (Baysal, 1979).

$$\dot{Q}_T = (1{,}05 \sim 1{,}1) \times \dot{Q} \tag{3.11}$$

Kaçak kayıpları göz önüne alınarak bulunan $\dot{Q}_T$ hacimsel debisi süreklilik denkleminde yerine yazılmış ve C_0 hızı elde edilmiştir (Yalçın, 1998).

$$\dot{Q}_T = \frac{\pi}{4} \times \left[{D_0}^2 - {D_g}^2\right] \times C_0 \tag{3.12}$$

3.3.4. Çark giriş ortalama çapı

Özellikle çark üzerine verim iyileştirme uygulamalarında çark giriş ortalama çapının doğru bir şekilde belirlenmesi oldukça önemlidir. Çark kanat açıları, çark giriş ortalama çapının elde edilmesi ile hesaplanabilmektedir. Çark giriş ortalama çapının bulunabilmesi için Schulz katsayısı (σ_s) kullanılmıştır. Çark giriş ortalama çapı Denklem (3.13) ve (3.14)'de verilen bağıntılar ile elde edilmiştir (Baysal, 1979).

$$\sigma_s = 0{,}90 \sim 0{,}95 \tag{3.13}$$

$$D_1 = \sigma_s \times D_0 \tag{3.14}$$

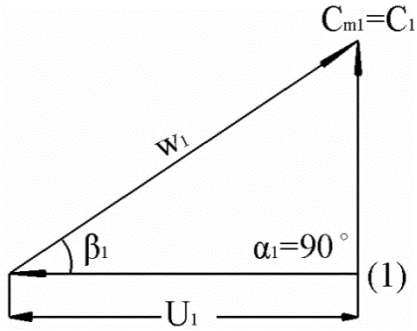
Kanat giriş açılarının bulunabilmesi ve kanatların boyutlandırılabilmesi için çark kanatlarının, çark üst kapak ve alt kapağı ile kesişim çapları saptanmıştır. Üst kapak kanat giriş çapı D_{1d} ve alt kapak kanat giriş çapı D_{1i} hesaplanabilmesi için Denklem (3.15) ve (3.16)'da verilen bağıntılar kullanılmıştır (Baysal, 1979).

$$D_{1d} = D_0 + (3 \sim 4) \tag{3.15}$$

$$D_{1i} = 2D_1 - D_{1d} \tag{3.16}$$

3.3.5. Kanat giriş açıları

Pompanın en verimli çalışma noktasında çark girişindeki akış incelendiğinde $\alpha_1 = 90°$ eşitliği sebebiyle C_1 mutlak hızının C_{m1} meridyenel hızına eşit alınmıştır (Baysal, 1979).



Şekil 3.10. Kanat giriş hız üçgeni (Baysal, 1979)

$$C_1 = C_{m1} = (1{,}05 \sim 1{,}1)C_0 \tag{3.17}$$

Şekil 3.10 incelendiğinde kanat giriş açısı β_1, giriş teğetsel hızı ve meridyenel hız ile ilişkili olduğu görülmektedir. Giriş teğetsel hızı Denklem (3.19)'da yer alan bağıntı ile hesaplanmıştır (Baysal, 1979).

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} \tag{3.18}$$

$$tg\beta_1 = \frac{C_{m1}}{U_1} \tag{3.19}$$

Kanat giriş açısının 10° ile 17° arasında yer alması kavitasyon riskini azaltan faktörlerden bir tanesidir. Ayrıca Denklem (3.19) ile hesaplanan kanat giriş açısına ±3° eklenerek kaskad kanat etkisi ortadan kaldırılması hedeflenmiştir (Baysal (1979); Pfleiderer (1978)).

$$\beta_{1k} = \beta_1 \mp 3° \tag{3.20}$$

Kanat giriş açısının hesaplanmasının yanında çark tasarımının gerçekleştirilebilmesi için çarkın üst ve alt kapakları ile birleşme bölgelerinde kanat

açıları da hesaplanması gerekmektedir. Bu açıların hesaplanabilmesi için kullanılan bağıntılar aşağıda verilmiştir (Baysal, 1979).

$$U_{1i} = \frac{\pi \times D_{1i} \times n}{60} \tag{3.21}$$

$$U_{1d} = \frac{\pi \times D_{1d} \times n}{60} \tag{3.22}$$

$$tg\beta_{1i} = \frac{C_{m1}}{U_{1i}} \tag{3.23}$$

$$tg\beta_{1d} = \frac{C_{m1}}{U_{1d}} \tag{3.24}$$

3.3.6. Kanat giriş genişliği

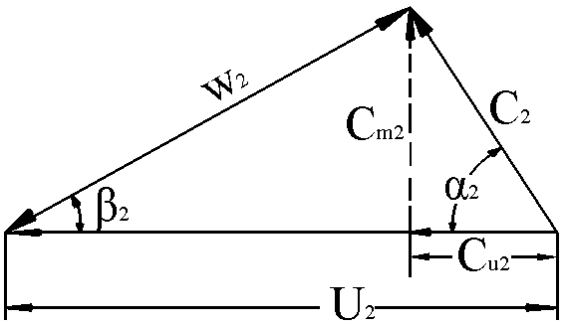
Tasarımın bu aşamasına kadar kanat sayısı ve kanat uzunluğu hesaplanamadığı için tahmini bir daralma katsayısı kullanılarak kanat giriş genişliği hesaplanmıştır. Kanat giriş koşulları için daralma katsayısı λ_1 için 0.6 ile 0.7 arasında bir değer seçilmiştir (Baysal, 1979).

$$b_1 = \frac{Q_T}{\pi \times D_1 \times C_{m1} \times \lambda_1} \tag{3.25}$$

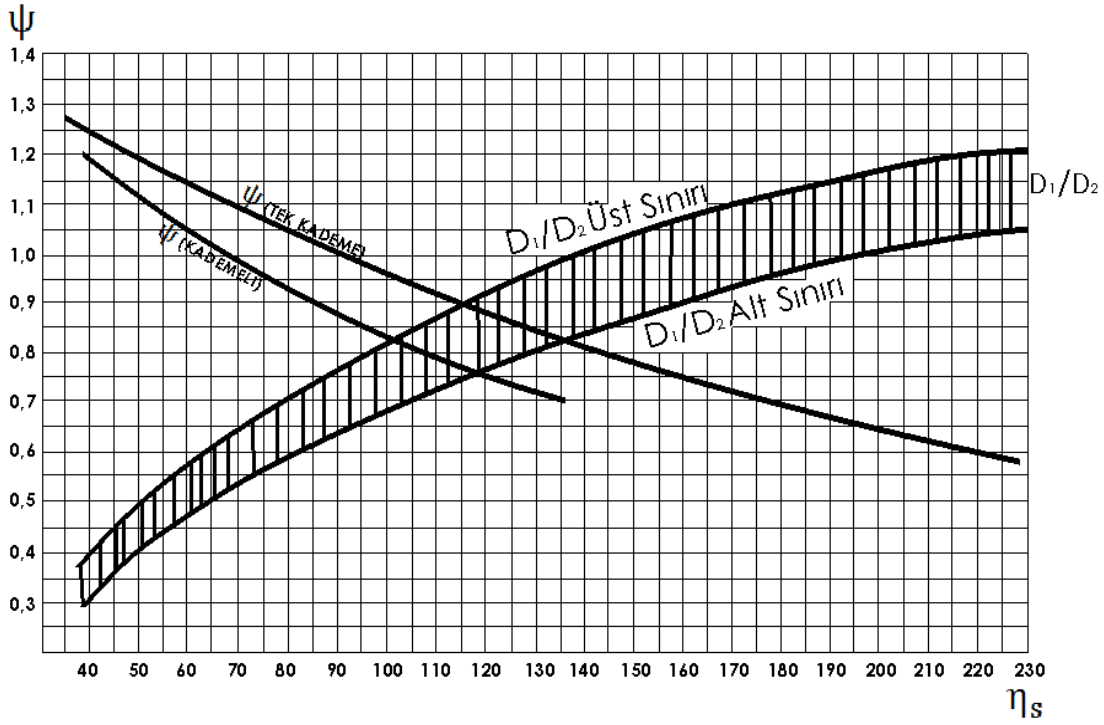
3.3.7. Kanat çıkış açıları

Kanat çıkış hızları, sonsuz ince ve sonsuz kanat teorisi ile bulunabilmektedir. Sonsuz ince ve sonsuz kanat teorisi ile çizilen hız üçgeninde sürtünme faktörü göz ardı edilmektedir (Baysal, 1979).

Çark çıkış açılarının bulunabilmesi için çark çıkış çapı ve çark çıkış teğetsel hızı bulunmuştur. Çark çıkış teğetsel hızı U_2'nin bulunabilmesi için ilk olarak Şekil 3.12'den, özgül hız değeri referans alınarak basınç katsayısı saptanmıştır. Pompa denemeleri ve bu konu ile yapılan birçok çalışmalarda çark çıkış ve giriş çapı arasındaki oran Şekil 3.12'de yer alan taralı alan içerisinde yer alması gerektiğini göstermiştir. Çıkış çapının tasarım değerinden daha uzun olması kanat profili için hesaplanan sarım açısının ya da kanat uzunluğunun farklı olmasına neden olmaktadır. Bu durum çark içindeki akışı etkileyebilmekte pompanın hidrolik verimini değiştirebilmektedir (Baysal, 1979).



Şekil 3.11. Kanat çıkış hız üçgeni (Baysal, 1979)



Şekil 3.12. ψ basınç katsayısının ve D_1/D_2 çap oranlarının η_S özgül hızına göre değişim eğrileri (Baysal, 1979)

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_m \times 2g}{\psi}} \tag{3.26}$$

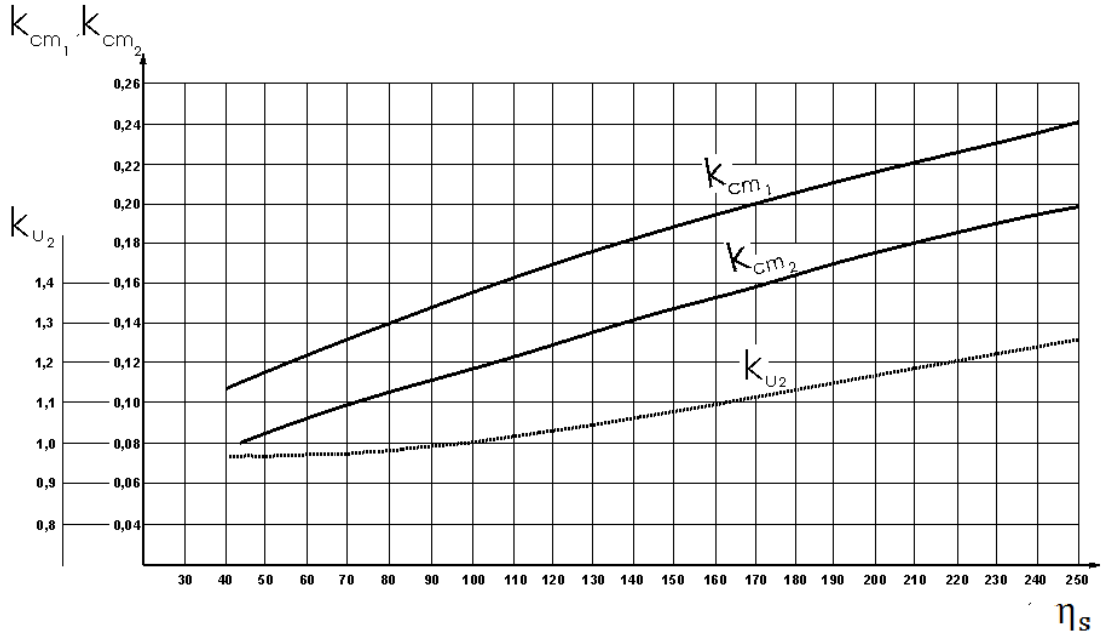
$$D_2 = \frac{U_2 \times 60}{\pi \times n} \tag{3.27}$$

Kanat çıkış genişliği aktarılması hedeflenen akışkan miktarını etkileyen en önemli faktörlerden biridir. Kanat çıkış genişliği b_2'nin hesaplanabilmesi için Denklem (3.28)'de verilen bağıntı kullanılmıştır (Baysal, 1979).

$$Q_T = \pi \times D_2 \times C_{m2} \times \lambda_2 \times b_2 \quad (3.28)$$

Yukarıda verilen bağıntıda C_{m2} meridyenel hızının bulunabilmesi için k_{cm2} hız katsayısı saptanmıştır. k_{cm2} hız katsayısı özgül hız değeri referans alınarak Şekil 3.13'de verilen grafikten tespit edilmiştir (Baysal, 1979).

$$C_{m2} = k_{cm2}\sqrt{2g \times H_m} \quad (3.29)$$



Şekil 3.13. Hız katsayılarının, özgül hıza göre değişim eğrileri (Baysal, 1979)

Şekil 3.13 incelendiğinde kanat çıkış açısının bulunabilmesi için C_{u2} teğetsel hız bileşenin belirlenmesi gerekmektedir. C_{u2} teğetsel hız bileşeninin hesaplanabilmesi için Denklem (3.30)'da verilen bağıntı kullanılmıştır (Baysal, 1979)

$$C_{u2} = \frac{g \times H_m}{U_2 \times \eta_H} \quad (3.30)$$

$$tg\beta_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2}} \quad (3.31)$$

Çark çıkış daralma katsayısının hesaplanabilmesi için kanat kalınlığının ve kanat sayısı belirlenmesi gerekmektedir. Kanat kalınlığının belirlenebilmesi için de Denklem (3.32)'de yer alan bağıntı kullanılmıştır (Gülich, 2008).

$$e = D_2 \times (0.016 \sim 0.022) \tag{3.32}$$

Kanat kalınlığı belirlenmesi ile Denklem (3.33)'de yer alan bağıntı ile kanat sayısı hesaplanmıştır (Baysal, 1979).

$$Z = 6.5 \times \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\right) \times \left(\sin\frac{\beta_1 + \beta_{2k}}{2}\right) \tag{3.33}$$

$$\lambda_2 = 1 - \frac{Z \times e_2}{\pi \times D_2 \times \sin\beta_{2k}} \tag{3.34}$$

Kanatın çıkış profilinin tamamlanabilmesi için son olarak kanat çıkış açısının hesaplanması gerekmektedir ve kanat çıkış açısının belirlenebilmesi için teğetsel hızın bulunması gerekmektedir. Hesaplamalarda teorik ve gerçek teğetsel hız arasında bir sapma katsayısı tanımlanmaktadır. Kanat çıkış açısı hesaplanırken ilk olarak tahmini bir çıkış açısı atanır ve aşağıda verilen denklemler ile yeni çıkış açısı hesaplanmaktadır. Hesaplanan ve tahmin edilen kanat çıkış açısı arasındaki fark 2°-3° olduğu ana kadar tahmin etme ve hesaplama işlemi yinelenir (Baysal, 1979).

$$C_{2\infty} = K \times C_2 \tag{3.35}$$

$$K = 1 + \frac{1.6 \times (1 + \sin\beta_{2k})}{Z} \times \frac{{D_2}^2}{{D_2}^2 - {D_1}^2} \tag{3.36}$$

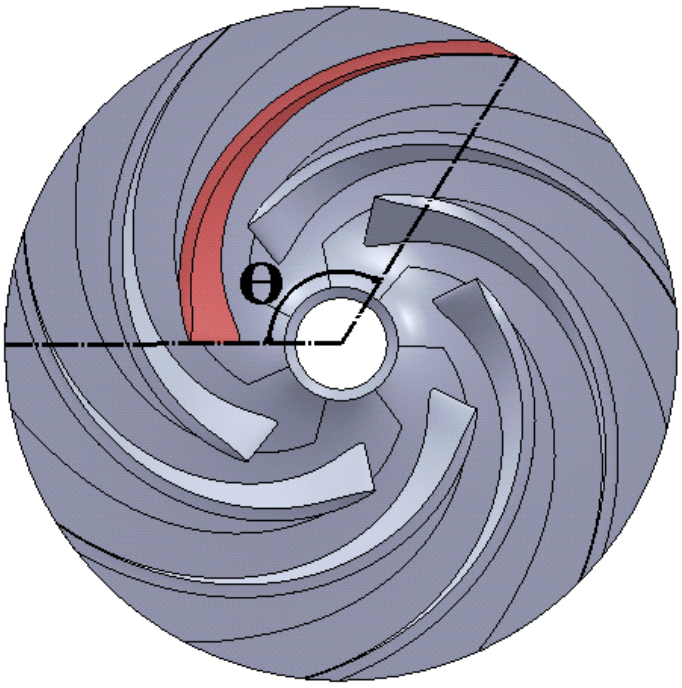
$$tg\beta_{2k} = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{2\infty}} \tag{3.37}$$

3.3.8. Kanat sarım açısı

Kanat uzunluğu temel çark tasarım parametresidir ve ardışık kanatlar arasındaki akım pasajının genişliğini etkilemektedir. Kanat uzunluğu kanat açıları, kanat giriş ve çıkış çapı sabit olması halinde dahi değişebilmektedir. Bu değişim kanat sarım açısı ile tanımlanmaktadır ve kanat sarım açısı Şekil 3.14'de "Ɵ" ile belirtilmiştir. Bu nedenle kanat sarım açısı çark hidrolik verimi etkileyen tasarım parametrelerinden biridir (Aksoy, 2013). Çark içinde kanat profili boyunca meydana gelmeyen akımlarda akış ayrılmaları oluşabilmektedir. Bu nedenle çarkın birbirini takip eden iki kanadı arasındaki akım pasajı incelendiğinde üniform bir basınç dağılımı elde

edilememektedir. Ayrıca meydana gelen bu girdaplar ile çarkın basma yüksekliği düşmekte ve çarkın katı cidarlarında oluşan hidrolik tork değerleri ise artmaktadır. Bu nedenle çarkın hidrolik veriminde büyük oranda düşüşler gözlenmektedir.

Kanat sarım açısının doğru tespit edilememesi sonucunda kanat yüzeylerinde oluşan girdaplar ile kavitasyon riski artmaktadır. Bu nedenle kavitasyona uğramış yüzeylerde büyük deformasyonlar oluşabilmektedir.



Şekil 3.14. Sarım açısının şematik görünümü

Kanat sarım açısının hesabında nokta metodu kullanılmıştır. Bu metotta kanat giriş ve çıkış açılarının bilinen bir r yarıçapına ve merkez açısı ile değişimi incelenmektedir. Kanat profili üzerinde alınan belirli sayıdaki r yarıçap mesafelerinin değişen kanat açılarına göre merkez açısı hesaplanmaktadır. Belirlenen bu nokta sayısındaki artış tasarımcıya kanat sarım açısı hesabında daha doğru sonuçlar vermektedir (Baysal, 1979).

$$\theta = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^{r} \frac{dr}{r\tan\beta} \tag{3.38}$$

Sarım açısının hesabında Denklem (3.38)'de verilen ifade kullanılmıştır. Denklem (3.38)'de verilen ifade de "θ" değeri sarım açısı olup herhangi bir r

yarıçapında yer alan nokta ile r_1 yarıçapında yer alan nokta arasındaki sarım açısı değişimini belirtmektedir.

3.3.9. Çark profilinin oluşturulması

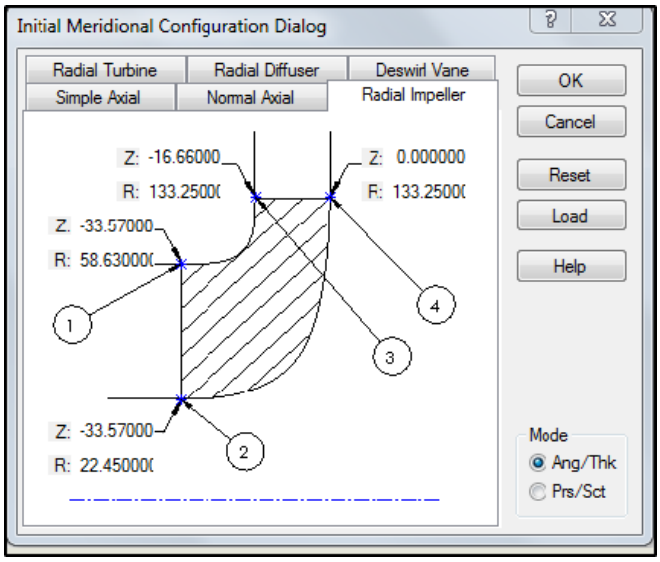
Hesaplanan veriler ile Ansys programının BladeGen modülünde çark profili tanımlanmış ve çark içindeki akış hacmi oluşturulmuştur. BladeGen modülünde çark tasarımı işlemi aşağıda verilen aşamaların gerçekleştirilmesi ile tamamlanmıştır.

- Çarkın boyutlandırılması,
- Sarım açısı, kanat kalınlığı ve kanat sayısının tanımlanması,
- Kanat açıları, kanat profili boyunca sarım açısı ve kanat profili boyunca kanat kalınlığı dağılımının belirlenmesi.

3.3.9.1. Çarkın boyutlandırılması

BladeGen programının ilk aşamasında çarkın meridyenel düzlemdeki profili boyutlandırılmıştır.

Boyutlandırma işlemine geçilmeden önce Şekil 3.15‘de görüldüğü üzere radyal çark (radial impeller) sekmesi aktif hale getirilmiştir. Ticari programın mevcut ayarlarında, çark akış hacminin meridyenel düzlemde alt kapak eğrisi ile çıkış çapının kesişen noktasını “Z=0” koordinatına yerleştirmektedir. Bu aşamada Şekil 3.15’de (1) ile gösterilen bölgede çark giriş çapı (2) ile gösterilen bölgede çark göbek çapı(3) numaralı bölgede ise çark üst kapak yüzeyinin çıkış çapı ile kesiştiği nokta (4) ile gösterilen bölgede ise çark alt kapak bölgesinin çıkış çapı ile kesiştiği nokta “Z ve R” düzlemleri ile tanımlanmıştır.

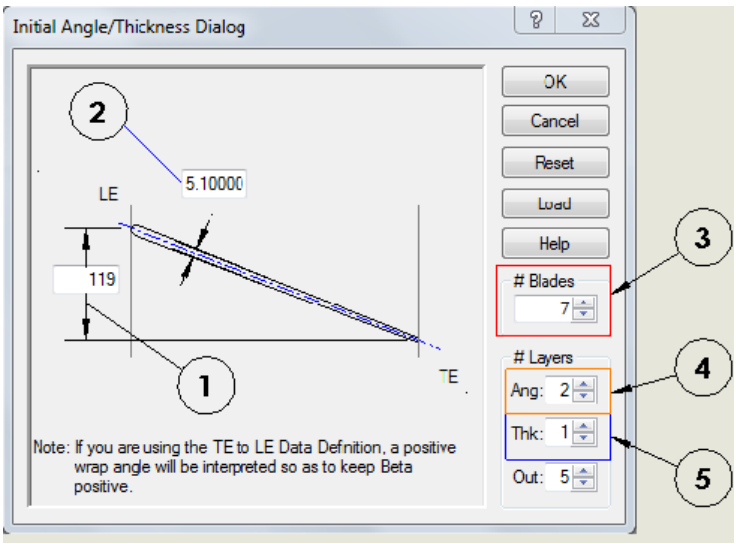


Şekil 3.15. Tasarım aşamalarından çarkın boyutlandırılması

3.3.9.2. Sarım açısı, kanat kalınlığı ve kanat sayısının tanımlanması

Programın bu evresinde önceden hesaplanmış olan sarım açısı, kanat sayısı ve kanat kalınlığı tanımlanmaktadır.

Kanat üzerinde daha fazla müdahalede bulunabilmek için Şekil 3.16'da (1) ile gösterilen bölgede kanadın giriş ile çıkış kenarları arasındaki dönüm açısı, (2.) bölgede kanat kalınlığı, 3. bölgede kanat sayısı tanımlanmıştır. Şekil 3.16'da (4.) ve (5.) bölgelerde meridyenel düzlemde kanat profili üzerinde kanadın sarım açısı ve kanat kalınlığının tanımlayabilmek adına atılan çizgi sayısı belirlenmiştir. Girilen bu sayılar ile meridyenel düzlemde çark profili üzerine üst ve alt kapak eğrileri oluşturulmuştur.

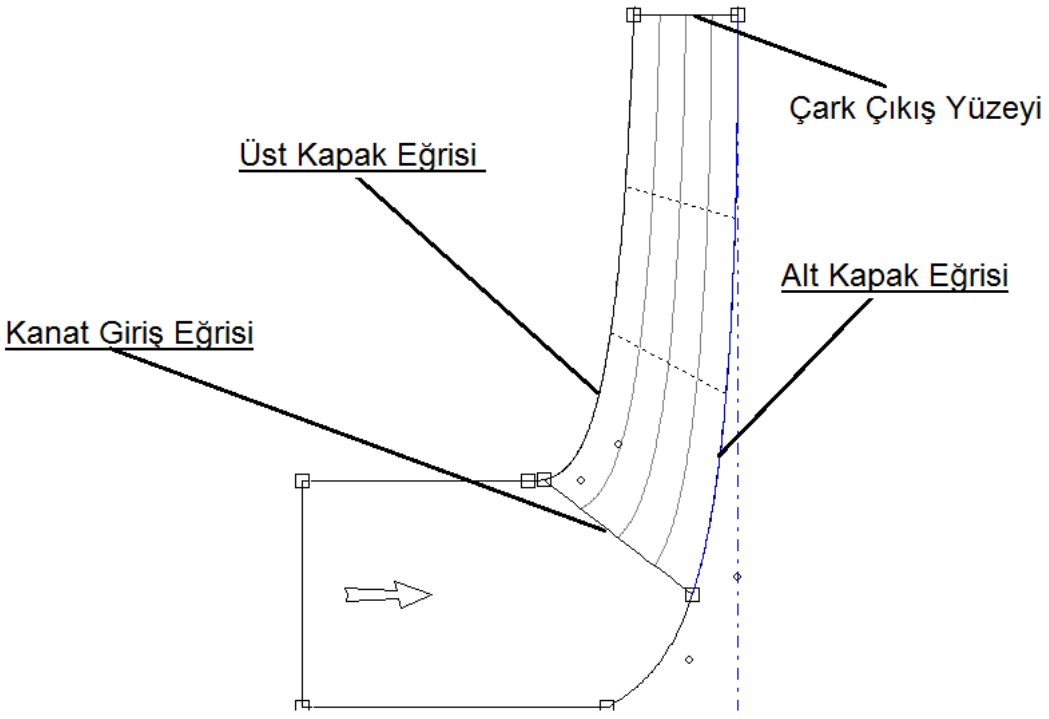


Şekil 3.16. Tasarım aşamalarından sarım açısı,kanat kalınlığı ve kanat sayısının tanımlanması

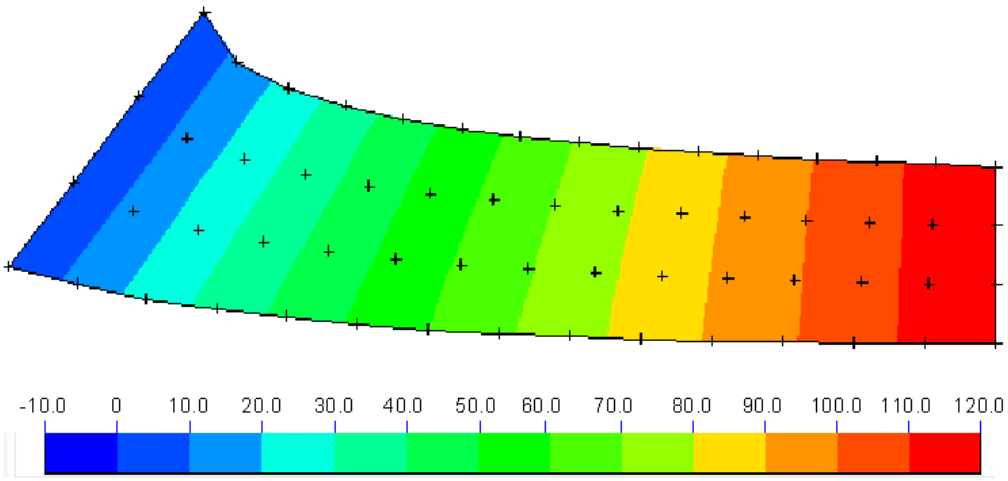
3.3.9.3. Kanat açıları, kanat profili boyunca sarım açısı ve kanat profili boyunca kanat kalınlığı dağılımının belirlenmesi

Çark tasarımının bu aşamasında kanat giriş ve çıkış açıları, kanat profili boyunca sarım açıları dağılımları ve kanat kalınlıkları dağılımları tanımlanmıştır. Ayrıca tasarlanan kanat profili referans alınarak ara kanat da eklenebilmektedir. Üst kapak, alt kapak ve kanat giriş eğrilerine yapılan değişikler ile farklı tasarımlar yapılmış ve tasarlanan çarkların tekil çark analizleri yapılarak uygun tasarım elde edilmiştir.

Şekil 3.17'de görüldüğü üzere meridyenel düzlemde çark profilinin oluşturulabilmesi için ilk olarak kanat giriş ve çıkış eğrisi tanımlanmıştır. Bu çalışmada hesaplanan D_{1i} ve D_{1d}, çaplarına ve kanat giriş genişliğine bağlı kalınarak kanat giriş eğrisi oluşturulmuştur. Bu eğrilerin tanımlanmasının ardından kanat giriş ve çıkış açıları tanımlanmıştır. Kanat açılarının tanımlanması ile kanat profili boyunca sarım açısında dağılımı da düzenlenmiştir. Özellikle çark performansını etkileyen en büyük etkenlerden bir tanesi olan sarım açısının doğrusal artışı sağlanmıştır.



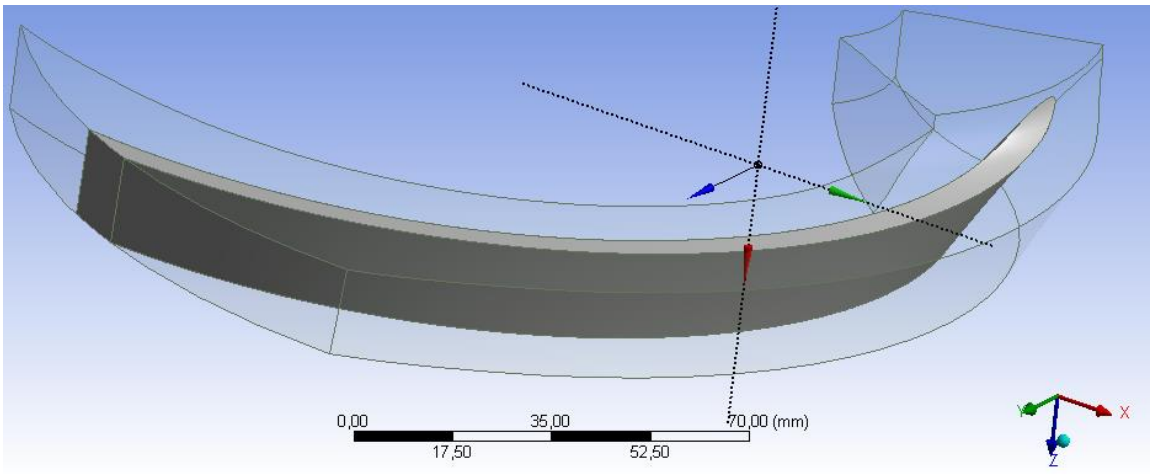
Şekil 3.17. Meridyenel Düzlemde kanat giriş eğrisi, üst kapak ve alt kapak eğrilerinin tanımlanması



Şekil 3.18. Meridyenel düzlemde kanat profili boyunca sarım açısının değişimi

Şekil 3.18'de tasarlanan santrifüj pompa çarkı kanat profili boyunca sarım açısının değişimi verilmiştir. Sarım açısının dağılımının doğrusal olmaması sonucunda istenilen kanat profili boyunca akış şartı elde edilememektedir. Doğrusal olmayan artışların sonucu olarak çark içinde karma akışlar oluşabilmekte ve kanat yüzeylerinde düşük basınç gradyanları meydana gelebilmektedir. Özellikle kavitasyon oluşumunu tetikleyen bu karma akışların varlığı çark veriminde negatif bir etki bırakabilmektedir.

Kanat tasarımı uygulamalarında çark içindeki akışı etkileyen unsurlardan biri de kanat kalınlıklarının doğru seçimidir. Kanat profili boyunca akış hızına ve akışkan hız vektörlerine bakılarak kanat kalınlıkları değiştirilmektedir. Özellikle kanat giriş uçlarında düşük basınç gradyanları oluşmaması için kanat kalınlıkları üzerinde değişimler yapılmaktadır. Bu çalışmada kanat kalınlığı 5.1 mm alınmış olup üst ve alt kapak yüzeyleri boyunca bu kalınlık değeri değiştirilmemiştir. Şekil 3.19'da ise BladeGen programında tasarımı tamamlanan çarkın iki kanat arası akım pasajı ve kanadın katı modeli verilmiştir.



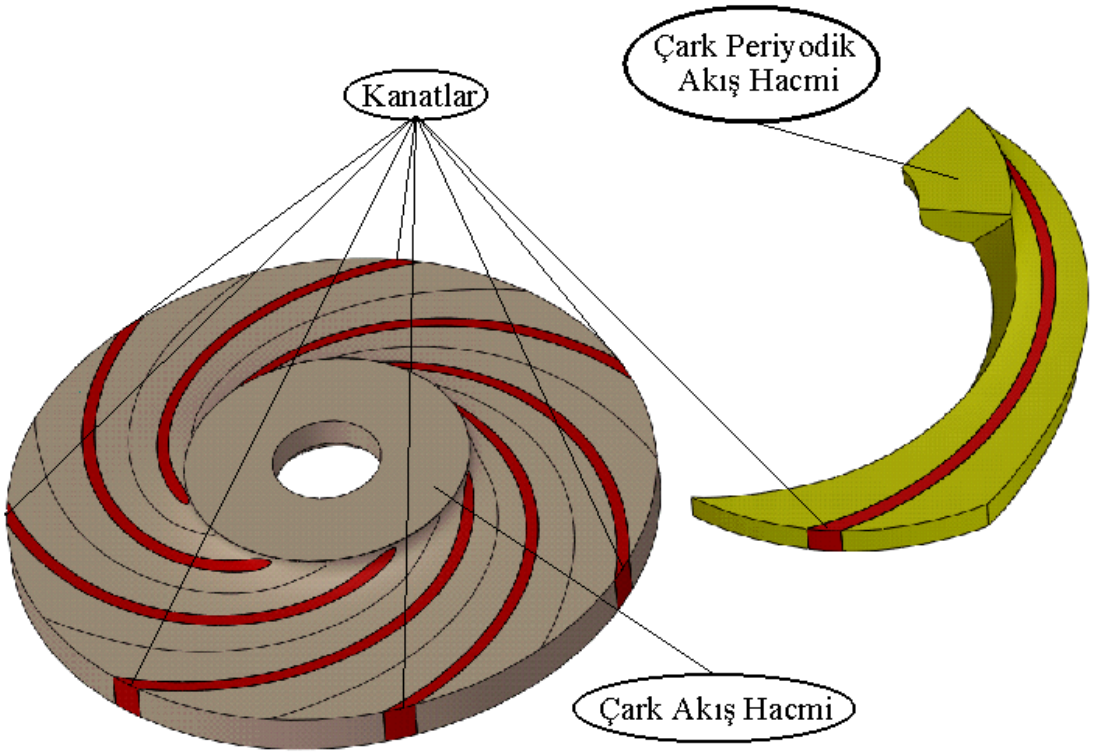
Şekil 3.19. Tasarım santrifüj pompa çarkının akım pasajının izometrik görünüşü

3.4. Tasarlanan Çarkın Katı Modelinin Oluşturulması

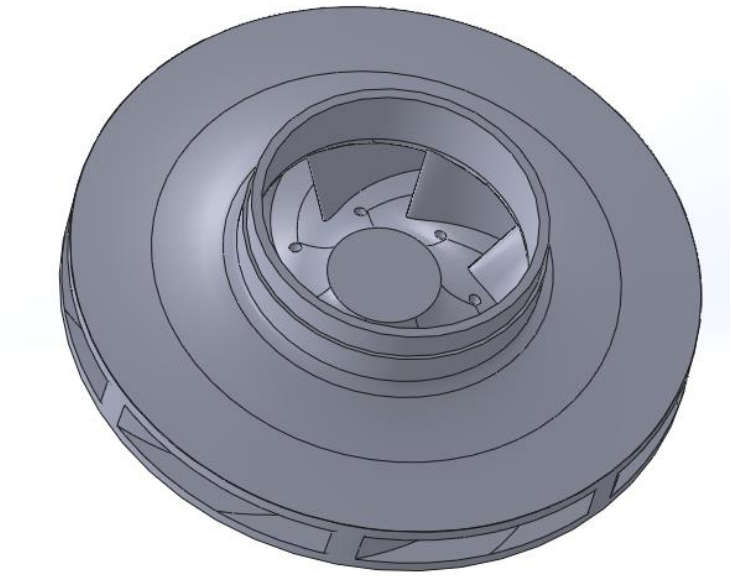
Ansys programının alt modüllerinden olan BladeGen programında tasarımı yapılan çarkların, program çıktısı olarak periyodik analiz Şekil 3.19'da görüldüğü gibi bir pasajının akış hacmi alınmıştır. Tasarlanan farklı çark modellerinin hidrolik verimlerinin karşılaştırılması adına bu akış hacimleri kullanılırken, tasarımı yapılan çark ve salyangozlar ile oluşturulan pompalar için bu tasarımların katı modelleri oluşturulmalıdır. BladeGen programının çıktısı olarak alınan akış hacmi, kanat profili dairesel olarak çoğaltılmış ve tasarlanan çarkın akış hacmi elde edilmiştir.

Şekil 3.20'de BladeGen programında tasarlanan optimize edilmiş çarkların akış hacmi ve kanat profilleri verilmiştir. BladeGen programında tasarımları tamamlanan çarklara ait bu akış hacimleri ve katı modeller ile üst kapak, alt kapak ve kanat yüzeyleri oluşturularak çarka ait katı modeller elde edilmiştir.

Şekil 3.21'de tasarım santrifüj pompa çarkı için oluşturulan katı model verilmiştir. Çarkın salyangoz ile yataklanacağı yüzeyler mevcut santrifüj pompanın salyangozuna uygun hale getirilmiştir. Yine mevcut santrifüj pompa çarkı referans alınarak, tasarlanan çarkın benzer noktalarına 6.3 mm çapında dengeleme delikleri açılmıştır.



Şekil 3.20. Tasarım santrifüj pompa çarkının akış hacmi ve kanat profilleri

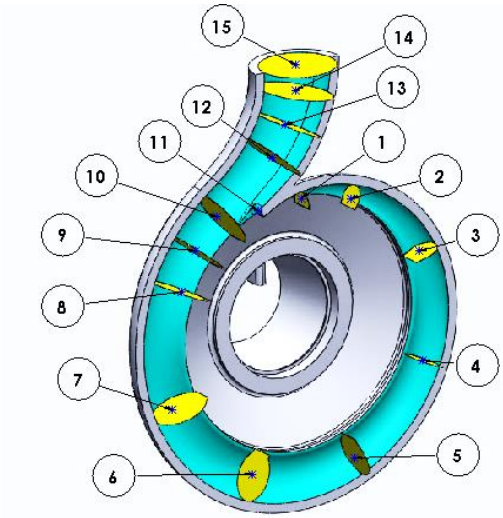


Şekil 3.21. Tasarım santrifüj pompa çarkı katı modeli

3.5. Salyangoz Tasarımı

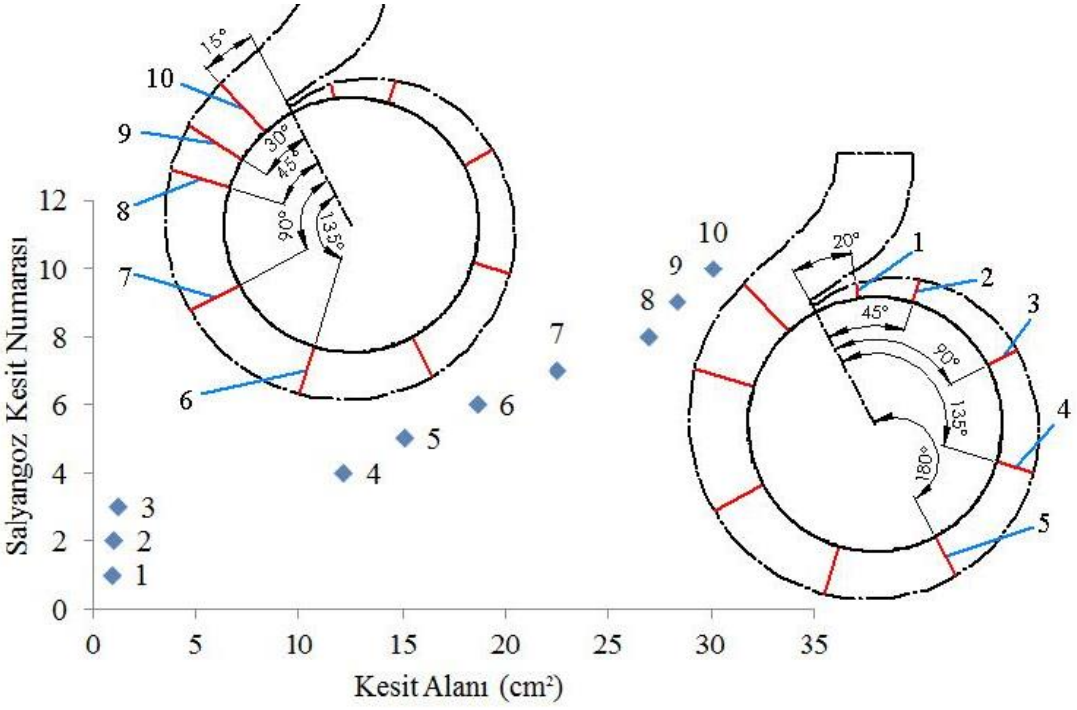
Çark içinde sıvıya kazandırılan yüksek kinetik enerji, salyangoz içerisinde basınç enerjisine dönüşmektedir. Çarktan çıkan akışkana kazandırılan potansiyel enerji, salyangoz içerisinde yine kinetik enerjinin potansiyel enerjiye dönüştürülmesi ile

artırılmaktadır. Bu sonuç doğru tasarlanan bir salyangozda pompa verimini artırmaktadır. Endüstriyel ve tarımsal uygulamalarda, istenilen basma yüksekliği değerlerine göre farklı kesitlerde ve geometrilerde salyangoz tasarımları yapılmaktadır.



KESİT NUMARASI	θ °
1	20
2	45
3	90
4	135
5	180
6	225
7	270
8	315
9	330
10	345
11	0

Şekil 3.22. Salyangoz tasarımı aşamasında referans alınan kesitler



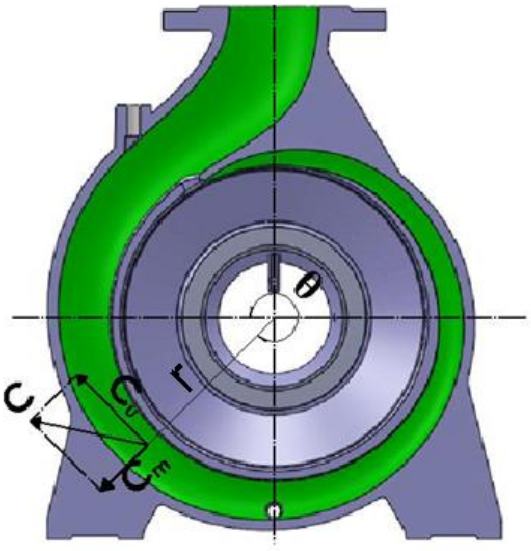
Şekil 3.23. Mevcut santrifüj pompa salyangozu kesit alan dağılımları

Salyangoz tasarımı öncesinde mevcut santrifüj pompada kullanılan salyangozun Şekil 3.22'de görüldüğü üzere belirlenen 15 farklı kesitinde kesit alan dağılımları ve dil bölgesi incelenmiştir. Bununla birlikte Şekil 3.23'de verilen grafikte bu salyangoza ait

kesit alanlarındaki değişim incelendiğinde 3. ve 4. kesit alanı arasındaki büyük farkı göze çarpmaktadır. Diğer kesit alanları arasındaki farklar incelendiğinde 3. ve 4. kesit arasındaki büyük alan farkı salyangoz tasarımında hataların varlığını göstermektedir. Bu nedenle tasarım işlemlerinde salyangoz tasarımı da yapılmıştır. Salyangoz tasarımında tasarlanan pompa çarkının tasarım parametreleri kullanılmıştır. Tasarım santrifüj pompası için tasarlanan salyangoz modelinde dairesel kesitler ile tasarım yapılmıştır. Salyangoz tasarımında Şekil 3.23'de verildiği üzere 0-10 kesitleri arasındaki kesitlerde doğrusal bir alan artışı sağlanması hedeflenerek tasarım yapılmıştır. 10. Salyangoz kesiti sonrasındaki kesitlerde, 15. salyangoz kesit alanı belirlenerek kesit alanlarında doğrusal artış hedeflenerek salyangoz akış hacmi oluşturulmuştur.

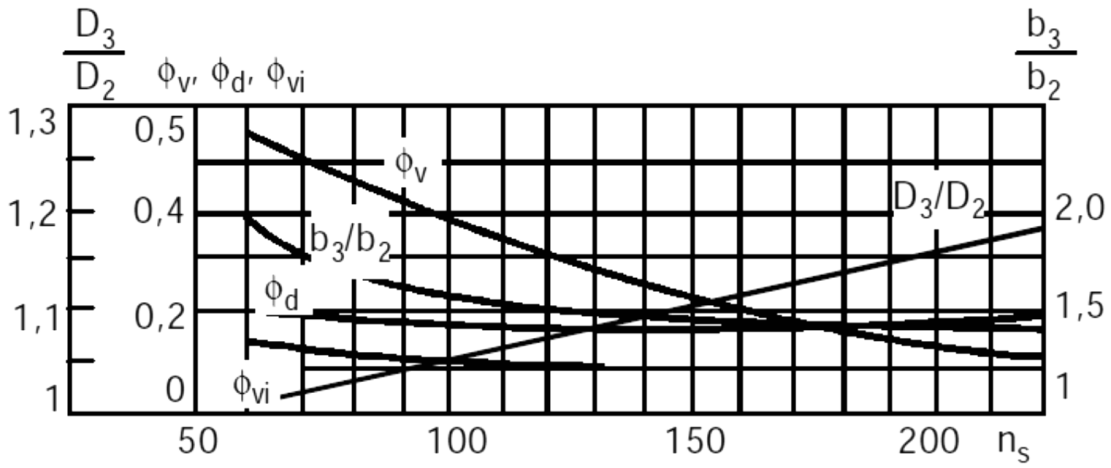
Salyangoz tasarımında iki farklı yöntem kullanılmaktadır. İlk yöntem (serbest girdap modeli yöntemi) olarak akım hızının momenti sabit kabul edilmektedir. Bu yöntemde akım hızı momentinin hesabı için kullanılan bağıntı sürtünmesiz ve ideal akışlarda kullanılabilecek bir ifadedir. Salyangoz tasarımı için kullanılan ikinci yöntem ise incelenen kesitlerde sabit akım hızı ifadesidir (Gökelim, 2001).

Salyangoz tasarımında Şekil 3.24'de belirtilen θ açısının 0-360º arasında yer alan her bir kesitten doğrusal artan debi miktarı göz önüne alınarak r mesafesi elde edilmiştir. Hesaplamalarda 0º için dil bölgesine teğet ve salyangoz merkezinden geçen doğru referans alınmıştır ve her bir kesitte ortalama hızın sabit olduğu kabul edilmiştir. Ortalama hızın (C_u) elde edilebilmesi için aşağıda yer alan bağıntı kullanılmıştır. (Gökelim, 2001; Baysal, 1979).



Şekil 3.24. Salyangoz radyal düzlemde kesit görünümü

$$C_u = \phi_v \sqrt{2gH_m} \tag{3.39}$$



Şekil 3.25. Salyangoz tasarım sabitleri (Srinivasan,2008)

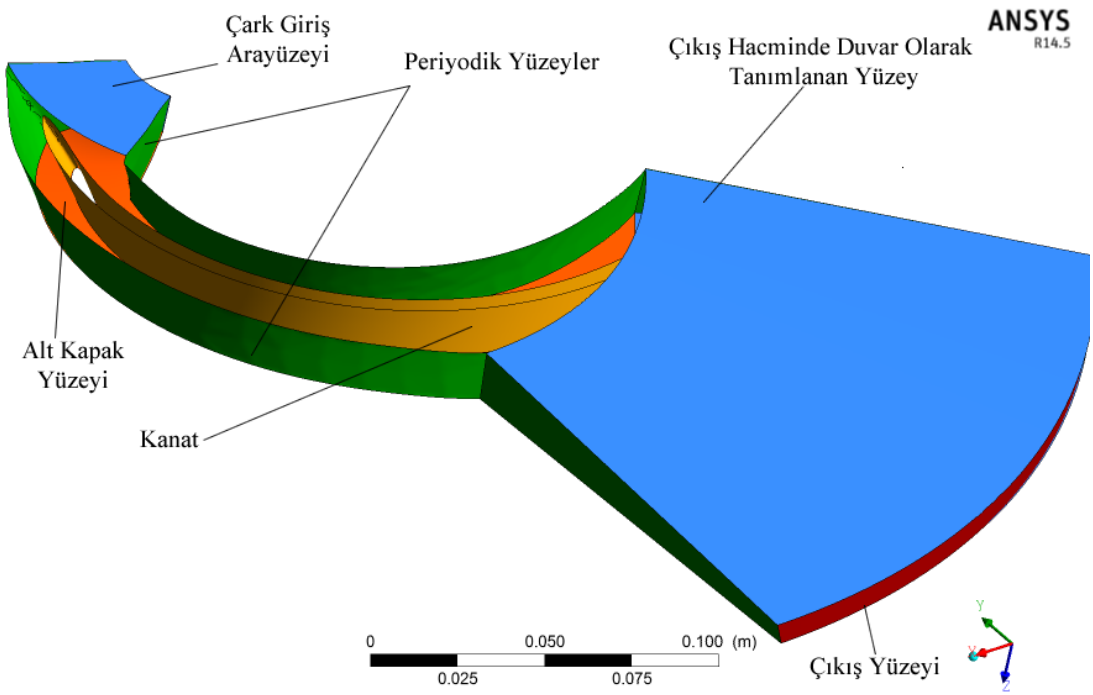
Denklem (3.39)'da ortalama hızın bulunabilmesi için kullanılan bağıntıda yer alan ϕ_v katsayısı amprik bir katsayıdır ve çark tasarım parametrelerinden η_q özgül hız değerine göre Şekil 3.25'de verilen grafikten seçilmiştir. Salyangoz kesitlerinde sürtünmenin etkisi ve düzensiz hız dağılımları sebebiyle tasarımlarda ϕ_v katsayısı kullanılmaktadır. Şekil 3.25'den faydalanılarak hesaplanan η_s değerine göre D_3/D_2 ve b_3/b_2 verileri elde edilmiş ve tasarlanacak salyangoza ait D_3 ve b_3 değerleri hesaplanmıştır. Ayrıca incelenen her bir dairesel kesitin yarıçapları, kesit için belirlenen akışkan hacimsel debi değeri ve sabit akım hızı kullanılarak bulunmuştur. Bu yarıçap değerlerinin Denklem (3.40) ve Denklem (3.41)'de yer alan ifadeler kullanılmıştır (Gökelim, 2001; Baysal, 1979).

$$A_\theta \times C_v = Q_\theta \tag{3.40}$$

$$A_\theta = \pi \times r_\theta{}^2 \tag{3.41}$$

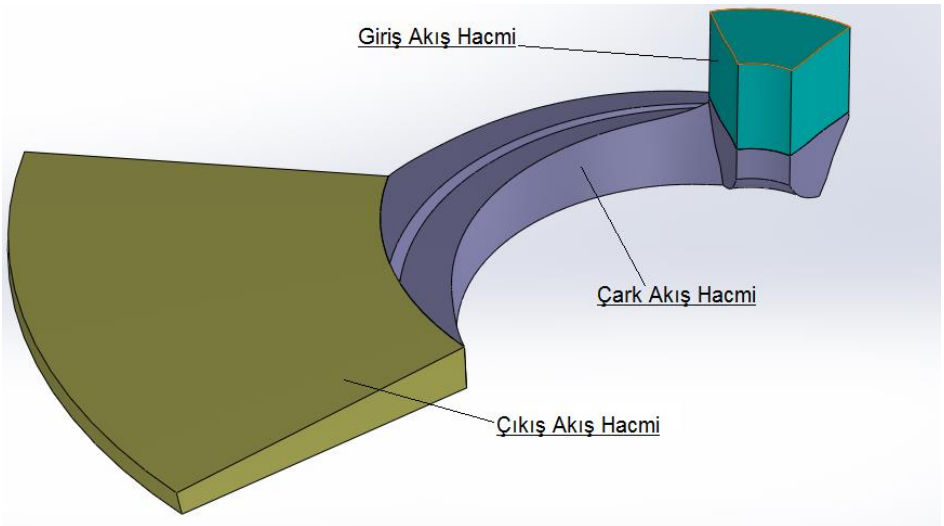
3.6. Akış Hacimlerinin Oluşturulması

BladeGen programı, tasarlanan bir turbo makine elemanının periyodik analizine uygun olarak akış hacmini oluşturmakta ve bu akış hacmini dönme ekseni "Z" ekseni olacak şekilde düzlemlere yerleştirmektedir.



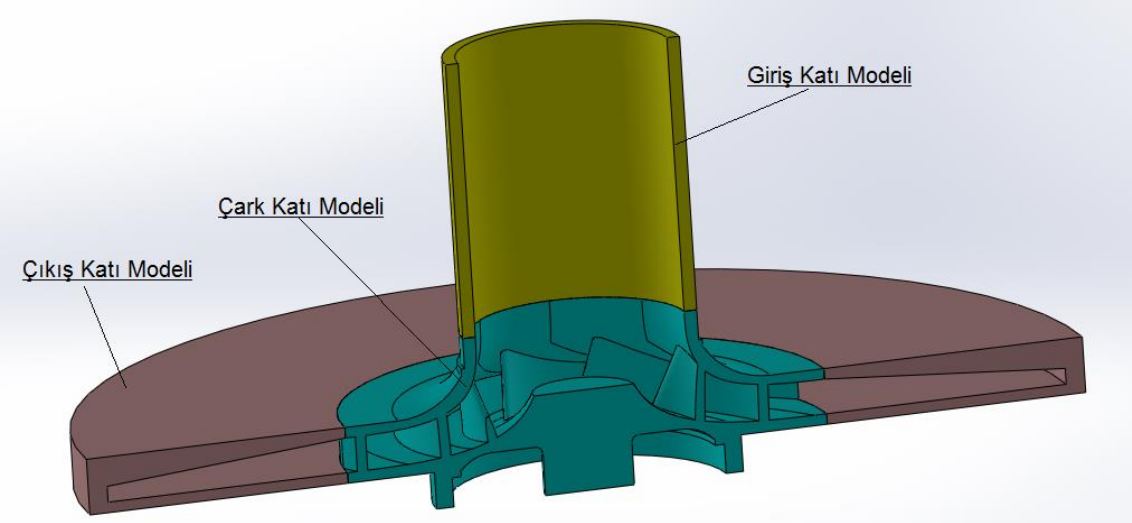
Şekil 3.26. Periyodik analiz için tanımlanan yüzeyler

Çark içinde akış incelendiğinde çark çıkışına yakın bölgelerde jet akışlar meydana gelmektedir. Bu nedenle Şekil 3.26'da verildiği üzere BladeGen programında çıkış yüzeyi, çark çıkışındaki toplam akış alanı değiştirilmeksizin daha büyük bir çap değerine uzatılmış ve çarktan bağımsız bir çıkış hacmi oluşturulmuştur. Ayrıca bu sayısal analizde akışkana tanımlanan gelişmiş akış şartını sağlayabilmek için çark giriş ara yüzeyine de uygulanmış ve yine çark akış hacminden bağımsız bir giriş akış hacmi oluşturulmuştur.



Şekil 3.27. Tasarlanan çark periyodik analiz için oluşturulan akış hacimleri

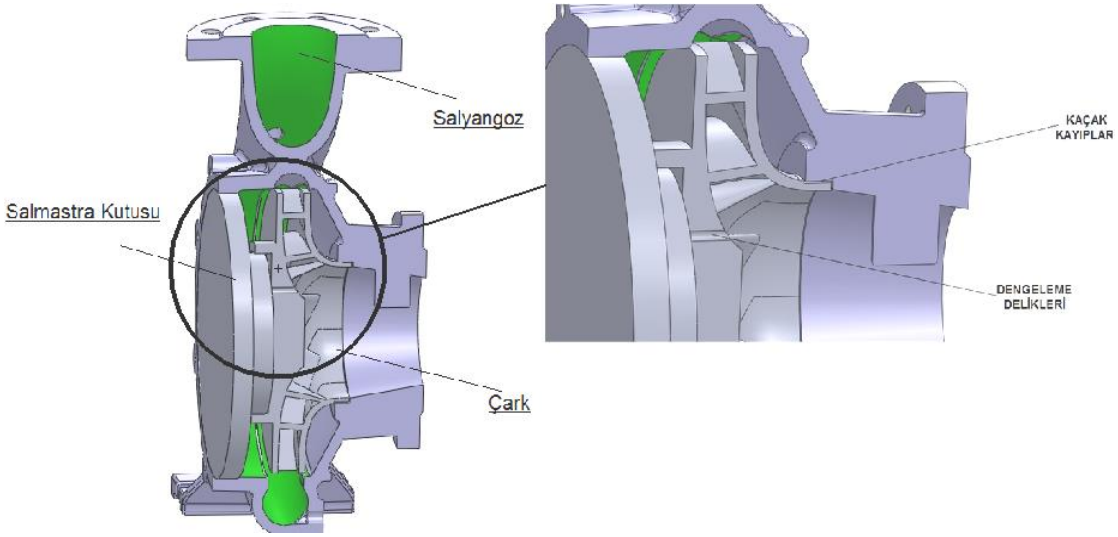
BladeGen programından çark akış hacmi tek bir hacim olarak alınmaktadır. Çark içindeki akışın fiziğine müdahale edilmemesi için çark giriş ve çıkış yüzeylerinden itibaren kesme işlemi uygulanmış ve tek akış hacmi 3 farklı akış hacmine bölünmüştür. Şekil 3.27'de tekil çark analizi için hazırlanan çark akış hacmi verilmiştir. Yeni tasarım çarkının akış hacmi ise Şekil 3.28'de verildiği gibi yine çark çıkışında çıkış alan değerleri sabit tutularak elde edilen üç adet katı model ile oluşturulmuştur.



Şekil 3.28. Mevcut santrifüj pompa çarkı tekil analizi için oluşturulan katı modellerin kesit görünümü

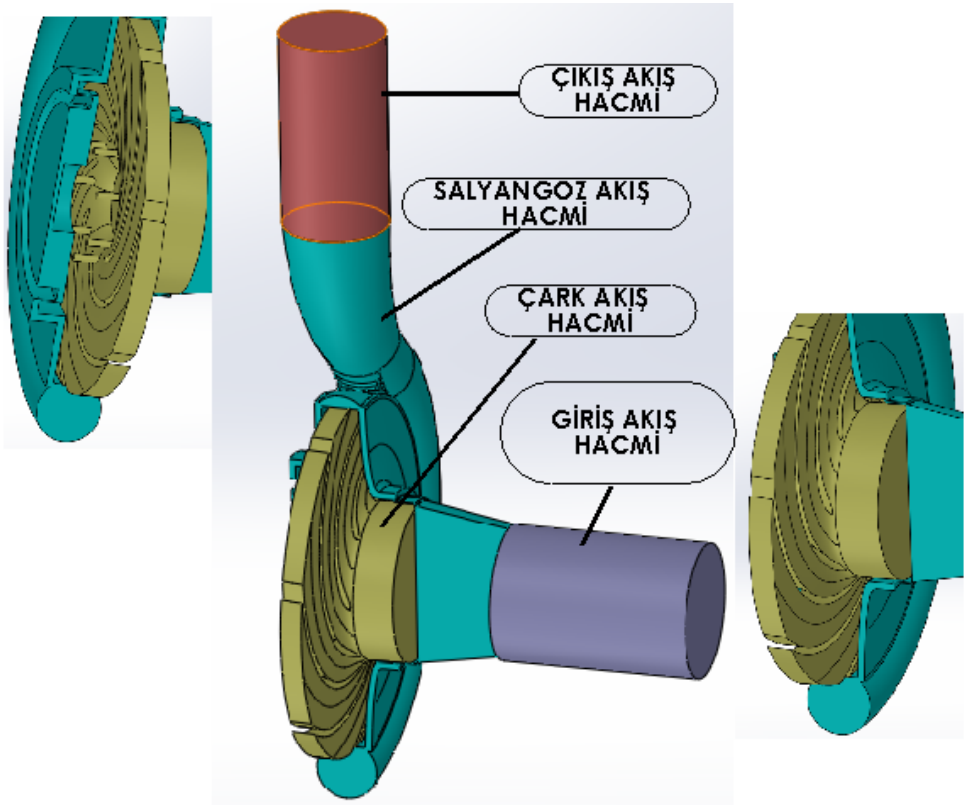
Yeni tasarım çark için yapılacak olan tekil çark analizinin ilk aşamasında oluşturulan bu katı modeller Ansys programının DesingModeler modülüne aktarılmıştır. Çark giriş yüzeyi "XY" düzlemine yerleştirildikten sonra çark giriş, çıkış yüzeyine ve giriş katı modeline kapaklar atılıp doldurulmuştur. Yapılacak olan periyodik tekil çark analizi için oluşturulan bu üç farklı akış hacminden yalnızca bir akım pasajı alınmıştır.

Santrifüj pompaların akış hacimlerinin oluşturması evresine çark katı modellerinin imalata uygun hale getirilmesi ile başlanılmıştır. İmalat çizimleri tamamlanan çark katı modelleri, uygulamanın yapılacağı pompa elemanlarının katı modelleri ile Solidworks programında montajları yapılmıştır. Bu montajlama işlemlerinde Şekil 3.29'da görüldüğü üzere salyangoz girişi yüzeyinin orta düzlemi ile çark çıkış yüzeyinin orta düzlemi çakıştırılmıştır. Ayrıca kaçak kayıplarının pompa performansına etkisini incelemek adına çarkın, salmastra kutusu ve salyangoz ile yataklandığı yüzeyler arasında gerçeğe uygun boşluklar bırakılmıştır.

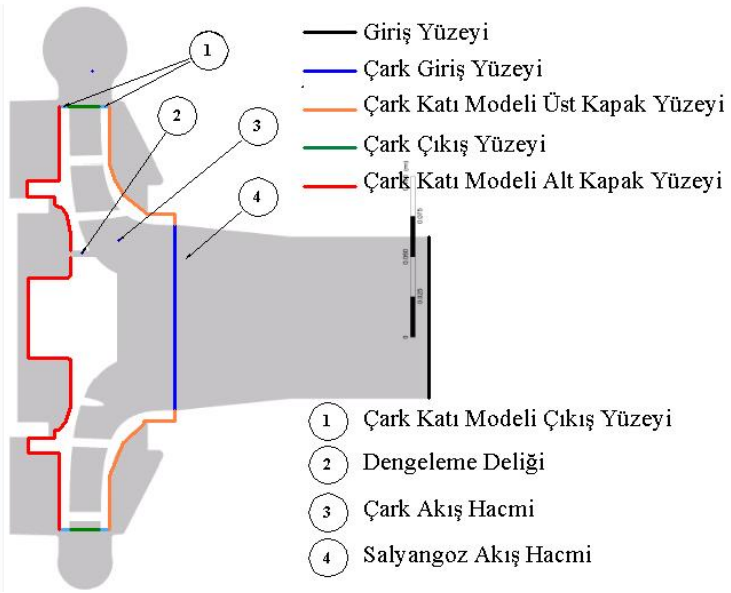


Şekil 3.29. Montajlanmış katı modeller

Oluşturulan montaj modelleri Ansys programının DesignModeler modülüne aktarılıp, salyangoz giriş yüzeyi ilk olarak "Z" eksenine dik olacak şekilde "X-Y" düzlemine yerleştirilmiştir. Giriş yüzeyine, çıkış yüzeyine salyangoz giriş ve çıkış yüzeyine, çark giriş ve çıkış yüzeyine kapaklar atılıp doldurma komutu ile akış hacmi oluşturulmuştur. Şekil 3.30'da verildiği üzere, ara yüzeylere atılan kapaklar ile sayısal problemin inceleneceği dört adet akış hacmi elde edilmiştir. Pompalar için bu oluşturulan akış hacimleri oldukça karmaşık geometriler olduğu için sayısal ağ oluşturmadan önce temizleme ve yüzey dikme işlemleri uygulanmıştır. Akış hacimlerinin sayısal ağ oluşturulmasına hazır hale getirilmesinin ardından sayısal çözümlemelerde tanımlanacağı yüzeyler isimlendirilmiştir. Şekil 3.31'de santrifüj pompa akış hacminin meridyenel düzlemdeki kesit görünümü üzerinde, sayısal ağın oluşturulması evresi öncesinde tanımlanan yüzeyler verilmiştir.



Şekil 3.30. Tasarım santrifüj pompa akış hacimleri



Şekil 3.31. Mevcut santrifüj pompa akış hacmi meridyenel düzlemdeki kesiti

3.7. Sayısal Çözüm Ağının Oluşturulması

Bu kısımda oluşturulan akış hacimleri üzerinde sayısal ağ tabakası oluşturulmuştur. Sayısal çözümlemenin yapılabilmesi için oluşturulan akış hacimlerinin küçük hücrelere ayrılması ve her bir hücrede korunum denklemlerinin çözümlenmesi

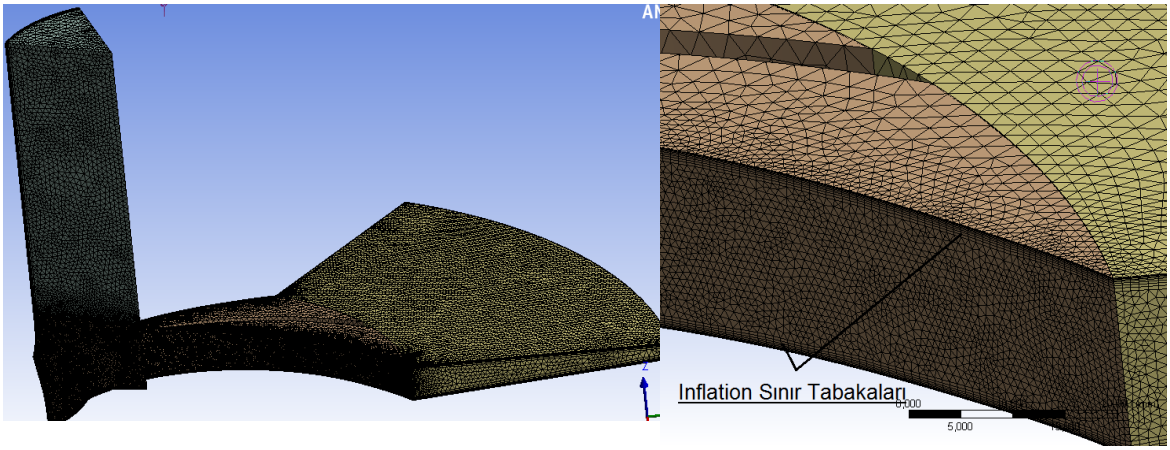
gerekmektedir. Hücre sayısındaki artış pompa içindeki akış probleminin daha detaylı irdelenmesi sağlarken aynı zamanda çözümleme sürecini de artırmaktadır. Buna rağmen hücre sayısının artışı çözümde meydana gelebilecek hataları da azaltmaktadır. Bu nedenle akış probleminin çözümünde uygun sayısal ağın oluşturulması oldukça önemlidir.

Duvar olarak tanımlanan yüzeylere yakın her hangi bir bölge incelendiğinde hız profilinde büyük değişimlerin gözlenmesi gerekmektedir. Bu durum yapılan sayısal analizler için oldukça önemli olup bu hız gradyanları elde edilmelidir. Bu yüzden özellikle türbülanslı akışın tanımlandığı sayısal analizlerde çözüm ağında duvar olarak tanımlanan yüzeylere yakın bölgelere ağ tabakaları atılarak bu oluşumlar gözlemlenebilir. Ağ tabakaları ile duvara yakın olan bölgelerde daha düzenli çözüm ağı oluşturulabilmektedir. Bununla birlikte ağ tabakaları akış probleminin çözümü için kullanılacak olan türbülans modeline uygun olarak oluşturulmalıdır (Anonymous, 2013a).

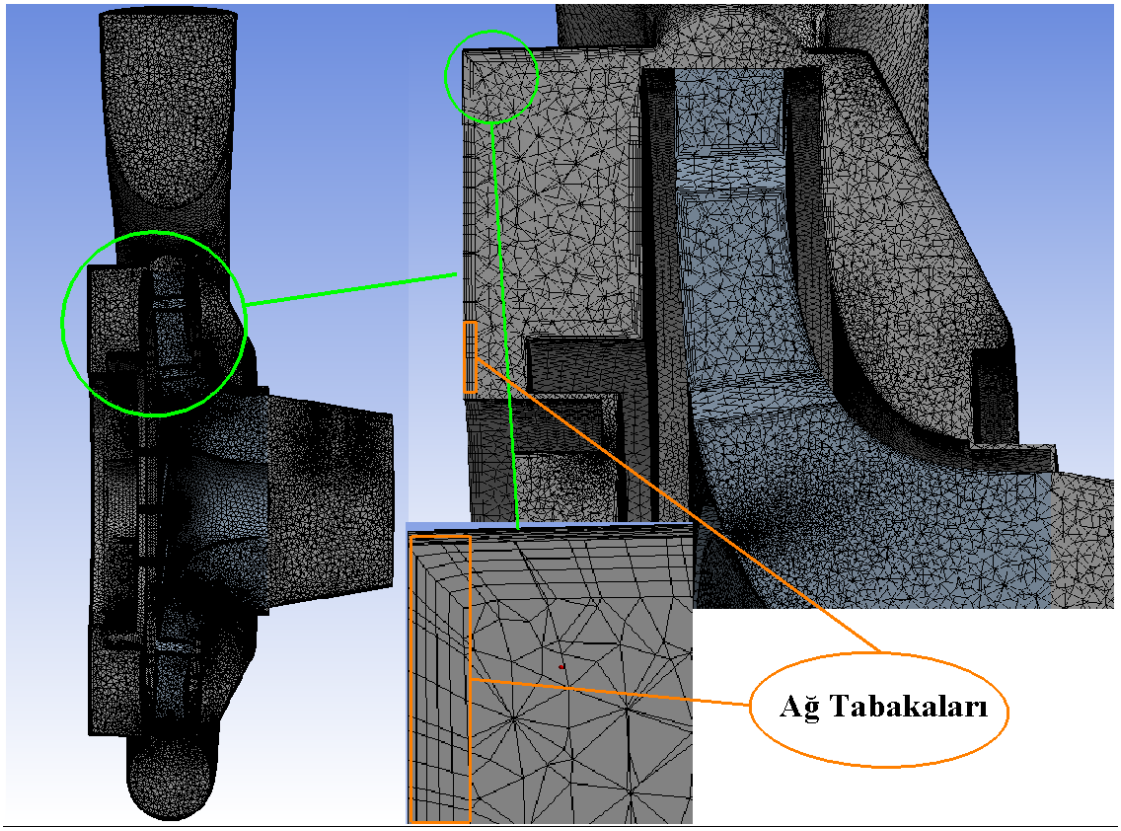
Bu çalışmada mevcut santrifüj pompa sayısal analizi ve periyodik tekil çark analizleri için Şekil 3.32 ve 3.33'de verildiği üzere dörtgen hibrit yapıda elemanlar kullanılarak ANSYS programında çözüm ağları oluşturulmuştur. Periyodik tekil çark analizleri için çözüm ağlarında 7 adet ağ tabakası ve $11\text{x}10^5$ ile $12\text{x}10^5$ arasında değişen hücre kullanılmıştır. Ağ tabakaları yumuşak geçiş yöntemi ile oluşturulmuştur.

Mevcut ve tasarım santrifüj pompa akış hacimleri için oluşturulan çözüm ağlarında beş adet ağ tabakası ve $30\text{x}10^6$ ile $40\text{x}10^6$ arasında değişen hücre kullanılmıştır. Ağ tabakaları oluşturulurken yine yumuşak geçiş (smooth translation) seçeneği kullanılmıştır. Yumuşak geçiş seçeneğinde toplam tabaka yüksekliği ve başlangıç yüksekliği hesaplanabilmesi için yerel dörtyüzlü hücre boyutu kullanılır ve böylece mevcut çözüm ağı ile oluşturulan ağ tabakası arasındaki geçiş düzenli hale getirilir. Ağ tabakalarının yüksekliğinin belirlenmesinde Denklem (3.42)'de verilen ifade kullanılmıştır. Denklem (3.42)'de verilen ifade de "H" son hücre yüksekliği, "h" ilk hücre yüksekliği, "g" büyüme oranı, "n" tabaka sayısını ifade etmektedir. Program ara yüzünde tabaka sayısı ve büyüme oranı kullanıcıya bırakılmıştır ve bu çalışmada büyüme oranı 1.2 alınmıştır. Ayrıca kaçak kayıp bölgelerinde ve kanat giriş uçlarında hücre boyutu küçültülerek, bu bölgelerde bulunan hücre yoğunluğu arttırılmıştır (Anonymous, 2013b).

$$H = h.(g^{n-1}) \qquad (3.42)$$



Şekil 3.32. Tekil çark analizleri için oluşturulan çözüm ağı



Şekil 3.33. Mevcut santrifüj pompa sayısal analizi için oluşturulan çözüm ağı

3.8. Akış Probleminin Tanımlanması

. Oluşturulan dört farklı akış hacminden çark akış hacmine Z ekseni doğrultusunda 1480 dev/dk değerinde bir dairesel hareket tanımlanmıştır. Program ara yüzüne salyangoz, giriş ve çıkış akış hacimleri ise sabit olarak girilmiştir. Periyodik tekil çark analizlerinde en verimli nokta referans alınmış ve sınır koşulları olarak

Çizelge 3.1‘de yer alan verilere göre analiz yapılmıştır. Santrifüj pompaların sayısal analizlerinde sınır koşulları olarak Çizelge 3.2'de verilen değerler ve santrifüj pompa sayısal analizlerinde on üç farklı çalışma noktası kullanılmıştır. Yüzey pürüzlülük yükseklikleri için Çizelge 3.4‘de yer alan değerler alınmıştır. Giriş ve çıkış sınır şartları için tanımlanan hidrolik çap değerlerinin hesaplanabilmesi için Denklem (3.43) ve (3.44) kullanılmıştır. Denklem (3.43)‘de verilen eşitlik dairesel borular için kullanılırken, “D” ifadesi boru iç çapıdır. Denklem (3.44)’de verilen eşitlik ise dikdörtgen kanallar için kullanılmaktadır.

$$D_h = \frac{4(\pi D^2/4)}{\pi D} = D \tag{3.43}$$

$$D_h = \frac{2ab}{a+b} \tag{3.44}$$

Çizelge 3.1. Periyodik tekil çark akış analizleri sınır şartları

Sınır koşulları	Giriş	Çıkış	Alt kapak Üst kapak Kanat
Kütlesel debi (kg/s)	3.57	-	-
Türbülans yoğunluğu (%)	3.25	3.5	-
Hidrolik çap(mm)	117.3	10	-
Basma yüksekliği (kPa)	-	290	-
Pürüzlülük yüksekliği (mm)	-	-	0.3
Pürüzlülük sabiti	-	-	0.5
Yüzeyin bağlı olduğu akış hacmine göre bağıl hızı (dev/dk)	-	-	0

Çizelge 3.2. Mevcut ve tasarım santrifüj pompaların akış analizleri sınır şartları

Sınır koşulları	Giriş	Çıkış	Alt kapak, Üst kapak, Kanat	Çark katı modelinin çıkış, üst ve alt kapak yüzeyleri	Salyangoz akış hacminde duvar olarak tanımlanan yüzeyleri
Kütlesel debi (kg/s)	7.22-40	-	-	-	-
Türbülans yoğunluğu (%)	3.25	3.5	-	-	-
Hidrolik çap(mm)	100	80	-	-	-
Basma yüksekliği (kPa)	-	220	-	-	-
Pürüzlülük yüksekliği (mm)	-	-	0.3	0.03	0.3
Pürüzlülük sabiti	-		0.5	0.5	0.5
Yüzeyin bağlı olduğu akış hacmine göre bağıl hızı (dev/dk)	-	-	0	1480	-

3.8.1. k-ε türbülans modeli

Pompa içi akış problemlerinde sıkıştırılamaz akışkan kabulü ile kütle korunumu ve 3 boyutlu momentum denklemleri kullanılmıştır. Ayrıca pompa içi akışlarda ısı transferinin meydana gelmediği kabul edilerek sayısal problemlerin çözümlerinde enerji denklemleri çözümlemeye dahil edilmemiştir. Sayısal problemlerin çözümünde kullanılan kütle korunumu denkleminin genel formu Denklem (3.45)'de verilmiştir (Çengel ve Cimbala, 2008).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla . (\rho \overrightarrow{v_r}) = 0 \tag{3.45}$$

Denklem (3.45)'de verilen kütle korunumu denkleminin sıkıştırılmaz akışlar için düzenlenmiş formu Denklem (3.46)'da verilmiştir (Çengel ve Cimbala, 2008).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{3.46}$$

Momentum denkleminin genel formu Denklem (3.47)'de verilmiştir (Kaya, 2009).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla . (\rho \vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \rho \vec{g} + \vec{F} \tag{3.47}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}_r) + \nabla(\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho(2\vec{\omega} \times \vec{v}_r + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r} + \vec{a} \times \vec{r} + \vec{a}) - \nabla p + \bar{\bar{\tau}}_r + \vec{F} \tag{3.48}$$

Denklem (3.47)'de verilen ifade de görüldüğü üzere momentum denklemi 4 ivme terimi içermektedir. Bunlar ikisi Coriolis ivmelenmesi ($2\vec{\omega} \times \vec{v}_r$) ve merkezcil ivmelenmedir ($\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}$). Üçüncü ve dördüncü terimler ise dairesel hızın değişkenliği ve doğrusal hızdan kaynaklanmaktadır (Kaya, 2009).

Türbülanslı akış analizleri için farklı türbülans modelleri kullanılmaktadır. LES yöntemi ile türbülans girdaplarının büyük ölçekli daimi olmayan özellikleri çözülmektedir. Küçük ölçekli türbülans girdapları ise modellenmektedir. LES yöntemi ile yapılan çözümlemeler zaman almaktadır ve bu yöntem ile yapılan çözümlemeler için gerekli bilgisayar gereksinimlerini karşılamak güçtür. Spalart-Allmaras modelinde türbülanslı viskozite için tek bir transport denklem çözülmektedir. Santrifüj pompalar

gibi karmaşık iç akış çözümlemelerinde Spalart-Allmaras modeli yetersiz kalmaktadır. "k-ε" ve "k-ω" türbülans modellerinde ise süreklilik ve momentum denklemlerinin yanında iki farklı transport denklem daha çözülmektedir. Reynolds gerilme modelinde, Reynolds gerilme tensöründeki tüm terimler için ayrı transport denklemler çözülmektedir. 3 boyutlu akış problemlerinde bu nedenle ilave olarak 7 adet transport denklem kullanılmaktadır. Bu çalışmada karmaşık akış problemleri, kullanılan ağ yapısı ve gerekli bilgisayar donanımları nedeniyle sayısal analizler için realizable k-ε türbülans modeli kullanılmıştır (Kaya, 2009).

"k- ε" türbülans modeli ile çözümlemelerde türbülans kinetik enerji "k" ve türbülans yitim hızı "ε" için 2 transport denklem kullanılmaktadır. Akış problemi bu transport denklemleri ve bir duvar fonksiyonu ile çözümlenmektedir. Türbülans üretimi lokal hız çalkantıları ile hesaplanmaktadır. Türbülans kinetik enerji ve onun yitim hızına dair hesaplamalarda Denklem (3.49) ve Denklem (3.50)'de verilen eşitlikler kullanılmaktadır. Türbülans kinetik enerji üretimi G_k büyüklüğünün hesaplanması için kullanılan eşitlik Denklem (3.51)'de verilmiştir. Bu türbülans modeli kullanıldığında giriş ve çıkış sınır koşulları için türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap değerleri belirtilmesi gerekmektedir (Kaya, 2009; Anonymous, 2013b).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon - Y_M \qquad (3.49)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} + C_{1_\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(C_{3_\varepsilon}G_b) \qquad (3.50)$$

$$G_K = -\rho\overline{u'_\imath u'_\jmath}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} \qquad (3.51)$$

$$C_1 = \max\left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5}\right] \qquad (3.52)$$

$$\eta = S\frac{k}{\varepsilon} \qquad (3.53)$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \qquad (3.54)$$

Denklem (3.49) ve (3.50)'de yer alan G_k büyüklüğü hız çalkantılarına bağlı olarak ortaya çıkan türbülans kinetik enerjisi üretimini ve G_b ise kaldırma kuvvetine bağlı olarak meydana gelen türbülans kinetik enerji üretiminin ifade etmektedir. $Y_M$ise sıkıştırılabilir akışlar için çalkantılı dilatasyon katsayısıdır.C_{1_ε}, C_{2_ε}, C_{3_ε}, σ_k, σ_ε büyüklükleri ise k ve ε değerleri için türbülanslı Prandtl sayılarıdır (Anonymous,

2013b). Denklem (3.49) ve (3.50) denklemleri 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. Denklem (3.49) ve (3.50)'de yer alan transport denklemler yeniden düzenlenmiş halleri Denklem (3.55) ve (3.56)'da verilmiştir. Ayrıca μ_t türbülanslı viskozite değeri için C_μ sabit olmak üzere Denklem (3.57)'de yer alan eşitlik kullanılmıştır (Anonymous, 2013b).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] + G_k + G_b - \rho\varepsilon \tag{3.55}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right] + \rho C_1 - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v\varepsilon}} \tag{3.56}$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3.57}$$

Bu çalışmada kullanılan realizable k-ε türbülans modelinde sabitler $C_{1_\varepsilon} = 1.44$, $C_2 = 1.9$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1.2$ olarak alınmıştır (Anonymous, 2013b). Türbülans kinetik enerji teriminin belirlenmesinde Reynolds gerilme tensörlerinden yararlanılmaktadır ve türbülans kinetik enerji değerlerinin belirlenmesinde Denklem (3.58)'de yer alan eşitlik kullanılmıştır. Ayrıca türbülans seviyesi olarak tanımlanan türbülans yoğunluğu için Denklem (3.59)'da yer alan eşitlik kullanılmıştır. Tam gelişmiş boru akışlarında türbülans yoğunluğu için Denklem (3.60)'da yer alan eşitlikten yararlanılmaktadır (Anonymous, 2013d).

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_ı' u_ı'} \tag{3.58}$$

$$I \equiv \frac{u'}{U} \tag{3.59}$$

$$I = 0.16 {Re_{dh}}^{-1/8} \tag{3.60}$$

3.8.2. Duvar fonksiyonları

Herhangi bir akış probleminde duvar olarak tanımlanan yüzeylerin kayıplar üzerindeki etkisi büyüktür. Bu nedenle akış problemi için doğru bir duvar fonksiyonu seçilmeli ve duvar yakınlarında yer alan hücre dağılımlarının kontrolü

gerçekleştirilmelidir. Duvar yüzeylerde kaymama koşulunun varlığı nedeniyle etkilenen türbülansı, bu yüzeylerde sağlanması gerekmektedir. Duvar olarak tanımlanan yüzeylere yakın bölgelerin türbülans üzerine farklı etkileri vardır ve y^+ değerleri kontrol edilmelidir. y^+değeri için Denklem (3.61)'de tanımlanan eşitlik kullanılmaktadır. Denklem (3.61)'de verilen eşitlikte, "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. Duvar fonksiyonları duvar olarak tanımlanan yüzeylere yakın hücrelerde akışın fiziğini karşılamak amacı ile kullanılan ve çözüm değişkenleri üzerine etki eden yarı deneysel fonksiyonlardır. Bu fonksiyonlar, ortalama hız ve sıcaklık için duvar kanunları ve duvar yakınlarında türbülans miktarı formüllerini içermektedir. Bu çalışmada non-equilibrium ve standart duvar fonksiyonları" kullanılmıştır. Non-equilibrium duvar fonksiyonları, k-ε ve Reynolds stress türbülans modellerinde kullanılabilen bir duvar fonksiyonudur (Anonymous, 2013c).

$$y^+ \equiv \frac{u_* y}{v} \tag{3.61}$$

$$\frac{\tilde{U} C_\mu{}^{1/4} k^{1/2}}{\tau_w/\rho} = \frac{1}{\kappa} \ln\left(E \frac{\rho C_\mu{}^{1/4} k^{1/2} y}{\mu}\right) \tag{3.62}$$

$$y_v \equiv \frac{\mu y_v{}^*}{\rho C_\mu{}^{1/4} k^{1/2}} \tag{3.63}$$

$$\overline{G_K} \equiv \frac{1}{\kappa y_n} \frac{\tau_w{}^2}{\rho C_\mu{}^{1/4} k^{1/2}} \ln\left(\frac{y_n}{y_v}\right) \tag{3.64}$$

$$\bar{\varepsilon} \equiv \frac{1}{y_n}\left[\frac{2v}{y_v} + \frac{k_A{}^{1/2}}{C_l{}^*} \ln\left(\frac{y_n}{y_v}\right)\right] k_A \tag{3.65}$$

Yukarıda yer alan denklemlerde "y_v" fiziksel viskoz alt tabaka kalınlığı, "y_n" hücre yüksekliği, "$y_v{}^*$" sabit olup 11.225 olarak alınmaktadır. "k_A" A olarak tanımlanmış bir noktadaki türbülans kinetik enerji, "κ" von karman sabitidir ve 0.4187 alınmıştır. "E"amprik bir katsayı olup hesaplamalarda 9.793 olarak alınmıştır. $\overline{G_K}$ türbülans kinetik enerji üretimi, "$\bar{\varepsilon}$" ise hücre ortalamalı yitim oranıdır (Anonymous, 2014). Ayrıca standart duvar fonksiyonları ile yapılan çözümlemelerde aşağıda yer alan eşitlikler kullanılmıştır (Kaya, 2009).

$$U^* = \frac{U_A C_\mu^{1/4} k_A^{1/2}}{\tau_w/\rho} \tag{3.66}$$

$$y^* = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_A^{1/2} y_A}{\mu} \tag{3.67}$$

$$G_k = \tau_w \frac{\tau_w}{\kappa \rho C_\mu^{1/4} k_A^{1/2} y_A} \tag{3.68}$$

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{3/4} k_A^{3/2}}{\kappa y_A} \tag{3.69}$$

3.9. Kavitasyonun Modellenmesi

Pompa içerisinde iletilen sıvının basıncı, bu sıvıya ait buhar basıncından daha düşük seviyelere inmesi sonrası buharlaşma meydana gelmektedir. Buharlaşma sonrası meydana gelen kabarcıklar, düşük basınç bölgesinden uzaklaştıkça tekrar sıvı hale geçebilmektedirler. Bu dönüşüm sonrası pompa elemanları üzerinde büyük sıvı darbeleri oluşabilmektedir. Kavitasyon olarak tanımlanan bu darbeler özellikle çark katı geometrisi üzerinde büyük hasarlar oluşturabilmektedir. Uygulama anında kavitasyon olayının gözlenmemesi için pompa içerisindeki yerel basıncın buhar basıncının üzerinde olması gerekmektedir. Bu nedenle pompa için net pozitif emme yükü (NPEY) hesaplanmalıdır. Denklem (3.70)'de net pozitif emme yükünün belirlenmesinde kullanılan eşitlik verilmiştir. Bu çalışmada mevcut ve tasarım santrifüj pompaların en verimli çalışma noktası ($\dot{Q} = 100\ m^3/h$) referans alınarak sayısal analizler yapılmıştır. Sayısal analizlerde kullanılan sınır şartları ve akışkan özellikleri Çizelge 3.3'de verilmiştir. Analizlerde 30 C°'deki suyun buhar ve sıvı fazları tanımlanmıştır. Giriş yüzeyinden sadece sıvı fazda bir karışımın geçtiği kabul edilmiştir. Kavitasyon analizlerinde Schnerr ve Sauer Modeli kullanılmıştır. Schnerr ve Sauer Modeli ile aşağıda verilen denklemler çözümlenerek sıvı fazdan buhar fazına aktarılan buhar hacim oranı elde edilmiştir.

$$NPEY = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}\right)_{\text{pompa girişi}} - \frac{P_v}{\rho g} \tag{3.70}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha' \rho_v) + \nabla\left(\alpha' \rho_v \vec{V}\right) = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{D_\alpha}{D_t} \tag{3.71}$$

$$R = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \frac{d_{\alpha'}}{d_t} \tag{3.72}$$

$$\alpha' = \frac{n_b \frac{4}{3}\pi \Re_B{}^3}{1 + \frac{4}{3} n_b \pi \Re_B{}^3} \tag{3.73}$$

Denklem (3.71)'de buhar hacim oranı denkleminin gelen formu verilmiştir. Yukarıda verilen denklemlerde "ρ_v" buhar yoğunluğu, "ρ_l" sıvı yoğunluğunu, "α'" buhar hacim oranını, "n_b" baloncuk yoğunluğu sayısını, "$\Re_B$" baloncuk çaplarını ifade etmektedir (Anonymous, 2013b).

Çizelge 3.3. Kavitasyon analizlerinde kullanılan modeller ve sınır şartları

	Mevcut Santrifüj Pompa	Tasarım Santrifüj Pompa
Türbülans modeli	k-ε türbülans modeli	k-ε türbülans modeli
Kavitasyon modeli	Schnerr-Sauer Modeli	Schnerr-Sauer Modeli
Suyun yoğunluğu (kg/m³)	1000	1000
Suyun viskozitesi (kg $m^{-1}.s^{-1}$)	0.001	0.001
Su buharının yoğunluğu (kg/m³)	0.02558	0.02558
Su buharının viskozitesi (kg $m^{-1}.s^{-1}$)	$1.26x10^{-6}$	$1.26x10^{-6}$
Buharlaşma basıncı (kPa)	3.54	3.54
Baloncuk sayısı yoğunluğu (kg/m³)	$1x10^{13}$	$1x10^{13}$
Devir sayısı (d/d)	1480	1480
Karışımın giriş hızı (giriş sınır şartı) (m/s)	3.154	3.013
Karışımın çıkış basıncı (çıkış sınır şartı) (kPa)	180	180

3.10. Yüzey Pürüzlülüğü

Yüzey pürüzlülüğü mühendislikte, Reynolds sayısı yüksek olan akışları belirleyici bir özelliktir (Bhaganagar, 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 kavramı nedeniyle meydana gelmektedir (Gülich, 2008). Bu nedenle, endüstriyel uygulamalarda yüzey pürüzlülüğünü azaltmaya yönelik birçok uygulama yapılmaktadır. Farklı malzeme seçimi ve pompa elemanlarının akışkan ile temas eden yüzeylerine farklı kimyasal bileşenler ile kaplama yapılması bu uygulamalardan iki tanesidir. Kaplama yapılarak pürüzsüz sayılabilecek yüzeyler elde edilirken malzeme değişikliği ile var olan ortalama pürüzlülük tepelerinin yüksekliği de azaltılmaktadır.

Çizelge 3.4. Farklı yüzeylerde pürüzlülük yükseklikleri (Gülich, 2008)

Referans Yüzeyler	Pürüzlülük yüksekliği, ε (mm)
Cam, kaplamalar, haddelenmiş metal tüpler plastik ve cilalı yüzeyler	0.001 − 0.002
Yeni haddelenmiş çelik borular	0.02 – 0.1
Hafif haddelenmiş çelik borular	0.15 − 1
Ciddi oranda paslanmış çelik borular	1 −3
Dökme demir borular ve pompa elemanları	0.3 − 1
Beton borular	1 − 3

3.10.1 Sayısal analizlerde pürüzlülüğün tanımlanması

Pürüzlülüğün akış üzerine etkisi HAD kodlarında duvar olarak tanımlanan yüzey yakınlarındaki hız dağılımlarına dayanan duvar fonksiyonlarının düzenlenerek oluşturulan fonksiyonlar ile hesaplanabilmektedir. Sayısal analizlerde pürüzlülüğün etkisini akış problemine dâhil edebilmek için Denklem (3.74)'de verilen eşitlikler kullanılmıştır (Diwakar ve ark., 2009).

$$\frac{U_A u^*}{\tau_w/\rho} = \frac{1}{\kappa}\ln\left(E\frac{u^* y_A}{v}\right) - \Delta B \tag{3.74}$$

Denklem (3.74) 'de yer alan $U_A$ve y_A duvar olarak tanımlanan yüzeyle bitişik hücrenin merkezi olan A noktasında elde edilen hız ve yüksekliktir. τ_w kayma gerilmesi, "ρ" akışkan yoğunluğu, "u^*" sürtünme hızıdır. Denklem (3.74)'de belirtilen logaritma kanununun düzenlenmiş halinde yer alan ΔB ifadesi pürüzlülük fonksiyonudur. Pürüzlülük fonksiyonu Denklem (3.75)'de tanımlanmıştır (Diwakar ve ark., 2009).

$$\Delta B = \frac{1}{\kappa}\ln(1 + C_s K_S{}^+) \tag{3.75}$$

Denklem (3.75)'de yer alan ifade de "$K_S{}^+$" boyutsuz pürüzlülük yüksekliğidir. C_s pürüzlülük sabitidir ve değer aralığı 0 ile 1 arasındadır. $K_S{}^+$ büyüklüğü Denklem (3.76)'da tanımlanmıştır (Diwakar ve ark., 2009).

$$K_S{}^+ = \frac{u^* K_S}{v} \tag{3.76}$$

3.10.2. Pürüzlülüğün sürtünme kayıpları üzerine etkisi

Santrifüj pompa deneylerinde pürüzlülüğün, türbülanslı akışta akış direncini arttırdığını göstermektedir. Yalnız bu durum sadece pürüzlülük elemanlarının laminer alt tabaka üzerinde bir yükseklikte olması halinde geçerli olmaktadır. Laminer akışta, akışa karşı bir momentum değişimi olmadığı sürece pürüzlülüğün akış direnci üzerine bir etkisi görülmemektedir. Laminerden türbülanslı sınır tabakaya geçiş, Reynolds sayısına, yüzey pürüzlülüğüne, dış akış türbülansına, basınç gradyanlarına, duvar olarak tanımlanan yüzey eğriliğine bağlıdır ve tamamen pürüzlü bir yüzeyde kayıplar Reynolds sayısından bağımsız hale gelirken hızın karesi ile orantılı olarak artmaktadır. Eğer bu pürüzlülük tepeleri laminer alt tabaka içinde kalıyorsa bu duvarda, geçerli akış koşulları içerisinde sürtünme katsayısı çok küçük olmaktadır ve duvar pürüzsüz olarak tanımlanmaktadır. Reynolds sayısının artması ile sınır tabaka kalınlığı da düşmektedir ve izin verilen pürüzlülük yüksekliği de düşmektedir. Eğer pürüzlülük tepeleri laminer alt tabaka kalınlığının dışında kalıyor ise duvar pürüzlü olarak tanımlanmaktadır. Pürüzlü ve pürüzsüz arasında yer alan geçiş bölgesinde yüksek pürüzlülük tepelerinin laminer alt tabaka türbülans alanına çıkıntı yapması ile oluşabilmektedir. Sadece bu geçiş pürüzlülük tepeleri Reynolds sayısına ve pürüzlülüğe bağlı olarak akış direncini artırmaktadır. Pürüzlü yüzeyler sınır tabaka içinde akış hızını düşürmektedir ve bu nedenle büyük hidrolik kayıplar oluşmaktadır. Ayrıca sınır tabaka kalınlığı pürüzlülükle artmaktadır. Bu durumda hidrolik kayıplar büyümekte ve bu sınır tabaka kalınlığı ile duvar kayma gerilmeleri düşmektedir. Bununla birlikte akış içinde, pürüzlülük tepelerinin oluşturduğu direnç sebebiyle girdap oluşumu da gözlemlenmektedir. Akış içinde oluşan girdaplar ile yerel basınç kayıpları meydana gelmekle beraber çark içinde kavitasyon oluşum ihtimali de artmaktadır. Özellikle çark içindeki kavitasyon sonucu çark yüzeylerinde deformasyonlar oluşmakta ve akış yapısı bozulmaktadır. Akış yapısında meydana gelen bu değişimler hidrolik kayıplarda büyümelere neden olmaktadır (Gülich, 2008).

3.10.3. Poliüretan kaplama

Poliüretan kaplama yüzey pürüzlülüğünü azaltmaya yönelik pompa elemanlarının akışkan ile temas halindeki yüzeylerine yapılan bir uygulamadır. Ayrıca poliüretan kaplama korozyona, aşınmaya ve kavitasyona karşı yapılan bir uygulamadır. Poliüretan kaplama mevcut santrifüj pompanın çark ve salyangozuna uygulanmış ve kaplama işlemi 3 basamakta gerçekleştirilmiştir.

3.10.3.1. Yüzey hazırlama

Özellikle döküm ile üretilen bu parçaların kumlama sonrası her ne kadar yüzey kalitesi arttırılsa da yüzeylerinde yer alan döküm parçaları, cüruflar ve yabancı maddeler kaplamanın yapışkanlığını düşürmekte ve ayrıca kaplama sonrası çark ve salyangoz içinde akışı bozabilecek küçük tepeler oluşturabilmektedir. Şekil 3.34'de verildiği üzere kaplama işleminin bu basamağında kaplama yapılacak pompa çarkı ve salyangozunun kaplama yapılacak yüzeylerinde metilen klorit tineri ile temizleme işlemi gerçekleştirilmiştir. Özellikle dökümden üretilen parçaların yüzeyinde var olan çukurların içinde yer alan döküm partiküller kaplamanın yapışmasına engel olmaktadır ve bu yüzden bu çukur yüzeyler dikkatli bir şekilde temizlenmiştir.



Şekil 3.34. Poliüretan kaplama öncesi çark yüzeylerini temizleme işlemi

3.10.3.2. Astar kaplama

Yüzey temizleme işleminden sonra kaplama yapışkanlığını artırmak için çark ve salyangoza bir ön uygulama yapılmıştır. Metaline 924 serisi kullanılarak kaplama yapılacak parça yüzeylerinde elektrokimyasal aktif korozyon önleyici bir korozyon tabakası oluşturulmuştur. Metaline 924 serisinin baz ve katılaştırıcısı 1.1/1 ağırlık oranında karıştırılıp, 125g/m^2 olacak şekilde kaplama yapılacak yüzeylere tek kat uygulanmıştır. Bu uygulamadan 6 saat sonra astarlama işlemine geçilmiştir. Ön uygulama evresinden sonra atılan bu koruyucu tabaka üzerine Şekil 3.35'de görüldüğü üzere astar kaplama işlemi uygulanmıştır. Astar kaplama işlemi için Metaline 900 serisi baz ve katılaştırıcısı 3/1 ağırlık oranında karıştırılarak çark ve salyangozun kaplama

yapılacak yüzeylerine $70 g/m^2$ ‘lik bir kaplama yapılabilecek şekilde uygulanmıştır. Ortalama 2 saat beklendikten sonra bu parçalarda poliüretan kaplama yapılma evresine geçilmiştir (Anonim, 2014a).



Şekil 3.35. Astar Kaplama

3.10.3.3. Poliüretan kaplama

Poliüretan kaplama uygulamasından önce salyangoz ve çarkların kaplama yapılmayacak yüzeylerine filtreleme gerekmektedir. Şekil 3.36’da görüldüğü üzere çarkın ve salyangozun pompa elemanları ile montajının gerçekleştirildiği yüzeyleri kaplama sonrasında tekrar işlenmesini önlemek için filtreleme işlemi uygulanmıştır.

Çizelge 3.5. Poliüretan malzemesinin teknik özellikleri (Anonymous, 2014a)

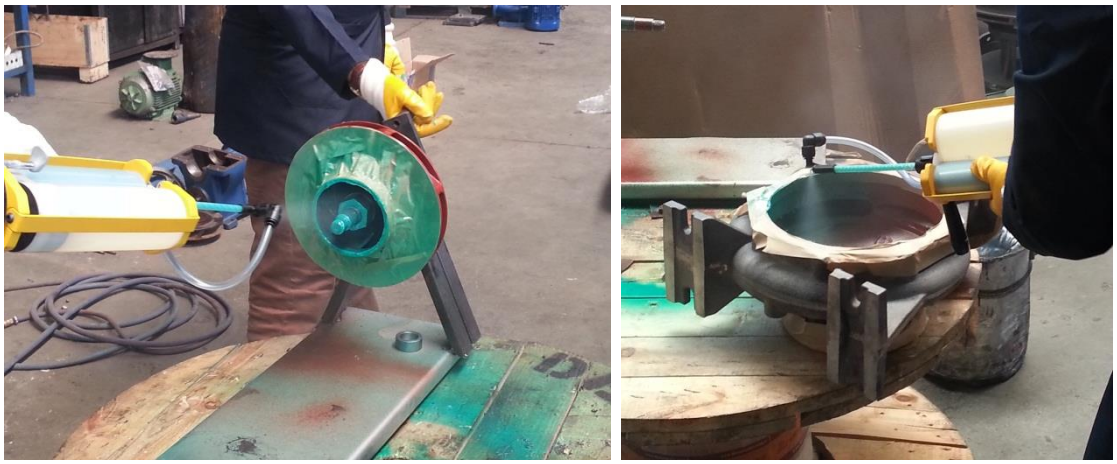
Yoğunluk (g/cm^3)	1.05
Gerilme Mukavemeti (N/mm^2)	24
Çekme katsayısı (%100 uzanımda)	13
Yırtılma mukavemeti (N/mm^2)	68
Termal iletkenlik katsayısı ($W/K.m$)	0.2
Sıcaklık direnci (℃)	+60 ~ +120

Filtreleme işleminin ardından kartuşlar mikro dalga fırında ortalama 2-3 dakika ısıtılmıştır. Isıtma işleminin ardından kartuşlarda sıvı akışı kontrol edilip ısıtılan malzemenin homojenliğine bakılmıştır. Gerekli olan kontroller yapıldıktan püskürtme tabancısının montajı yapılıp spreyleme seviyesi ayarlanmış gerekli kalınlık elde edilinceye kadar poliüretan kaplama yapılmıştır. Kaplama işlemi için Şekil 3.37‘de görüldüğü üzere dönen bir aparattan faydalanılarak çark içinde kaplamanın eşit dağılımı

sağlanarak ortalama 0.75 mm et kalınlığına sahip bir kaplama uygulanmıştır. Salyangoz yüzeylerinin ise düz bir zemin üzerinde poliüretan kaplaması gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.36. Salyangoz ve çark yüzeylerine filtreleme işlemi



Şekil 3.37. Salyangoz ve çark yüzeylerine poliüretan kaplama işlemi



Şekil 3.38. Poliüretan kaplama sonrası çark görünümü



Şekil 3.39. Poliüretan kaplama sonrası salyangoz görünümü

3.11. Santrifüj Pompa Hidrolik Veriminin Belirlenmesi

Santrifüj pompa hidrolik veriminin belirlenebilmesi için ilk olarak mil gücü ve hidrolik gücün hesaplanması gerekmektedir. Pompa mil gücü ve hidrolik gücün hesaplanmasında Denklem (3.77) ve (3.78)'de yer alan eşitlikler kullanılmıştır (Yalçın,1998; Baysal 1979). Aşağıda yer alan denklemlerde P_h hidrolik güc, P_m mil gücü, η_h hidrolik verim ve P_m pompanın harcamış olduğu elektrik gücüdür (Yalçın, 1998). Ayrıca deneysel ve HAD analizleri sonuçları ile akış katsayısı, basınç katsayısı ve güç katsayısı eğrileri elde edilmiştir. Denklem (3.83)'de φ akış katsayısı, Denklem

(3.84)'de λ güç katsayısı, Denklem (3.85)'de Ψ basınç katsayısıdır (Liu ve ark.,2013; Jafarzadeh ve ark.,2011).

$$P_h = \frac{\rho . g . \dot{Q} . H_m}{1000} \quad (3.77)$$

$$P_m = \frac{M_h . \omega}{1000} \quad (3.78)$$

$$\omega = \frac{\dot{n} . \pi}{30} \quad (3.79)$$

$$P_e = \frac{\sqrt{3} . I . \cos\varphi . V}{1000} \quad (3.80)$$

$$P_m = \eta_{em} . P_e \quad (3.81)$$

$$\eta_h = \frac{P_h}{P_m} \quad (3.82)$$

$$\varphi = \frac{\dot{Q}}{\pi D_2 b_2 u_2} \quad (3.83)$$

$$\lambda = \frac{P_m}{\rho \omega^3 {D_2}^2} \quad (3.84)$$

$$\Psi = \frac{H_m \times 2g}{{u_2}^2} \quad (3.85)$$

3.12. Deney Düzeneği ve Ölçüm Yöntemleri

Mevcut ve tasarım santrifüj pompalarının karşılaştırılması ve yüzey pürüzlülüğünün pompa verimi üzerine etkisinin incelenmesi çalışmaları SEMPA Ltd. Şti. bünyesinde 01076.STZ. 2011-2 kodlu SANTEZ proje desteği ile kurulan deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Deneylerin gerçekleştirilmesi için TS EN ISO 9906 ve TS EN IS0 9908 standartlarına uygun Şekil 3.40 ve Şekil 3.41'de verildiği üzere bilgisayar kontrollü bir deney düzeneği oluşturulmuştur. Deneylerde 11 kW gücünde elektrik motoru kullanılmış olup denemeler temiz ve soğuk şebeke suyu (0-30℃) ile gerçekleştirilmiştir. Kurulan deney düzeneğinde debi ölçümleri, basınç ölçümleri, gerilim, akım ve cos φ ölçmeleri gerçekleştirilmiştir.

Deney düzeneğinde debi ölçümleri için DN100 girişe uygun ABB IP67 EM manyetik debimetre kullanılmıştır. Debimetrenin çalışma aralığı $0 - 250\ m^3/h$ olup, doğruluğu $\pm$ %0.4'dür. Ayrıca deney düzeneğinde kullanılan debimetrede -20 ~ +150 ℃ aralığında sıcaklığa sahip akışkanlar ile ölçümler yapılabilmekte ve ölçümler

esnasında 0.25 bar ‘dan daha düşük basınç kayıpları oluşmaktadır. Debi ölçümleri için 13 farklı çalışma noktaları belirlenmiş ve bu çalışma noktaları referans alınarak sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. Basınç ölçümleri için fark basıncı ölçen ABB basınç vericileri kullanılmıştır. Çalışma aralığı 0-63 bar olup doğruluğu $\pm$ %0.5’dir. Bununla birlikte deney düzeneğinde kullanılan bu basınç transmitterinde -40 $\sim$ +125 ℃ aralığında sıcaklığa sahip akışkan ölçümleri deneyleri yapılabilmektedir. Denemelerde seçilen 13 farklı çalışma noktasındaki basma yüksekliği elde edilmiştir. Bununla birlikte sayısal analizlerde döner hacimlere ve ara yüzlere doğru devir sayısının tanımlanabilmesi adına denemelerde devir sayısının kontrolü IFM devir dönüştürücü seti kullanılmıştır.



Şekil 3.40. Deney düzeneği



Şekil 3.41. Deney düzeneği

3.13. Belirsizlik Analizi

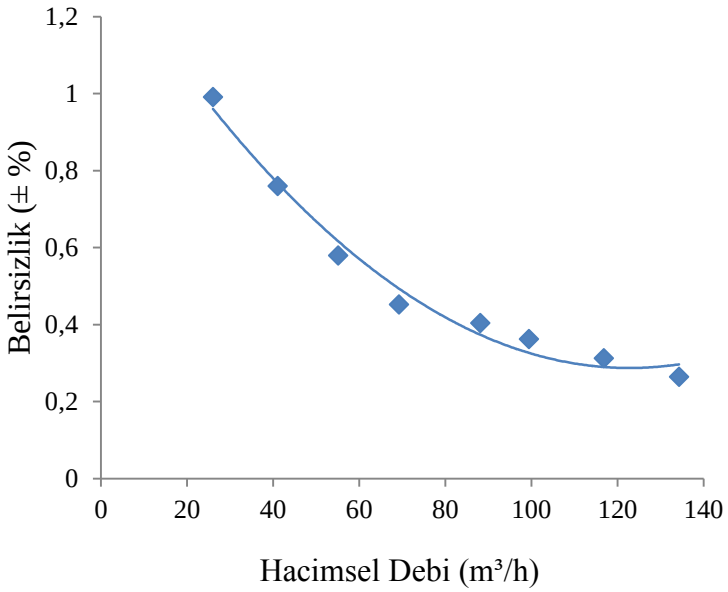
Bütün deneysel çalışmalarda, çeşitli sebeplerden dolayı hatalar meydana gelmektedir. Bu hataları üç grupta toplamak mümkündür. Bu hatalardan birincisi, dikkatsizlik ve tecrübesizlikten meydana gelen hatalardır. İkinci hata grubu, sabit ve sistematik olarak adlandırılan hatalardır. İkinci grup hatalar, tekrar edilen deneysel bulguları okumada görülmektedir. Üçüncü grup hatalar ise rastgele hatalardır. Bu hatalar, deneyi yapan elemanın değişmesinden, deneyi yapan elemanların zamanla azalan dikkatlerinden, elektrik geriliminin değişmesinden, cihazlarda meydana gelen ısınmalar sonucu elektronik ölçme aletlerindeki sapmalardan kaynaklanmaktadır.

Deneysel sonuçların hata analizi için 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 $R = (x_1, x_2, x_3, \ldots, x_n)$ yazılabilir. Her bir bağımsız değişkene ait hata oranları w_{x1}, w_{x2}, w_{x3}, …., w_{xn} olduğunda R büyüklüğünün hata oranı w_r Denklem (3.86)'da verilen eşitlik ile bulunabilir. Belirsizlik analizinde hidrolik verimde meydana gelen hata oranın bulunabilmesi için Çizelge 3.6'da yer alan hata oranları kullanılmıştır (Genceli, 2000). Şekil 3.42'de verilen grafikte belirtildiği üzere azalan hacimsel debi miktarı ile kullanılan ölçüm aletlerinde daha büyük hatalar meydana gelmektedir. Bu nedenle artan deneysel çalışmalar sonrası elde edilen hidrolik verim değerlerinde hacimsel debinin artışı ile hata oranlarında düşüşler meydana gelmiştir.

$$w_{\eta_h} = \pm\left[\left(\frac{\partial \eta_h}{\partial P}\omega_P\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial \dot{Q}}\omega_{\dot{Q}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial I}\omega_I\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial V}\omega_V\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta_h}{\partial \varphi}\omega_{\varphi}\right)^2\right]^{1/2} \qquad (3.86)$$

Çizelge 3.6. Belirsizlik analizinde kullanılan bağımsız değişkenler

Bağımsız değişkenler	Doğruluk (%)
Basınç ölçümleri (ω_P)	0.05
Hacimsel debi ölçümleri ($\omega_{\dot{Q}}$)	0.04
Akım ölçümleri (ω_I)	0.1
Gerilim ölçümleri (ω_V)	0.1
Cosφ ölçümleri (ω_{φ})	0.1



Şekil 3.42. Belirsizliğin hacimsel debi ile değişim eğrisi

3.14. Poliüretan Kaplama İçin Ekonomik Analizi

Santrifüj pompa elemanlarının yüzey kalitesi arttırıldığında, pompanın çalışma debisindeki mil gücünde düşüşler meydana gelmektedir. Bu nedenle santrifüj pompalara uygulanan kaplama çalışmaları ile ekonomik olarak büyük kazançlar sağlanabilmektedir. Bu çalışmada ekonomik analiz için basit geri ödeme süresi, net bugünkü değer ve iç karlılık oranı yöntemleri kullanılmıştır. Pompa tarımsal sulama amaçlı kullanıldığı için tarımsal kullanımdaki birim fiyat dikkate alınmıştır. TEDAŞ'ın 01.01.2015 tarihli tüm vergiler dahil elektrik birim fiyatı 0.0783 USD'dir (Anonim, 2015). Ekonomik analizlerinde santrifüj pompaların en verimli çalışma noktası referans alınmış ve pompanın günde 8 saat, haftada 7 gün çalıştığı kabul edilmiştir. Basit geri ödeme süresinin (BPB) hesaplanabilmesi için Denklem (3.87)'de verilen eşitlik kullanılmıştır. Denklem (3.87)'de "C" sistem maliyeti (USD), "AS" ise yıllık tasarruf miktarıdır (USD/yıl).

$$\mathrm{BPB} = \mathrm{C}/\mathrm{AS} \tag{3.87}$$

Net bugünkü değer yönteminde herhangi bir proje için harcanan yatırım tutarı ile projeden elde edilen kazançların bu günkü değerleri arasındaki fark incelenmektedir. Bu yöntem ile yapılan hesaplamalar sonucu projeye ait net bugünkü değer sıfırdan büyük ise proje kabul görmektedir. İç karlılık oranı yönteminde ise incelenen projenin net

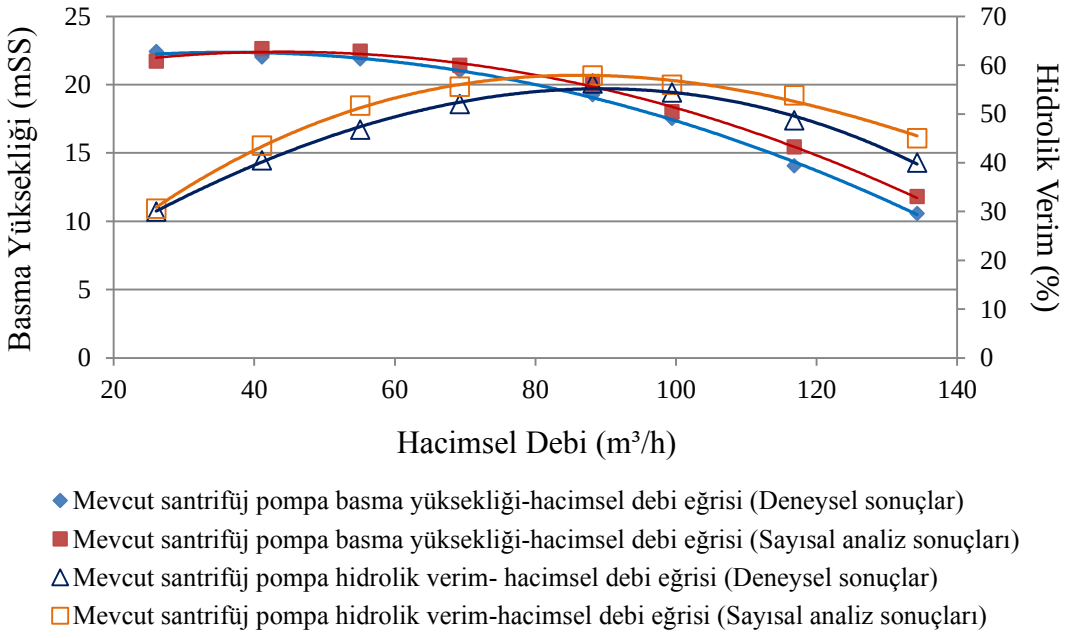
bugünkü değerini sıfır yapan iskonto oranı bulunmaktadır. İç karlılık oranı ve net bugünkü değer yöntemlerinde Denklem (3.88)ve Denklem (3.89)'da verilen eşitlik kullanılmıştır. Denklem (3.88)'de F her hangi bir yaptırımdan n yıl boyunca aynı tutarda tasarruf veya masraf miktarı, P bu günkü değer, i iskonto oranı, n ise yıldır. İç karlılık oranı (r) ise faydanın toplam masrafa eşit olduğu durum olup Denklem (3.89)'da yer alan eşitlikle hesaplanmıştır (Anonim, 2014b).

$$P = F\frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n . i} \tag{3.88}$$

$$P = F\frac{(1+r)^n - 1}{(1+r)^n . r} \tag{3.89}$$

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Tasarım aşamaları öncesinde mevcut santrifüj pompanın deneysel ve sayısal analiz çalışmaları değerlendirilmiştir. Deneysel sonuçlar referans alınarak gerçekleştirilen sayısal analizlerde k-ε türbülans modeli ve standart duvar fonksiyonları kullanılmıştır. Ayrıca sayısal analiz çözümlemelerine yüzey pürüzlülüğünün etkisi de dâhil edilmiştir. Sayısal analizlerde Çizelge 3.2'de verilen sınır şartları uygulanmıştır. Şekil 4.1'de mevcut santrifüj pompaya ait deneysel ve sayısal analiz çalışmaları sonrası elde edilen karakteristik eğriler verilmiştir. Şekil 4.1'de verilen eğriler incelendiğinde en verimli çalışma noktasında ($\dot{Q}_{opt.} = 100\ m^3/h$) deneysel çalışmalar sonrasında elde edilen basma yüksekliği 17.54 mSS ve hidrolik verim %54.44'dir. Sayısal analizler sonrası $\dot{Q}_{opt.}$ çalışma noktasında elde edilen basma yüksekliği 18.03 mSS ve hidrolik verim %55.98 olarak belirlenmiştir. Sayısal ve deneysel çalışmalar sonrası basma yüksekliği ve hidrolik tork değerlerinde sırası ile %2.79, %2.82'lik bir fark elde edilmiştir. Yapılan deneysel ve sayısal analiz çalışmaları sonrasında elde edilen karakteristik eğrilerin büyük oranda benzeştirilmesi ile tasarım aşamasına geçilmiş ve tasarım santrifüj pompa sayısal analizlerinde de Çizelge 3.2 'de verilen sınır şartları kullanılmıştır.



Şekil 4.1. Mevcut santrifüj pompanın deneysel çalışmalar ve sayısal analizler ile elde edilen karakteristik eğrileri

4.1.Çark Tasarım Sonuçlarının İrdelenmesi

Tasarım santrifüj pompa çark tasarımı için 1480 d/d devir sayısı, 20 mSS basma yüksekliği, 100 m^3/h hacimsel debi değerleri referans alınmıştır. Hesaplamalar sonucunda kullanılan tasarım değerleri Çizelge 4.1'de verilmiştir.

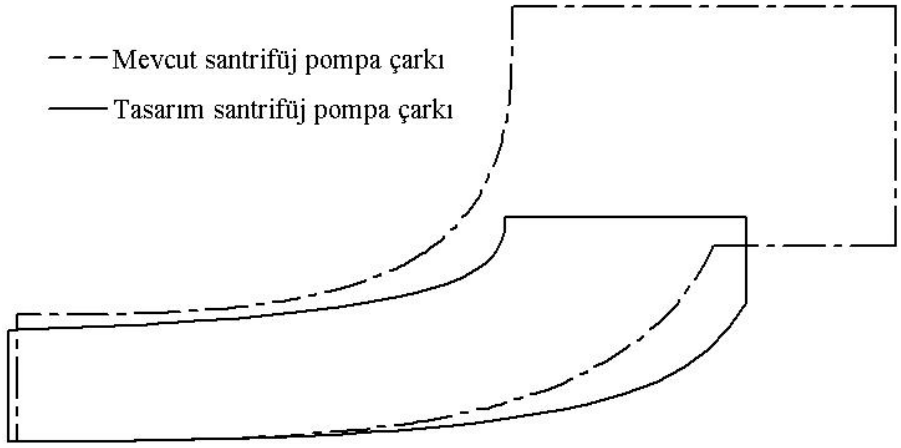
Çizelge 4.1. Mevcut ve tasarım santrifüj pompa çarklarına ait tasarım değerleri

Tasarım Büyüklükleri	Tasarım santrifüj pompa çarkı tasarım değerleri	Mevcut santrifüj pompa çarkı tasarım değerleri
Çark giriş ağzı çapı, D_e (mm)	117.3	115
Çark göbek çapı, D_g (mm)	44.9	54.9
Kanat kalınlığı, e (mm)	5.1	4
Çark giriş ortalama çapı, D_1(mm)	99.3	110.4
Çark giriş genişliği, b_1 (mm)	30.3	35.7
Kanat giriş kenarının çark üst kapağına değme noktası,D_{1D} (mm)	117.7	120.6
Kanat giriş kenarının çark alt kapağına değme noktası,$D_{1İ}$ (mm)	80.9	100.5
Kanat giriş açısı, β_1	25.6º	20.2º
Kanat giriş kenarının çark alt kapağına değme noktasındaki kanat giriş açısı, $\beta_{1İ}$	27º	22.2º
Kanat giriş kenarının çark üst kapağına değme noktasındaki kanat giriş açısı, β_{1D}	24º	18.6º
Çark çıkış genişliği, b_2 (mm)	16.7	19
Çark çıkış çapı, D_2(mm)	266.5	264
Çark çıkış açısı, β_2	13.5º	16º
Kanat sarım açısı, θ	119.2º	102.7 º

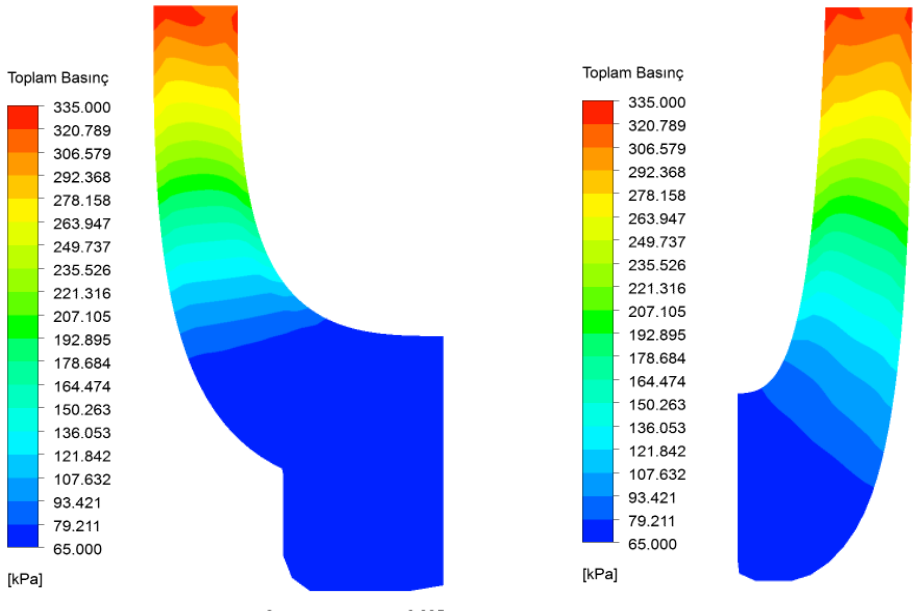
Yapılan deneysel ve sayısal çalışmalar ile mevcut santrifüj pompa çarkının kanat profilinde ve meridyenel düzlemdeki çark profili üzerinde optimize çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çizelge 4.1 incelendiğinde tasarım santrifüj pompa çarkı kanat sarım açısı mevcut santrifüj pompa çarkı kanat sarım açısına göre 16.5º fazla olduğu görülmektedir. Ayrıca kanat giriş açılarında ise bu fark 4.8º ile 5.4º arasında değişmektedir. Bununla birlikte tasarım santrifüj pompa çarkı kanat çıkış genişliği mevcut santrifüj pompaya göre 2.3 mm düşük olarak tasarlanmıştır. Tasarım ve mevcut santrifüj pompa çarklarının meridyenel düzlemde akış hacim profilleri Şekil 4.2'de verilmiştir. Şekil 4.2 incelendiğinde tasarım santrifüj pompa çarkının mevcut santrifüj pompa çarkına göre meridyenel düzlemde daha dar bir akım alanına sahip olduğu görülmektedir.

Mevcut ve tasarım santrifüj pompalara ait çarklarının akış hacimleri tekil çark analizlerine uygun hale getirilerek, her bir çarkın akım pasajları tekil çark analizlerine tabii tutulmuştur. Bu akım pasajlarının çıkış ve giriş akış hacimleri çark içindeki jet akışların varlığı nedeniyle uzatılmıştır. Periyodik tekil çark analizleri için Çizelge 3.1'de verilen sınır şartları uygulanmıştır. Periyodik tekil çark analizleri, çark giriş

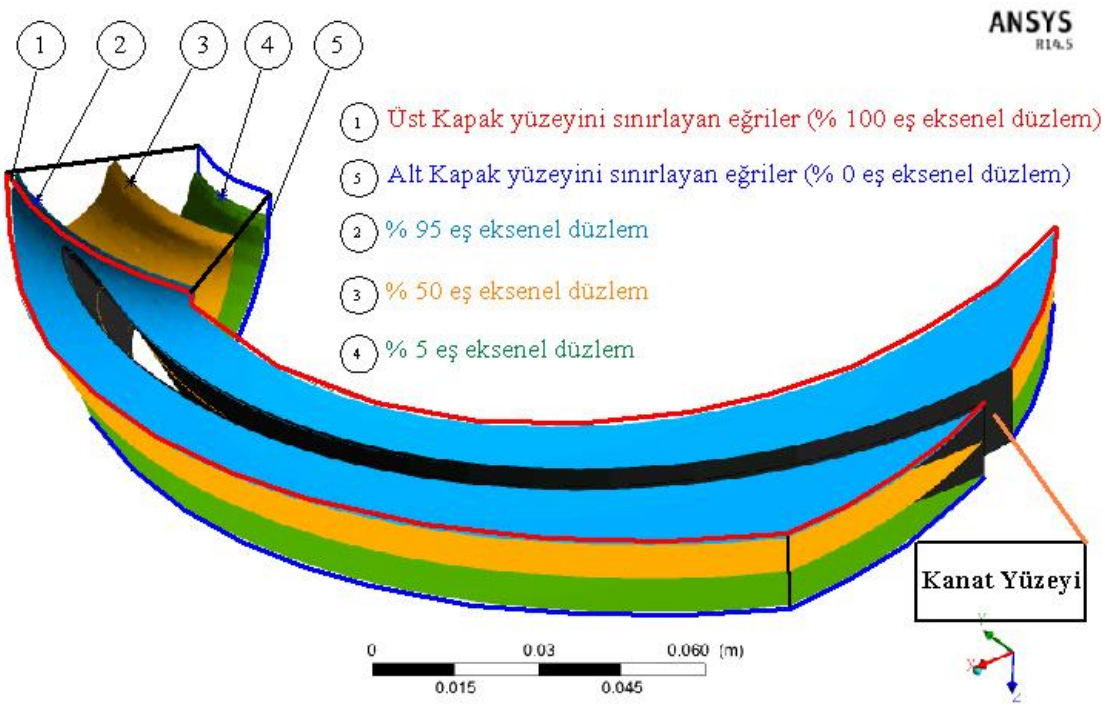
yüzeyinde toplam basınç değerinin yaklaşık sabitlendiği ve analizlerde elde edilen hız değerleri 10^{-5} oranına kadar yakınsatıldığı an sonlandırılmıştır.



Şekil 4.2. Mevcut ve tasarım santrifüj pompa çarklarının meridyenel düzlemde kesit görünümleri



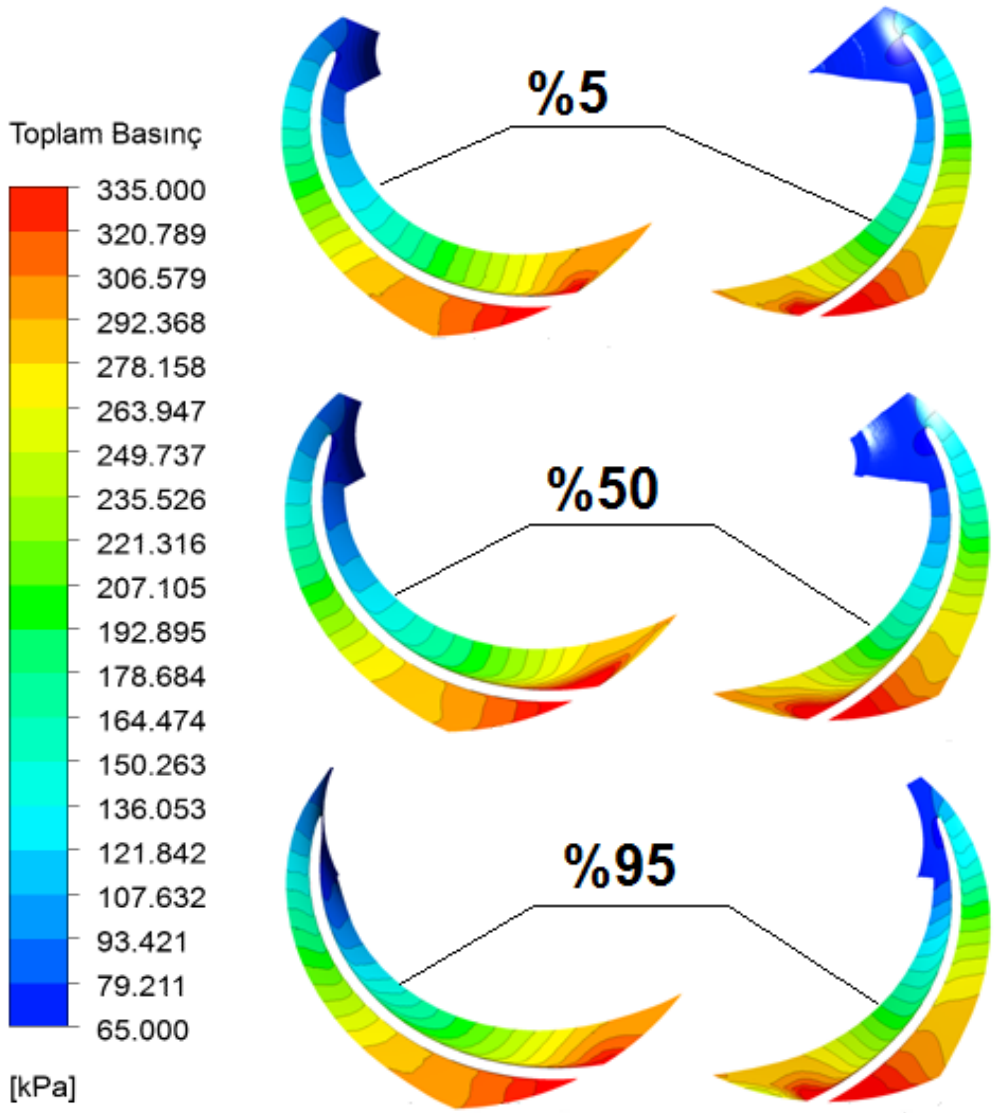
Şekil 4.3. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompa çarkı meridyenel düzlemde toplam basınç dağılımı



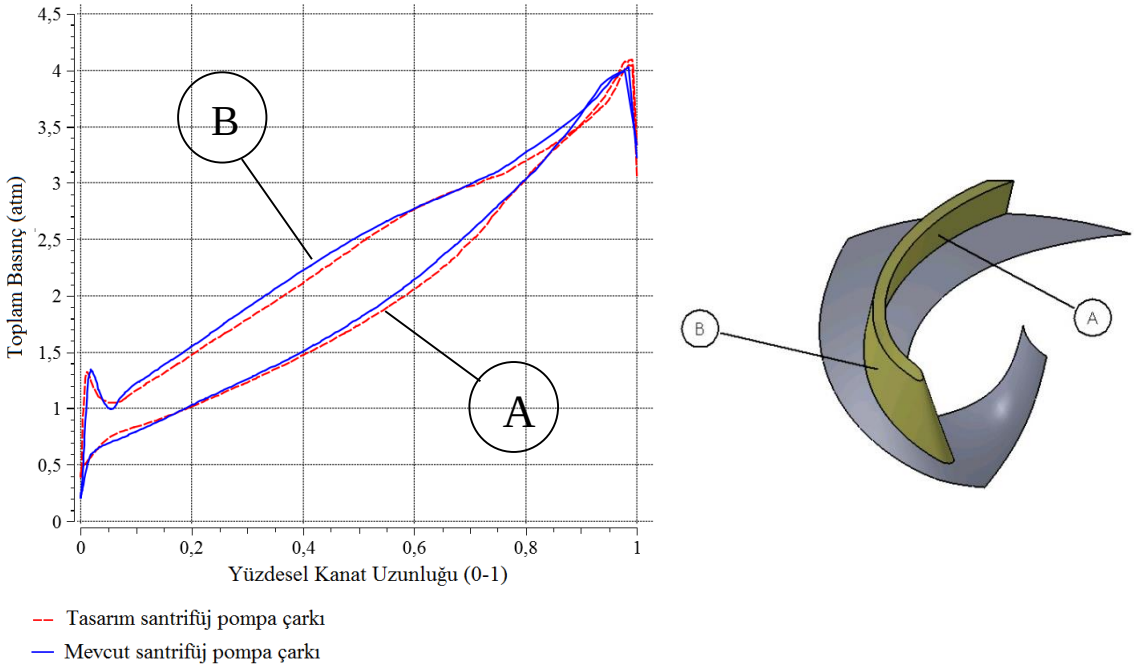
Şekil 4.4. Tasarım santrifüj çarkının periyodik akış hacmine oluşturulan eş eksenel düzlemler

Şekil 4.3 incelendiğinde tekil çark analizleri sonucunda mevcut ve tasarım santrifüj pompa çarklarında birbirine yakın basma yükseklikleri elde edildiği anlaşılmaktadır. Buna rağmen çarkların çıkış yüzeylerine yakın bölgeler incelendiğinde tasarım santrifüj pompa çarkında daha uniform bir basınç dağılımı elde edildiği görülmektedir. Çark genişlikleri referans alınarak alt kapak yüzeyleri ve üst kapak yüzeyleri referans alınıp bu iki yüzey arasındaki mesafeye bağlı olarak Şekil 4.4'de gösterildiği gibi %5, %50 ve %95'lik mesafelerde çark profiline uygun eş eksenel düzlemler oluşturulmuştur. %5 eş düzlemi alt kapak yüzeyine, %95 eş düzlemi ise üst kapak yüzeyine yakın düzlemlerdir. Şekil 4.5'de bu düzlemlerde çark içindeki toplam basınç değişimi gösterilmiştir. %50 eş düzlemde çarklar içindeki toplam basınç değişimleri birbirine benzemekle beraber çark çıkışındaki jet akışların varlığı diğer turbo düzlemlerde mevcut santrifüj pompa çarkı içindeki akışlarda daha net anlaşılmaktadır.

Şekil 4.6'da santrifüj pompa çarkı kanatları çevresince %50 kanat uzunluğunda toplam basınç dağılımları verilmiştir. Yüzdesel kanat uzunluğunun "0" olduğu nokta kanat giriş ucu ve "1" değerini aldığı kanat çıkış yüzeyidir. Toplam basınç dağılımları incelendiğinde benzer bir profil elde edilmiştir.

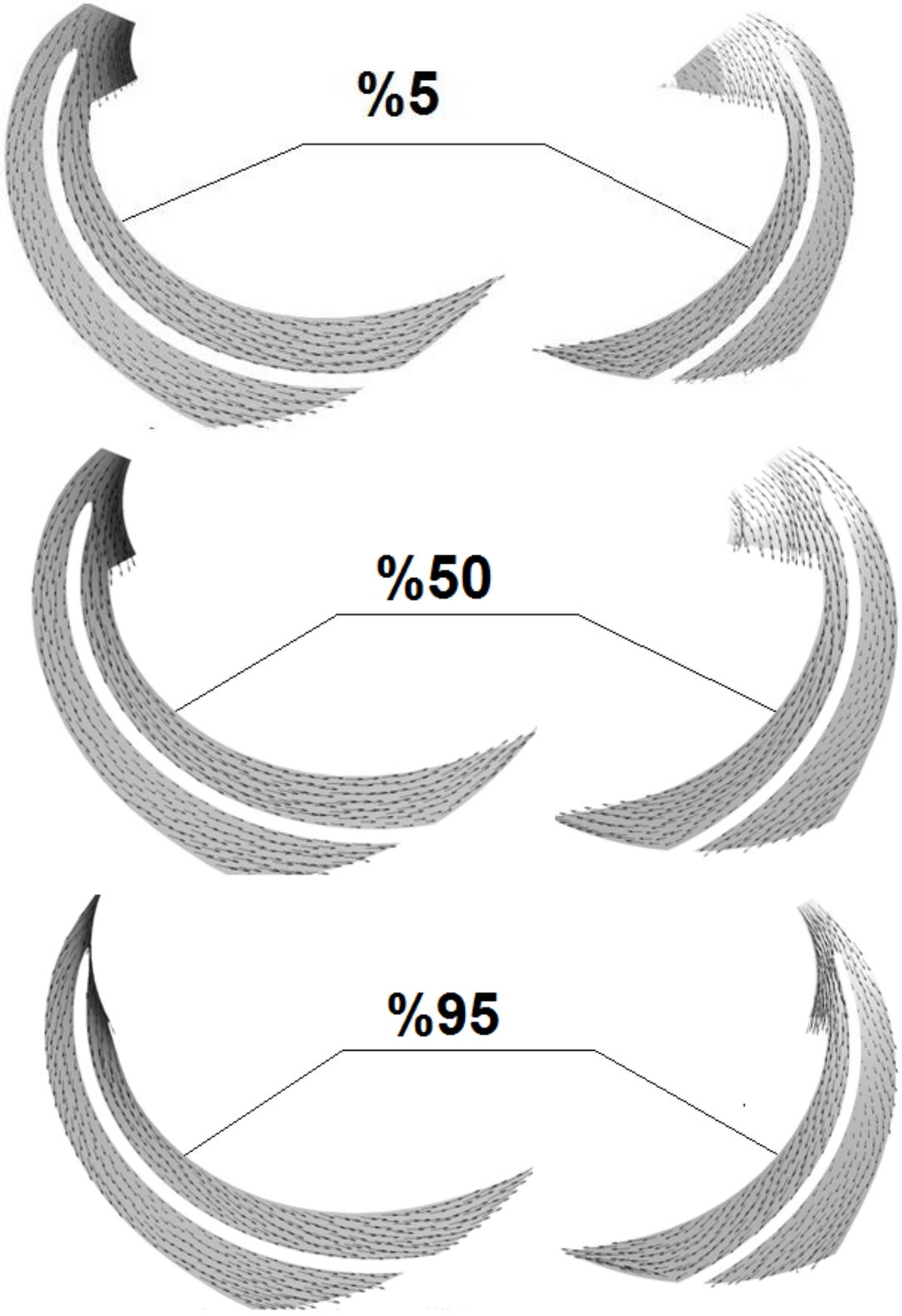


Şekil 4.5. Tasarım (sol kolon) ve mevcut (sağ kolon) santrifüj pompa çarkı meridyenel düzleminde toplam basınç dağılımı



Şekil 4.6. Mevcut ve tasarım santrifüj pompa çark kanatları üzerinde toplam basınç dağılımı

Çark kanatlarının tasarımında incelenmesi gereken noktalardan bir tanesi de hız vektörleridir. Öyle ki akış ayrılmalarının varlığı ya da kanat üzerinde enerji transferinin oluşmadığı bölgelerin tayini için hız vektörlerinin kontrol edilmesi gerekmektedir. Şekil 4.7‘de, oluşturulan %5, %50 ve %95'lik düzlemlerde teğetsel hız vektörleri verilmiştir. Alt kapak yüzeylerinde kanat profillerinin bir kısmında sıvı akışkana enerji transferinin gerçekleşmediği hız vektörlerinden anlaşılmaktadır.%50 eş düzlem üzerindeki hız vektörleri incelendiğinde kanatların basınç yüzeyine yakın bölgelerde tasarım santrifüj pompa çarkında mevcut santrifüj pompa çarkına göre daha iyi sonuçlar elde edilmiştir. %95‘lik düzlemde verilen teğetsel hız vektörlerine bakıldığında tasarım santrifüj pompa çarkında mevcut santrifüj pompa çarkına göre kanat profiline daha uygun bir akım elde edilmiştir. En verimli noktanın dışında diğer çalışma noktalarında özellikle daha düşük debilerde bu bölgelerde akış ayrılmalarının oluşma riski oldukça yüksek olacağı öngörülmektedir.



Şekil 4.7. Tasarım (sol kolon) ve mevcut (sağ kolon) santrifüj pompa çarkı meridyenel düzlemde toplam basınç dağılımı

Elde edilen bu sonuçlar neticesinde çark giriş ve çıkış yüzeylerindeki kütle ortalamalı toplam basınç değerleri, çark kanadı, üst kapak ve alt kapak yüzeyleri üzerindeki hidrolik tork değerleri saptanmıştır. Hidrolik verimin elde edilmesi için Denklem (3.77)'de verilen ifade kullanılmıştır. Çizelge 4.2 incelendiğinde tasarım santrifüj pompa çarkında, mevcut santrifüj pompa çarkına göre kanat yüzeyleri üzerinde daha düşük bir hidrolik tork değeri elde edilmiştir. Tekil çark analizleri sonucunda mevcut santrifüj pompa çarkında, tasarım santrifüj pompa çarkına göre daha yüksek basma yüksekliği elde edilmiştir. Buna rağmen hidrolik tork değerinde tasarım sonucu çok düşük bir değer elde edilmesi nedeniyle hidrolik verimi daha yüksek bir çark tasarlanabilmiştir.

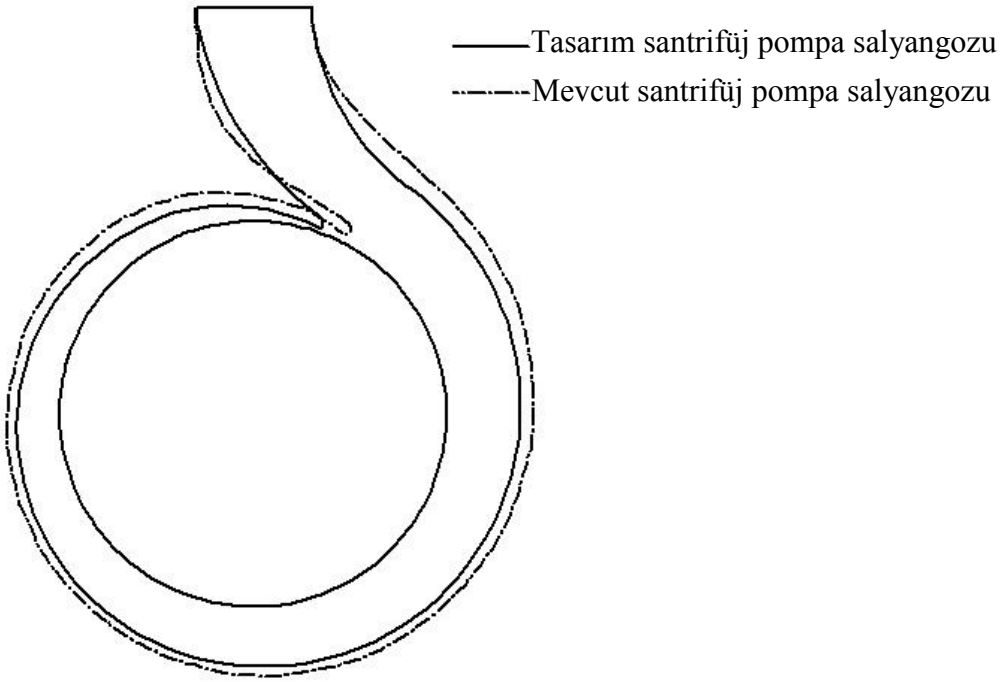
Çizelge 4.2. Mevcut ve tasarım santrifüj pompa çarklarında tekil çark analiz sonuçları

Santrifüj Pompa çarkı türü	Mevcut çark	Tasarım Çark
Basma Yüksekliği (kPa)	257.38	248.236
Alt kapak yüzeyinde oluşan hidrolik tork (Nm)	0.082	0.087
Üst kapak yüzeyinde oluşan hidrolik tork (Nm)	0.091	0.086
Kanat yüzeyinde oluşan hidrolik tork (Nm)	6.28	5.85
Hidrolik verim (%)	90.15	93.0

4.2.Salyangoz Tasarım Sonuçlarının İrdelenmesi

Salyangoz çarktan çıkan akışkanı basma flanşına aktaran pompa elemanıdır. Salyangozun çarktan çıkan akışkanı toplamasının yanında diğer işlevi sıvı akışkanda var olan kinetik enerjiyi basınç enerjisine dönüştürmesidir. Çarktan çıkan akışkanın sahip olduğu kinetik enerjinin yaklaşık %75'i salyangozda basınç enerjisine dönüşmektedir. Kalan yaklaşık %25'lik kinetik enerji ise salyangozun yayıcı bölgesinde basınç enerjisine dönüştürülmektedir. Bu nedenle salyangoz hidrolik ve toplam verim üzerine etkisi büyüktür (Srinivasan, 2008). Bu çalışmada serbest girdap prensibine göre dairesel kesitli salyangoz tasarımı yapılmıştır. Tasarım santrifüj pompa salyangozu, tasarım santrifüj pompa yatak ölçülerine uygun olarak çizilmiştir. Şekil 3.22 'de belirtilen salyangoz kesitlerinin alan dağılımları, tasarım ve mevcut salyangozlar için Çizelge 4.3'de verilmiştir. Mevcut santrifüj pompa salyangozunun 3. ve 4. kesitleri arasında büyük bir alan artışı gözlenmektedir. Stepanoff teoreminde salyangoz kesitlerindeki ortalama akış hızının sabit olması hedeflenmektedir (Kim ve ark., 2012). Tasarım

santrifüj pompa salyangozunun kesit dağılımları incelendiğinde ardışık kesitlerdeki akış alanlarında lineer artışlar sağlanmıştır.



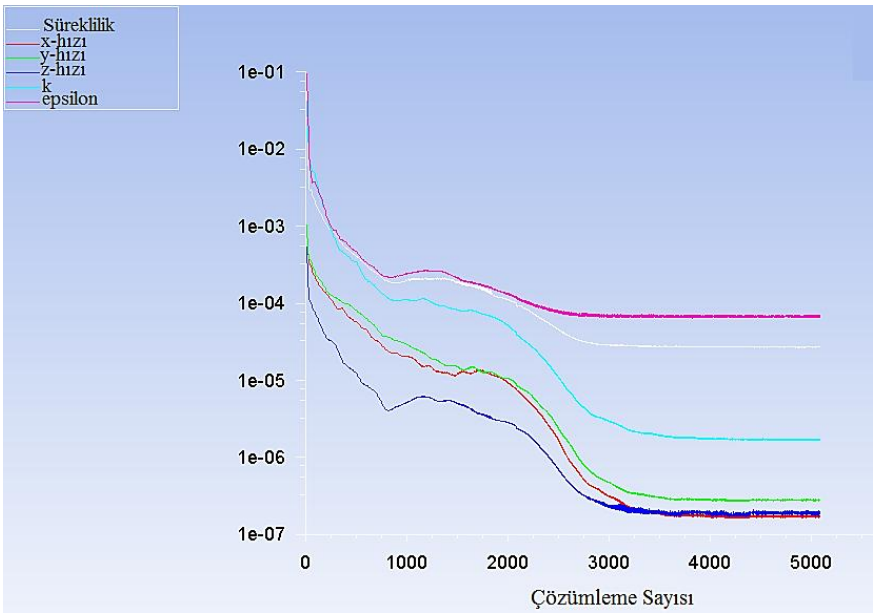
Şekil 4.8. Mevcut ve tasarım santrifüj pompa salyangozlarının akış kesit dağılımları

Çizelge 4.3. Mevcut ve tasarım santrifüj pompanın salyangoz kesit dağılımları

Salyangoz Kesit Numarası	TASARIM SALYANGOZ		MEVCUT SALYANGOZ	
	Dil Bölgesine Göre açılar (º)	Kesit Alanı (cm²)	Dil Bölgesine Göre açılar (º)	Kesit Alanı (cm²)
1	0	0	0	0
2	20	1.47	20	0.88
3	45	3.31	45	1.01
4	90	6.63	90	1.19
5	135	9.95	135	12.16.
6	180	13.27	180	15.10
7	225	16.59	225	18.63
8	270	19.90	270	22.54
9	315	23.22	315	26.91
10	330	24.33	330	28.31
11	345	25.43	345	30.07

4.3. Sayısal Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

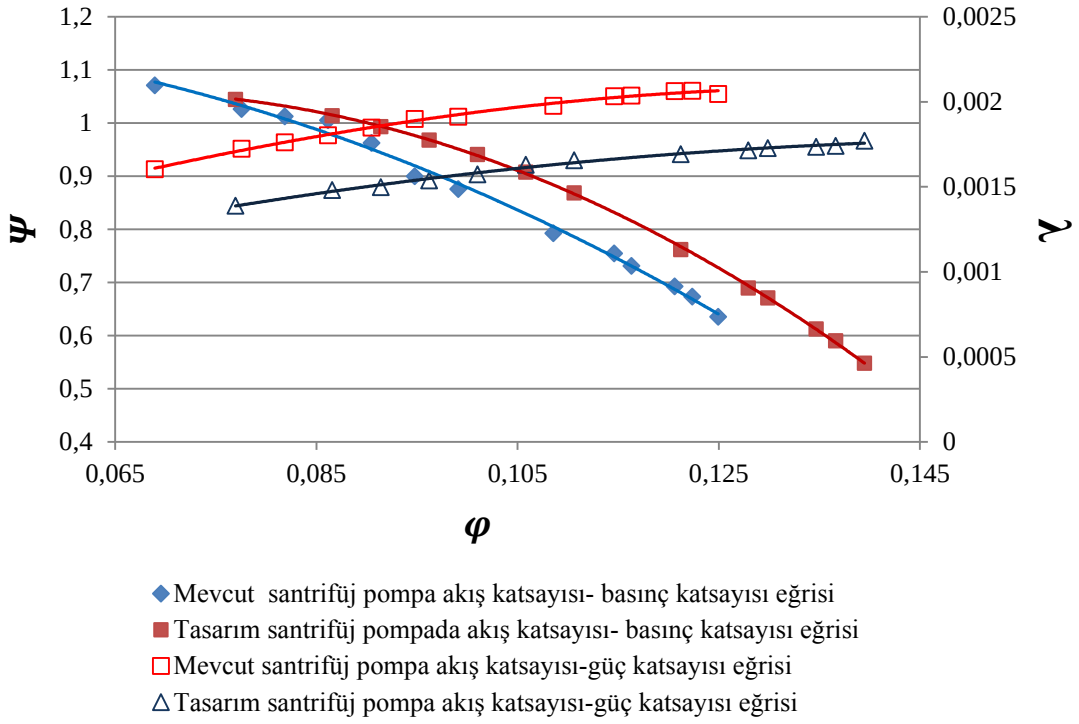
Sayısal çözümlemelerin yakınsaması; süreklilik, momentum ve türbülans denklemlerindeki hata olarak tanımlanabilecek kalıntı terimlerin, yapılan çözümleme sayıları sonucu değişimi incelenerek belirlenmiştir. Bu hata terimleri belirlenen bir sınır değer altına inmesi halinde sayısal çözümlemenin yakınsadığı kabulü yapılmıştır (Kaya, 2009). Sayısal analizlerin, incelenen hatalardan süreklilik ve türbülans değişkenleri için 10^{-3}, hız bileşenleri için ise 10^{-5} değerinin altına inmesi ile yakınsadığı kabul edilip analizler sonlandırılmıştır. Tasarım santrifüj pompa santrifüj pompada, $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ çalışma noktası için yapılan sayısal analizdeki hataların yapılan iterasyonlar ile değişimi eğrileri Şekil 4.9'da verilmiştir.



Şekil 4.9. Tasarım santrifüj pompada $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0{,}8$ çalışma noktası için yapılan sayısal analizde hataların çözümleme sayısı ile değişimi

Pompaların hidrolik verimlerinin, mil ve hidrolik güçlerinin elde edilebilmesi için basma yüksekliği ve hidrolik tork değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu nedenle salyangoz giriş ve çıkış ara yüzeylerinden kütle ortalamalı toplam basınç değerleri, dairesel hareketin tanımlandığı yüzeylerdeki toplam hidrolik moment değerleri saptanmıştır. Tasarım ve mevcut santrifüj pompaların sayısal sonuçlarının karşılaştırılabilmesi için ilk olarak mevcut santrifüj pompanın 13 farklı çalışma noktasındaki sayısal ve deneysel sonuçları incelenmiştir. Mevcut santrifüj pompa deneylerinde incelenen hacimsel debi değerleri sayısal analizlerde giriş sınır koşulu

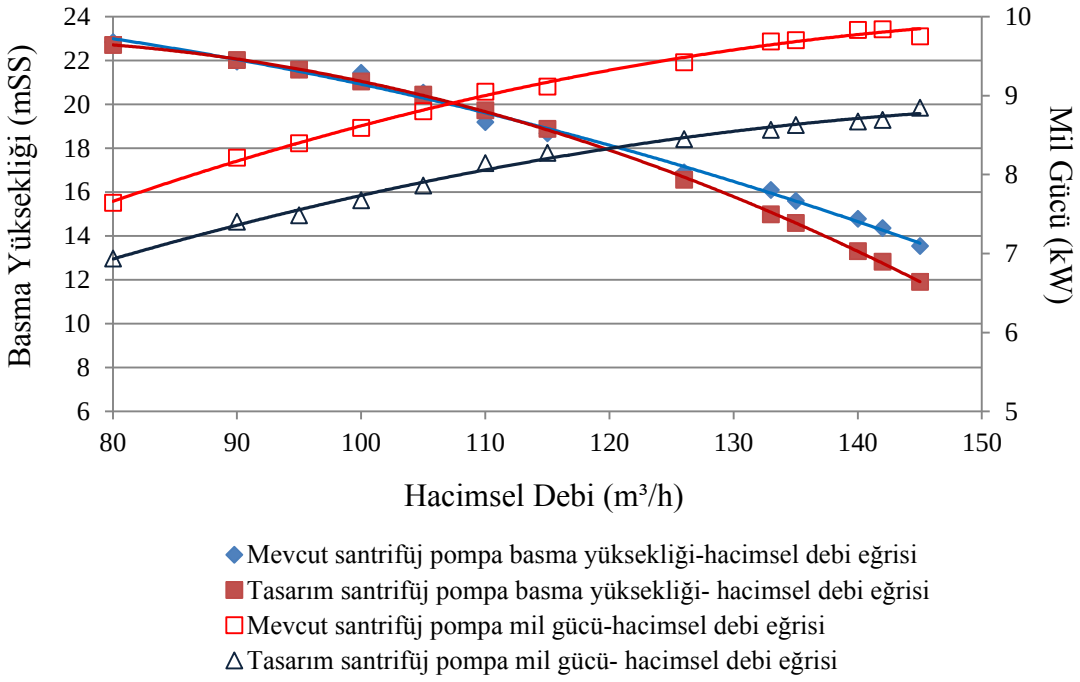
atanarak 13 farklı sayısal analiz yapılmış ve santrifüj pompalara ait karakteristik eğriler elde edilmiştir.



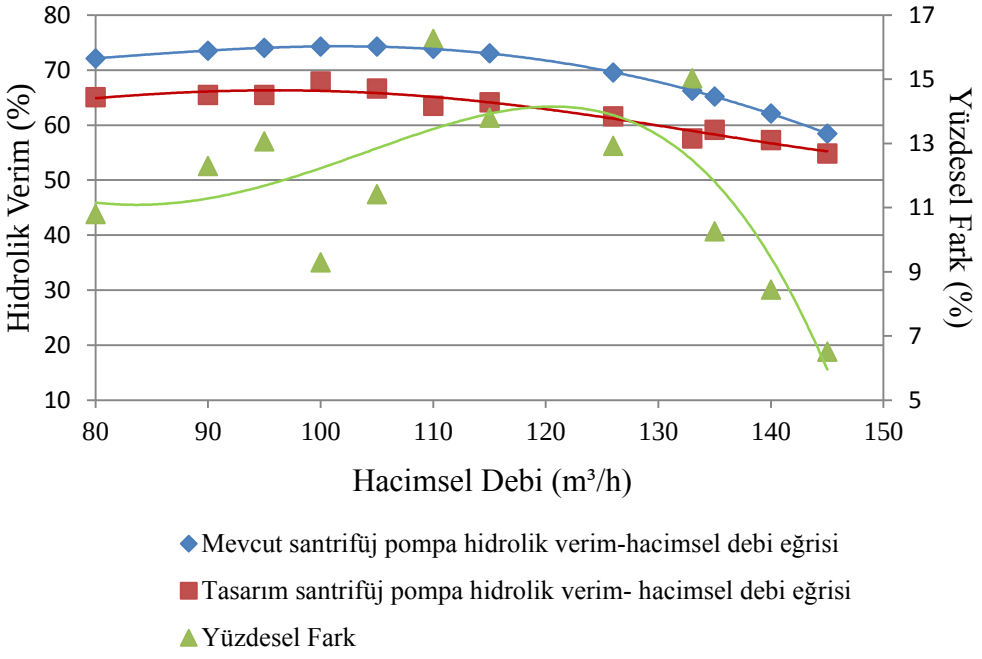
Şekil 4.10. Mevcut ve tasarım santrifüj pompalarda Ψ, λ ve φ'nin değişimi

Şekil 4.10'da tasarım ve mevcut santrifüj pompalara ait basınç, güç ve akış katsayısı eğrileri verilmiştir. Artan akış katsayısı değerleri ile tasarım santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre daha yüksek basınç katsayısı değerleri elde edilmiştir. Ayrıca artan akış katsayıları ile güç katsayısı eğrisi incelendiğinde tasarım santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre daha düşük güç katsayıları elde edilmiştir. Bu sonuca bağlı olarak tasarım santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre daha düşük mil güçlerinin elde edildiği gözlemlenmiştir. Şekil 4.11'de sayısal analizler sonucu elde edilen karakteristik eğriler incelendiğinde her iki santrifüj pompada benzer basma yükseklikleri elde edilmiştir. Yalnız $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.26$ çalışma noktasında itibaren artan hacimsel debi değerlerine göre mevcut santrifüj pompada daha yüksek basıma yüksekliği elde edilmiştir. Buna rağmen kanat tasarımında yapılan iyileştirmeler neticesinde çarka aktarılan mil gücünde ortalama %9.2-11.8 aralığında düşüşler sağlanmıştır. Mil gücünde elde edilen bu düşüş neticesinde Şekil 4.12'de verildiği üzere tasarım santrifüj pompada,mevcut santrifüj pompaya göre çalışma noktasında %14.2 'ye kadar hidrolik verim artışı sağlanmıştır. Yalnız tasarım santrifüj

pompada $\dot{Q}$= 145 m^3/h çalışma noktasından itibaren artan hacimsel debilerde, Mevcut santrifüj pompaya göre daha düşük verimler gözlemlenmiştir. Bu durumun incelenen pompanın tercih edildiği debi ve basınç değeri olmadığını belirtmekte fayda vardır.



Şekil 4.11. Mevcut ve tasarım santrifüj pompa karakteristik eğrileri



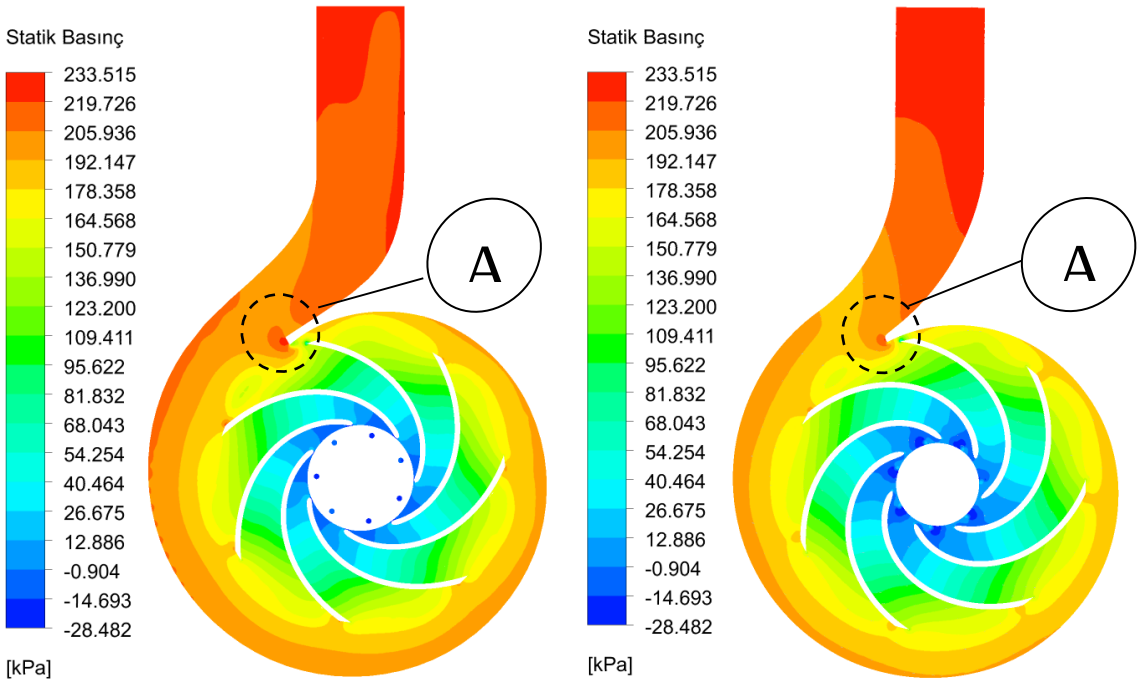
Şekil 4.12. Mevcut ve tasarım santrifüj pompa karakteristik eğrileri

4.3.1.Debi oranı $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ çalışma noktasındaki sayısal sonuçlar

Çizelge 4.4. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.}$ =0.8 çalışma noktasındaki elde edilen değerler

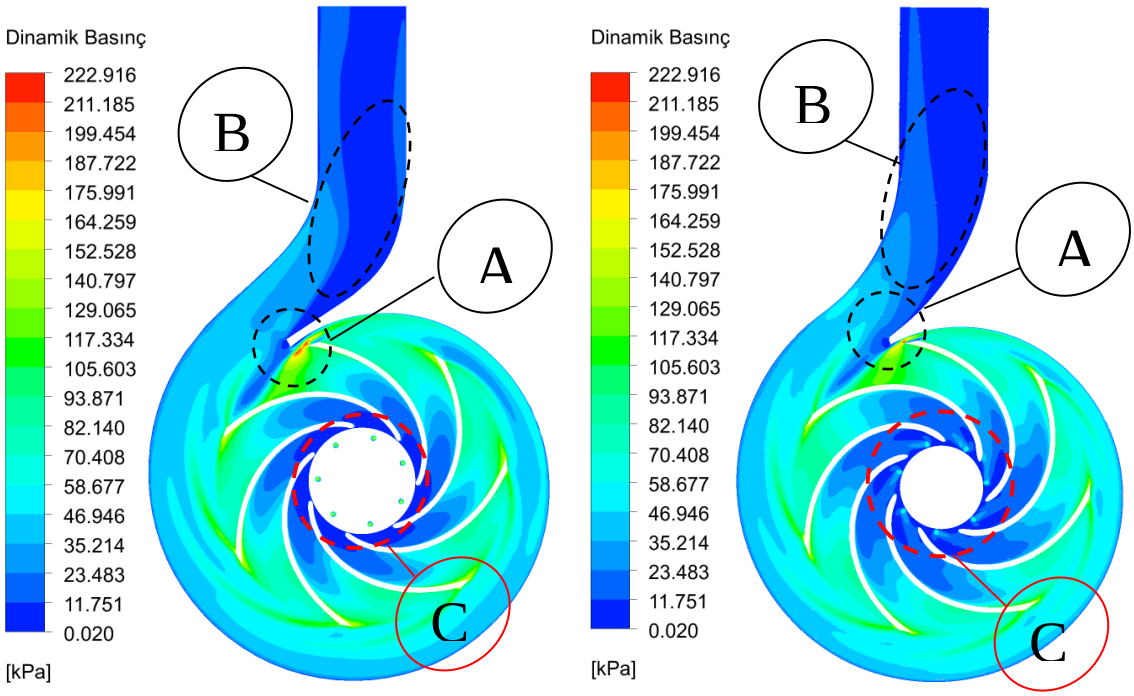
Büyüklükler	Tasarım santrifüj pompa	Mevcut santrifüj pompa	Değişim (%)
Hacimsel Debi (m^3/h)	80	80	-
Salyangoz girişinde okunan toplam basınç (kPa)	3.84	5.01	23.30
Salyangoz çıkışında okunan toplam basınç (kPa)	230.94	233.22	0.97
Çark girişinde toplam basınç (kPa)	4.94	7.32	32.52
Çark çıkışında toplam basınç (kPa)	249.13	260.05	4.19
Çark girişindeki dinamik basınç (kPa)	4.21	5.90	28.57
Çark çıkışındaki dinamik basınç (kPa)	83.75	93.25	10.18
Toplam hidrolik tork (Nm)	44.78	49.78	10.05
Çark hidrolik verimi (%)	76.65	71.35	7.42
Mil gücü (kW)	6.94	7.71	9.98
Hidrolik güç (kW)	4.94	4.97	0.60
Pompa Hidrolik Verimi (%)	71.20	64.58	10.25

Çizelge 4.4‘de görüldüğü üzere sıvı akışkan tasarım santrifüj pompa çarkı içerisinde 24.41 m, mevcut santrifüj pompa çarkı içerisinde ise 25.27 m basınçlandırılmıştır. Tasarım santrifüj pompa çark çıkışındaki sıvı akışkanın toplam basıncının % 66.38‘sının statik basınç, %33.61‘inin dinamik basınç olduğu tespit edilmiştir. Mevcut santrifüj pompa çark incelendiğinde, çark çıkışındaki toplam basıncın % 36.88‘i dinamik basınca, %63.11 ‘lik kısmı statik basınca çevrilmiştir. Kaçak kayıp yüzeylerinden, alt kapak, üst kapak ve kanat yüzeylerinden okunan toplam hidrolik değerine bakıldığında tasarım çarkta daha düşük sonuçlar elde edilmiştir. Hidrolik torktaki bu düşüş sonrasında mevcut santrifüj pompa çarka göre mil gücünde % 10‘luk bir düşüş elde edilmiştir. İncelenen bu çalışma noktasında tasarım santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre basma yüksekliğinde % 0.4‘lük düşüş ile beraber hidrolik güçte %0.6’lık bir düşüş olmuştur. Buna rağmen mil gücünde tasarım santrifüj pompa çarkına göre %10 enerji tasarrufu sağlanması neticesinde orijinal pompaya göre %10.25‘lik bir hidrolik verim artışı sağlanmıştır.



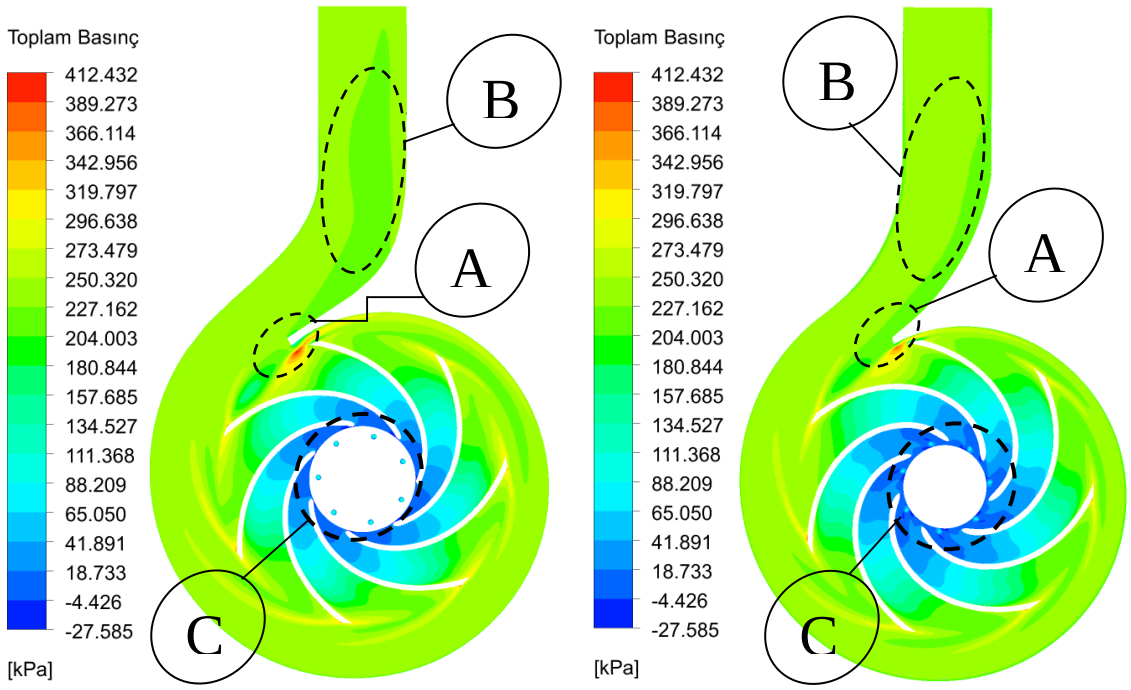
Şekil 4.13. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda statik basınç dağılımı

Şekil 4.13'de tasarım ve mevcut santrifüj pompadaki radyal düzlemde statik basınç dağılımına incelendiğinde çark girişinden itibaren statik basıncın arttığı görülmektedir. Ayrıca $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ çalışma noktasında santrifüj çarklar içerisinde akış incelendiğinde benzer akım profilleri elde edilmiştir. Salyangoz içinde akış incelendiğinde açısal momentumun ve basınç dağılımının uniform olması beklenirken, dil bölgesinde akış yapısında düzensizlik oluşabilmektedir (Gülich, 2008).Şekil 4.13'de "A" ile gösterilen akış alanı incelendiğinde (salyangozların dil bölgeleri) mevcut santrifüj pompada daha büyük statik basınç değişimi gözlemlenmiştir. Bununla birlikte salyangozların yayıcı bölgeleri incelendiğinde tasarım santrifüj pompada daha uniform bir statik basınç dağılımı görülmektedir.



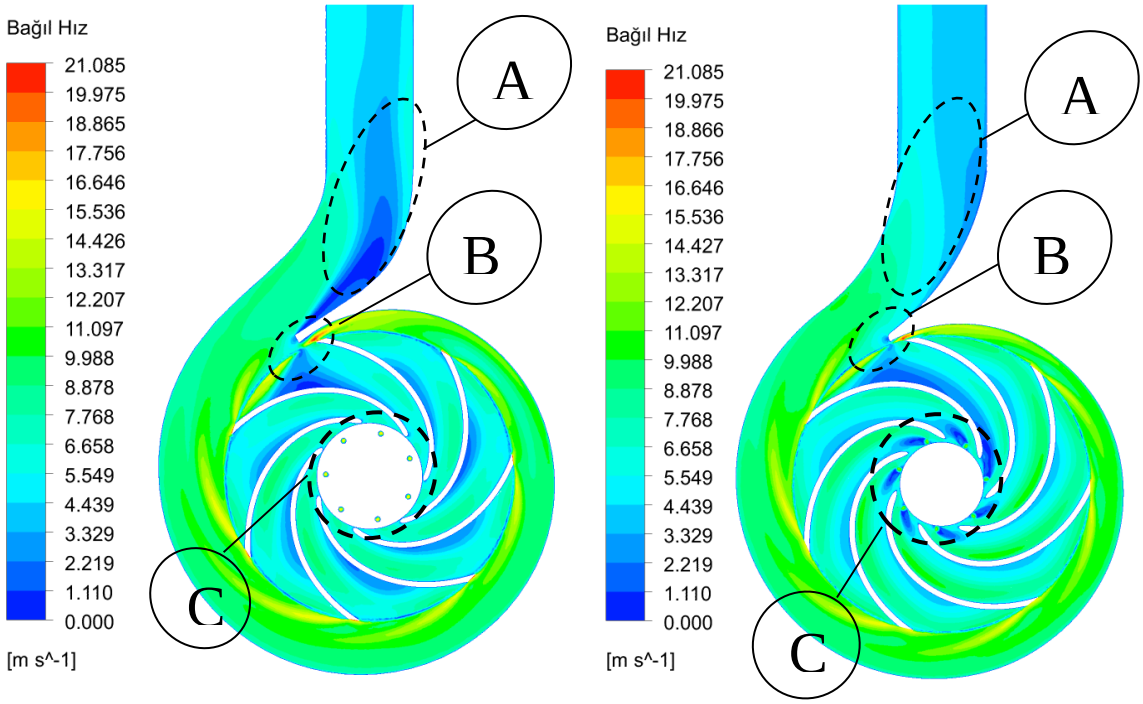
Şekil 4.14. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda dinamik basınç dağılımı

Şekil 4.14'de radyal düzlemde verilen dinamik basınç dağılımları incelendiğinde çarkların kanat profili boyunca dinamik basınç dağılımlarının arttığı gözlemlenmiştir. Dinamik basınç değerinin çark kanadı ile salyangoz dilinin kesiştiği bölgede (A bölgesi olarak belirtilen akış alanı) maksimum olduğu görülmektedir. Ayrıca santrifüj pompaların C ile gösterilen akış alanları incelendiğinde dengeleme deliklerinin varlığı nedeniyle dinamik basınç değerlerinde artışlar meydana gelmiştir. Bununla birlikte mevcut santrifüj pompanın A akış alanı incelendiğinde tasarım santrifüj pompaya göre daha büyük bir akış alanında maksimum dinamik basınç gradyanlarının oluştuğu görülmektedir. Ayrıca B ile belirtilen akış alanı incelendiğinde tasarım santrifüj pompada mevcut santrifüj pompaya göre daha uniform bir dinamik basınç dağılımı elde edilmiştir.



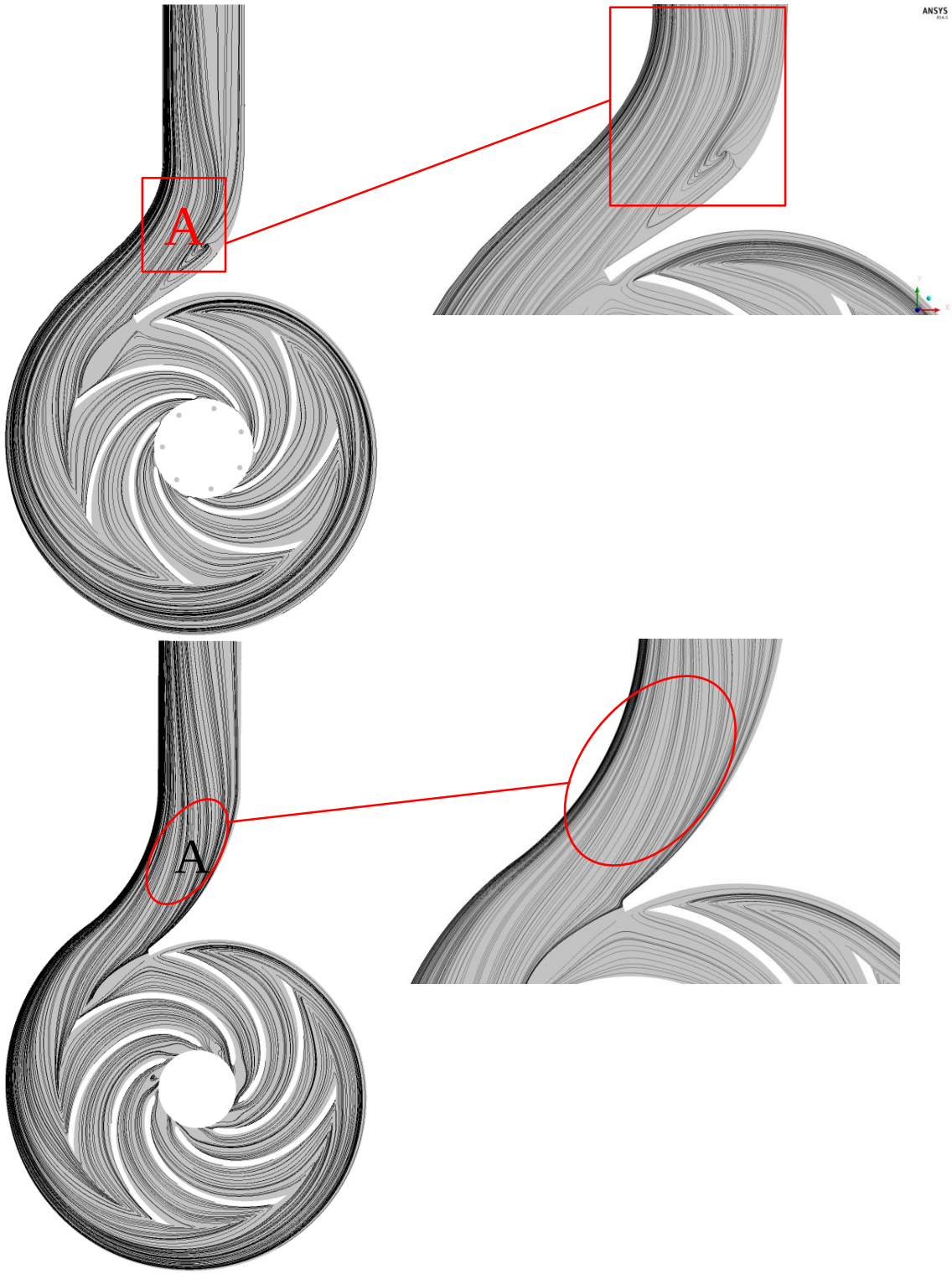
Şekil 4.15. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda toplam basınç dağılımı

Şekil 4.15'de salyangozlarda radyal düzlemde toplam basınç dağılımlarına bakıldığında çarklar içinde iki kanat arasında birbirini izleyen pasajlarda toplam basınç dağılımlarının uniform olduğu anlaşılmaktadır. Her iki santrifüj pompada da basınç en büyük basınç gradyanlarının "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanında oluştuğu görülmektedir. Çark çıkışında mutlak hız değerleri salyangoz diline yakın bölgelerdeki mutlak hız değerlerinden daha yüksektir. Bu kavram şok kayıpları olarak adlandırılmaktadır (Gulich, 2008). Bu nedenle "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanında ani toplam basınç artışı gözlemlenmiştir. Ayrıca dengeleme delikleri nedeniyle ("C" bölgesi ile tanımlanan akış alanı) toplam basınç değerlerinde ani artışlar meydana gelmiştir. Bununla birlikte "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde en büyük toplam basınç gradyanlarının mevcut santrifüj pompada daha büyük bir akış alanında oluştuğu gözlemlenmiştir. Ayrıca salyangozların yayıcı bölgelerindeki ("B" bölgesi olarak tanımlanan akış alanı) toplam basınç dağılımları incelendiğinde mevcut santrifüj pompaya göre, tasarım santrifüj pompada daha uniform bir dağılım elde edilmiştir

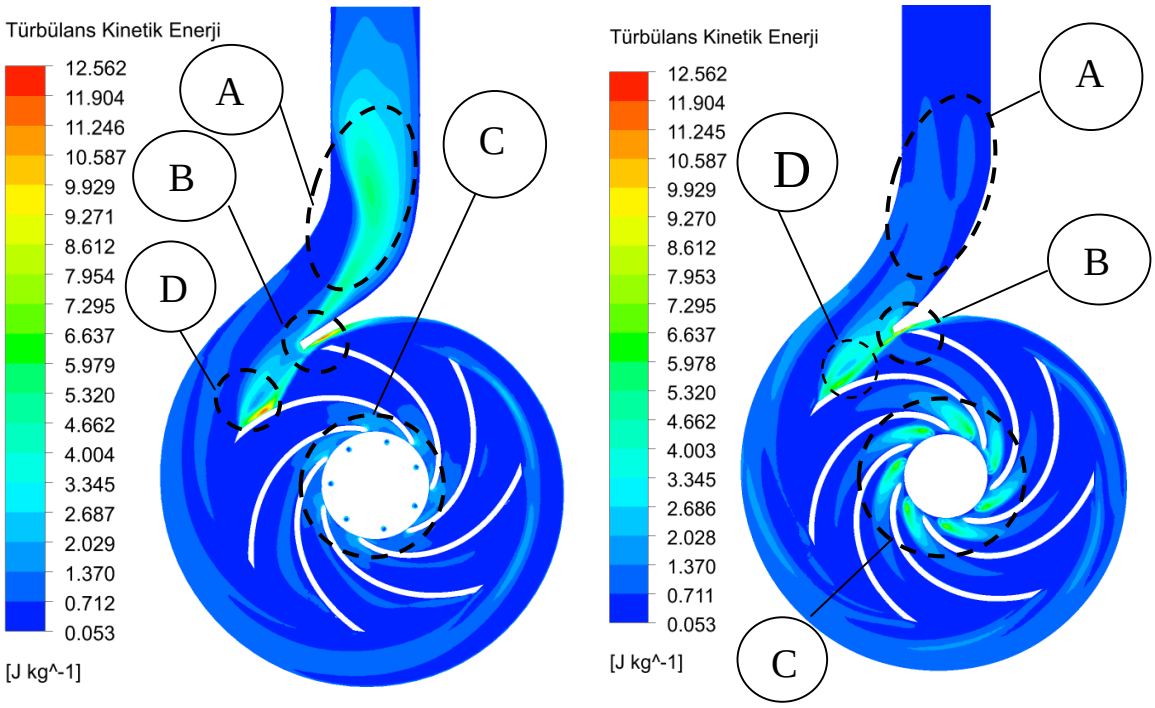


Şekil 4.16. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda hız dağılımı

Şekil 4.16'da santrifüj pompalarda bağıl hız dağılımları incelendiğinde kanatların basınç yüzeylerinden emiş yüzeylerine doğru bağıl hızın arttığı görülmektedir. Ayrıca kanat çıkış yüzeyi ile salyangoz dilinin kesiştiği bölgelerde ("B" ile gösterilen akış alanı) bağıl hız değerlerinde büyük artışlar gözlemlenmiştir. Bunun nedeni salyangoz diline en yakın kanat arka yüzeyinde meydana gelen kesit daralmasıdır. "C" ile gösterilen akış alanı incelendiğinde dengeleme delikleri nedeniyle bağıl hız dağılımında ani değişimler oluşmuştur. Dengeleme delikleri nedeniyle kanatların basınç yüzeylerine yakın bölgelerde bağıl hız değerlerinde düşüşler meydana gelmiştir. Bununla birlikte mevcut santrifüj pompanın "A" ile gösterilen akış alanı incelendiğinde bağıl hız değerlerinde bağıl hız değerlerinde ani değişimlerin meydan geldiği görülmektedir. Şekil 4.14'de mevcut santrifüj pompanın "B" ile gösterilen akış alanı incelendiğinde dinamik basınç değerlerinde ve Şekil 4.16'da "A" ile gösterilen akış alanında bağıl hızda meydana gelen değişimlere bakılarak akış ayrılmalarının oluştuğu görülmektedir. Ayrıca mevcut santrifüj pompa salyangozunun A bölgesi olarak nitelendirilen akış alanlarında akış ayrılmalarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Buna rağmen tasarım santrifüj pompasındaki akış alanı incelendiğinde akışın düzenlendiği ve salyangoz akış alanında her hangi bir akış ayrılmalarına rastlanılmadığı görülmektedir.



Şekil 4.17. Mevcut (üst taraf) ve tasarım (alt taraf) santrifüj pompalarda radyal düzlemde akım çizgileri dağılımı

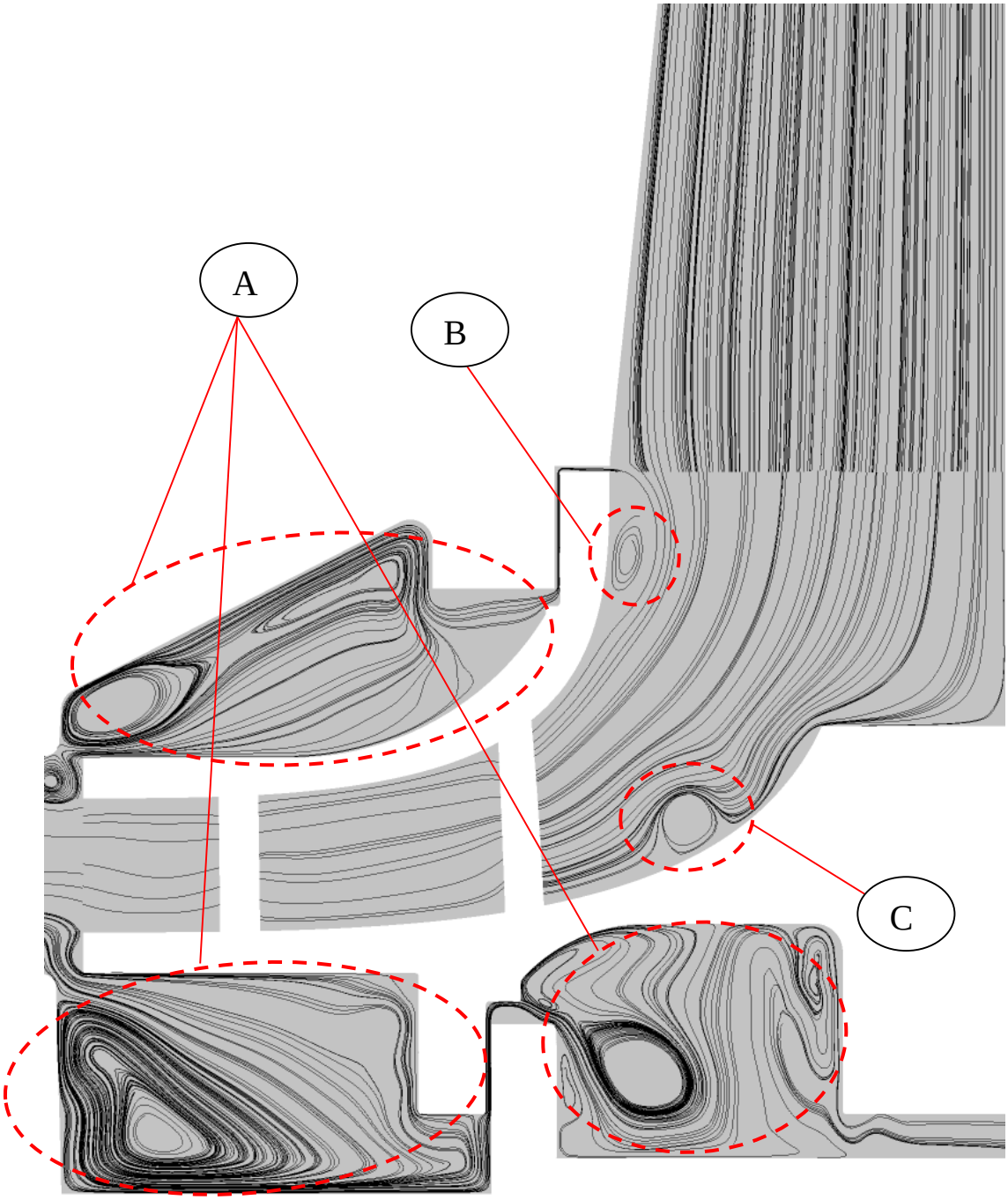


Şekil 4.18. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda türbülans kinetik enerji dağılımı

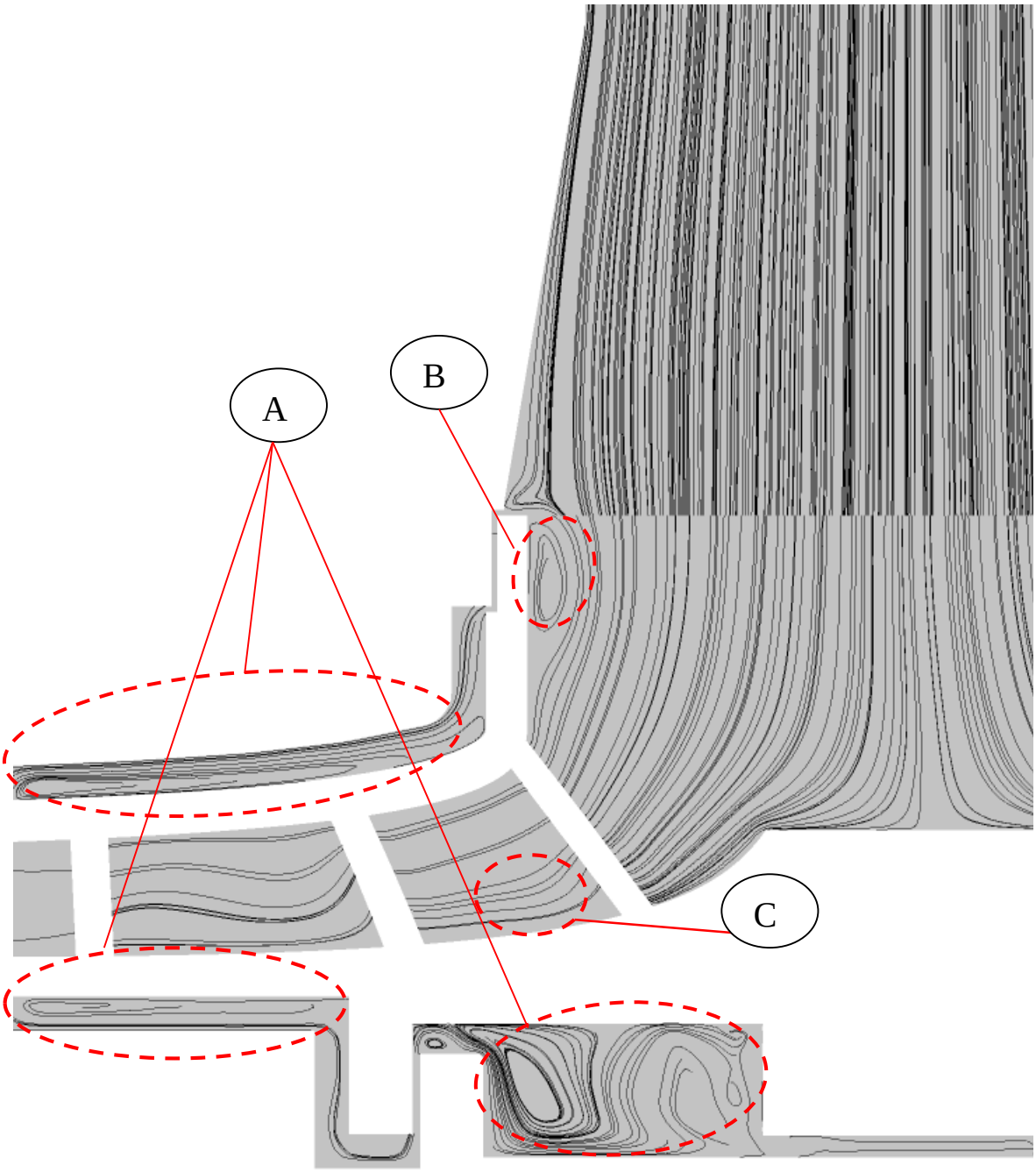
Şekil 4.17'de radyal düzlemde tasarım ve mevcut santrifüj pompalardaki akım çizgileri verilmiştir. Çark içerisinde akım çizgileri incelendiğinde herhangi bir akış ayrılmalarına rastlanılmamıştır. "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompada, dinamik basınç değerlerinin ani değişime uğradığı bölgelerde akış ayrılmalarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte tasarım santrifüj pompada A bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde herhangi bir akış ayrılmasına rastlanılmamıştır.

Şekil 4.18 incelendiğinde kanat uçlarında meydana gelen akış ayrılmalarının ve dengeleme delikleri nedeniyle kanat giriş uçlarında ("B" ile tanımlanan akış alanı) ve "C" ile tanımlanan akış alanlarında türbülans kinetik enerjinin arttığı görülmektedir. Bununla birlikte mevcut santrifüj pompanın Şekil 4.18'de "A ve B" ile gösterilen akış alanlarında, akış ayrılmalarının oluştuğu bölgelerde büyük türbülans kinetik enerji gradyanları gözlemlenmiştir ve bu bölgelerde büyük oranda enerji kayıplarının oluştuğu anlaşılmaktadır. Tasarım santrifüj pompada ise "B" ile tanımlanan akış alanında, hız değerlerinin ani artışı ile türbülans kinetik enerji gradyanları en büyük değerine ulaşmıştır. Bununla birlikte "D" ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompa çarkında daha büyük kinetik enerji gradyanları gözlemlenmiştir. Ayrıca her iki pompanın "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompaya göre tasarım santrifüj pompada türbülans kinetik enerji değerlerinde büyük

düşüşler elde edilmiştir. Türbülans kinetik enerji değerinde elde edilen bu düşüşler ile enerji kayıpları büyük oranda önlenmiştir.



Şekil 4.19. Mevcut santrifüj pompada meridyenel düzlemde radyal hız vektörlerine karşılık gelen akım çizgilerinin değişimi



Şekil 4.20. Tasarım santrifüj pompada meridyenel düzlemde radyal hız vektörlerine karşılık gelen akım çizgilerinin değişimi

Şekil 4.19 ve Şekil 4.20'de santrifüj pompalarda meridyenel düzlemde akım çizgileri verilmiştir. Kaçak kayıp bölgeleri nedeniyle çark girişlerinde akış yapısında bozulmalar ve akış ayrılmaları görülmektedir. Ayrıca, dengeleme delikleri nedeniyle kanat giriş uçları öncesinde (C ile gösterilen akış alanlarında) radyal hız değerlerinde düşüşler meydana geldiği ve akışta kopmaların oluştuğu belirlenmiştir. Mevcut santrifüj pompa çarkının "A" ile gösterilen akış alanları incelendiğinde akış ayrılmaları gözlenmekte olup özellikle "çark katı modeli üst kapak ve alt kapak yüzeyleri "

üzerinde oluşan hidrolik tork değeri bu akış ayrılmaları nedeniyle artmaktadır. Tasarım santrifüj pompa çarkında aynı akış alanı ("A" ile gösterilen akış alanı) incelendiğinde bu akış ayrılmaları ve akışta meydana gelen kopmaların düzenlendiği görülmektedir. Böylece incelenen çalışma noktasında orijinal pompaya göre çarka aktarılması gereken mil gücü azaltılmıştır.

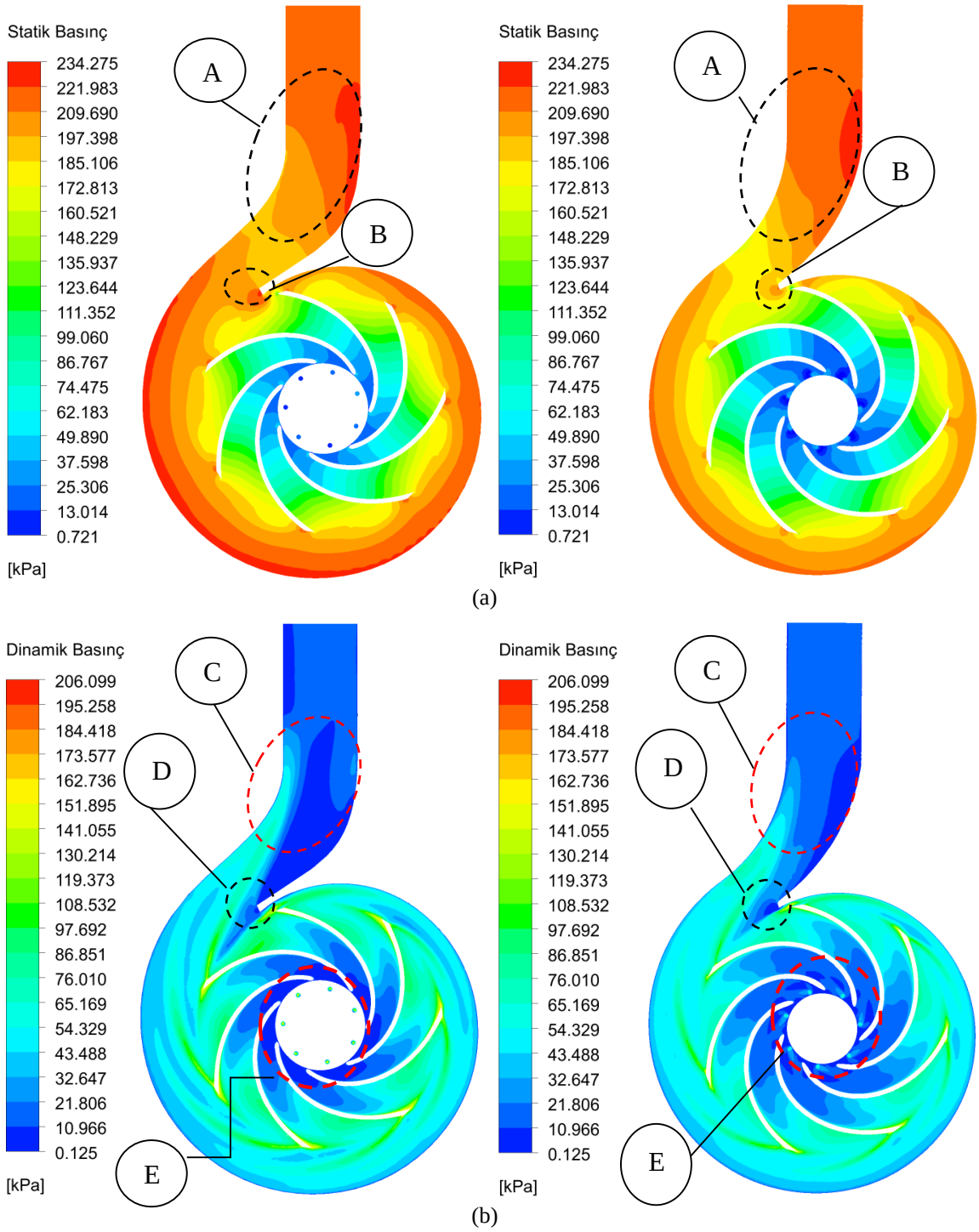
4.3.2 Debi oranı $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.0$ çalışma noktasındaki sayısal sonuçlar

Debi oranı $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.0$ çalışma noktasındaki tasarlanan ve mevcut santrifüj pompa için elde edilen sonuçlar Çizelge 4.5'de sunulmuştur.

Çizelge 4.5. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.0$ çalışma noktasındaki elde edilen değerler

Büyüklükler	Tasarım santrifüj pompa	Mevcut santrifüj pompa	Değişim (%)
Hacimsel Debi (m^3/h)	100	100	-
Salyangoz girişinde okunan toplam basınç (kPa)	26.91	31.67	15.05
Salyangoz çıkışında okunan toplam basınç (kPa)	237.36	235.05	0.98
Çark girişinde toplam basınç (kPa)	27.59	33.77	18.30
Çark çıkışında toplam basınç (kPa)	257.69	278.75	7.55
Çark girişindeki dinamik basınç (kPa)	5.06	7.03	28.04
Çark çıkışındaki dinamik basınç (kPa)	77.12	89.55	13.87
Toplam hidrolik tork (Nm)	50.36	55.44	9.16
Çark hidrolik verimi (%)	80.28	77.63	3.40
Mil gücü (kW)	7.80	8.59	9.19
Hidrolik güç (kW)	5.72	5.83	1.88
Pompa hidrolik verimi (%)	73.40	67.95	8.02

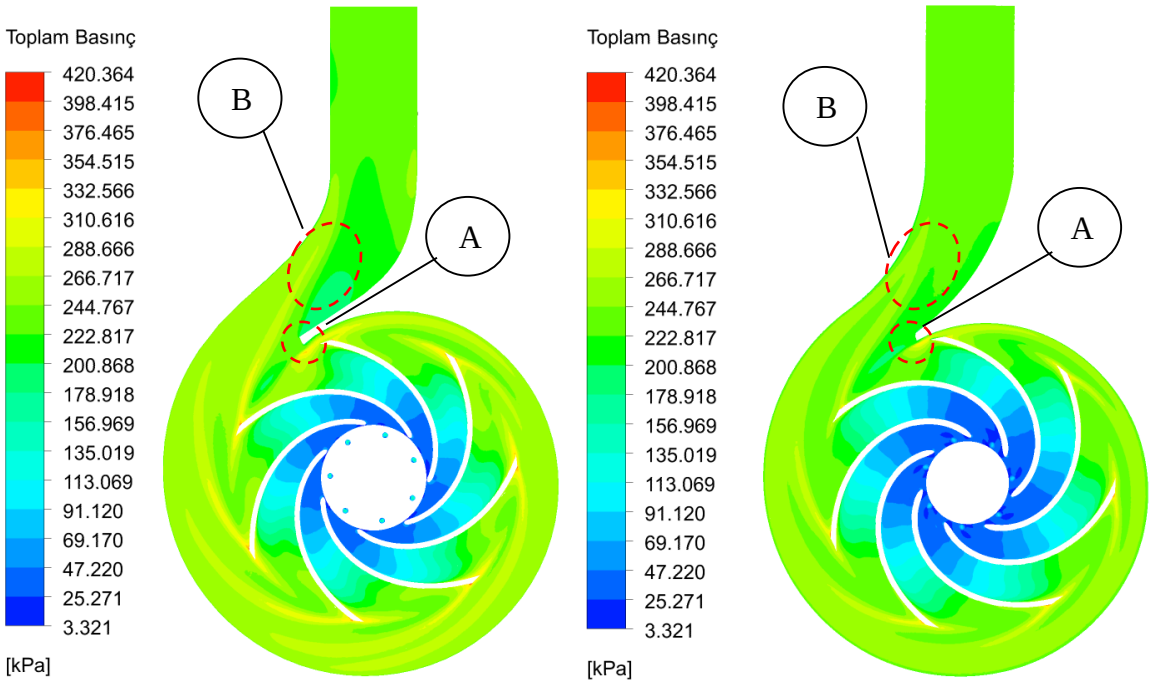
Şekil 4.21'de tasarım ve mevcut santrifüj pompalarda radyal düzlemde statik ve dinamik basınç dağılımları incelenmiştir. Santrifüj pompa çarklarının kanatları arasındaki akım pasajlarındaki statik basınç dağılımları $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ çalışma noktasındaki statik basınç dağılımına benzerdir. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$ çalışma noktasında dil bölgesindeki ("B" bölgesi ile tanımlanan akış alanı) statik basınç dağılımına bakıldığında mevcut santrifüj pompa salyangozunda daha büyük statik basınç gradyanlarının oluştuğu görülmektedir. Bununla birlikte "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde tasarım santrifüj pompa salyangozundaki statik basınç dağılımında daha uniform bir değişim gözlemlenmiştir.



Şekil 4.21. a) Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda statik basınç dağılımı b) Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda dinamik basınç dağılımı

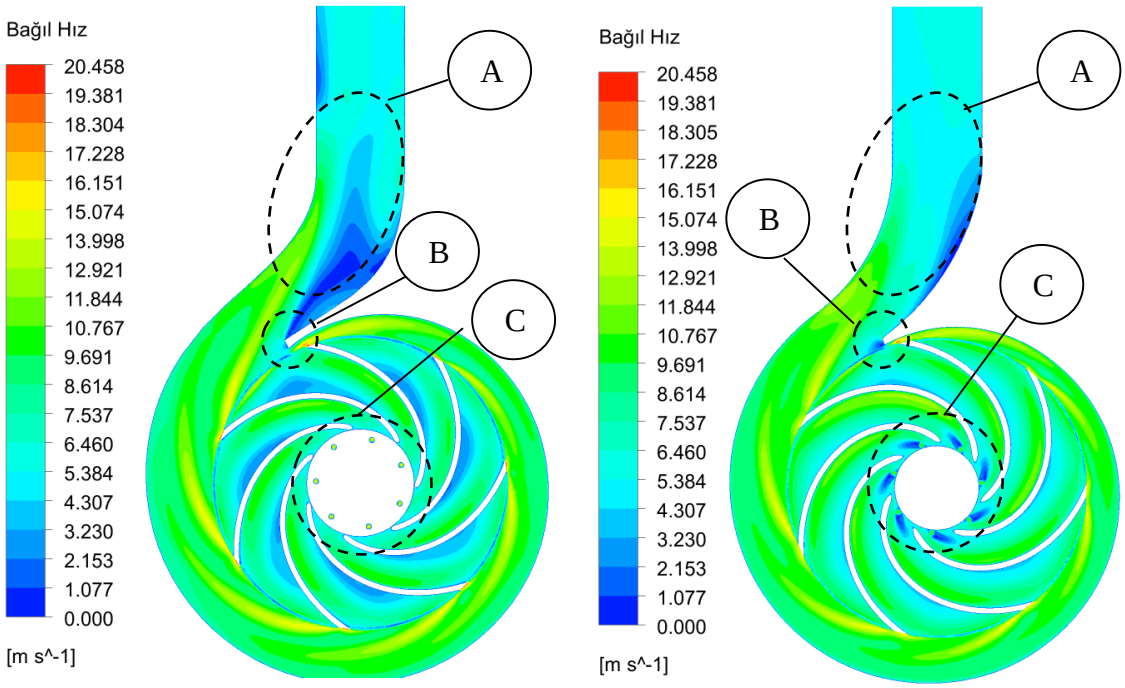
Şekil 4.21'de santrifüj pompalardaki dinamik basınç değişimleri incelendiğinde, dengeleme delikleri nedeniyle "E" bölgesi ile tanımlanan akış alanında dinamik basınç değerlerinde artışlar gözlemlenmiştir. Bununla birlikte "E" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde kanat çıkış yüzeyinin salyangoz dili ile etkileşimi neticesinde en büyük dinamik basınç gradyanları bu bölgelerde oluşmuştur. Çarklar

içerisindeki dinamik basınç dağılımı incelendiğinde benzer akım profillerinin oluştuğu görülmektedir. Her iki santrifüj pompanın "C" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompaya göre tasarım santrifüj pompada daha uniform bir dağılım elde edilmiştir.



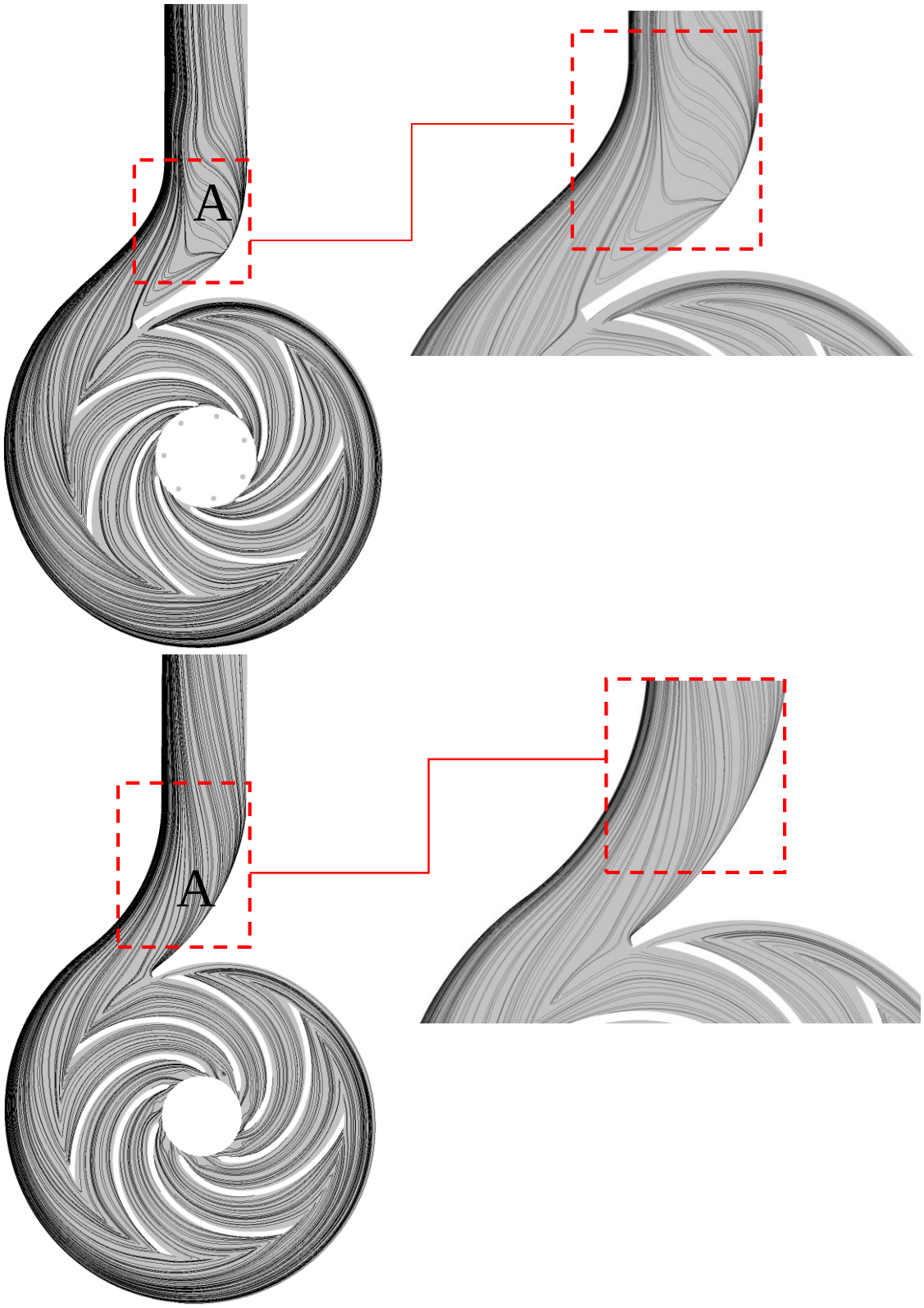
Şekil 4.22. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda toplam basınç dağılımı

Şekil 4.22'de $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$ çalışma noktasında radyal düzlemde toplam basınç dağılımları verilmiştir. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$ noktasındaki radyal düzlemde toplam basınç dağılımına bakıldığında $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ noktasındaki akış profiline benzer bir akış gözlenmektedir. Bununla birlikte Şekil 4.22'de görüldüğü üzere dengeleme deliklerinin nedeniyle $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$ çalışma noktasında tasarım çark kanat giriş uçlarında daha düşük toplam basınç gradyanları oluşmuştur. Ayrıca mevcut santrifüj pompa salyangozunun yayıcı (B bölgesi ile gösterilen akım alanı) bölgesindeki toplam basınç dağılımında büyük değişimlerin oluştuğu görülmekte olup tasarım santrifüj pompa salyangozu yayıcısında (B bölgesi ile gösterilen akım alanında)böyle bir değişime rastlanılmamaktadır.

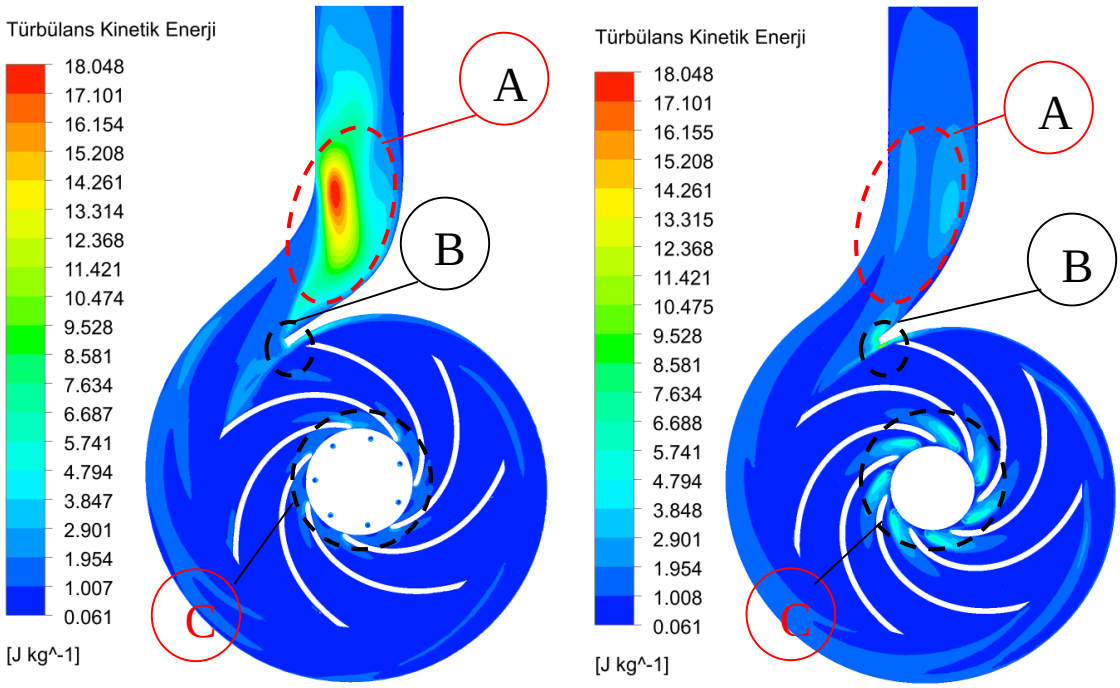


Şekil 4.23. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda hız dağılımı

Şekil 4.23'de santrifüj pompalarda radyal düzlemde bağıl hız değişimi verilmiştir. Her iki santrifüj pompanın da çark kanat giriş uçları öncesinde dengeleme delikleri nedeniyle bağıl hız değerlerinde düşüşler oluşmuştur. Bununla birlikte her iki santrifüj pompada "B" bölgesi ile tanımlanan akış alanında en büyük bağıl hız gradyanları oluştuğu gözlemlenmiştir. Santrifüj pompaların iki kanat arası akım pasajları incelendiğinde mevcut santrifüj pompaya göre tasarım santrifüj pompanın kanat profilleri boyunca daha uniform bir dağılım elde edilmiştir. Ayrıca "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanları incelendiğinde mevcut santrifüj pompa salyangozunda bağıl hız değerlerinde ani değişimlerin oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu ani değişim bu akım bölgesinde akış ayrılmalarının meydana gelebileceğini göstermektedir. Tasarım santrifüj pompa salyangozunda ise "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanındaki bağıl hız dağılımlarının mevcut santrifüj pompaya göre düzenlendiği görülmektedir.



Şekil 4.24. Mevcut (üst taraf) ve tasarım (alt taraf) santrifüj pompalarda radyal düzlemde akım çizgileri dağılımı

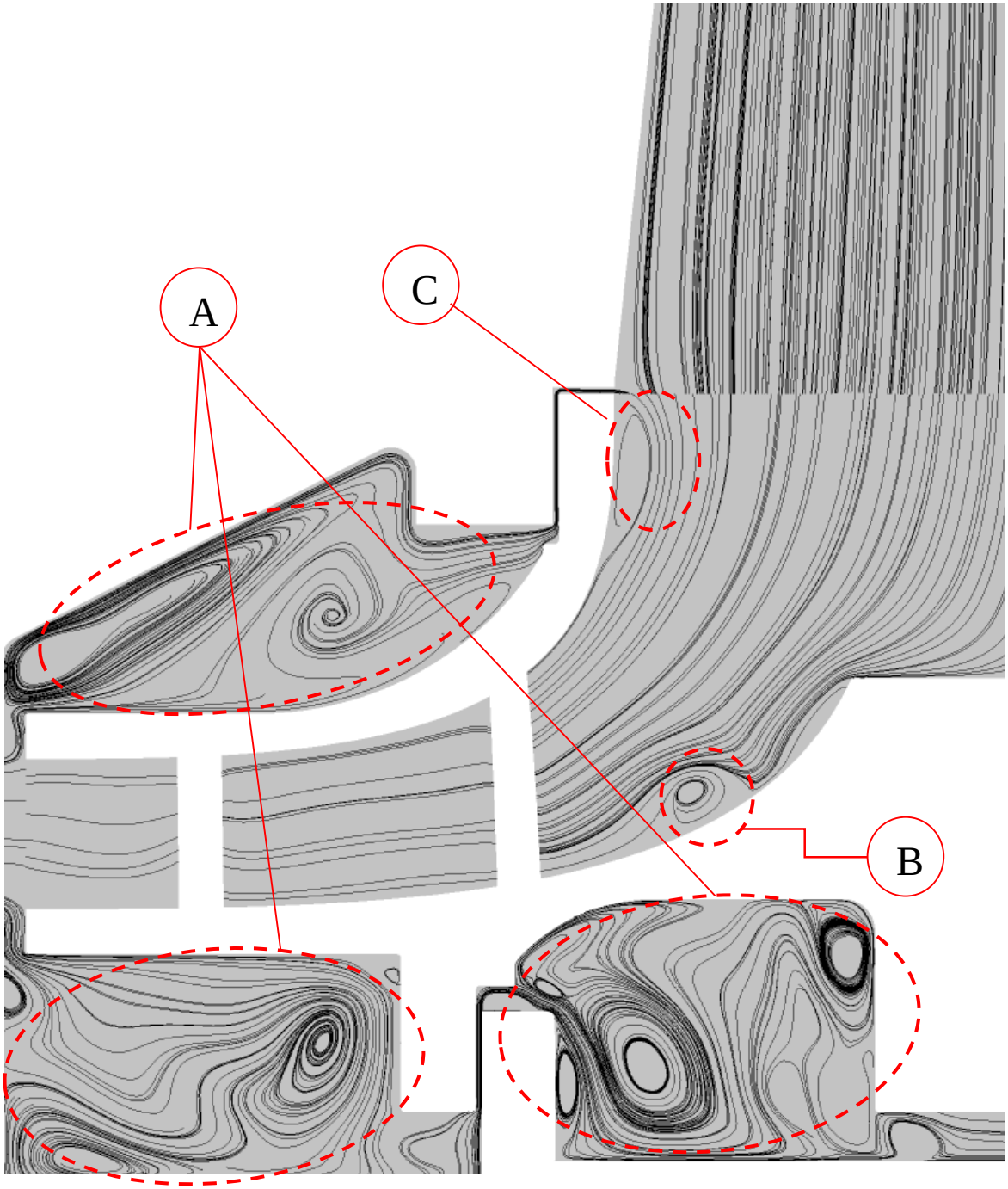


Şekil 4.25. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda türbülans kinetik enerji dağılımı

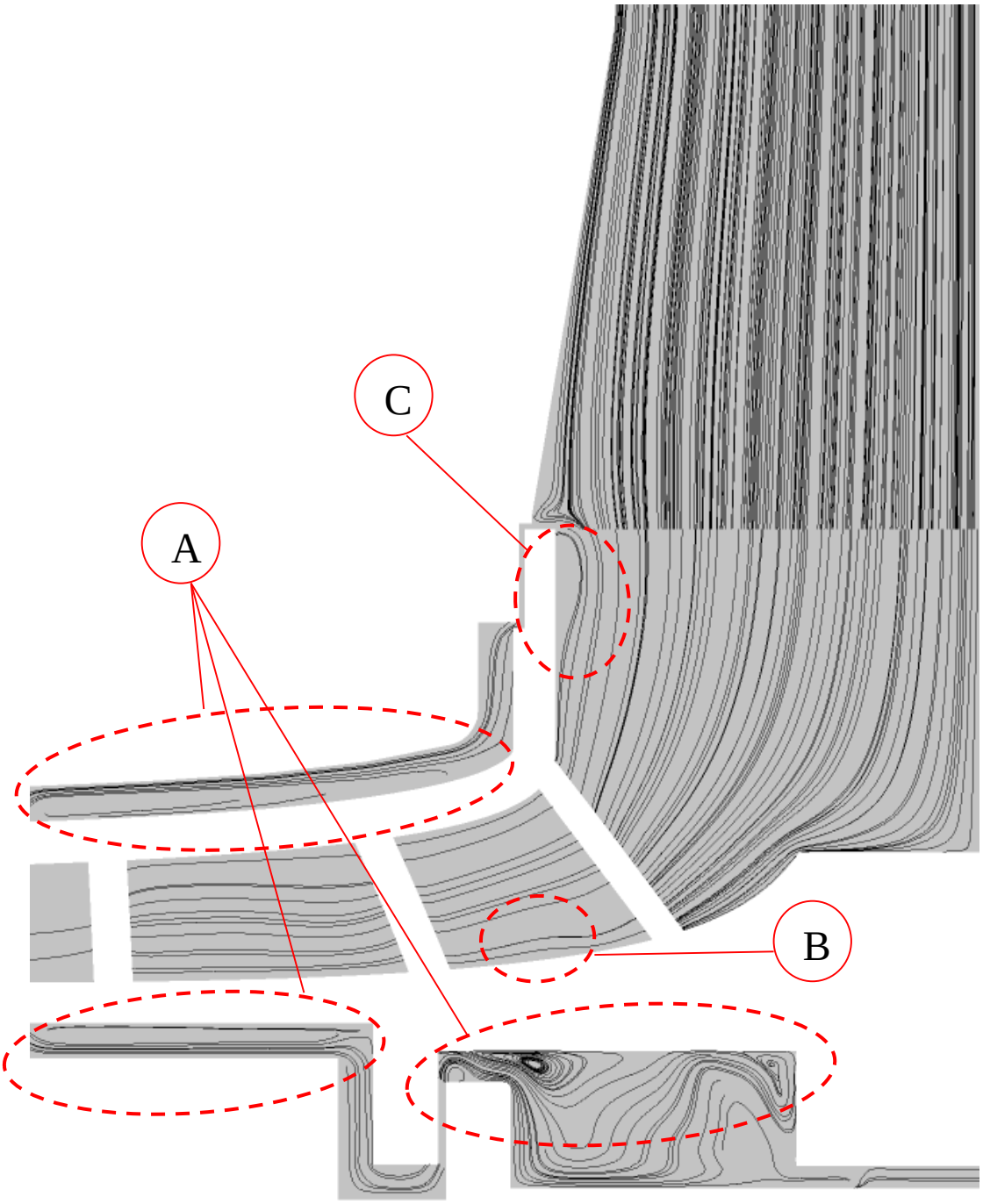
Şekil 4.24'de radyal düzlemde tasarım ve mevcut santrifüj pompalardaki akım çizgileri verilmiştir. Çark içerisinde akım çizgileri incelendiğinde herhangi bir akış ayrılmalarına rastlanılmamıştır. "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompada, dinamik basınç değerlerinin ani değişime uğradığı bölgelerde akış yapısında bozulmaların oluştuğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte tasarım santrifüj pompada A bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompa salyangozu çıkışında meydana gelen akış yapısındaki bozulmaların düzenlendiği görülmektedir.

Şekil 4.25 incelendiğinde pompa çarklarının kanat girişlerinde ("C" bölgesi ile tanımlanan akış alanı) dengeleme delikleri nedeniyle türbülans kinetik enerji değerinde artışlar gözlemlenmiştir. Bu artışlar eddy girdaplarının(ikincil girdapların) oluşmasında etkili olmuştur. Ayrıca her iki pompa salyangozunun dil bölgesinde ("B" bölgesi ile tanımlanan akış alanı) yine türbülans kinetik enerji değerinde artışların olduğu görülmektedir. Mevcut santrifüj pompanın "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde akış ayrılmalarının oluştuğu bölgelerde türbülans kinetik enerji dağılımında ani artışların oluştuğu gözlemlenmiştir. Tasarım santrifüj pompada "A" ile tanımlanan akım bölgesi incelendiğinde türbülans kinetik enerji değerlerinde büyük düşüşler elde edilmiştir. Tasarım santrifüj pompada türbülans kinetik enerji değerlerinde

elde edilen bu düşüşler ile mevcut santrifüj pompada “A” bölgesi ile tanımlanan akım alanında kaybedilen enerji daha düşük seviyelere indirgenmiştir.



Şekil 4.26. Mevcut santrifüj pompada meridyenel düzlemde radyal hız vektörlerine karşılık gelen akım çizgilerinin değişimi



Şekil 4.27. Tasarım santrifüj pompada meridyenel düzlemde radyal hız vektörlerine karşılık gelen akım çizgilerinin değişimi

Şekil 4.26 ve Şekil 4.27'de verilen meridyenel düzlemdeki akım çizgileri incelendiğinde kaçak kayıplarının oluştuğu akım alanlarında akış ayrılmalarının oluştuğu görülmektedir. Bununla birlikte çark içinde dengeleme delikleri nedeniyle "B" bölgesi ile tanımlanan akış alanlarında yine akış ayrılmaları meydana gelmiştir. Bununla birlikte "A" bölgesi ile tanımlanan akım alanları incelendiğinde tasarım santrifüj pompada akış ayrılmalarının düzenlendiği görülmektedir. Böylece "çark katı modeli üst

ve alt kapak yüzeylerindeki" hidrolik tork değerinde düşüşler elde edilerek tasarım santrifüj pompa veriminde artışlar sağlanmıştır.

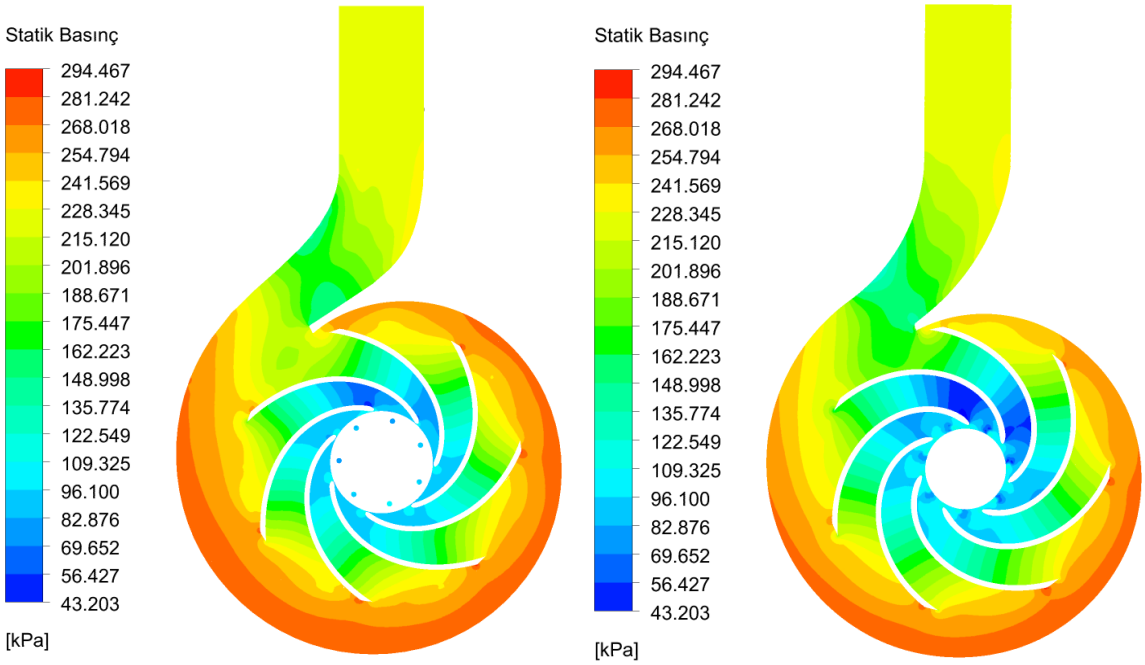
4.3.3. Debi oranı $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.35$ çalışma noktasındaki sayısal sonuçlar

Debi oranı $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.35$ çalışma noktasındaki tasarlanan ve mevcut santrifüj pompa için elde edilen sonuçlar Çizelge 4.6'de sunulmuştur.

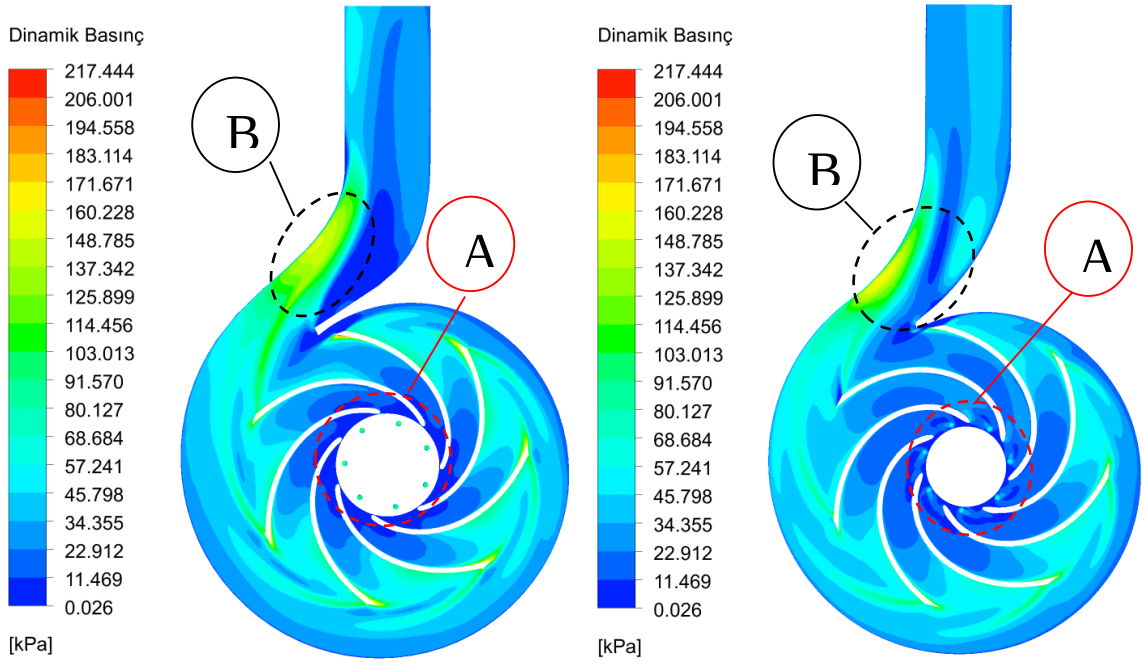
Çizelge 4.6. $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.35$ çalışma noktasındaki elde edilen değerler

Büyüklükler	Tasarım santrifüj pompa	Mevcut santrifüj pompa	Değişim (%)
Hacimsel Debi (m^3/h)	135	135	-
Salyangoz girişinde okunan toplam basınç (kPa)	108.63	103.66	4.79
Salyangoz çıkışında okunan toplam basınç (kPa)	253.81	259.77	2.29
Çark girişinde toplam basınç (kPa)	108.75	104.58	3.98
Çark çıkışında toplam basınç (kPa)	292.09	314.94	7.25
Çark girişindeki dinamik basınç (kPa)	7.49	9.22	18.75
Çark çıkışındaki dinamik basınç (kPa)	58.51	72.54	19.33
Toplam hidrolik tork (Nm)	55.48	62.35	11.01
Çark hidrolik verimi (%)	78.37	80.05	2.09
Mil gücü (kW)	8.59	9.66	11.07
Hidrolik güç (kW)	5.39	5.74	6.09
Pompa Hidrolik Verimi (%)	62.07	59.42	4.45

Şekil 4.28'de verilen santrifüj pompalarda statik basınç dağılımlarının benzer olduğu görülmektedir. Dinamik basınç dağılımları incelendiğinde dengeleme delikleri nedeniyle kanat giriş uçlarında meydana gelen hız değerlerindeki artış diğer çalışma noktalarında da gözlemlendiği üzere "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanlarında dinamik basınç artışına neden olmaktadır. Her iki santrifüj pompa salyangozunda "B" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde dinamik basınç gradyanlarında ani düşüşlerin oluştuğu gözlemlenmiştir.

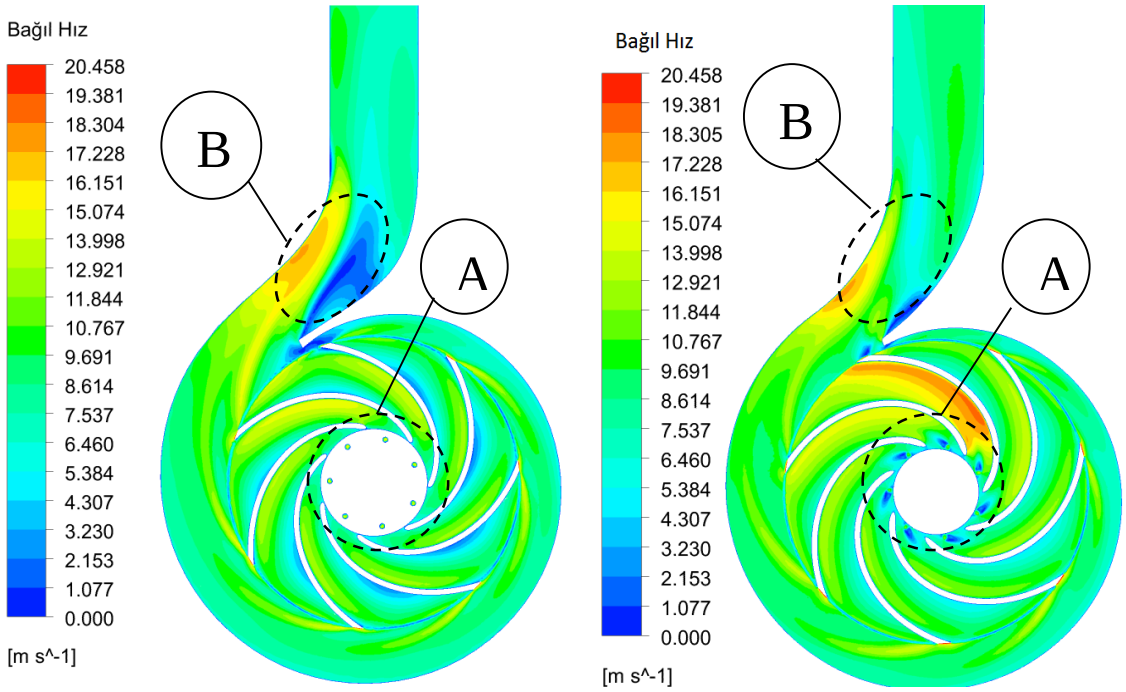


(a)



(b)

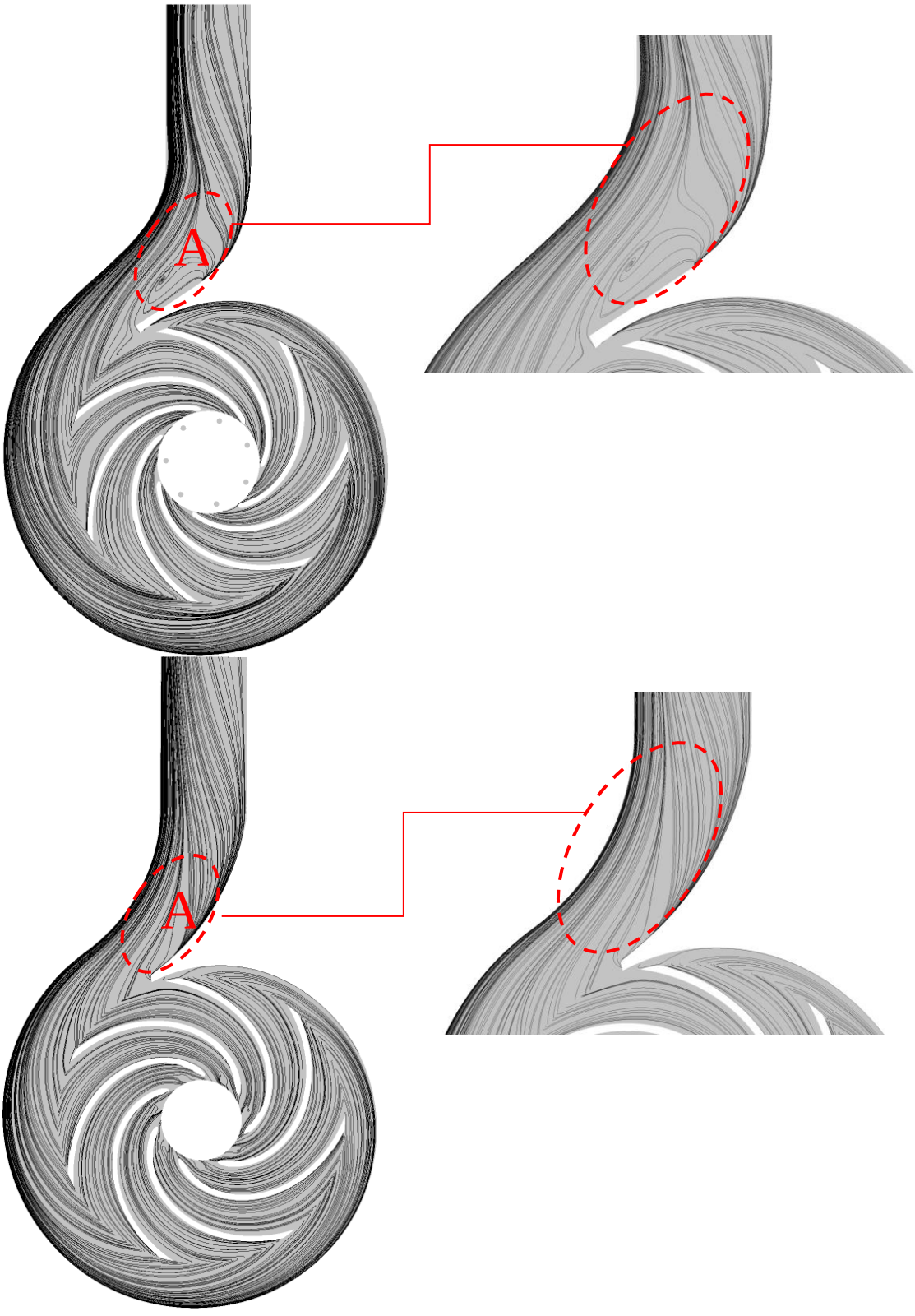
Şekil 4.28. a) Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda statik basınç dağılımı b) Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda dinamik basınç dağılımı



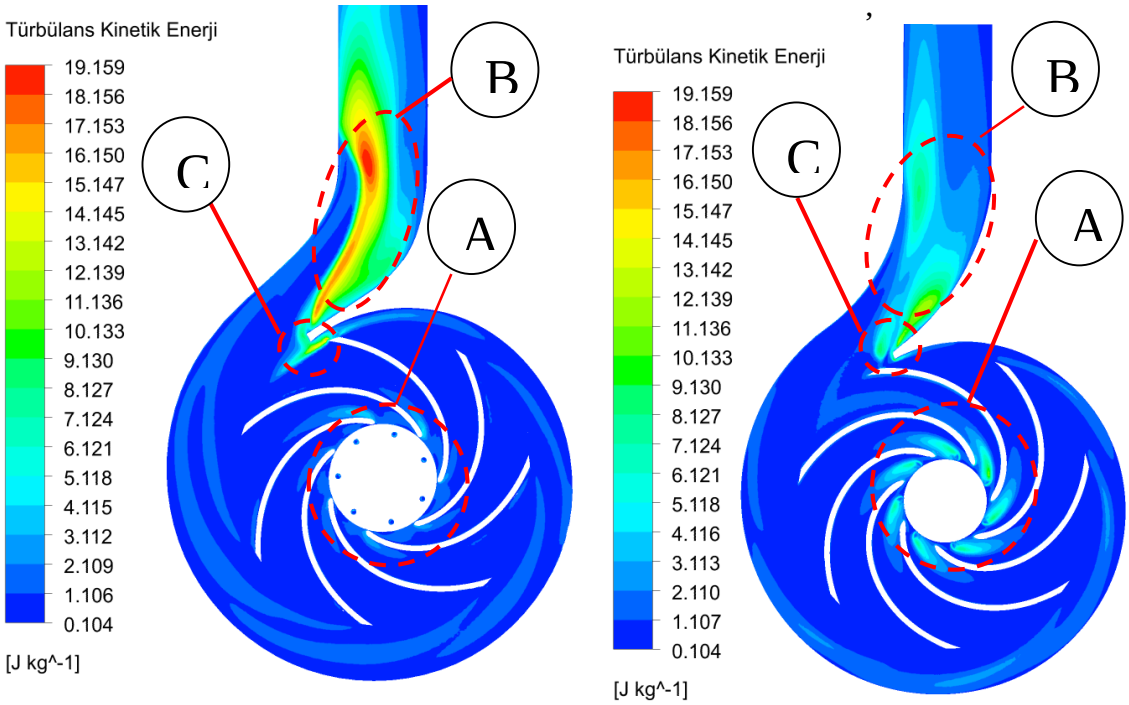
Şekil 4.29. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda hız dağılımı

Şekil 4.29 incelendiğinde dengeleme delikleri (“A” bölgesi ile tanımlanan akış alanı) nedeniyle ve salyangozların dil bölgelerinde bağıl hız değerlerinde ani düşüşler meydana gelmiştir. Bununla birlikte mevcut santrifüj pompa çarkı kanatlarının basınç yüzeylerinde düşük bağıl hız gradyanlarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Ayrıca mevcut santrifüj pompa salyangozunun “B” bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde yine bağıl hız değerlerinde ani düşüşlerin meydana geldiği görülmektedir. Buna rağmen tasarım santrifüj pompa salyangozunun “B” bölgesi ile tanımlanan akış alanındaki bağıl hız değerlerindeki düşüşlerin daha uniform olduğu görülmektedir.

Şekil 4.30 incelendiğinde santrifüj pompa çarkları içerisinde kanat profilleri boyunca herhangi bir akış ayrılmalarına rastlanılmamıştır ve her iki pompa çarkı içerisinde benzer akım profilleri elde edilmiştir. Santrifüj pompaların “A bölgesi ile tanımlanan akış alanları” incelendiğinde mevcut santrifüj pompada akış ayrılmalarına rastlanırken, tasarım santrifüj pompada bu oluşumun düzenlendiği ve herhangi bir akış ayrılmasına rastlanılmadığı görülmektedir.



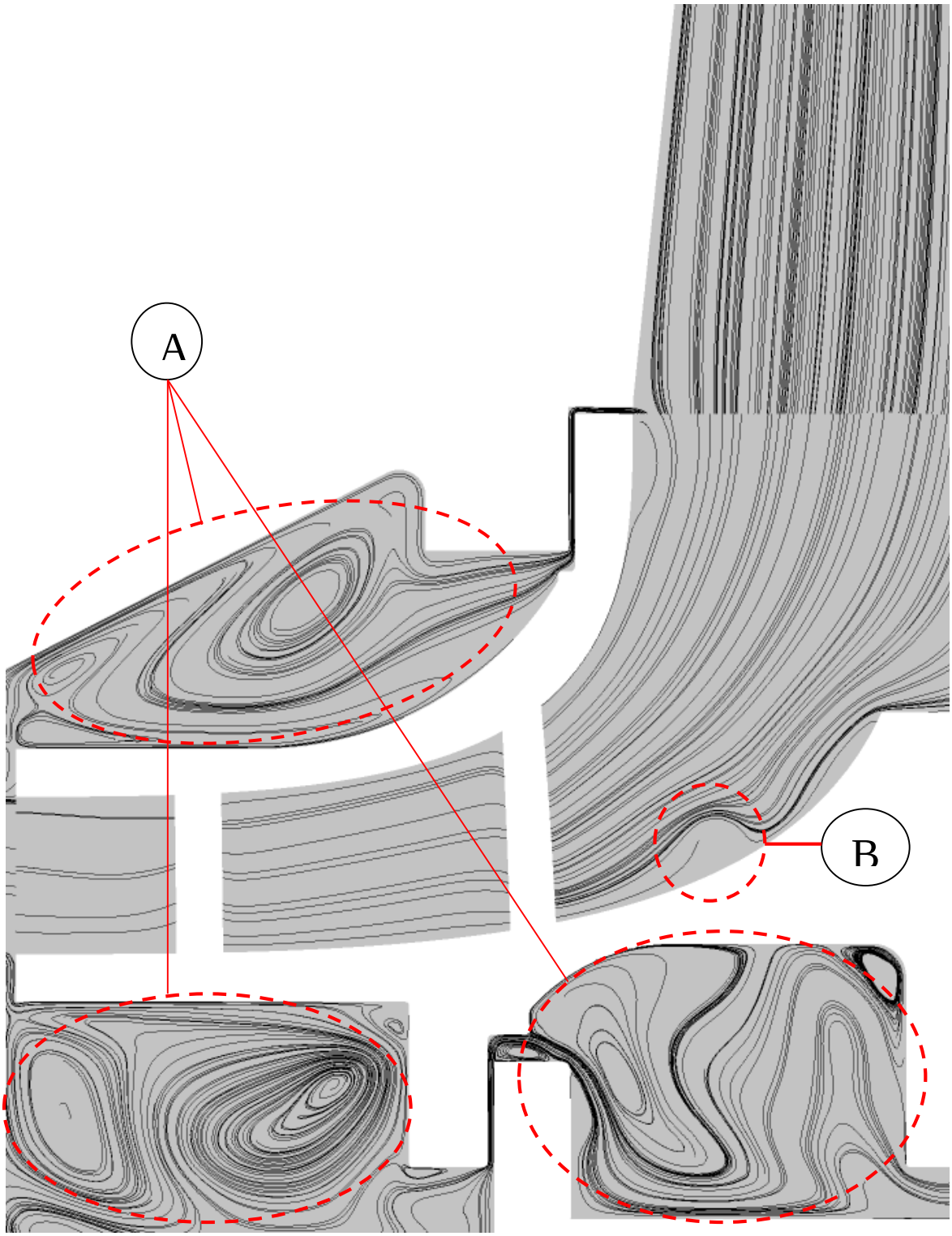
Şekil 4.30. Mevcut (üst taraf) ve tasarım (alt taraf) santrifüj pompalarda radyal düzlemde akım çizgileri dağılımı



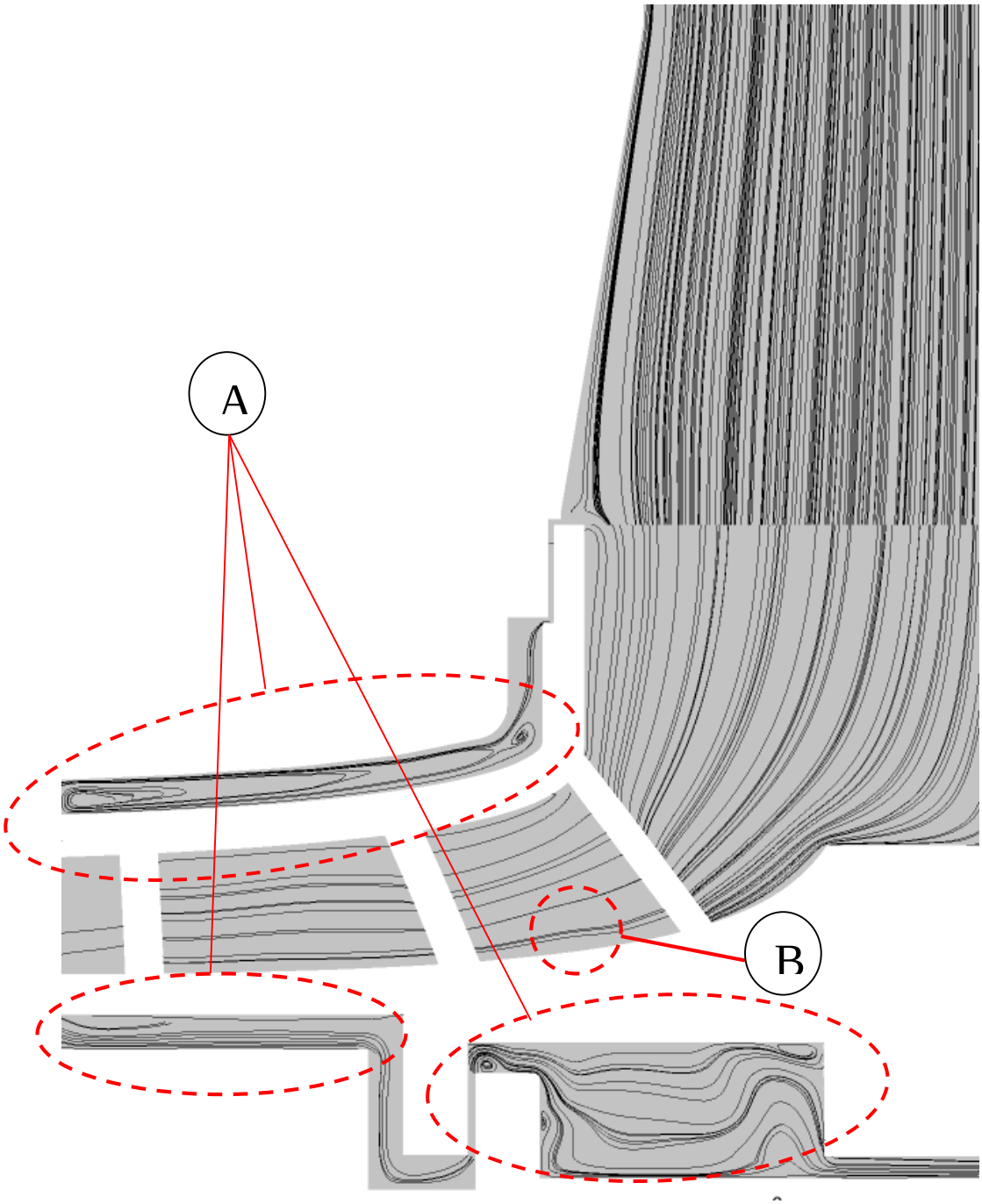
Şekil 4.31. Mevcut (sol taraf) ve tasarım (sağ taraf) santrifüj pompalarda türbülans kinetik enerji dağılımı

Şekil 4.31 incelendiğinde santrifüj pompa çarklarının dengeleme delikleri nedeniyle kanat girişlerinde ("A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı) türbülans kinetik enerji değerlerinde artışlar gözlenmiştir. Ayrıca "C" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde çark kanatları ile salyangoz dilinin etkileşimi neticesinde türbülans kinetik enerji gradyanlarında büyümeler görülmüştür. Tasarım santrifüj pompanın "B" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompada daha büyük türbülans kinetik enerji gradyanları oluştuğu gözlemlenmiştir. Böylece mevcut santrifüj pompada "C" bölgesi ile tanımlanan akış alanında kaybedilen enerji tasarım santrifüj pompada azaltılmıştır.

Şekil 4.32 ve 4.33'de $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.35$ çalışma noktası için çizdirilen akım çizgilerine bakıldığında çarklar içinde $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.0$ noktasına benzer profilde bir akış elde edilmiştir. Yine dengeleme delikleri nedeniyle " B bölgesi ile tanımlanan akış alanlarında" akış ayrılmalarının meydana geldiği gözlemlenmiştir. Ayrıca kaçak kayıplarının oluştuğu bölgelerde yine akış ayrılmalarına rastlanılmıştır. Tasarım santrifüj pompanın "A" bölgesi ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde mevcut santrifüj pompaya göre akımın düzenlendiği görülmektedir. Böylece "çark katı modeli üst ve alt kapak yüzeylerindeki" hidrolik tork değerlerinde düşüşler elde edilerek hidrolik verimde artışlar sağlanmıştır.

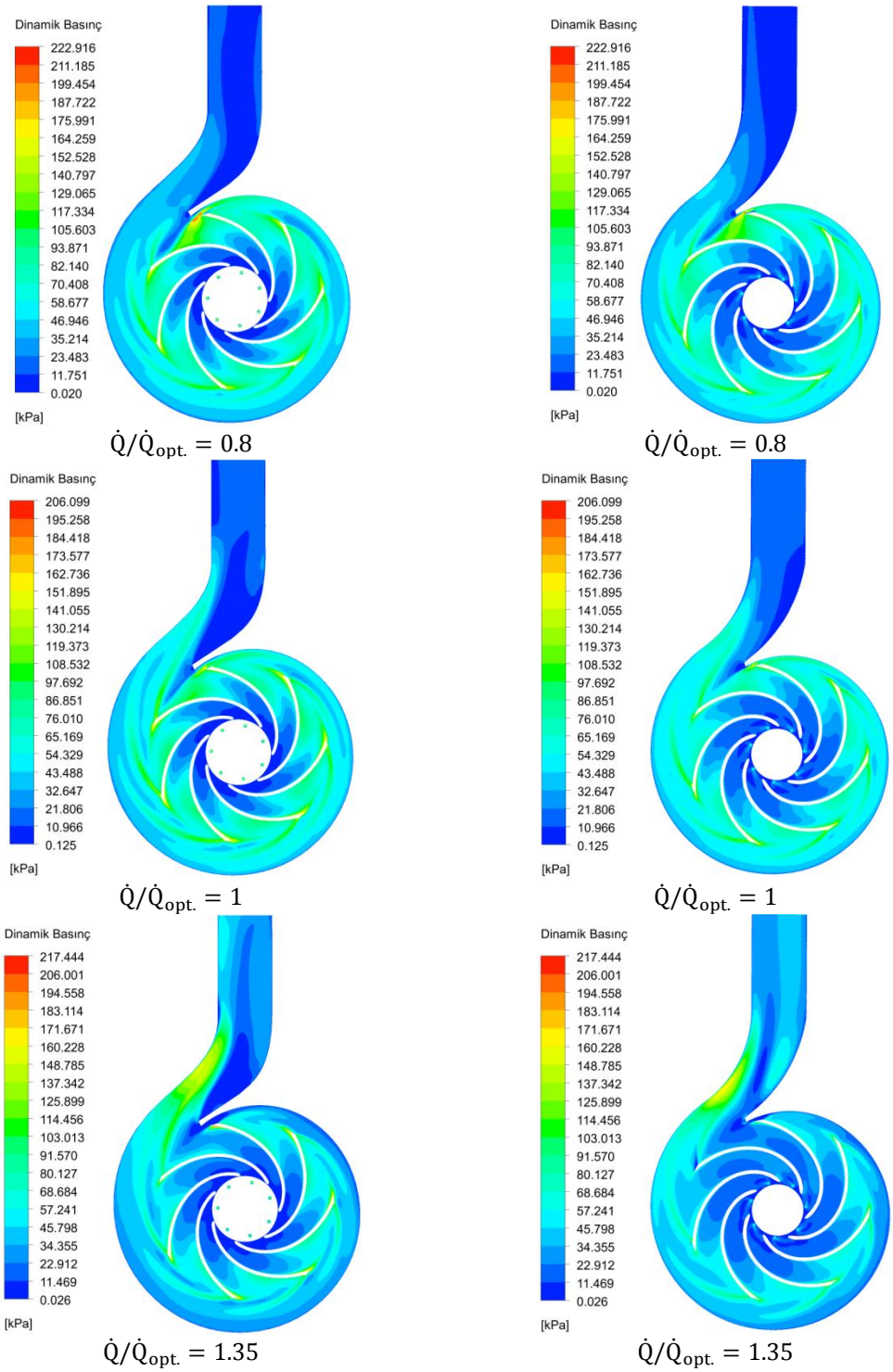


Şekil 4.32. Mevcut santrifüj pompada meridyenel düzlemde radyal hız vektörlerine karşılık gelen akım çizgilerinin değişimi

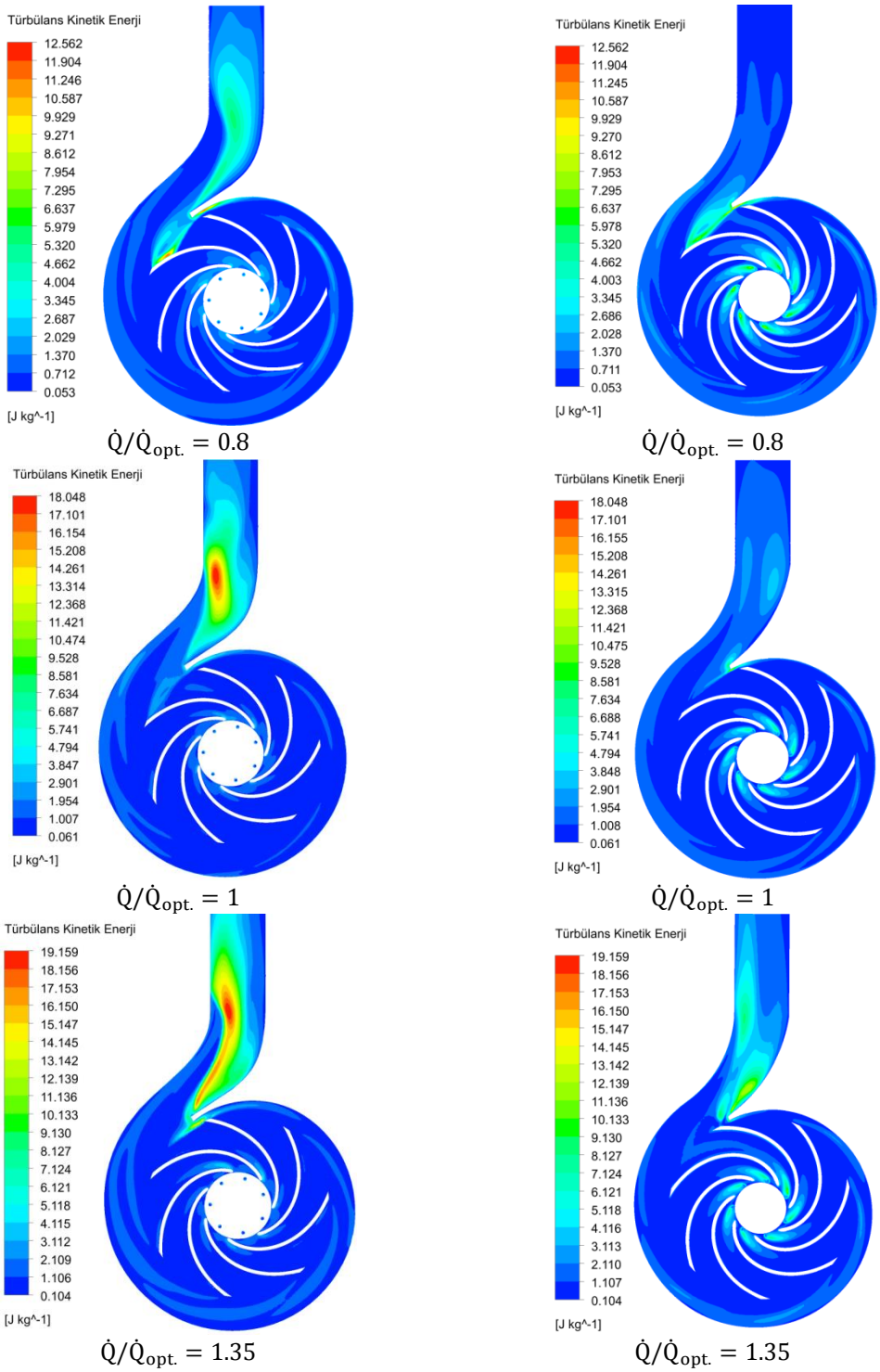


Şekil 4.33. Tasarım santrifüj pompada meridyenel düzlemde radyal hız vektörlerine karşılık gelen akım çizgilerinin değişimi

4.4. Sayısal Sonuçların Karşılaştırılması



Şekil 4.34. Mevcut (sol kolon) ve tasarım (sağ kolon) santrifüj pompalarda farklı çalışma noktalarında dinamik basınç dağılımının karşılaştırılması

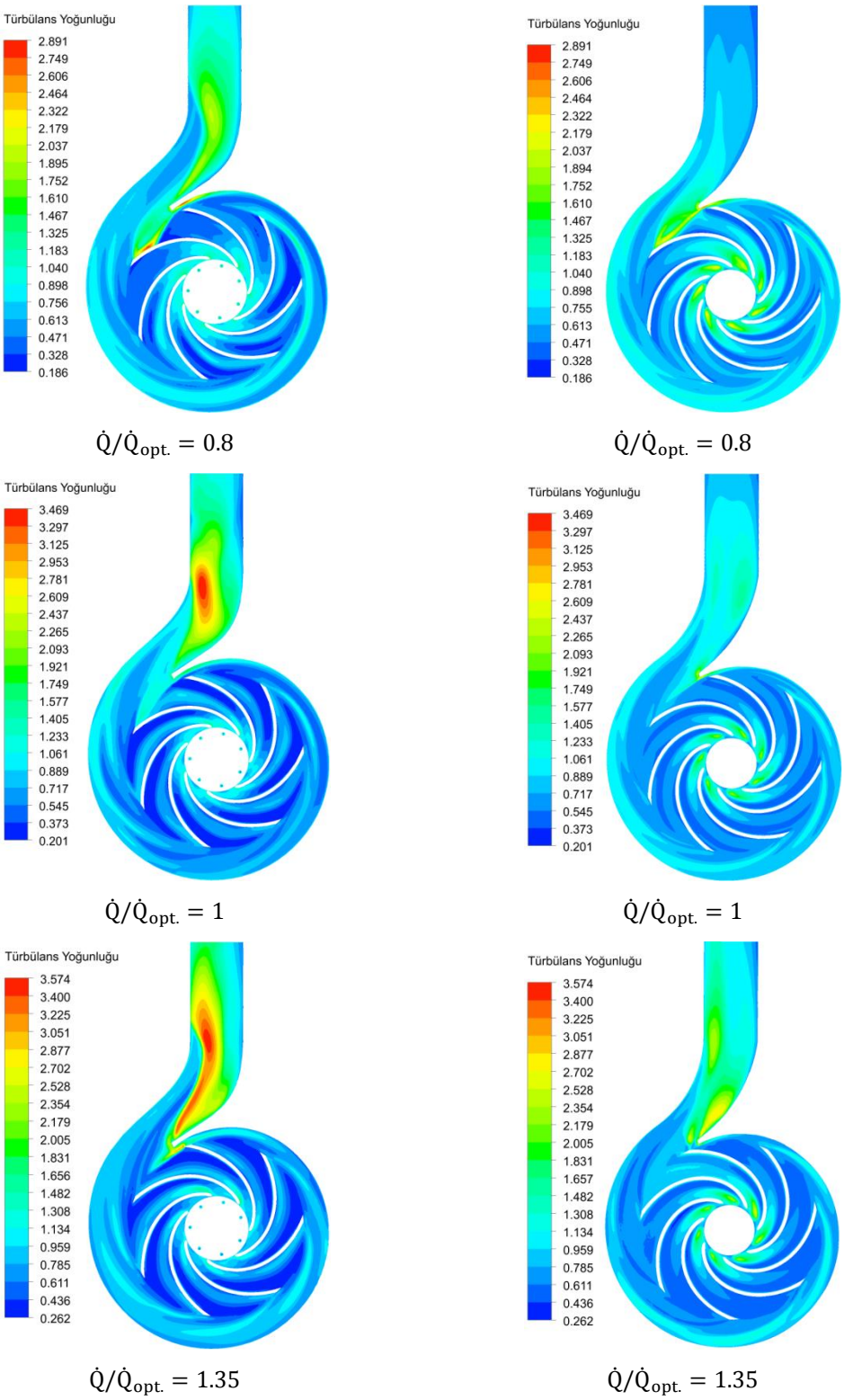


Şekil 4.35. Mevcut (sol kolon) ve tasarım (sağ kolon) santrifüj pompalarda farklı çalışma noktalarında türbülans kinetik enerji dağılımının karşılaştırılması

Şekil 4.34 incelendiğinde çark kanatlarının giriş ve çıkış uçlarında dengeleme delikleri nedeni ile dinamik basınç değerlerinin arttığı görülmektedir. Ayrıca çark kanatlarının dil bölgesi ile etkileşim içinde bulunduğu kanadın çıkış ucunda dinamik basınç maksimum değerine ulaştığı görülmektedir. Artan çalışma debileri ile salyangozların yayıcı bölgelerinde dinamik basınçta ani değişimlerin oluştuğu akış

alanlarının büyüdüğü görülmektedir. Salyangozların yayıcı bölgesinde dinamik basınç dağılımları incelendiğinde tasarım santrifüj pompa salyangozunda, mevcut santrifüj pompa salyangozuna göre daha uniform dinamik basınç dağılımı elde edilmiştir. Bununla birlikte mevcut salyangoz yayıcı bölgesinde dinamik basınç dağılımı incelendiğinde ani değişimlerin oluştuğu ve bu bölgelerde akış ayrılmalarının meydana geldiği gözlemlenmiştir.

Şekil 4.35'de santrifüj pompalarda farklı çalışma noktaları için radyal düzlem üzerinde türbülans kinetik enerji dağılımları verilmiştir. Türbülans kinetik enerji dağılımları incelendiğinde dengeleme delikleri nedeniyle çark kanatlarının girişlerinde türbülans kinetik enerji değerlerinde artışların meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca salyangozların yayıcı bölgelerinde de ortalama türbülans kinetik enerji değerlerinin artan hacimsel debi değerine göre artış gösterdiği görülmektedir. Bununla birlikte mevcut santrifüj pompa salyangozun yayıcı bölgesinde türbülans kinetik enerji gradyanlarında ani büyümelerin olduğu ve bu bölgelerde akış ayrılmalarının meydana geldiği görülmektedir. Buna rağmen radyal düzlemde incelenen türbülans kinetik enerji dağılımlarına göre tasarım santrifüj pompa salyangozunda $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ çalışma noktasında herhangi bir akış ayrılmalarına rastlanılmamıştır. Şekil 4.35'de her bir çalışma noktasında tasarım santrifüj pompa salyangozunun yayıcı bölgesindeki ortalama türbülans kinetik enerji değerinin, mevcut santrifüj pompa salyangozu yayıcı bölgesindeki ortalama türbülans kinetik enerji değerinden daha düşük olduğu gözlemlenmiştir. Tasarım santrifüj pompa salyangozunda, mevcut santrifüj pompa salyangozunun yayıcı bölgesinde meydana gelen enerji kaybının azaltıldığı belirlenmiştir. Şekil 4.36 incelendiğinde santrifüj pompaların kanat giriş uçlarında ve salyangoz dil bölgelerinde türbülans yoğunluk değerlerinde artışlar gözlemlenmiştir. Bununla birlikte yapılan iyileştirmeler ile tasarım pompa salyangozu yayıcı bölgesinde mevcut pompa salyangozuna göre akış yapısı düzenlenmiş ve bu bölgedeki türbülans yoğunluğu daha düşük seviyelere indirgenmiştir. Elde edilen bu sonuçlara bağlı olarak tasarlanan tasarım santrifüj salyangozu ile mevcut santrifüj pompa salyangozu yayıcı bölgesinde kaybedilen enerji miktarı azaltılmıştır.



$\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$ $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 0.8$

$\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$ $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$

$\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.35$ $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.35$

Şekil 4.36. Mevcut (sol kolon) ve tasarım (sağ kolon) santrifüj pompalarda farklı çalışma noktalarında türbülans yoğunluğu dağılımının karşılaştırılması

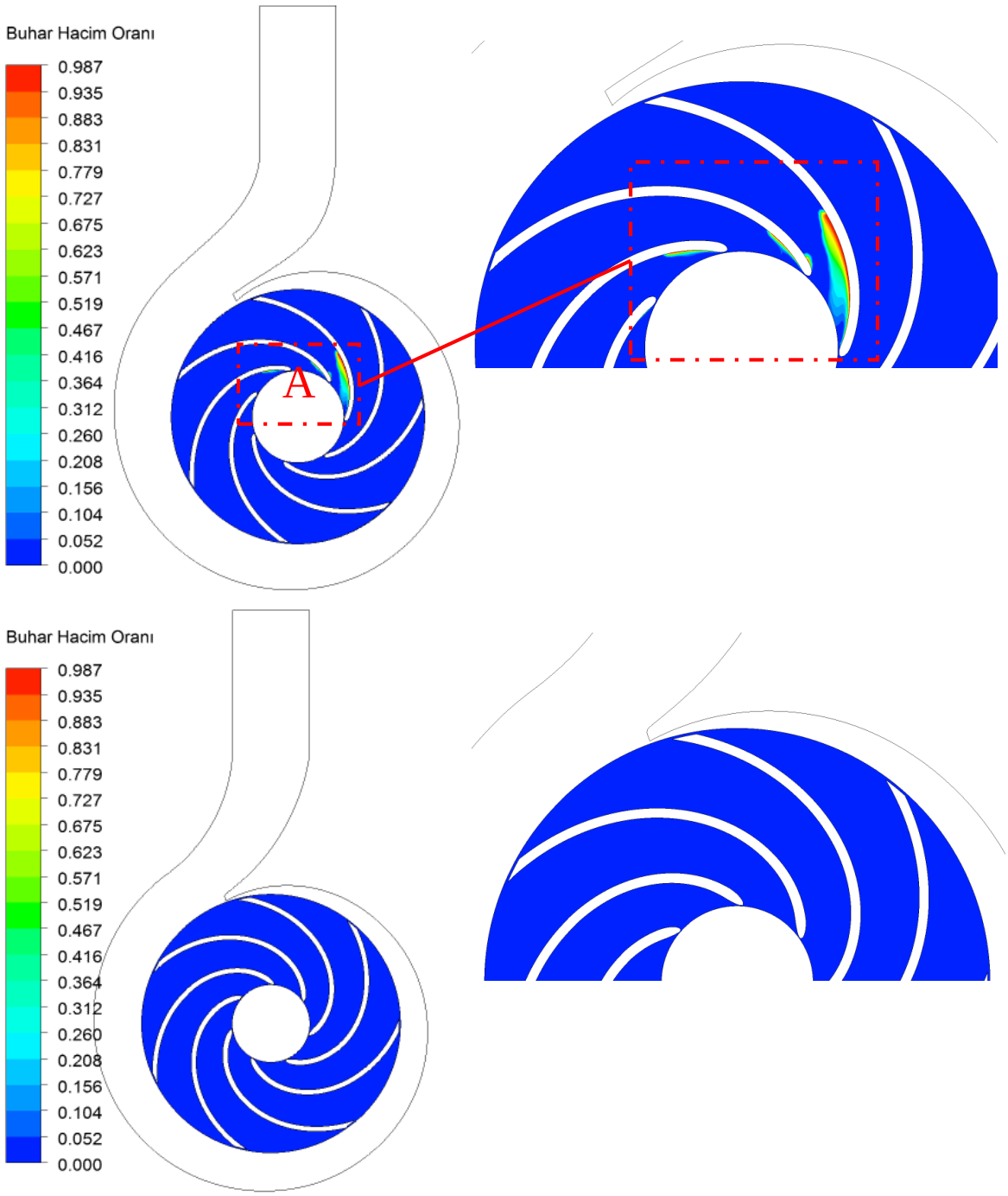
Çizelge 4.7. Sayısal analiz sonuçlarının karşılaştırılması

Büyüklükler	Tasarım santrifüj pompa			Mevcut santrifüj pompa		
Hacimsel Debi (m^3/h)	80	100	135	80	100	135
Salyangoz girişinde okunan toplam basınç (mSS)	0.38	2.69	10.8	0.5	3.16	10.3
Salyangoz çıkışında okunan toplam basınç (mSS)	23	23.7	25.3	23.3	23.5	25.9
Çark girişinde toplam basınç (mSS)	0.42	2.75	10.8	0.73	3.37	10.4
Çark çıkışında toplam basınç (mSS)	24.9	25.7	29.2	26	27.8	31.4
Çark girişindeki dinamik basınç (mSS)	0.42	0.5	0.74	0.59	0.7	0.92
Çark çıkışındaki dinamik basınç (mSS)	8.37	7.71	5.85	9.32	8.95	7.25
Toplam hidrolik tork (Nm)	44.7	50.3	55.4	49.7	55.4	62.3
Çark hidrolik verimi (%)	76.6	80.2	78.3	71.3	77.6	80
Mil gücü (kW)	6.94	7.8	8.59	7.71	8.59	9.66
Hidrolik güç (kW)	4.94	5.72	5.39	4.97	5.83	5.74
Pompa Hidrolik Verimi (%)	71.2	73.4	62	64.5	67.9	59.4

Çizelge 4.7 ‘de santrifüj pompalar incelenen 3 farklı çalışma noktasındaki sayısal analiz sonuçları verilmiştir. Mevcut santrifüj pompaya göre tasarım santrifüj pompada benzer hidrolik güç elde edilirken mil gücünde düşüşler sağlanmıştır. Yeniden tasarlanan çark ve salyangoz ile mevcut santrifüj pompaya göre verim artışı sağlanmıştır.

4.5. Kavitasyon Analizlerinin Değerlendirilmesi

Bu çalışma kapsamında mevcut ve tasarım santrifüj pompalar için oluşturulan sayısal çözüm ağları kullanılarak kavitasyon analizleri yapılmıştır. Sayısal analizler, santrifüj pompaların en verimli çalışma noktası referans alınarak gerçekleştirilmiştir. Analizler sonrası mevcut santrifüj pompanın “A bölgesi ile tanımlanan akış alanında” kavitasyon oluşumu gözlemlenmiştir. Tasarım santrifüj pompa için yapılan sayısal analiz sonuçları incelendiğinde kavitasyon oluşumuna rastlanılmamıştır.

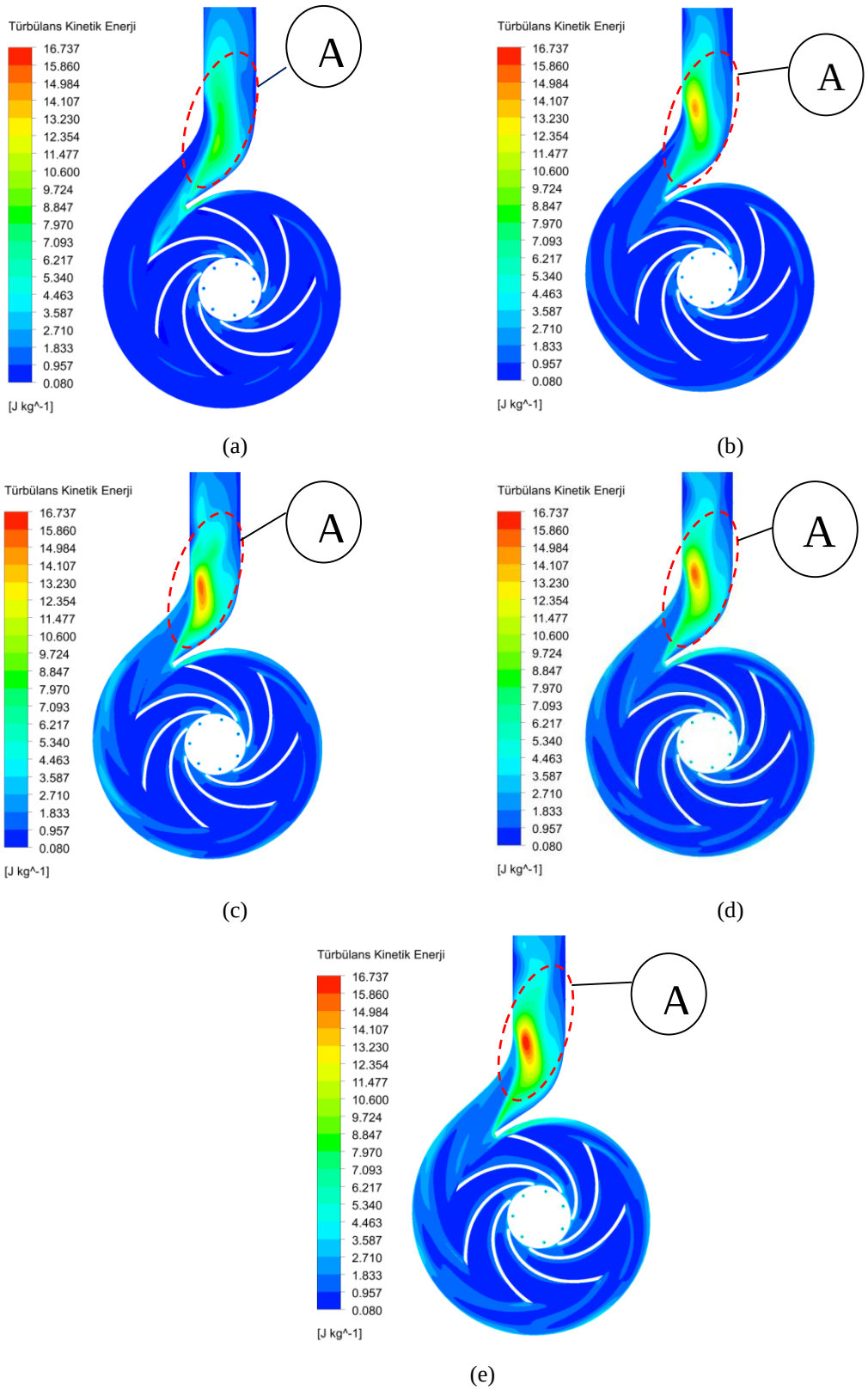


Şekil 4.37. Mevcut (üst taraf) ve tasarım (alt taraf) santrifüj pompada buhar hacim oranı dağılımı

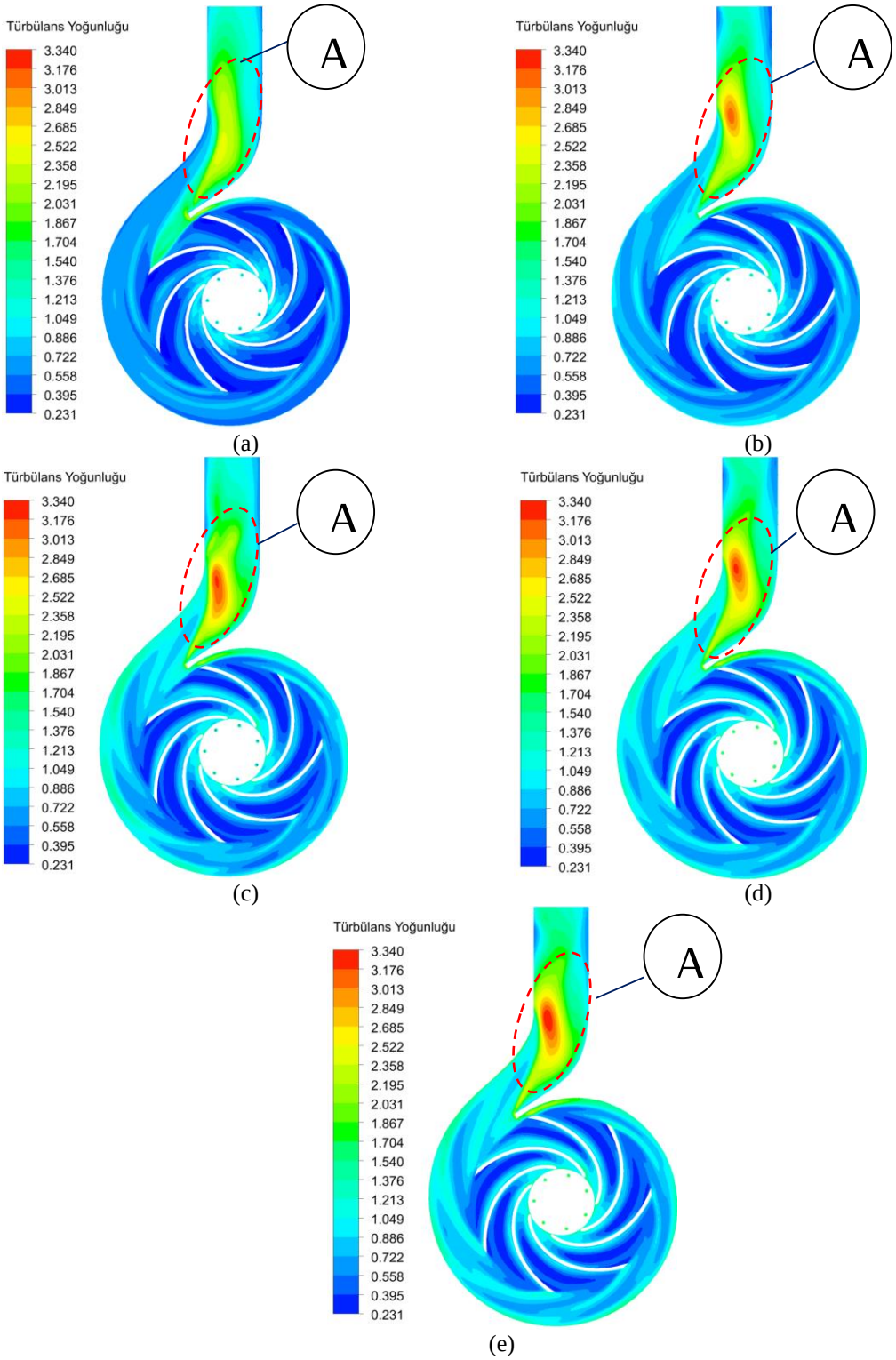
4.6. Yüzey Pürüzlülüğünün Pompa Verimi Üzerine Etkisinin İncelenmesi

Bu çalışmada yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa içindeki akışa olan etkisini incelemek için, mevcut santrifüj pompanın en verimli çalışma noktasında ($Q_{opt.} = 100\,m^3/h$) sayısal analizler yapılmıştır. Bu analizde mevcut santrifüj pompa elemanlarının ıslak yüzeylerine 0, 0.1, 0.3, 0.5, 0.7 mm pürüzlülük yükseklikleri tanımlanmıştır.

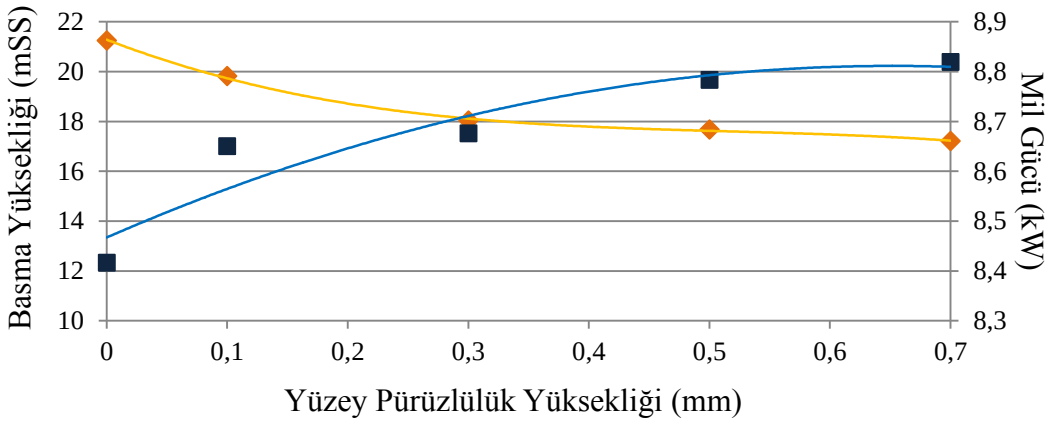
Şekil 4.38‘de verilen santrifüj pompaların radyal düzlemleri üzerindeki türbülans kinetik enerji dağılımı incelendiğinde dengeleme deliklerinin varlığı nedeniyle kanat giriş uçlarında türbülans kinetik enerji değerlerinde artışlar gözlemlenmiştir. Bununla birlikte çark içindeki akış incelendiğinde yüzey pürüzlük yüksekliğinin artması ile çark akım pasajlarında türbülans kinetik değerlerinde artışların meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca salyangozların “A” ile tanımlanan akış alanları incelendiğinde artan yüzey pürüzlülük değerinin artışı ile daha büyük türbülans kinetik enerji gradyanlarının oluştuğu gözlemlenmiştir. Şekil 4.39 incelendiğinde artan yüzey pürüzlülük yüksekliği ile salyangoz akış alanında daha büyük türbülans yoğunluğu değerleri elde edilmiştir. Bununla birlikte “A” ile tanımlanan akış alanı incelendiğinde artan yüzey pürüzlülük yüksekliği ile türbülans yoğunluğu değerlerinde yine artışlar elde edilmiştir. Yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa içindeki akışa olan etkisini incelemek adına yapılan HAD analizleri çalışmalarına bağlı olarak artan yüzey pürüzlülük yüksekliği ile “A” ile tanımlanan akış alanında enerji kayıplarında artışların meydana geldiği görülmektedir.



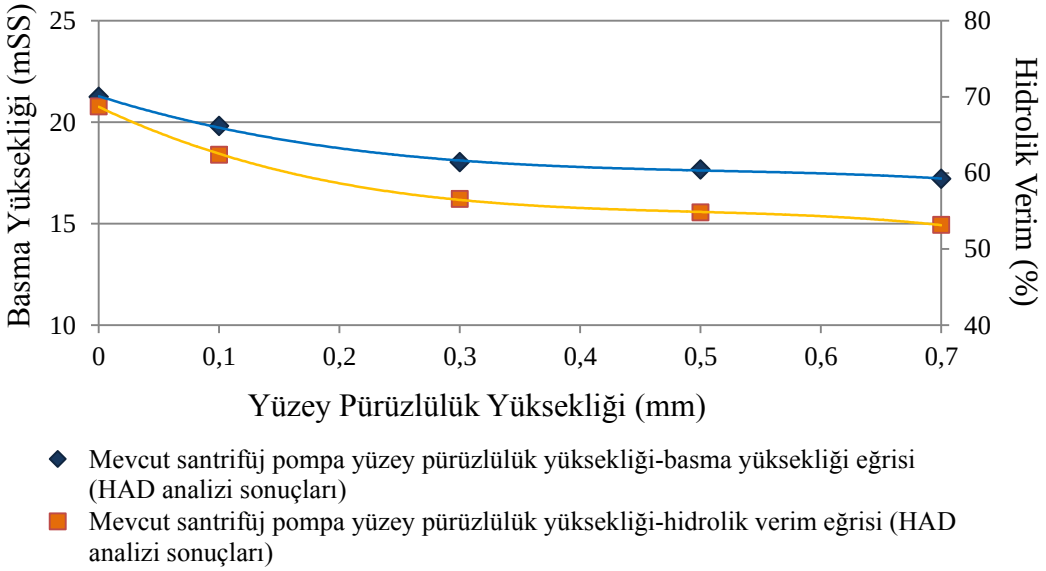
Şekil 4.38. Yüzey pürüzlülüğünün türbülans kinetik enerji dağılımına etkisinin çalışma noktasında ($\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$) karşılaştırılması a) Pürüzsüz yüzey b) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.1 mm" c) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.3 mm" d) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.5 mm" e) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.7 mm"



Şekil 4.39. Yüzey pürüzlülüğünün türbülans yoğunluğu dağılımına etkisinin çalışma noktasında ($\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1$) karşılaştırılması a) Pürüzsüz yüzey b) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.1 mm" c) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.3 mm" d) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.5 mm" e) Yüzey pürüzlülük yüksekliği "0.7 mm"



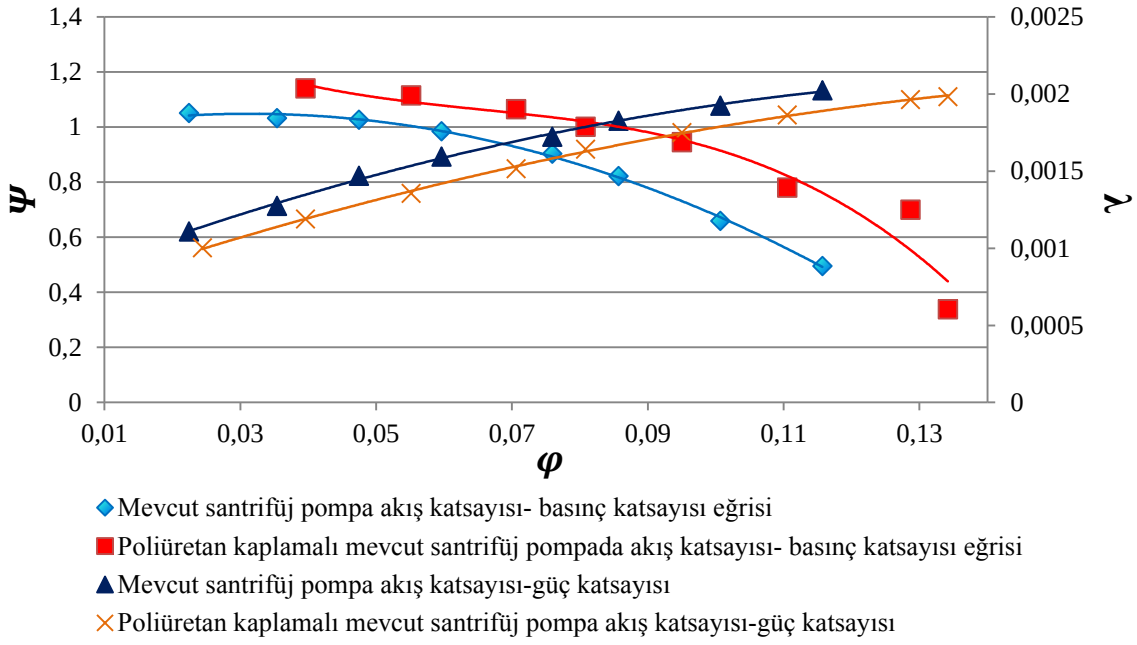
Şekil 4.40. Farklı yüzey pürüzlülük yüksekliklerinin tanımlandığı mevcut santrifüj pompada sayısal analizler sonrası elde edilen karakteristik eğriler



Şekil 4.41. Farklı yüzey pürüzlülük yüksekliklerinin tanımlandığı mevcut santrifüj pompada sayısal analizler sonrası elde edilen karakteristik eğriler

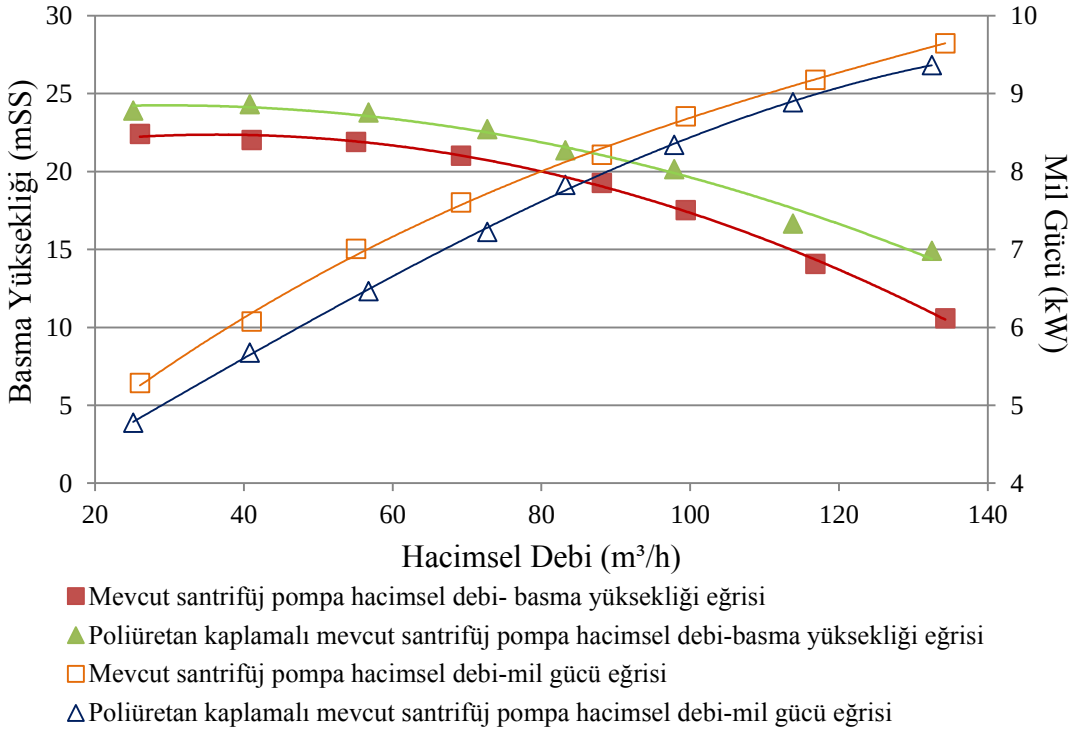
Şekil 4.40 incelendiğinde artan yüzey pürüzlülük yüksekliği ile basma yüksekliğinde düşüşlerin ve mevcut santrifüj pompa mil gücünde ise artışların meydana geldiği görülmektedir. Özellikle yüzey pürüzlülük yüksekliğinin 0mm'den 0.1mm'ye yükselmesi ile mil gücünde ani bir artışın oluştuğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte Şekil 4.41 incelendiğinde artan yüzey pürüzlülük yüksekliği ile hidrolik verimde de düşüşlerin meydana geldiği görülmektedir. HAD analizleri sonrası yüzey pürüzlülük

yüksekliğinin 0mm'den 0.7mm'ye kadar yükselmesi ile hidrolik verim değerinin %23 azaldığı ve mil gücünün ise % 4 arttığı belirlenmiştir.

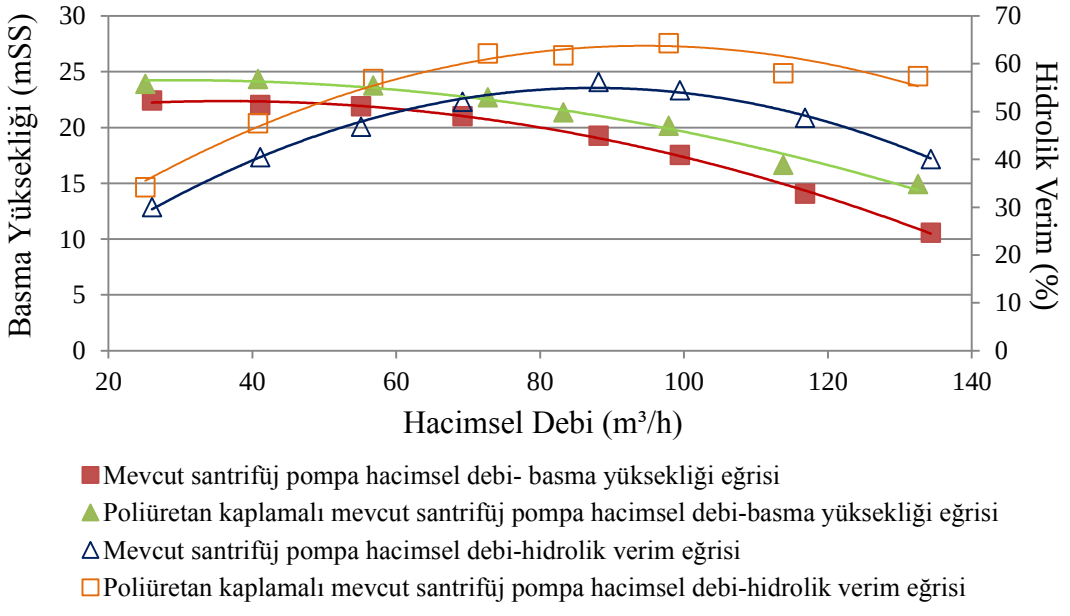


Şekil 4.42. Poliüretan kaplamalı mevcut ve mevcut santrifüj pompaların basınç, akış ve güç katsayısı eğrileri

Şekil 4.42 incelendiğinde artan akış katsayısına göre poliüretan kaplamalı mevcut santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre daha büyük basınç katsayıları elde edilmiştir. Bununla birlikte santrifüj pompaların artan akış katsayısı ile güç katsayısı eğrilerindeki değişimler incelendiğinde, poliüretan kaplamalı mevcut santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre daha düşük değerler elde edilmiştir. Şekil 4.43 incelendiğinde poliüretan kaplamalı mevcut santrifüj pompada, mevcut pompaya göre daha büyük basma yükseklikleri elde edilmiştir. Bununla birlikte çark içindeki pürüzlülüğün azaltılması ile poliüretan kaplamalı mevcut santrifüj pompada, mevcut pompaya göre daha düşük mil güçleri gözlemlenmiştir. Mil güçlerinde elde edilen düşüşler ve basma yüksekliğinde elde edilen artışlar ile Şekil 4.44'de görüldüğü gibi poliüretan kaplamalı santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre % 25'e kadar verim artışı sağlanmıştır.



Şekil 4.43. Poliüretan kaplamalı mevcut ve mevcut santrifüj pompaların karakteristik eğrileri



Şekil 4.44. Poliüretan kaplamalı mevcut ve mevcut santrifüj pompaların karakteristik eğrileri

4.7.Poliüretan Kaplama İçin Ekonomik Analizin Değerlendirilmesi

Bu çalışmada santrifüj pompa elemanları yüzeylerine $70 g/m^2$ oranda poliüretan kaplama yapılmıştır. Poliüretan kaplama için malzeme ve kaplama işçiliği olmak üzere

toplam 200 USD miktarında bir harcama yapılmıştır. Ekonomik analizlerde Çizelge 4.8 ve Çizelge 4.9'da yer alan veriler kullanılmıştır. Ekonomik analiz için pompanın tasarım debisi referans alınmıştır. Bu debi değerinde kaplamalı pompanın elektrik sarfiyatı 9.26 kW iken kaplamasız pompanın 9.67 kW'dır. Elektrik motor verimi %90 olduğu kabul edilirse 1 saatlik çalışma sonucunda 0.417 kWh elektrik tasarrufu sağlanmaktadır. Elektrik fiyatı 0.0783 USD/ kWh alınmıştır.

Çizelge 4.8. Mevcut pompanın poliüretan kaplamalı ve kaplamasız olarak deney sonuçlarında elde edilen mil gücü ve hidrolik verim değerleri

	Kaplamasız mevcut santrifüj pompa	Kaplamalı mevcut santrifüj pompa
Hacimsel debi (m^3/h)	100	100
Mil gücü (kW)	9.67	9.26
Hidrolik verim (%)	54.4	64.0

Çizelge 4.9. Poliüretan kaplama için Ekonomik Analizi

Yıllar	0	1	2	3	…	10
Yatırım maliyeti (USD)	-200	-	-	-	-	-
İşletme ve bakım maliyeti (USD)	-	-	-	-	-	-
Enerji tasarrufu- gelir (USD)	-	+228.63	+228.63	+228.63	+228.63	+228.63
Hurda (USD)	-	-	-	-	-	-
Net Bütçe (USD)	-200	+228.63	+228.63	+228.63	+228.63	+228.63

Çizelge 4.8'de elde edilen sonuçlara göre haftada 7 gün ve günde 8 saat çalışması durumunda 42 hafta sonra kaplama için harcanılan bütçenin yeniden kazanıldığı gözlemlenmiştir. Kaplamalı mevcut santrifüj pompa kullanımı ile tüketici her 52 hafta sonrasında 228.63 USD'lik bir geri kazanım sağlayacaktır. Kaplama için harcanılan yatırım tutarı göz önüne alındığında, basit geri ödeme süresi 0.807 yıl olarak hesaplanmıştır.

Net bugünkü değer yöntemi için kaplama ömrü 10 sene, iskonto oranı %10 ve kazanım tutarının her yıl sabit alınarak hesaplamalar yapılmıştır. Dövizdeki artışın yıllık enflasyon denkliği kabul edilmiştir. Hesaplamalar sonrası net bugünkü değerin 1404.83 USD bulunmuştur. Net bugünkü değerin ilk yatırım maliyetinden daha büyük bir değer olarak bulunması sebebiyle poliüretan kaplama işleminin yatırım yapılması uygun bir uygulama olduğu belirlenmiştir. İç karlılık oranı yönteminde net bugünkü değer yönteminde kullanılan şartlar ile hesaplamalar yapılmıştır ve iskonto oranının % 114

olması gerektiği belirlenmiştir. Bunun anlamı poliüretan kaplamalı pompa kullanan bir tüketicinin, kaplama için harcanılan tutar göz önüne alınarak pompayı kullanım süresince %114 kar edecektir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5. 1.Sonuçlar

Bu tez çalışmasında yatay milli tek kademeli bir santrifüj pompanın verimini artırmak için çark ve salyangoz tasarımı yapılmış ve yüzey pürüzlülüğünün pompa verimi üzerine etkisi araştırılmıştır. Tasarımlar bilgisayar desteğiyle Ansys-Fluent, Design Modeler, Bladegen ve Solidworks programları kullanılarak yapılmış, sayısal analizler uygulanmış ve üretim gerçekleşmeden birçok deneme ile tasarımlar revize edilebilmiştir. Özellikle sayısal analizler desteği ile yapılan tasarımlar üretici firmalar için büyük bir maliyet ve zaman kaybını engellemektedir.

Tez çalışmasının ilk aşamasında incelenen mevcut santrifüj pompanın 01076.STZ. 2011-2 kodlu Santez projesi kapsamında SEMPA Ltd.Şti 'de kurulan deney düzeneğinde karakteristik eğrileri oluşturulmuştur. Mevcut santrifüj pompadaki akış yapısını incelemek için Ansys Fluent programında sayısal analizler yapılmıştır. Sayısal analizlerde mevcut santrifüj pompa çarkının hidrolik veriminin düşük olduğu belirlenmiş ve yeni çark tasarımı aşamasına geçilmiştir. Çark tasarımı sonrası çark akış hacimleri ile yapılan periyodik tekil çark analizleri sonuçlarında mevcut santrifüj pompa çarkına göre % 3 oranında daha fazla hidrolik verime sahip çark elde edilmiştir. Mevcut santrifüj pompa sayısal analizler sonrasında salyangoz yayıcı bölgesinde akış ayrılmalarının meydana geldiği gözlenmiş ve akış ayrılmalarını bertaraf etmek için tasarım santrifüj pompa çarkına uygun bir salyangoz geometrisi tasarlanmıştır. Mevcut santrifüj pompa sayısal analizlerinde kullanılan sınır şartları ile tasarım santrifüj pompa sayısal analizleri yapılmıştır. Tasarım santrifüj pompa sayısal analizleri sonuçlarında mevcut santrifüj pompa çarkına göre daha düşük mil güçleri elde edilmiştir. Ayrıca mevcut santrifüj pompa salyangozunda meydana gelen akış ayrılmaları büyük oranda azaltılmış ve tasarlanan salyangoz ile çark ve dil bölgesi uyumu iyileştirilmiştir. Bu iyileştirilme neticesinde sayısal analizler sonucunda mevcut santrifüj pompaya göre $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.1$ çalışma debisinde % 14.22 oranında hidrolik verim artışı sağlanmıştır.

Santrifüj pompaların verimini etkileyen diğer bir etkende yüzey pürüzlülüğüdür. Yüzey pürüzlük yüksekliğinin azaltılması adına farklı endüstriyel uygulamalar yapılmaktadır. Bunlardan bir tanesi de pürüzlü yüzeyler üzerine kimyasal malzemeler ile yapılan kaplama işlemidir. Yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa verimi üzerine etkisini gözlemleyebilmek için bu çalışmada mevcut santrifüj pompa salyangoz ve çarklarına yaklaşık 0,75 mm et kalınlığına sahip poliüretan kaplama yapılmıştır.

Kaplama işleminin ardından kaplamalı mevcut santrifüj pompanın karakteristik eğrileri elde edilmiştir. Yüzey pürüzlülük yüksekliğindeki azalış ile kaplamalı mevcut santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre daha düşük mil güçleri ve daha yüksek basma yükseklikleri elde edilmiştir. Bu sonuçlar neticesinde kaplamalı mevcut santrifüj pompada, mevcut santrifüj pompaya göre $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.0$ çalışma debisinde %17'lik hidrolik verim artışı sağlanmıştır.

Poliüretan kaplama işlemine yönelik yapılan ekonomik analizlerde, 200 USD yatırım maliyeti göz önüne alınmıştır. Mevcut santrifüj pompanın haftada 7 gün ve günde 8 saat çalıştığı kabul edilmiştir. Deneysel çalışmalar sonrası $\dot{Q}/\dot{Q}_{opt.} = 1.0$ çalışma debisinde poliüretan kaplamalı pompa ile mevcut pompanın elektrik sarfiyatı sırası ile 9.26 kW ve 9.67 kW olduğu belirlenmiştir. Denklem (3.87), (3.88) ve (3.89) kullanılarak yılda 228.63 USD kazanım sağlandığı ve mevcut santrifüj pompa için harcanan yatırım tutarına bağlı olarak, geri ödeme süresinin 0.807 yıl olduğu belirlenmiştir. Ayrıca poliüretan ömrünün 10 yıl ve iskonto oranı %10 alındığında net bugünkü değer yöntemi ile 1404.83 USD geri kazanımının sağlanacağı belirlenmiştir. Projede kullanılan pompanın 10 yıl ömre göre iç karlılık oranı %114 olarak hesaplanmıştır.

5.2.Öneriler

Bu tez çalışması kapsamında yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa verimi üzerine etkisini gözlemleyebilmek için santrifüj pompa elemanlarından salyangoz ve çarkın sıvı akışkan ile temas eden yüzeylerine poliüretan kaplama yapılmıştır. Yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa verimi üzerine etkisini incelemek adına, santrifüj pompa elemanları farklı malzemelerden üretilebilir.

Santrifüj pompa elemanlarının sıvı akışkan ile temas eden yüzeylerine yapılan poliüretan kaplama ile santrifüj pompa çarklarında kavitasyon riski azaltılabilir. Böylece çark kanatlarında kavitasyon nedeniyle meydana gelen deformeler azaltılarak santrifüj pompa ömrü arttırılabilir. Bununla birlikte kavitasyon riskinin büyük olduğu çalışma alanlarında santrifüj pompa veriminde düşüşler gözlenmeksizin santrifüj pompa çalışmasına devam edebilir. Santrifüj pompa elemanlarının yüzey kalitesindeki iyileştirme uygulamaları ile pompanın basma yüksekliği ve hidrolik verimi arttırılırken, mil gücünde düşüşler elde edilebilir.

Ayrıca çark ve salyangozların geometrilerinde yapılan iyileştirme çalışmalarında HAD analizleri büyük önem arz etmektedir. Sayısal ve deneysel analizler sonrasında elde edilen karakteristik eğrilerin benzeştirilmesi ile yeni yapılan tasarımlarda aynı sınır şartları kullanılarak üretim olmaksızın santrifüj pompalarda farklı tasarımlar karşılaştırılabilir. Ayrıca tasarlanan bir santrifüj pompanın imal edilip deneysel çalışmasının yapılması büyük bir zaman gerektirirken HAD analizleri ile kısa sürede sonuç alınabilmektedir. Ayrıca yapılan analizler ile tasarımlarda meydana gelen akış bozulmaları ve akış ayrılmalarının meydana geldiği akış alanlarında iyileştirmeler yapılarak santrifüj pompa daha yüksek verimli hale getirilebilmektedir.

Bu çalışmada santrifüj pompa çark ve salyangoz tasarımı yapılarak da verim iyileştirilmesi gerçekleştirilmiştir. Çark tasarımında kanat sayısı sabit tutulmuş, kanat yapısında ve çarkın meridyenel düzlemdeki gelişim profilinde iyileştirmeler yapılmıştır. Yeni bir çark kanadı tasarımı yerine kanat sayısı düşürülüp ara kanat eklenerek verim iyileştirme çalışmaları yapılabilir.

Poliüretan kaplama malzemesinin ömür testleri ve bu malzemenin mekanik özellikleri belirlenebilir.

Yeni tasarlanan akış ayrılmalarının bertaraf edildiği pompa çarkı ve salyangozun imalatı gerçekleştirilerek sayısal ve deneysel sonuçlar karşılaştırılabilir.

KAYNAKLAR

Anonim, 2012a, http://www.sempaltd.com/katalog.htm [10 Ağustos 2012].

Anonim, 2012b, http://www.ansys.com/Support/Documentation [13 Ekim 2012].

Anonymous, 2013a, Tips&Tricks: Inflation Layer Meshing in Ansys, http://www.computationalfluiddynamics.com.au/tips-tricks-inflation-layer-meshing-in-ansys/ [9 Mayıs 2013].

Anonymous, 2013b, ANSYS FLUENT Theory Guide, http://tr.scribd.com/doc/109538590/Ansys-14-Theory [20 Temmuz 2013].

Anonymous, 2013c, Wall treatment sand wall functions, http://ingemecaeronautique .files.wordpress.com/2010/07/report-pierrot1.pdf [20 Kasım 2013].

Anonymous, 2013d, Turbulence intensity, http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_intensity [12 Aralık 2013]

Anonim, 2014a, Metaline 700 Serisi Kartuşlu –Püskürtme –Sistemi, http://www.metaline.de/ext/download.php?be17dbe706f2b212caf5e7cd1e12059d=ML00_Presentation_TR.pdf[10 Haziran 2014]

Anonim, 2014b, Yatırım kararları, http://kisi.deu.edu.tr//aysegul.sahin(2)yat%c4%b1r%c4%b1m%20kararlar%c4%b1.ppt [10 Eylül 2014]

Anonim, 2015, Elektrik Piyasası Türkiye Elektrik Dağıtım Anonim Şirketi Dağıtım Tarifesi, http://www.epdk.gov.tr/index.php/elektrik-piyasasi/tarifeler?id=88 [10 Şubat 2015]

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, 34-39.

Aksoy, M. H., Babayiğit, O., Kocaaslan, O. ve Özgören, M., 2013, Effect of blade wrap angle to centrifugal pump impeller efficiency characteristics, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic, 799-807.

Arda, H., 2001, Santrifüj pompalarda, kanat sayısı, kanat uzunluğu ve viskozitenin pompa performansına etkisi, Yüksek lisans tezi, *Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, 25-43.

Ataş,S., ve Hancıoğlu, E., 2004, Radyal akışlı santrifüj pompa çark tasarımında optimum meridyen el profil çiziminde teorik ve deneysel yaklaşım, *5. Pompa-Vana kongresi*, 150-160.

Ayder, E. ve Özgür, C., 2001, Sıvı viskozitesinin pompa performansı üzerine etkisi, *4. Pompa- Vana kongresi*, 94-102.

Barrio R., Fernandez J., Blanco E., Parrondo J., 2011, Estimation of radialload in centrifugal pumps using computational fluid dynamics, *Europan Journal of Mechanics B/Fluids*, Cilt 30, 316-324.

Babayiğit, O., Kocaaslan, O., Aksoy, M. H. ve Özgören, M., 2013, Santrifüj pompa çarkının hidrolik verimine kanat giriş açısı etkisinin sayısal yöntemle incelenmesi, *19.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Samsun, 246-251.

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

Baysal B. K., 1979, Tam Santrifüj Pompalar hesap çizim ve konstrüksiyon özellikleri, İstanbul Teknik Üniversite Matbaası, Gümüşsuyu, 1-55.

Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., 2008, Akışkanlar Mekaniği-Temelleri ve Uygulamaları, Tahsin Engin, Güven Kitapevi, İzmir, 401-412.

Diwakar, N. and Hangan, H., 2009, Numerical study on the effects on surface roughness on tornado-like lows, 11^{th} *Americans Conference on wind engineering*, San Juan, Puerto Rico.

Değer, T. ve Ertöz A.Ö.,2004, Bilgisayar destekli pompa tasarımı, *5. Pompa- Vana kongresi*, 50-58.

Duymuş, E., 2003, Değiştirilebilir çarklı pompalarda teorik ve deneysel bir araştırma, Yüksek lisans tezi, *Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İzmir, 19-54.

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

Gökelim, A.T., 2001, Pompalar, İstanbul, 80-110.

Gülich, J.F., 2008, Centrifugal Pumps, *Springer*-Berlin- Heidelberg, 7-30, 345-360, 429-493.

Genceli, O.F, 2000, Ölçme tekniği, İstanbul, 21-47.

Gülmez, E., 2006, Pompalarda yüzey pürüzlülüğünün ve kaçakların performans üzerindeki etkilerinin incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Bursa, 20-26.

Hamill, N. 1996, Computational fluid Dynamics for pump related desings, *WorldPumps,* 50-52.

Jafarzadeh, B.,Hajari, A., Alishahi M. M. andAkbari M.H., 2011 The flow simulation of a low specific speed high speed centrifugal pump, *Applied mathematical modelling*, 242-249.

Kalem, S., Yener, D. ve Ayas, C., 2011, Yenilenebilir enerji geleceği ve Türkiye, *WWF-2011, Türkiye*, 3-11.

Kaya, M., 2009, Santrifüj pompa performansının sayısal analizi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 25-60.

Koçoğlu, Ş. 1998, İki farklı tip santrifüj pompada çark pürüzlülüğü değiştirilmesi ile pompa karakteristiklerinin değişiminin saptanması üzerinde bir araştırma, Yüksek lisans tezi, *Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Edirne, 29-43.

Krause,N., Pap, E. and Theyenin, D.,2006, Part-load flow instabilities in a radial pump measured with TR-PIV, *Proceedings of the 4th WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics*, Elounda, Greece.

Kim, J. H., Oh, K. T., Pyun, K. B., Kim, C. K. and Yoon, J. Y., (2012), Design optimization of a centrifugal pump impeller and Volute using computational fluid dynamics, *26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, China

Kocaaslan, O., Aksoy, M. H., Babayiğit, O. ve Özgören, M., 2013a, An experimental investigation of surface roughness influence on centrifugal pump characteristics, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic, 814-820.

Kocaaslan, O., Babayiğit, O., Aksoy, M. H. ve Özgören, M., 2013b, Yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa çark verimine etkisinin sayısal analiz yöntemi ile incelenmesi, *19.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi,* Samsun, 246-251.

Li W.G., 2000, Effects of viscosity of fluids on centrifugal pump performance and flow pattern in the impeller, *International journal of heat and fluid flow*, 207-212.

Liu Y., Li R., Sun K., 2011, Numerical Simulation of Internal Flow in stamp in gand welding multistage centrifugal pump, *Advanced Materials Research*, Cilt 291-294, Sf: 2608-2611.

Pfleiderer, 1978, Akım Makinaları, Edis K. ve Tekin Y.,İstanbul, 147-183, 368-376.

Sarıoğlu, K. ve Ayder, E., 1999, Pompa çarkı içindeki akışın 3 boyutlu Euler Denklemleri ile analizi, *Tr. J. of engineerin gand environmental science*, 229-238.

Savar,M.,Kozmar,H. and Sutlović,I., 2009, Improving centrifugal pump efficiency by impeller trimming, *Desalination*, 654-659.

Sloteman, D.P., 1997, Pump desing and development using rapid prototyping, *World Pumps*, 50-52.

Yalçın, K., 1998, Hacımsal ve Santrifüj Pompalar, İstanbul, 229-520.

Yalçın, M., 2005, Radyal pompa çarklarındaki daimi olmayan akışın deneysel incelenmesi, Yüksek lisans tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*,3-21.

Yumurtacı, Z ve Sarıgül, A., 2011, Santrifüj pompalarda enerji verimliliği ve uygulamaları, Tmmob makine mühendisleri odası tesisat mühendisliği dergisi, İstanbul, 49-59.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	**:**	Osman KOCAASLAN
Uyruğu	**:**	T.C.
DoğumYeriveTarihi	**:**	Yozgat- 10/02/1987
Telefon	**:**	0 505 793 70 96
Faks	**:**	
e-mail	**:**	okocaaslan@selcuk.edu.tr , osmankocaaslan@gmail.com

EĞİTİM

Derece		**Adı, İlçe, İl**	**BitirmeYılı**
Lise	:	SelçukluCumhuriyetLisesi	2005
Üniversite	:	SelçukÜniversitesi,Makine Mühendisliği Selçuklu KONYA	2010
YüksekLisans	:	SelçukÜniversitesi, Fen BilimleriEnstitüsü, MakineMühendisliği A.B.D. Selçuklu, KONYA	2011-devam ediyor

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	**Kurum**	**Görevi**
2010-2012	HerAy Sulama ve Filtre Sistemleri	Makine Mühendisi
2012-2013	SEMPA Ltd. Şti.	Makine Mühendisi
2014-…	Selçuk Üniversitesi Huğlu M.Y.O.	Öğretim Görevlisi

UZMANLIK ALANI

Akışkanlar Mekaniği Uygulamaları, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği, Tarımsal Filtre ve Sulama Sistemleri

YABANCI DİLLER

BELİRTMEK İSTEĞİNİZ DİĞER ÖZELLİKLER

Sertifikalar

1)Solidworks Statik-Kinematik Eğitimi Katılım Sertifikası
2) Solidworks Temel Eğitime Katılım Sertifikası
3) Solidworks SIM PRO Eğitimine Katılım Sertifikası
4) Solidworks Flow Sim Eğitimine Katılım Sertifikası
5) Ansys Fluent Eğitim Sertifikası
6) Temel Seviye Ansys Fluent Eğitim Sertifikası
7) İleri Seviye Ansy Fluent Eğitim Sertifikası

YAYINLAR

UluslararasıKonferansMakaleleri

1. **Kocaaslan**, O., Aksoy, M. H., Babayiğit, O. ve Özgören, M., 2013, An experimental investigation of surface roughness influence on centrifugal pump characteristics, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic, 814-820 (Yüksek lisans tezinden hazırlanmıştır.)

2. Babayiğit, O.,**Kocaaslan**, O., Aksoy, M. H., Özgören, M., 2013, Experimental and CFD performance analysis of a centrifugal pump, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic

3. Aksoy, M. H., Babayiğit, O.,**Kocaaslan**, O. ve Özgören, M.,2013, Effect of blade wrap angle to centrifugal pump impeller efficiency, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic

4. **Kocaaslan**, O., Aksoy, M. H., Babayiğit, O., Özgören, M., 2014, Numerical study comparison for a designed and modified impeller and volute of centrifugal pump, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic, 814-820 (Yüksek lisans tezinden hazırlanmıştır.)

5. Babayiğit, O., **Kocaaslan**, O., Aksoy, M. H., Özgören, M., 2014, Numerical identification of a blade exit angle effect on the performance for a multistage centrifugal pump impeller, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic

6. Aksoy, M. H., Babayiğit, O., **Kocaaslan**, O. ve Özgören, M.,2014, Application of particle image velocimetry to a multistage centrifugal pump, *Experimental Fluid Mechanics*, CzechRepublic

Ulusal Konferans Makaleleri

1. **Kocaaslan,** O., Babayiğit, O., Aksoy, M. H. ve Özgören, M., 2013, Yüzey pürüzlülüğünün santrifüj pompa çark verimine etkisinin sayısal analiz yöntemi ile incelenmesi, *19.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi,* Samsun, 234-239.

2. Babayiğit, O.,**Kocaaslan,** O., Aksoy, M. H. ve Özgören, M., 2013, Santrifüj pompa çarkının hidrolik verimine kanat giriş açısı etkisinin sayısal yöntemle incelenmesi, *19.Ulusal Isı Bilimi ve Tekniği Kongresi*, Samsun, 246-251.