

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
TEZLİ YÜKSEK LİSANS PROGRAMI**

**HİDROFOR ROTOR TASARIM PARAMETRELERİNİN
POMPA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN
ARAŞTIRILMASI**

Tuğberk PASTUTMAZ

**Danışman
Doç. Dr. Anıl BAŞARAN**

MANİSA-2025

**TUĞBERK
PASTUTMAZ**

**HİDROFOR ROTOR TASARIM PARAMETRELERİNİN
POMPA PERFORMANSINA ETKİLERİNİN ARASTIRILMASI**

2025

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zeka ve program kullanmadığımı beyan ederim.

Tuğberk PASTUTMAZ



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi
Tuğberk PASTUTMAZ

Manisa Celal Bayar Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Anıl BAŞARAN

Günümüzde enerji kaynaklarının hızla tükenmesi, çevresel sorunları ve sürdürülebilirlik kaygılarını beraberinde getirmektedir. Bu kapsamda, gündelik yaşantıda yaygın olarak kullanılan pompaların enerji tüketimleri dikkat çekmektedir. Pompalarda performansı doğrudan etkileyen en kritik bileşenlerden biri çark (rotor) yapısıdır. Bu tez çalışmasında, performans artırmak amacıyla hidrofor pompa için yeni çark tasarımları gerçekleştirilmiştir. Çalışma kapsamında, 5 ila 8 arasında değişen ana kanat sayısının ve ara kanat ilavesinin (ana kanat boyunun %25, %50 ve %75 oranlarında) pompa çarkının verimine etkileri incelenmiştir. Bu çerçevede, ilk olarak 15 yeni çark tasarımı sunulmuş olup, yeni çark tasarımları ve mevcut çark için pompanın en verimli çalışma noktasında tekil çark simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Ardından, en yüksek verim değerine sahip yeni tasarım çark ile mevcut çark, hidrofor pompaya ayrı ayrı entegre edilerek, pompa içindeki performansları karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Bu karşılaştırmalı simülasyonlar, deneysel verilerle doğrulanmış bir nümerik model kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Tekil çarklara ait nümerik simülasyonlar sonucunda, tüm tasarımlarda %75 ara kanat ilavesinin basma yüksekliği ve verimliliği iyileştirdiği görülmüştür. Ara kanat ilavesi ile en yüksek verimlilik değeri %95,43 ile 7 ana ve %75 ara kanatlı tasarımda elde edilmiştir. Bu yeni tasarım çarkın, mevcut çarka göre basma yüksekliğinde %18,15 ve verimde %1,38 artışa neden olduğu sonucuna varılmıştır. Pompa simülasyonlarında ise yeni tasarım çark basma yüksekliği açısından avantajlı sonuçlar sunarken verim değerinde mevcut çarka kıyasla düşüş gözlemlenmiştir. Bu durumun temel sebebinin çark-difüzör uyumu olduğu ve yeni çark tasarımlarının difüzör ile ele alınması gerektiği tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Santrifüj pompa, Hidrofor, Çark, Ara kanat, Optimizasyon, Verim, HAD

2025, 145 sayfa

ABSTRACT
M.S.c Thesis
Tuğberk PASTUTMAZ

Manisa Celal Bayar University
Graduate School of Education
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assist. Prof. Dr. Anıl BAŞARAN

Nowadays, the rapid depletion of energy resources brings about environmental problems and concerns about sustainability. In this context, the energy consumption of pumps, which are widely used in daily life, has gained significant attention. One of the most critical components influencing pump performance is the impeller. In this thesis, new impeller designs were developed for a vertical multistage pump to improve performance. The study investigates the effects of varying the number of main blades (from 5 to 8) and adding splitter blades at lengths of 25%, 50%, and 75% of the main blade length on impeller efficiency. To this end, 15 novel impeller designs were generated. Single impeller simulations were performed for the existing and the 15 new impeller designs at the pump's best efficiency point. Then, the most efficient new impeller design and the existing one were individually integrated into the vertical multistage pump, and their performances were comparatively analyzed. These simulations were performed using a numerical model validated with experimental data. The numerical results of the single impeller simulations revealed that the addition of splitter blades at 75% of the main blade length improved both the head and efficiency in all designs. The highest efficiency of 95.43% was observed in the 7-main-blade design with splitter blades at 75% of the main blade length. Compared to the existing impeller, this new design resulted in an 18.15% increase in head and a 1.38% increase in efficiency. In the pump simulations, the new design impeller showed superior head performance but a lower efficiency compared to the existing impeller. It has been determined that the fundamental reason for this situation is the impeller-diffuser compatibility, and new impeller designs should be addressed together with the diffuser.

Keywords: Centrifugal pump, vertical multistage pump, Impeller, Splitter blade, Optimization, Efficiency, CFD

2025, 145 pages

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın hazırlanması ve yürütülmesi sürecinde; tecrübelerini, yardımlarını, anlayış ve desteğini esirgememiş olan değerli ve saygıdeğer hocam Sayın Doç. Dr. Anıl BAŞARAN'a en içten teşekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Yüksek lisans tezimin yürütülmesi sürecinde bana sundukları imkanlar ve sağladıkları destekler için, başta Araştırma Geliştirme Merkezi Müdürü Sayın Ece OVAÇAM YILMAZLAR olmak üzere Üstünel Pompa ve Makine Sanayi Ticaret A.Ş. ailesine ve birlikte çalıştığım tüm değerli çalışma arkadaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

Lisans ve lisansüstü eğitim hayatım boyunca yanımda olan, desteklerini hiçbir zaman eksik etmeyen ve bana her zaman cesaret veren Sayın Arş. Gör. Nail ASLAN'a en içten dileklerimle teşekkür ederim.

Eğitim hayatımda ve yaşamımın her alanında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen, canım aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Tuğberk PASTUTMAZ

Manisa, 2025

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

b_1 : Kanat giriş genişliği (mm)

b_2 : Kanat çıkış genişliği (mm)

C : Mutlak hız (m/s)

C_0 : Çark giriş ağzında sıvı akışkan hızı (m/s)

C_1 : Çark girişindeki mutlak hız (m/s)

C_2 : Çark çıkışındaki mutlak hız (m/s)

C_{m1} : Çark girişindeki meridyenel hız (m/s)

C_{m2} : Meridyenel çıkış hızı (m/s)

C_{u1} : Giriş dönel hızı (m/s)

C_{u2} : Çıkış dönel hızı (m/s)

$C_{2\infty}$: Teorik teğetsel hız

$\cos\Phi$: Güç faktörü

d_{mil} : Mil çapı (mm)

D_e : Emme borusu çapı (mm)

D_0 : Çark giriş ağız çapı (mm)

D_g : Çark göbek çapı (mm)

D_1 : Çark giriş ortalama çapı (mm)

D_{1d} : Kanat giriş kenarının çark üst muhafaza değme noktasına ait çap uzunluğu (mm)

D_{1i} : Kanat giriş kenarının çark alt muhafaza değme noktasına ait çap uzunluğu (mm)

D_2 : Çark çıkış çapı (mm)

e : Kanat kalınlığı (mm)

e_2 : Çark çıkış kalınlığı (mm)

e'_2 : Kanat çıkış açısı nedeniyle çark çıkış kalınlığındaki büyüme (mm)

g : Yer çekimi ivmesi (m/s^2)

H_m : Basma yüksekliği (mSS)

H_{m1} : Tek kademenin basma yüksekliği (mSS)

H_{atm} : Akışkan yüzeyine etkiyen ortam basıncı (mss)

H_{ey} : Emiş yüksekliği (m)

H_v : Akışkanın çalışma sıcaklığındaki buharlaşma basınç düşüşü (m)

H_{teo} : Belli kanat sayısı için teorik yükseklik (m)

$H_{teo\infty}$: Sonsuz kanat sayısı için teorik yükseklik (m)

$H_{gerekli}$: Gerekli manometrik basma yüksekliği (m)

$H_{kullanılabilir}$: Kullanılabilir manometrik basma yüksekliği (m)

I : Akım

i : Kademe sayısı

k_{cm} : Hız katsayısı

k_{eb} : Pompa emiş hattındaki kayıplar (m)

K : Sapma katsayısı

k : Türbülans kinetik enerjisi (m^2/s^2)

L : Kanat uzunluğu (mm)

L_{SB} : Ara kanat uzunluğu (mm)

M : Moment (N.m)

M_s : Sürtünme momenti (N.m)

$\dot{m}$: Kütleli debi (kg/s)

N : Güç (W)

$N_{\text{çs}}$: Çark sürtünme gücü (W)

N_{mil} : Pompa mil gücü (W)

$N_{hidrolik}$: Hidrolik güç (W)

n_q : Özgül hız (d/d)

n : Devir sayısı (d/d)

P : Basınç (Bar)

P_2 : Güç tüketimi (W)

P_{motor} : Şebekeden çekilen güç (W)

r: Yarıçap (mm)

Q: Debi(m^3/s)

Q_T : Kaçak ve kayıplar göz önüne alınarak hesaplanmış debi (m^3/s)

Q_k : Kaçak debi (m^3/s)

T: Tork (N.m)

T_{mil} : Mile etki eden tork (N.m)

t: Zaman (s)

U: Çevresel hız (m/s)

U_1 : Giriş teğetsel hızı (m/s)

U_2 : Çıkış teğetsel hızı (m/s)

U_{1i} : Kanat giriş kenarının çark alt muhafaza değme noktasındaki teğetsel hız (m/s)

U_{1d} : Kanat giriş kenarının çark üst muhafaza değme noktasındaki teğetsel hız (m/s)

V : Hız (m/s)

V: Gerilim

V_e : Emme borusundaki sıvı akışkan hızı (m/s)

W: Bağlı hız (m/s)

W_u : Bağlı hızın teğetsel bileşeni (m/s)

z: Kanat sayısı

Z: Yükseklik (m)

YUNAN HARFLERİ

α : Çevresel hız ile mutlak hız arasındaki açı (°)

β : Çevresel hız ile bağıl hız arasındaki açı (°)

β_1 : Kanat giriş açısı (°)

β_2 : Kanat çıkış açısı (°)

β_{1d} : Çark üst muhafaza noktası kanat giriş açısı (°)

β_{1i} : Çark alt muhafaza noktası kanat giriş açısı (°)

β_3 : Ara kanat giriş açısı (°)

ϵ : Türbülans kinetik enerji dissipasyonu (m^2/s^3)

$\eta_{\text{çark}}$: Çark verimi

η_k : Kanat verimi

η_{motor} : Motor verimi

η_{pompa} : Pompa verimi

η_{sistem} : Sistem verimi

θ : İki ana kanat arasındaki çevresel uzunluk (mm)

θ_{SB} : İki ana kanat arasındaki çevresel uzunluğun yarısı (mm)

λ_1 : Kanat girişi daralma katsayısı

λ_2 : Kanat çıkış daralma katsayısı

ρ : Yoğunluk (kg/m^3)

σ_s : Schulz katsayısı

τ : Emniyetli kayma gerilmesi

φ : Sarım açısı (°)

ψ : Basınç katsayısı

ω : Açısal hız (rad/s)

KISALTMALAR

ATM: Atmosfer basıncı

CAD: Computer aided design (Bilgisayar destekli tasarım)

EVN: En iyi verim noktası

FRM: Frozen rotor model

HAD: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği

mSS: Metre su sütunu

NPEY: Net pozitif emme yüksekliği

PIV: Particle image velocimetry

PAT: Pump as turbine

RNG: Renormalization group

RSM: Response surface methodology

SST: Shear stress transport

TKE: Türbülans kinetik enerji

VOF: Volume of fluid

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Temsili bir pompa şeması [40]	22
Şekil 2.2. Şaduf [43]	23
Şekil 2.3. Çin su değirmeni [41]	24
Şekil 2.4. Jacob Leupold'un su değirmeni [41].....	24
Şekil 2.5. Arşimet vidası [41]	25
Şekil 2.6. Pompa çeşitleri ve alt grupları [19]	26
Şekil 2.7. Pompa verimli bölge alanı [50]	31
Şekil 2.8 Tipik bir santrifuj pompa için $Q-H_m$ eğrisi [51]	31
Şekil 2.9. Tipik bir santrifuj pompa için güç tüketimi eğrisi [51]	32
Şekil 2.10. Tipik bir santrifuj pompa için verim eğrisi [51]	32
Şekil 2.11. Çalışma noktası [47]	33
Şekil 2.12. Eğrilerin birden çok noktada kesişmesi [49]	33
Şekil 2.13. Kayıplar nedeniyle güç tüketiminde oluşan artış [47]	34
Şekil 2.14. Özgül hıza göre genel çark şekilleri [55].....	39
Şekil 2.15. Hız üçgenleri [56]	40
Şekil 2.16. Bir çark kanadının giriş ve çıkışında hız bileşenlerinin gösterimi [52]... 41	
Şekil 2.17. Hidrofor	42
Şekil 2.18. Hidrofora ait bileşenler	43
Şekil 3.1. (a) Üretimi yapılmakta olan tek kademeli hidrofor pompa (b) Hidrofor pompayı ait çark	46
Şekil 3.2. Deney düzeneği	46
Şekil 3.3. Pompa çarkına ait temel ölçüler [65]	48
Şekil 3.4. Pompa genel veriminin özgül hız ve debiye göre değişim eğrileri [64]... 49	
Şekil 3.5. Emme borusundaki hızların debi ve devir sayısı ile değişimi [64]	50
Şekil 3.6. Kanat giriş hız üçgeni [64]	52
Şekil 3.7. Kanat çıkış hız üçgeni [64]	53
Şekil 3.8. Ψ Basınç katsayısının ve D_1/D_2 çap oranlarının özgül hıza göre değişim eğrileri [64].....	54
Şekil 3.9. Hız Katsayılarının, Özgül Hıza Göre Değişim Eğrileri [64].	55
Şekil 3.10. Sarım Açısının Şematik Görünümü [1]	57
Şekil 3.11. Ara kanadın iki ana kanat arasında konumlandırılması [53]	58
Şekil 3.12. Beş ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)	60
Şekil 3.13. Altı Ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8).....	61
Şekil 3.14. Yedi ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12).....	62

Şekil 3.15. Sekiz ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16).....	63
Şekil 3.16. HAD ile ilişkili disiplinler [66]	65
Şekil 3.17. Akış yolu ve çark kanatları	67
Şekil 3.18. Ara kanatlı bir çark tasarımına ait periyodik akış hacminin üzerinde oluşturulan ağ yapısı	68
Şekil 3.19. Ara kanatlı bir çark tasarımına ait akış hacminin üzerinde oluşturulan ağ yapısı	69
Şekil 3.20. Ara kanatlı bir çark tasarımında kanatlar üzerinde oluşturulmuş ağ yapısı	69
Şekil 3.21. Çözüm için belirlenen genel kabul şartları	71
Şekil 3.22. Çark simülasyonlarına ait bileşen tanımlaması	71
Şekil 3.23. Çark simülasyonlarına ait sınır koşullarının tanımlanması	72
Şekil 3.24. k-ε ve SST türbülans modelleri ile elde edilen akış çizgileri [68].....	73
Şekil 3.25. Seçili tek kademeli pompanın akış hacmi çıkartılması için hazırlanmış katı modeli (a) Dıştan görünüm (b) Kesit görünümü.....	75
Şekil 3.26. Pompanın akış hacmi	76
Şekil 3.27. Pompanın akış hacminin kesit görünümü.....	76
Şekil 3.28. Pompanın akış hacmine ait ağ yapısı.....	77
Şekil 3.29. Pompanın akış hacmine ait ağ yapısının kesit görünümü.....	78
Şekil 3.30. Difüzör üzerindeki ağ yapısı (a) Genel ağ yapısı (b) Kanat üzerindeki ağ yapısı	79
Şekil 3.31. Çark üzerindeki ağ yapısı (a) Genel ağ yapısı (b) Kanat üzerindeki ağ yapısı	80
Şekil 3.32. Pompa simülasyonlarına ait bileşen tanımlaması	82
Şekil 3.33. Pompa simülasyonlarına ait sınır koşullarının tanımlanması	83
Şekil 3.34. Deney düzeneğine ait şema	85
Şekil 4.1. Ara kanat ilavesiz çarklara ait basma yüksekliği değerleri	88
Şekil 4.2. Ara kanat ilavesiz çarklara ait mil gücü değerleri	89
Şekil 4.3. Ara kanat ilavesiz çarklara ait verim değerleri	89
Şekil 4.4. Ara kanatsız çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Beş kanatlı çark (Tasarım-1) (b) Altı kanatlı çark (Tasarım-5) (c) Yedi kanatlı çark (Tasarım-9) (d) Sekiz kanatlı çark (Tasarım-13)	91
Şekil 4.5. Ara kanatsız çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu (a) Beş kanatlı çark (Tasarım-1) (b) Altı kanatlı çark (Tasarım-5) (c) Yedi kanatlı çark (Tasarım-9) (d) Sekiz kanatlı çark (Tasarım-13)	92
Şekil 4.6. Ara kanatsız çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Beş kanatlı çark (Tasarım-1) (b) Altı kanatlı çark (Tasarım-5) (c) Yedi kanatlı çark (Tasarım-9) (d) Sekiz kanatlı çark (Tasarım-13)	93
Şekil 4.7. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri.....	94
Şekil 4.8. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri	95
Şekil 4.9. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri	95

Şekil 4.10. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)	97
Şekil 4.11. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)	98
Şekil 4.12. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)	99
Şekil 4.13. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri.....	100
Şekil 4.14. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri ..	101
Şekil 4.15. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri	101
Şekil 4.16. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8) ..	103
Şekil 4.17. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8) ..	104
Şekil 4.18. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8)	106
Şekil 4.19. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri.....	107
Şekil 4.20. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri.	107
Şekil 4.21. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri	108
Şekil 4.22. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12)	110
Şekil 4.23. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12)	111
Şekil 4.24. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12)	113
Şekil 4.25. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri.....	114

Şekil 4.26. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri	114
Şekil 4.27. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri ...	115
Şekil 4.28. Sekiz ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16)	117
Şekil 4.29. Sekiz ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16)	118
Şekil 4.30. Sekiz ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16)	119
Şekil 4.31. Tasarım-5 ve Tasarım-12 çarklarına sahip pompaların basma yüksekliği değerlerinin karşılaştırılması	122
Şekil 4.32. Tasarım-5 ve Tasarım-12 çarklarına sahip pompaların mil gücü değerlerinin karşılaştırılması	123
Şekil 4.33. Tasarım-5 ve Tasarım-12 çarklarına sahip pompaların verim değerlerinin karşılaştırılması	123
Şekil 4.34. Pompa simülasyonlarına ait toplam basınç konturları (a) Tasarım-5 çarkına sahip pompa (b) Tasarım-12 çarkına sahip pompa	126
Şekil 4.35. Pompa simülasyonlarına ait statik basınç konturları (a) Tasarım-5 çarkına sahip pompa (b) Tasarım-12 çarkına sahip pompa	127
Şekil 4.36. Çarklara ait toplam basınç dağılımları (a) Tasarım-5 (b) Tasarım-12 ...	129
Şekil 4.37. Çarklara ait statik basınç dağılımları (a) Tasarım-5 (b) Tasarım-12	130
Şekil 4.38. Pompa simülasyonlarına ait hız vektörleri (a) mevcut çarklı pompa (b) yeni tasarım çarklı pompa	132
Şekil 4.39. Çarklara ait hız vektörleri (a) Tasarım-5 (b) Tasarım-12	134

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 3.1 Tasarımlara ait isimlendirme	59
Tablo 3.2. Mevcut çark tasarımı ve yeni çark tasarımlarına ait parametreler	64
Tablo 3.3 Çark simülasyonlarına ait düğüm ve eleman sayıları	70
Tablo 3.4. Pompa simülasyonlarına ait hücre sayıları.....	81
Tablo 3.5. İfadeler tablosu.....	84
Tablo 4.1. Deneysel veriler ve HAD sonuçları arasındaki sapma.....	87
Tablo 4.2. Ara kanat ilavesiz çarklara ait sonuçlar	90
Tablo 4.3. Beş Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar.....	96
Tablo 4.4. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar.....	102
Tablo 4.5. Yedi Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar.....	108
Tablo 4.6. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar.....	115
Tablo 4.7. Ara kanatlı ve ara kanatsız çarklar için sonuçlar	120
Tablo 4.8. Mevcut çarka sahip ve yeni çarka sahip pompaların simülasyon sonuçları	124

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
TABLolar DİZİNİ	xiii
İÇİNDEKİLER	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. GENEL BİLGİLER	22
2.1. Pompalar.....	22
2.2. Pompaların Tarihçesi.....	22
2.3. Pompaları Sınıflandırılması.....	26
2.4. Pompalarda Temel Kavramlar ve Tanımlar	27
2.5. Pompa Performans Eğrileri	30
2.6. Pompa Kayıpları.....	34
2.6.1. Hidrolik Kayıplar	35
2.6.2. Aralık Kayıpları (Kaçak/Volumetrik Kayıplar).....	35
2.6.3. Çark Sürtünme Kayıpları	36
2.6.4. Geri Dönüş Kayıpları	36
2.6.5. Mekanik Kayıplar.....	36
2.7. Pompa Çarkları.....	37
2.8. Pompalarda Çarklarında Teorik Esaslar	39
2.8.1. Hız Üçgenleri	39
2.8.2. Suyun Çark İçindeki Hareketi ve Temel Denklem	41
2.9. Hidroforlar.....	42
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	44
3.1. Materyal.....	44
3.1.1. İş İstasyonu Bilgisayarı	44
3.1.2. Katı Modelleme ve Tasarım Yazılımı.....	45
3.1.3. HAD Simülasyon Yazılımı	45
3.1.4. Pompa.....	45

3.1.5.	Deney Düzeneği	46
3.2.	Yöntem	47
3.2.1.	Pompa Çarkı Tasarımı.....	47
3.2.1.1.	Çark Mil Çapı ve Göbek Çapı.....	48
3.2.1.2.	Emme Borusu Çapı	49
3.2.1.3.	Çark Giriş Ağzı Çapı.....	50
3.2.1.4.	Çark Giriş Ortalama Çapı	51
3.2.1.5.	Kanat Giriş Açıları	51
3.2.1.6.	Kanat giriş genişliği	52
3.2.1.7.	Kanat çıkış açıları.....	53
3.2.1.8.	Kanat Sarım Açısı	56
3.2.2.	Ara Kanat Yaklaşımı ile Yeni Çark Tasarımı	57
3.2.3.	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği	64
3.2.3.1.	Tekil Çarklara Ait Nümerik Simülasyonlar	66
3.2.3.2.	Pompa Simülasyonları	74
3.2.4.	DeneySEL Doğrulama Çalışması	84
4.	ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	87
4.1.	Nümerik Modelin Doğrulanması.....	87
4.2.	Tekil Çark Simülasyonlarına Ait Sonuçlar	88
4.2.1.	Ara Kanat İlavesiz Çarklar.....	88
4.2.2.	Ara Kanatlı Çarklar	94
4.2.2.1.	Beş Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar	94
4.2.2.2.	Altı Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar.....	100
4.2.2.3.	Yedi Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar	106
4.2.2.4.	Sekiz Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar	113
4.3.	Pompa Simülasyonları.....	122
5.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	135
	KAYNAKÇA.....	139

1. GİRİŞ

Su, insan yaşamının sürdürülebilirliği için hayati bir kaynaktır. Bu nedenle, tarih boyunca suyun bir yerden başka bir yere taşınması, temel bir ihtiyaç olmuştur. İlk çağlarda insanlar, suyu taşımak için en basit yöntemle başvurmuş ve ellerini kullanmışlardır. Ancak zamanla insanlık, ihtiyaçlarını daha akılcı çözümlerle karşılamayı başarmış ve yenilikçi teknolojilerle hayatını kolaylaştırmıştır. Bu akılcı çözümlerden biri, tarihi gelişim süreci içinde ilk örneğine Çin'de rastlanan kovalı konveyörler olmuştur. Yüzyıllar içinde sürekli gelişen bu sistemin ulaştığı son nokta ise, günümüzde yaşamın hemen her alanında önemli bir yer edinmiş ve vazgeçilmez makinelerden biri olan pompalardır [1].

Pompalar, akışkanların alçak seviyeden yüksek seviyeye aktarılması ya da düşük basınçtan yüksek basınçta çıkarılması amacıyla kullanılan, akışkana kinetik veya potansiyel enerji kazandıran makinelerdir. Su temini, endüstriyel ekipmanlar, hidrofor sistemleri, tarımsal sulama, su arıtma, ısıtma-soğutma ve havalandırma gibi farklı alanlarda geniş bir kullanım alanına sahiptir [1,2]. Pompa sistemleri hem endüstriyel hem de evsel uygulamalarda elektrik enerjisinin en büyük tüketicileri arasında yer almaktadır. Dünya genelinde elektrik motorları tarafından tüketilen enerjinin yaklaşık %22'si pompalara aittir [3].

Enerji kaynaklarının giderek tükenmesi ve maliyetlerin sürekli artışı, enerjinin verimli kullanımını her zamankinden daha önemli hale getirmiştir. Günümüzün giderek rekabetçi hale gelen dünyasında, üretime ait maliyetleri en aza indirmek ve çevreyi korumak için enerji kaynaklarını etkili ve doğru kullanmak gerekmektedir. Bu durum, pompa sistemlerinde enerji verimliliğini artırma konusunu önemli bir araştırma alanı haline getirmiştir. Pompa sistemlerinde, pompaların verimlilik değerleri enerji tüketimi üzerinde doğrudan bir etkiye sahiptir [4,5]. Yapılan araştırmalar neticesinde pompalar tarafından harcanan enerji, optimum bir tasarım yapılmasıyla %30 oranında düşürülebilmektedir [6].

Enerji tasarrufu potansiyelini belirlemek, mevcut pompa ve pompa sisteminin ne kadar doğru tasarlandığını analiz etmeyi gerektirmektedir. Ancak son kullanıcıların bu konuda sıkça yaptığı hata, satın alma maliyetlerini ön planda tutarak en ucuz pompayı tercih etmeleridir. Oysa pompanın satın alma maliyeti, pompanın ömür boyu maliyetinin yalnızca %8'ini oluştururken, enerji tüketimi toplam maliyetin %85'ini

kapsar [7]. İyi tasarlanmış bir pompa, dinamik kayıpları en aza indirerek önemli ölçüde enerji tasarrufu sağlamaktadır. Bu nedenle, pompanın hem sistem ihtiyaçlarına uygun hem de yüksek verimli seçilmesi, enerji tüketiminin azaltılmasına katkı sağlarken, pompa tasarımının doğru yapılması tasarruf sürecinin ayrılmaz bir parçası olarak öne çıkmaktadır [7].

Pompalarda performansı doğrudan etkileyen en kritik bileşenlerden biri çark (rotor) yapısıdır. Çark, akışkanın hareketini ve enerji dönüşümünü sağlayarak pompanın verimliliğinde belirleyici bir rol oynamaktadır. Bu bileşenin en hassas ve etkili bölümü ise karmaşık bir tasarıma sahip olan kanatlarıdır. Kanatların doğru tasarımı, akışkanın yönlendirilmesi ve enerji kayıplarının azaltılması açısından büyük önem taşımaktadır. Kanat sayısı, kanat sarım açısı, kanat giriş/çıkış açıları ve kanat kalınlığı kanatlara ait önemli parametrelerden bazılarıdır. Bu nedenle, pompa performansını artırmak için çark ve kanat tasarımına özel bir hassasiyet gösterilmesi gerekmektedir [1,8].

Pompa performansına etki edecek değişkenleri optimum hale getirmek için pompa içerisindeki karmaşık akış yapılarının tespit edilmesi kritik bir öneme sahiptir. Günümüzde, bilgisayar teknolojisi ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) alanındaki gelişmeler pompa sektöründe de kendine yer edinmiştir. Prototip üretimi gerekmeksizin pompa performansının optimize edilebilmesi pompa üreticileri arasında büyük bir ilgi odağı haline gelmiştir. HAD yazılımları, özellikle akışkan davranışları ve ısı transferi simülasyonlarında sıklıkla kullanılmaktadır. Süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini nümerik olarak çözerek akışkanın sıcaklık, hız ve basınç gibi önemli parametreleri hakkında detaylı veriler sunmaktadır. Bu sayede, akışkanların davranışları ve bu davranışların sistem performansına etkileri incelenebilir. HAD yöntemleri, sanal ortamda pompa içerisindeki akışı simüle ederek tasarımın performansını önceden değerlendirme olanağı tanımaktadır. Böylelikle, prototip veya kalıp üretimi yapılmadan önce tasarımın belirlenen performans kriterlerini karşılayıp karşılamadığı kontrol edilebilmektedir. Bu süreç, pompanın belirlenen çalışma koşullarında optimum verimle çalışmasını sağlamak ve gerekli tasarım değişikliklerini önceden yapmak için önemli bir fırsat sunmaktadır. Bu sayede tasarım aşamasında hem zaman hem de maliyet açısından tasarruf sağlanabilmektedir [9,10].

Literatürde, pompa performansını artırmak amacıyla çark tasarımlarını iyileştirmeye yönelik, nümerik simülasyonları ve deneysel yöntemleri içeren pek çok çalışma bulunmaktadır.

Engin (2005), bilinen santrifüj pompa tasarım yöntemlerine uygun yaklaşımlar kullanarak bir tıkanmaz pompa tasarlamıştır. Bu pompa, çapı 80 mm'ye kadar olan katı parçacıkları basabilen bir tıkanmaz dalgıç pompa niteliğindedir. Çalışma kapsamında, tasarlanan pompa da dahil olmak üzere iki tıkanmaz pompanın hidrolik karakteristiklerini HAD yazılımı ile incelemiştir. Gerçek ölçümlerle HAD yazılımı ile elde edilen nümerik simülasyon sonuçlarının birbirine yakın olduğunu vurgulamış ve HAD çözümünün tıkanmaz pompaların hidrolik karakteristiklerini önceden tahmin etmede oldukça faydalı bir araç olduğunu belirtmiştir [10].

Anagnostopoulos (2006), santrifüj pompa çarklarındaki üç boyutlu türbülanslı akışın simülasyonu için Reynolds Ortalamalı Navier-Stokes denklemlerini kullanarak, kontrol hacmi yaklaşımını temel alan nümerik bir model geliştirmiştir. Belirli bir çark geometrisinde kararlı akış alanı için hesaplamalar yapmış ve simülasyonları gerçekleştirdikten sonra karakteristik performans eğrilerini oluşturmuştur. Çark geometrisini, şekil değişiklikleri ve farklı konfigürasyonların test edilmesine imkan veren bir dizi kontrol edilebilir tasarım değişkeni ile modellemiştir. Bu yöntemin çark tasarımının hidrodinamik davranışı üzerindeki etkilerinin daha kolay incelenmesini ve değerlendirilmesini sağladığını söylemiştir. Çalışmanın parametrik analizlerine istinaden, çark geometrisinin optimize edilmesiyle hidrolik verimlilikte önemli bir iyileşme elde edilebileceğini vurgulamıştır [11].

Gölcü vd. (2006), yaptıkları araştırmada derin kuyu pompalarında farklı kanat sayılarına (5, 6, 7) sahip çarklar üzerinde deneyler gerçekleştirmiştir. Çalışmada, çarkları ara kanatsız ve ara kanatlı (ara kanatlar ana kanat uzunluğunun sırasıyla %35, %60 ve %80'i uzunluğunda) olacak şekilde tasarlamışlardır. Toplamda 12 çark üzerinde yaptıkları testler sonucunda derin kuyu pompalarının performans özelliklerini deneysel olarak belirlemişlerdir. Elde edilen veriler doğrultusunda kanat sayısı 6 ve 7 olan çarklarda ara kanatların pompa performansını olumsuz etkilediğini belirtmişlerdir. Bu çarklarda, ara kanat uzunluğunun artmasıyla birlikte, akış hızına bağlı olarak basma yüksekliği, enerji tüketimi ve toplam verimliliğin azalma eğilimi gösterdiğini söylemişlerdir. Bununla birlikte, kanat sayısı 5 olan çarklarda ara kanat

eklenmesi durumunda, 10 l/s akış hızına kadar verim artışı gözlemlenmiştir, ancak ara kanat uzunluğu arttıkça verim düşüşü olduğunu belirtmişlerdir. Çalışma sonuçlarına göre, en yüksek verim ve en düşük enerji tüketimini, 5 kanatlı ve ana kanat uzunluğunun %80'i uzunluğunda ara kanata sahip tasarımda elde etmişlerdir. Bu tasarım, en iyi verimlilik noktasında %6,6 oranında enerji tasarrufu ve %1,14 oranında verim artışı sağlamıştır. Ayrıca ara kanatsız çarklarda kanat sayısının artmasının basma yüksekliğini ve pompa performansını arttırdığına değinmişlerdir [12].

Kergourlay vd. (2007), yaptıkları çalışmada bir hidrolik santrifüj pompanın performansı üzerinde, ana kanat uzunluğunun %50'si boyutunda ara kanatların eklenmesinin etkilerini analiz etmeyi amaçlamışlardır. İnceledikleri pompa, ara kanatlı ve ara kanatsız olmak üzere iki farklı çark tasarımına sahiptir. Çark 5 adet kanata sahiptir ve özgül hızı 32'dir. Akış morfolojisini incelediklerinde çarka ara kanatlar eklenmesinin, çevre hızlarını ve basınç dağılımlarını daha dengeli hale getirdiğini gözlemlenmiştir. Deneysel bulguların nümerik tahminlerle uyum içinde olduğunu ve ara kanatların pompa performansı üzerindeki etkisini doğruladığını belirtmişlerdir. Ara kanatların eklenmesinin, kanallardaki basınç dalgalanmalarını azaltarak bu duruma olumlu bir katkı sağladığını söylemişlerdir. Orijinal çarka kıyasla basma yüksekliğinin artış gösterdiğini bunun sebebinin akışın iletimine yardımcı olan çark kayma faktöründeki artıştan kaynaklandığını vurgulamışlardır. Ara kanatlar aynı zamanda basınç dalgalanmalarını azaltırken, salyangoz çıkışındaki akışı daha düzgün bir şekilde düzenlemiştir. Ancak, artan hidrodinamik kayıplar nedeniyle pompa verimliliğinde bir iyileşme gözlenmediğini belirtmişlerdir [13].

Luo vd. (2008), yaptıkları çalışmada özgül hızı 183 olan kapalı tip çarklı bir santrifüj pompa üzerinde çark giriş geometrisinin pompa performansına etkilerini incelemişlerdir. Bu araştırmada, pompanın hidrolik ve kavitasyon performansını iyileştirmeyi amaçlamışlar ve bu kapsamda deneysel testler ile nümerik simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada, pompanın performansını artırmak için çark giriş kısmında tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Çarkın ön kenarı uzatılmış veya orijinal tasarıma kıyasla daha büyük kanat açıları uygulanarak beş farklı çark tasarımı oluşturulmuştur. Bu tasarımların üç boyutlu türbülanslı akışının simülasyonlarını Renormalization Group (RNG) k-ε türbülans modeli ve Euler Akışkan Hacmi (Volume of Fluid-VOF) kavitasyon modeli kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Nümerik simülasyon sonuçlarının deneysel verilerle uyumlu olduğunu görmüşler ve bu

doğrultuda şu sonuçlara ulaşmışlardır: (1) Çark giriş geometrisi, santrifüj pompalarda performans iyileştirme üzerinde belirgin bir etkiye sahiptir. Hem kanat ön kenarının uzatılması hem de çark girişinde daha büyük kanat açıları uygulanması, performans üzerinde olumlu etkiler yaratmıştır. (2) Kanat ön kenarının uzatılması, pompanın hidrolik performansını iyileştirirken, çark girişinde daha büyük kanat açıları uygulanması kavitasyon performansını artırmıştır. (3) Çark girişinin yukarısında düzgün bir akış sağlanmasının, pompanın kavitasyon performansını iyileştirmek açısından faydalı olmuştur. Bu sonuçların, santrifüj pompaların tasarımında çark giriş geometrisinin optimize edilmesinin hem hidrolik hem de kavitasyon performansını artırmak için önemli bir yöntem olduğunu ortaya koyduğunu belirtmişlerdir [14].

Gölcü vd. (2008), Yaptıkları çalışmada, kanat sayısı (z) 3 ve 4 olan düşük kanat sayılı ve düşük kanat çıkış açısına sahip (15°) dalgıç pompaya ait çarklara ana kanat boyunun %25, %35, %50, %60 ve %80'i oranında ara kanatlar eklemişler ve bu değişimlerin dalgıç pompa performansına etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Sonuç olarak, basma yüksekliğinin debinin bir fonksiyonu olarak değişim karakteristiğini daha kararlı bir hale getirmişler ve pompa veriminde iyileşme sağlamışlardır. Ana kanat boyunun %80'i oranında ara kanat ekledikleri üç kanat sayısına sahip dalgıç pompanın debi-yük karakteristiğini daha kararlı bir hale getirmişlerdir. Bu düzenleme ile pompanın en iyi verim noktasında, basma yüksekliğinde %49,85, genel verimde %25,73 ve güçte %20,46 oranında artış elde etmişlerdir. Benzer şekilde dört kanatlı dalgıç pompa tasarımında basma yüksekliğini %15,2, genel verimi %10,15 ve gücü %4,84 oranında artırmışlardır [15].

Yang ve Cheng (2009), çalışmalarında çok kademeli bir pompanın akışının modelini geliştirmişlerdir. Modelde, üç boyutlu türbülanslı bir akışı Navier-Stokes denklemlerini temel alarak standart $k-\epsilon$ türbülans modeli ve duvar fonksiyonu kullanarak simüle etmişlerdir. Çarklar, kılavuz kanatlar ve diğer bileşenlerdeki hız ve basınç dağılımlarını ve pompa performansını nümerik simülasyonlarla tahmin etmişlerdir. Yaptıkları çalışmalar sonucunda elde ettikleri bulguların, çok kademeli santrifüj pompalarda integral modelleme yaklaşımıyla gerçekleştirilen nümerik akış simülasyonlarında geçerliliğini ve uygulanabilirliğini kanıtladığını ifade etmişlerdir. Bunun temel nedeninin ise simülasyon sonuçlarının deneysel verilerle uyumlu bir şekilde örtüşmesi olarak belirtmişlerdir. Sonuçlar modelleme ve hesaplama

sürecindeki hatalar nedeniyle test sonuçlarından biraz daha düşük olsa da hata oranının %10 seviyelerinde kalmasını kabul edilebilir bir düzeyde bulmuşlardır [16].

Patil ve Todkar (2013), yaptıkları çalışmada kanat sayısının artırılmasının pompanın basma yüksekliğinde artış sağlarken verimliliğin azalmasına neden olacağını söylemişlerdir ve verimlilikteki bu düşüşün, gövde içindeki artan sürtünme ve akışkanın daralan alanda tıkanmasıyla ilişkisine vurgu yapmışlardır. Bu durumu önlemek için, çark girişindeki tıkanmayı azaltan ara kanatlı çarklar tercih edilmesini önermişlerdir. Ara kanatların eklenmesinin, pompanın genel performansını iyileştireceğini gözlemlemişlerdir. Çalışmada ara kanatların uzunluğunu artırmaları debi ve güçte artış sağlarken, verimliliği düşürmüştür. Bununla birlikte, ara kanatlar aynı güç girişiyle pompanın basma yüksekliğini artırmıştır. Bu tasarımın yalnızca hidrolik performansı geliştirmekle kalmayıp aynı zamanda basınç dalgalanmalarını azalttığını ve pompanın çalışma aralığını genişlettiğini vurgulamışlardır [17].

Baoling vd. (2013) yaptıkları çalışmada, kanat çıkış açısının iç akış alanı ve düşük özgül hızlı santrifüj pompanın performansı üzerindeki etkisini simüle etmişlerdir. Farklı kanat çıkış açlarına sahip ($32,5^\circ$ ve 39°) pompa modellerinin akış alanlarını nümerik olarak hesaplamışlardır. Ayrıca, pompa için harici performans deneyleri de gerçekleştirmişlerdir. Hesaplama sürecinde zaman ortalama Navier-Stokes denklemi ve k- ϵ türbülans modeli kullanılmışlardır. Nümerik sonuçların eğiliminin deneysel verilerle uyumlu olduğunu belirtmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar, her iki çarkta geri akış alanlarının bulunduğunu ve daha büyük kanat çıkış açısına sahip çarkta iç akışın biraz iyileştiğini göstermiştir. Kanat çıkış açısının uzun kanat ön kenarı yakınındaki statik basınç üzerinde kayda değer bir etkisi olduğunu, ancak çark geçitlerindeki statik basınç dağılımı üzerinde çok az etkisi olduğunu ifade etmişlerdir. Deney sonuçları, daha büyük kanat çıkış açısına sahip düşük özgül hızlı santrifüj pompanın daha iyi hidrolik performansa sahip olduğunu göstermektedir. Ayrıca, santrifüj pompanın hidrolik performansını iyileştirmek için uygun kanat çıkış açısının tasarlanmasının önemine vurgu yapmışlardır [18].

Polat (2013), paslanmaz bir dalgıç pompa üzerinde çalışmalar yapmıştır. Pompanın nümerik simülasyonunu, Navier-Stokes denklemleri kullanarak sonlu hacimler tekniğine uygun olarak gerçekleştirmiş ve bu çözümlemeleri k- ϵ türbülans modeli ile yapmıştır. Simülasyon sonuçları doğrultusunda pompa performans

eğrilerini çıkartmış, ayrıca pompa üzerindeki basınç dağılımlarını ve hız vektörlerini incelemiştir. Çalışmada, paslanmaz dalgıç pompa üretimi için kullanılabilecek tüm imalat yöntemleri ele alınmış ve üretim aşamaları kapsamlı bir şekilde değerlendirilmiştir. Tasarlanan ve üretilen pompanın dönme hızı 2850 d/d, çark çapı ise yaklaşık 175 mm'dir. En verimli noktasında 215 m³/h su verebilen yarı eksensel kanat geometrisine sahiptir. Pompanın üretimi tamamlandıktan sonra test standında deneyleri yapılmış ve nümerik simülasyonda elde edilen sonuçlara dayanarak performans eğrileri çıkarılmıştır. Elde edilen nümerik simülasyon sonuçları ile deney sonuçlarını karşılaştırdığında uyumlu olduklarını gözlemlemiştir [19].

Nataraj ve Singh (2013) çalışmalarında, mevcut bir çark tasarımının özelliklerini değiştirerek santrifüj pompanın performansını iyileştirmeyi amaçlamışlardır. Bu süreçte, tepki yüzeyi metodolojisi (Response Surface Methodology- RSM) ve HAD simülasyonları kullanmışlardır. Çalışmada; çark çapı, kanat çıkış açısı ve çıkıştaki kanat genişliği gibi değişkenler RSM aracılığıyla belirli aralıklarla değiştirilmiştir. Başlangıçta, 27 mm çark çapına, 43° kanat çıkış açısına ve 3,5 mm kanat genişliğine sahip bir tasarım belirlemişlerdir. Gerçekleştirilen HAD simülasyonları, deneysel verilerle doğrulanmıştır. İlk örnekte, en iyi verimlilik noktasında basma yüksekliğini 39,66 m ve güç tüketimini 432,17 W olarak tespit etmişlerdir. Çalışma sonucunda elde edilen en iyi tasarım ise, 25 mm çark göz çapı, 32° kanat çıkış açısı ve 5,5 mm kanat genişliği ile 41,72 m basma yüksekliği ve 366,95 W güç tüketimi sağlamıştır. Bu sonuçların, çark tasarımındaki değişikliklerin pompa performansını önemli ölçüde iyileştirebileceğini gösterdiğini vurgulamışlardır [20].

Tan vd. (2014), akışkanın süreklilik ve hareket denklemlerini eş zamanlı çözerek kanat geometrisini şekillendiren ve sarım açısını kontrol eden doğrudan ve ters iterasyon tasarım yöntemi kullanarak üç farklı santrifüj pompa çarkı tasarlamışlardır. Kanat sarım açıları 100°, 110° ve 120° olan bu pompa çarklarının diğer parametreleri sabit tutulmuş ve akış alanları nümerik olarak simüle edilmiştir. Sonuçlara göre 120° sarım açısına sahip pompanın hız ve basınç dağılımları bakımından diğerlerinden daha üstün olduğunu belirtmişlerdir. Bu çarkta, basma yüksekliği ve verimlilik açısından sırasıyla %3,6 ve %1,6'lık artışlar sağlamışlar ve büyük akış hızlarında daha yumuşak bir basınç gradyanı elde etmişlerdir. Ayrıca, en büyük sarım açısına sahip çarkın verimliliğinin ve çalışma kararlılığının daha geniş bir alanda daha iyi bir performans sergilediğini hem nümerik hem de deneysel analizlerle

tasarım yönteminin doğruluğunu teyit ettiğini belirtmişlerdir. Elde ettikleri bulguların, kanat sarım açısının pompa tasarımında çok önemli bir parametre olduğunu gösterdiğini ve pompa performansı üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu vurgulamışlardır [21].

Stel vd. (2015) bu çalışmada çok kademeli ve karma tip bir dalgıç pompa içerisindeki akışın nümerik simülasyonunu ele almışlardır. Akış çözümlemesi için sonlu hacim yöntemine dayalı bir HAD yazılımı kullanmışlar ve simülasyona ilişkin çeşitli teknik detaylar sunmuşlardır. İlk aşamada, türbülans modelleri ve kademe sayısının pompa performansı üzerindeki etkisini değerlendirmişler ardından üç kademeli bir elektrikli dalgıç pompa için elde edilen nümerik basma yüksekliği eğrilerini literatürdeki deneysel verilerle karşılaştırmışlar ve sonuçların uyumlu olduğunu görmüşlerdir. Farklı akış hızları için yaptıkları incelemelerde, özellikle difüzörler ve çarklar arasındaki arayüzde ters akış yapısının net akış alanını kısıtladığını tespit etmişlerdir. Tek kademeli elektrikli dalgıç pompaların simülasyonlarının, akış sınır koşullarına duyarlı olması nedeniyle, çok kademeli pompaların genel performansını yansıtmakta yetersiz kaldığını belirtmişlerdir. Özellikle ilk kademenin, ön dönme etkisi olmayan bir giriş akışına maruz kaldığında diğer kademelerden farklı bir davranış sergilediğinden bahsetmişlerdir. Ancak üç kademeli modelin, beş kademeli modele kıyasla daha kısa sürede iyi sonuçlar verdiğini ve deneysel verilerle uyum sağladığını vurgulamışlardır. Yüksek akış hızlarında bile farklı kademeler arasında belirgin akış farklılıkları gözlemlemişlerdir. Özellikle kısmi yük koşullarında, elektrikli dalgıç pompanın hidrolik kanallarındaki ayrılma akışının kararsız olduğunu ve difüzör çıkışlarında ters akışın meydana geldiği belirlemişlerdir. Bu durumun, çarkların tork üretimini etkileyerek periyodik olmayan bir davranışa yol açtığı belirtmişlerdir [22].

Kim vd. (2015), bir santrifüj pompanın performansını artırmak amacıyla çark ve salyangoz tasarımını optimize etmişlerdir. Temel çarkı, akışkan makine tasarım teorisi ve iç tasarım veri tabanları kullanarak oluşturmuşlar ve nümerik simülasyonla değerlendirmişlerdir. Ardından, çark performansını iyileştirmek için tasarım değişkenleri ve aralıkları belirlemişlerdir. Belirlenen bu değişkenler doğrultusunda deney setleri üretmişler ve analizler yapmışlardır. RSM kullanılarak tasarım kriterlerini karşılayan optimize edilmiş bir çark geliştirmişler ve performansını doğrulanmışlardır. Temel çark, tasarım noktasında 4500 m³/h debi, 65 m basma

yüksekliği ve %97,1 verimlilik göstermiş olsa da kayıplar ve %12 civarındaki simülasyon hatası nedeniyle tasarım özelliklerini karşılayamamıştır. Daha sonra belirlenen tasarım değişkeni ve aralıkları ile 25 adet çark oluşturmuşlar ve simüle ederek en iyi sonucu veren çarkı optimizasyon çarkı olarak seçmişlerdir. Optimizasyon çarkı, aynı akış noktasında 69,1 m basma yüksekliği ve %98,3 verimlilik sunarak 4,1 m'lik bir basma yüksekliği ve %1,2 verimlilik artışı sağlamış, böylece tasarım hedeflerini karşılamıştır. Bu nedenle, optimizasyon çarkı nihai tasarım olarak benimsenmiştir. Salyangoz ise Stepanoff teorisiyle oluşturulmuş, optimize edilmiş çark ile değerlendirildiğinde tasarım noktasında 62,9 m basma yüksekliği ve %92,3 verimlilik sergilemiştir. Çalışma sonucunda, pompanın ilk tasarımına göre basma yüksekliğinde 1m, hidrolik verimde ise 0.6% artış elde etmişlerdir [23].

Yu vd. (2016), gerçekleştirdikleri çalışmada Pompa Türbin (Pump as Turbine - PAT) sistemlerinde kullanılan özel bir çark üzerinde ara kanadın etkilerini incelemek amacıyla hem ara kanatlı hem de ara kanatsız çarklar tasarlamışlardır. Ara kanadın enerji kaybı, dış özellikleri ve pompa türbininin iç akış alanına olan etkilerini doğrulanmış bir HAD yöntemiyle simüle etmişlerdir. Elde ettikleri bulguların ara kanatlı pompa türbininin en verimli çalışma noktasında mil gücü, verimlilik ve basma yüksekliği açısından ara kanatsız pompa türbiniyle kıyaslandığında sırasıyla %16,4, %1,3 ve %8,8 oranında daha üstün olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca, 130 m³/h debi değerinde ara kanatlı pompa türbininin verimliliğini %2,6 oranında arttırmışlardır. Ara kanatları eklemeleriyle yüksek verimlilik bölgesini 1,72 kat genişletmişlerdir. Aynı akış hızlarında ara kanatlı pompa türbininin toplam entropi üretimini ara kanatsız pompa türbinine göre daha düşük bulmuşlardır. Ara kanatların eklenmesinin etkili kanat sayısını artırarak akışkanın çark akış geçidi boyunca daha dengeli bir şekilde akmasını sağladığını ve çark içindeki akış ayrılmalarını azalttığını belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmanın, ara kanatların pompa türbininin iç akış alanı dağılımını iyileştirebileceğini ve hidrolik performansı önemli ölçüde artırabileceğini kanıtlar nitelikte olduğunu belirtmişlerdir [24].

Mohammadi ve Fakharzadeh (2017), çok basınçlı pompa çarklarının çıkış açısı geometrisinin pompanın basma yüksekliği ve verimliliği üzerindeki etkilerini nümerik simülasyon ve deneysel yöntemlerle incelemişlerdir. Çalışmada kapalı tek emişli, 5 kanatlı bir çarkı üç farklı çıkış açısında (27°, 30° ve 33°) simüle etmişlerdir. İlk aşamada, çark modelini tasarlamış ve akışkan akışını incelemek amacıyla simülasyon

yazılımı kullanmışlardır. Kanat yüzeylerinde kare elemanlarla, hacimlerde ise dörtlü elemanlarla ağ yapısı üretmişlerdir. Deneysel bölümde ise, farklı çıkış açlarına sahip üç çark ile test ettikleri çok kademeli bir pompanın çalışma koşulları olarak 2000 rpm dönüş hızı ve 30 kW giriş gücü belirlemişlerdir. Nümerik simülasyon sonuçlarının özellikle 27° ve 33° çıkış açıları için deneysel verilerle uyumlu olduğunu söylemişlerdir. Elde ettikleri nümerik ve deneysel bulguların, çark içindeki hidrolik ve mekanik kayıpların çıkış açısı ve kanat genişliğinin belirli değerlerinde azaldığını buna karşın pompa basma yüksekliği ve verimliliğini artırdığını belirtmişlerdir. Maksimum pompa basma yüksekliğini ve maksimum verimliliği 30° çıkış açısında elde etmişlerdir. Bu durumun temel nedeninin salyangoz gövdesi ve çıkış çarklarındaki su devridaiminin kayıpları azaltması olduğunu belirtmişlerdir. Bu açıyla, akışkana daha verimli enerji aktarımı sağlamışlar ve çarkın ana kanatlarını akışın daha iyi yönlendirilmesini mümkün kılacak şekilde tasarlamışlardır. Sonuç olarak, bu faktörler pompa basma yüksekliği ve verimliliğinin artmasına yol açmıştır. Bu sonuçların, sağlanan nümerik simülasyon araçlarının kullanımının deneysel yöntemlere kıyasla zaman ve maliyet açısından önemli avantajlar sunduğunu belirtmişlerdir [25].

Jeon vd. (2017), pompanın performansını değerlendirmek ve verimliliğini artırmak amacıyla optimal tasarım yöntemini kullanmışlardır. Çalışmada, pompa çarkının geometrik yapısını tanımlayan iki temel tasarım parametresi tanıtmışlar ve bu parametrelerin pompa performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Performans değerlendirmelerini, nümerik simülasyon ve deneysel tasarım yöntemleri kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Simülasyonlara ait türbülans modellemesinde, girdap viskozitesini tahmin etmek amacıyla Shear Stress Transport (SST) türbülans modelini tercih etmişlerdir. Nümerik simülasyon sonuçlarını pompa performansı, verimlilik ve basınç değerleri açısından deneysel sonuçlarla karşılaştırarak doğrulamışlardır. Çalışmanın sonuçlarına göre, pompa çarkının işletme debisindeki şekil optimizasyonunun, pompa verimliliğinde %3 oranında bir artış sağladığını belirtmişlerdir. Optimum pompanın basınç artışının, esas olarak kanat geçişi sırasında oluşan daha yüksek momentum kuvvetinden kaynaklandığını belirtmişlerdir. Bu durumun, optimum kanat şeklinin akış karakteristiğini iyileştirerek pompa performansına doğrudan katkıda bulunduğunu söylemişlerdir. Bu simülasyonların, optimum tasarımın yalnızca verimliliği artırmakla kalmayıp aynı zamanda daha dengeli ve etkin bir akış yapısına olanak sağladığını vurgulamışlardır [26].

Babayiğit (2017) gerçekleştirdiği çalışmada, bir pompa çarkının yeniden tasarımıyla hidrolik verimin iyileştirilmesi ve çoklu çark parametrelerinin performansa etkisini incelemiştir. Seçtiği pompanın emme, basma ve difüzör kısımlarında herhangi bir değişiklik yapılmadığını belirtmiştir. Öncelikle pompa çarkını yeniden tasarlayıp, çarkın ve pompanın HAD kullanılarak nümerik simülasyonlarını gerçekleştirmiştir. HAD sonuçlarına göre yeni tasarım çarkta, mevcut çarkta meydana gelen akış ayrılmaları azalmış ve hidrolik verim yaklaşık %2,2 artmıştır. Yeni tasarım çarkın üretilmesinden sonra, bu çarkın kullanıldığı iki kademeli pompa ile deneyler yapmıştır. Akış hacmi, dengeleme delikleri ve kayıp-kaçaklar dâhil edilerek oluşturulan deneyler sonucunda elde edilen debi değerleri, HAD simülasyonları ile karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar, deneysel ve HAD bulguları arasında tasarım debisinde yaklaşık %1, diğer debilerde ise %10'dan daha az bir fark olduğunu göstermiştir. Deneysel verilere göre, mevcut çarkta kullanılan pompanın genel verimi yaklaşık %49 iken, yeni tasarım çarkıyla bu değer %51 olarak belirlenmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında, yeni tasarım çarkın farklı kanat sayıları (4, 5 ve 6), kanat sarım açıları (100° , 125° ve 150°) ve ara kanat ilaveleri ($L_{SB}/L = 0.5, 0.6, 0.7$ ve 0.8) kullanılarak 36 farklı çark modeli oluşturulmuştur. Her bir çark modeli için, çark çıkışına difüzör kanadı eklenerek akış hacimleri oluşturulmuş ve HAD simülasyonları yapılmıştır. Belirlenen çark modelinin üretimi tamamlandıktan sonra, bu çarkın kullanıldığı pompa ile deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş ve yeni tasarım çark ile çoklu çark parametre uygulamaları arasındaki verim karşılaştırılmıştır. Tez kapsamında yaptığı çalışmalar sonucunda hem yeniden tasarım hem de çoklu parametre uygulamaları ile pompa genel verimini yaklaşık %49'dan %53'e yükseltmiştir [1].

Korkmaz vd. (2017), çark kanat sayısının 5, 6 ve 7, kanat çıkış açılarının 25° ve 35° olduğu çarklara ara kanatların ilavesinin (ana kanat uzunluğunun %40, 55, 70 ve 85 'i) derin kuyu pompalarındaki performansa etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışma sırasında pompa gövdesi, kanat giriş açısı, kanat kalınlığı, genişliği ve çark giriş-çıkış çaplarını sabit tutmuşlar yalnızca kanat sayısı, kanat çıkış açıları ve ara kanat uzunluklarını değiştirmişlerdir. Deneysel sonuçlara göre, en yüksek verimlilik değerini çark kanat sayısının 6, kanat çıkış açısının 25° ve ara kanat uzunluğunun %85 olduğu kombinasyonda elde etmişlerdir. Ara kanat bulunmayan çarklarda, kanat sayısının artışıyla birlikte basma yüksekliği, fren beygir gücü ve genel

verimlilik değerlerinin arttığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca kanat çıkış açısının, pompa performansı üzerinde kanat sayısına kıyasla daha belirgin bir etkiye sahip olduğunu belirtmişlerdir. Kanat çıkış açısındaki artış basma yüksekliğini artırırken, fren beygir gücündeki hızlı artış nedeniyle genel verimlilik azalmış; mutlak hızın yükselmesiyle meydana gelen kayıplar da verimde düşüşe yol açmıştır. Ara kanat bulunmayan çarklarda, en yüksek basma yüksekliği değerini ve fren beygir gücünü, $\beta_2=35^\circ$ ve $z=7$ kombinasyonu ile sağlamışlar en yüksek verimi ise $\beta_2=25^\circ$ ve $z=7$ kombinasyonunda elde etmişlerdir. Ara kanatlı çarklarda ise, $z=7$ ve $\beta_2=25^\circ$ dışında kalan tüm kombinasyonlarda ara kanat ilavesinin genel verimi ve basma yüksekliğini artırdığını söylemişlerdir. Kanat sayısı $z=5$ ve $\beta_2=25^\circ$ kombinasyonunda, %85 uzunluğunda ara kanat kullanıldığında, ara kanat bulunmayan çarklara kıyasla basma yüksekliğinde %7,51, fren gücünde %4,64 ve verimde %2,69 oranında artış sağlamışlardır. Benzer şekilde, $z=5$ ve $\beta_2=35^\circ$ çarklarda bu artışlar sırasıyla %15,52, %8,53 ve %6,42 olarak ölçülmüştür. $z=6$ ve $\beta_2=25^\circ$ kombinasyonunda %85 ara kanat eklenmesi %5,45 basma yüksekliği, %0,34 güç ve %5 verim artışı sağlamıştır. Ancak $z=6$ ve $\beta_2=35^\circ$ çarklarda, en yüksek verimi %70 ara kanat uzunluğuyla elde etmişler; bu durumda basma yüksekliği %10,63, güç %5,24 ve verim %5 oranında artış göstermiştir. Diğer yandan, $z=7$ ve $\beta_2=25^\circ$ kombinasyonunda ara kanat eklemeleri verimi düşürmüştür; ortalama %4,37 oranında kayıp gözlemlemişlerdir. Bu durumun, yüksek kanat sayısı ile düşük kanat çıkış açısının uyumsuzluğundan kaynaklandığı ifade etmişlerdir. Buna karşın, $z=7$ ve $\beta_2=35^\circ$ çarklarda %85 ara kanat uzunluğu kullanıldığında, %4,58 basma yüksekliği, %2,12 güç ve %2,39 verim artışı sağlamışlardır. Sonuç olarak, optimum ara kanat tasarımı için $z=6$ kanat sayısı, $\beta_2=25^\circ$ kanat çıkış açısı ve %70-%85 ara kanat uzunluğu aralığını önermişlerdir. Düşük özgül hızlı pompaların düşük verim sorunlarının, bu parametrelerin uygun şekilde seçilmesiyle giderilebileceğini vurgulamışlardır [27].

Aksoy (2018) çalışmasında, pompa çarkı içerisindeki karmaşık akış yapılarının daha iyi anlaşılması amacıyla özel bir test düzeneği tasarlamıştır. Çalışma, pompa çarkındaki iki kanat arasındaki akış yapısını çark çıkış genişliğinin ortasında, Parçacık Görüntülemesi (PIV) yöntemi ile deneysel olarak belirlemeye odaklanmıştır. İncelenen pompa, 2850 d/d, 12,5 m³/h debi ve 40 metre basma yüksekliğine sahip 3 kademeli bir santrifüj pompadır; bu pompa tasarım devrinin yanı sıra 1900 d/d çalışma koşulunda da test edilmiştir. Deneyler, her bir devir değeri için tasarım debisinin %85,

%100 ve %115'inde olmak üzere üç farklı debi oranında gerçekleştirilmiştir. Nümerik çalışmalar, aynı sınır koşullarında HAD kullanılarak yapılmış ve elde edilen akış yapıları, deneysel PIV sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Deneyler, orijinal pompa çarkı olan 6 kanatlı (çark 1), ara kanat ilaveli dört kanatlı (çark 2) ve ara kanat ilavesiz dört kanatlı (çark 3) olmak üzere üç farklı pompa çarkı ile gerçekleştirilmiştir. PIV çalışmalarında çarkın durağan pozisyonunda 500 görüntü alınmış ve akış özellikleri mutlak hız vektörü, bağıl hız vektörü, mutlak hız konturu, bağıl hız konturu ve Türbülans Kinetik Enerji (TKE) değerleri ile incelenmiştir. Ayrıca çark ve difüzör etkileşimini daha iyi anlamak için 5 farklı çark-difüzör pozisyonunda akış yapısı incelenmiştir. Pompa çarkı içerisindeki 16 farklı nokta için elde edilen PIV ve HAD sonuçları arasındaki bağıl fark %5,7 ile %21,2 arasında bulunmuştur. 12,5 m³/h debide yapılan deneylerde, çark 1 için en yüksek genel verim sırasıyla %56,0 ve %56,6 olarak elde edilirken, çark 2 ile en yüksek basma yüksekliği 46,0 m ve 44,2 m olarak belirlenmiştir. Çark 3 için verim %55,8'dir ancak basma yüksekliği 37,8 m'de kalmıştır. Deneysel sonuçlarda, çark 2'nin kullanılması ile orijinal çark olan çark 1'e göre basma yüksekliğinde %9,7 artış sağlanmış; genel verimde ise %56'dan %53,7'ye %4,7 düşüş olmuştur. HAD ve deneysel çalışmalar arasında pompa karakteristik değerleri arasındaki fark %1 ile %9 arasında tespit edilmiştir. Özellikle az kanat sayısına sahip çark 2'de mutlak hız değerlerinin PIV ve HAD sonuçlarıyla uyumlu olduğunu vurgulamıştır [9].

Alihanoğlu (2018), seçtiği endüstriyel dalgıç pompanın farklı kademelerdeki performansını deneysel olarak ölçmüştür. Ölçümlerin ardından çark çıkış genişliği, çark çıkış açısı, çark kademe arası mesafesi ve kademeler arası mesafe gibi dört temel geometrik parametrenin pompa performansına etkilerini, deneysel verilerle desteklenen HAD simülasyonları aracılığıyla incelemiştir. Çalışmasının sonuçlarına göre, çark çıkış aralığının genişlemesi pompa verimini belirli bir oranda artırırken, çark kanat açısının pompa verimine önemli bir etkisi olduğunu belirlemiştir. Çark kademe arası mesafenin bazı değerlerde artış gösterirken, diğer bazı aralıklarda azaldığını tespit etmiştir. Benzer şekilde, kademeler arası mesafenin de belirli değerlerde verimi artırdığı, ancak başka değerlerde düşüşe neden olduğunu görmüştür. Simülasyonlar sonucunda, pompa çarkı üzerinde ve konumunda yapılacak küçük geometrik değişikliklerin pompa performansını %10'a kadar olumlu veya olumsuz yönde etkileyebileceğini gözlemlemiştir [6].

Ding vd. (2019), kanat çıkış açısının santrifüj pompanın iç akışı ve özellikleri üzerinde nasıl bir etkisi olduğunu nümerik simülasyon ve deney yöntemleri kullanarak incelemişlerdir. Farklı kanat çıkış açılarına (23° , 25° , 27° , 29° ve 31°) sahip beş ayrı çark modelini diğer çark parametrelerinin değişmeyeceği şekilde tasarlamışlar ve yüksek özgül hıza sahip pompanın nümerik simülasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Daha sonra santrifüj pompanın hidrolik performansını deneylerle de test etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlarda, nümerik simülasyon ve deneylerin değişimindeki eğilimin benzer olduğunu ve akış hızı kademeli olarak arttığında çarkın hidrolik kaybının kanat çıkış açısının artmasıyla daha fazlalaştığını ayrıca kanat çıkış açısının yüksek akış hızında santrifüj pompanın verimliliği üzerinde belirgin bir etki yarattığını söylemişlerdir. Ayriyeten, düşük akış hızlarında basma yüksekliğinin yüksek akış hızlarına göre daha büyük değişim gösterdiğini ve kanat çıkış açısının bu değişim üzerindeki etkisinin daha az belirgin olduğu tespit etmişlerdir. Araştırma sonuçlarının, tasarımcıların uygun çıkış açısını seçmelerine yardımcı olabilecek bir referans sunduğunu vurgulamışlardır [28].

Zhang vd. (2019) yapmış oldukları çalışmada, santrifüj pompanın kavitasyon performansını iyileştirmek amacıyla yuvalı yeni bir tür pompa çarkı önermişlerdir. Yuva, çark örtüsünün üzerinde, kanat ön kenarının emme tarafına yakın bir konumda yerleştirilmiştir. Yuvanın her iki tarafındaki basınç farkı sayesinde bir jet akışı oluşmuş ve bu jet akışı, kavitasyon ve ters akışın bastırılmasında önemli bir rol oynamıştır. Bu sayede, çarkın ön kısmındaki haznede yüksek enerjiye sahip sıvı, en düşük basınç alanına yönlendirilmiştir. Jet akışı, kanat giriş akışını belirli bir enerjiyle dengeleyerek performansı artırmıştır. Nümerik simülasyonlarla, pompanın beş farklı yuva boyutu için iç akış dinamikleri ve hidrolik performansları, prototip pompaninkilerle karşılaştırılmıştır. Yuva jeti, çark akış hızını ve sarmal alan oranını artırmış, bu da tüm akış hızı aralığında basma yüksekliğinin azalmasına yol açmıştır. Düşük akış hızlarında ters akış önemli ölçüde azaltarak pompa verimliliğini artırmıştır. Özellikle düşük akış hızında, yuva jeti pompanın kavitasyon performansını etkili bir şekilde iyileştirmiştir. Slot boyutunun küçülmesiyle pompanın kavitasyon performansına olan olumlu etkinin de artmakta olduğunu söylemişlerdir. Prototip çark ile karşılaştırıldığında, slot çarkın kanat girişinin yakınındaki basınç değerleri ve ön kısım bölgelerindeki basınç değeri önemli ölçüde iyileşmiştir. Bu çalışmanın, slot çarkının

kavitasyonu bastırmadaki etkinliğini gösterdiğini ve mevcut net pozitif emme yüksekliğini artırma potansiyelini iyileştirdiğini vurgulamışlardır [29].

Gobran vd. (2019), çarka ait geometrik parametrelerin santrifüj pompa performansı üzerindeki etkilerini kapsamlı bir şekilde incelemişlerdir. Bu araştırma, farklı akış hızları ve dönüş hızları kullanılarak pompanın performans eğrisinin elde edilmesine odaklanmıştır. Çalışmada, santrifüj pompanın çark ve salyangoz bileşenleri için üç boyutlu HAD simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Araştırmada kullanılan pompanın dış çark çapı 205 mm, çark çıkış genişliği 16 mm, dönüş hızı 1450 rpm, çark kanat sayısı 7 ve özgül hızı 28 olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar, çark dış çapı ve çıkış genişliği arttıkça hem net basma yüksekliğinin hem de tüketilen gücün arttığını ortaya koymuştur. Ayrıca, En İyi Verimlilik Noktasının (EVN) tasarım debisinden daha yüksek bir hacimsel debide elde edildiğini gözlemlemişlerdir. Nümerik simülasyon sonuçlarına göre, çark dış çapının 200 mm'den 210 mm'ye yükseltilmesi, EVN debisinde yaklaşık %14,7'lik bir artış sağlamıştır. Benzer şekilde, çark çıkış genişliğinin 14 mm'den 18 mm'ye artırılması EVN akış hızını yaklaşık %9 oranında artırmış, ancak EVN verimliliğinde %0,5 oranında bir azalma meydana getirmiştir. Dönme hızının artırılması ise net basma yüksekliği ve tüketilen güçte bir yükselişe neden olmuştur. Aynı EVN ile dönme hızının 1400 rpm'den 1500 rpm'ye çıkarılması, EVN akış hızında %13,8'lik bir artışla sonuçlanmıştır [30].

Demirtaş (2019), kademeli bir dalgıç pompanın kılavuz kanatlarının tasarımı ve nümerik simülasyonları üzerine bir çalışma yapmıştır. İncelediği pompanın kademeleri, yalnızca çarklar ve geri dönüş kanallarından oluşmaktadır. Simülasyon bulgularında, sabit parçaların akış geçiş noktalarında pompanın verimliliğini düşüren devridaim bölgeleri tespit etmiştir. Bu devridaimlerin dönüş kanalı kanat geometrisinden kaynaklandığını düşünerek, istenmeyen akış davranışlarını azaltmak için çeşitli modifikasyonlar gerçekleştirmiştir. Akışın, kanatlı alanlarda giriş şokları yaşaması beklentisiyle kayıpları minimize etmek amacıyla, kanat açılarını çark çıkışındaki akış açısına göre ayarlamıştır. Ayrıca, yüksek kinetik enerjiye sahip akış, keskin dönüşler sırasında ayrışmalara neden olmuştur. Kanat geometrisini, devridaim oluşumunu engellemek amacıyla kanat eğriliğindeki hızlı değişimlerden kaçınacak şekilde tasarlamıştır. Tüm bu düzenlemeler sonucunda, pompanın beş kademesinde en iyi verim noktasında pompa basma yüksekliğini %14, pompa verimliliğini %12 oranında arttırmış ve kayıp katsayısını %50 oranında azaltmıştır [31].

Tarım (2019), çalışmasında, kanat sayısı, kanat açısı ve çark çıkış çapı gibi tasarım parametrelerinin pompa performansı ve enerji tüketimi üzerindeki etkilerine değinmiştir. Çalışmasında, 30° kanat çıkış açısına ve 5 kanat sayısına sahip bir dalgıç pompa çarkı üzerinde, çark çıkış çapındaki küçültmenin dalgıç pompanın basma yüksekliği, efektif güç ve verim) karakteristik eğrilerine etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Elde ettiği bulgulara göre, maksimum verim artışına yaklaşık %2 çark çıkış çapı küçültmesi ile ulaşmıştır. Bu küçültme ile orijinal çarka göre %3,3 oranında genel verim artışı sağlamıştır. Tüm çark çıkış çapı küçültmeleri değerlendirildiğinde, %5 çap küçültmesinden sonra pompanın genel veriminin olumsuz etkilenmeye başladığı sonucuna varmıştır [32].

Namazizadeh vd. (2020), santrifüj pompa çarklarında ara kanatların eklenmesi ve geometrik değişikliklerin etkilerini hem deneysel hem de nümerik yöntemlerle incelemiş, toplam verimlilik ve toplam basma yüksekliği üzerinde kapsamlı analizler gerçekleştirmişlerdir. Çalışmada üç farklı durumu değerlendirmişlerdir: İlk durumda ara kanat bulunmayan bir çark kullanılmış, ikinci durumda ana kanadın %33 uzunluğunda ara kanatlar eklenmiş bir çark, üçüncü durumda ise ana kanadın %66 uzunluğunda ara kanatlar içeren bir çark incelenmiştir. Üçüncü durumun en iyi performansı sergilediğini tespit ederek optimizasyon algoritması için temel almışlardır. Araştırmacılar, ara kanatların eklenmesinin toplam basma yüksekliğini artırdığı, ancak sürtünme kayıplarındaki artış nedeniyle verimliliği düşürdüğünü belirtmişlerdir. Örneğin, ara kanat eklenmeyen çarka göre kısa ara kanatların kullanıldığı durumda toplam basma yüksekliği %5,4 artmış ancak verimlilik azalmıştır; ara kanat uzunluğunun ana kanadın %66'sı olduğu durumda ise toplam basma yüksekliği %10,6 artarken verimlilikteki değişimin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca, ana kanadın ve ara kanadın ön kenar konumları ile iki ana kanat arasındaki ara kanat konumlarının optimizasyonunun performansı doğrudan etkilediği, ara kanat uzunluğunun artırılması veya azaltılması durumunda ana kanat uzunluklarının da uygun şekilde değiştirilmesi gerektiğini vurgulamışlardır. Uzun ara kanatların, enerji transferini artırarak toplam basma yüksekliğini yükselttiği ancak sürtünme kayıplarının artması nedeniyle verimliliği düşürdüğünü ifade etmişlerdir. Ara kanatların çark dönüş yönüne doğru hareket ettirilmesiyle akışın ana kanatların emme tarafına daha etkili şekilde yönlendirildiği ve verimliliğin arttığı, ters yönde hareket ettirilmesiyle ise toplam basma yüksekliğinin arttığı sonucuna

ulaşmışlardır. İncelenen parametreler sonucunda ara kanatların verimlilik üzerindeki etkisinin küçük olduğu ancak toplam basma yüksekliği üzerinde belirgin etkiler yarattığını, bu nedenle her iki değişkenin bir arada dikkate alınmasıyla en yüksek toplam basma yüksekliğini sağlayan geometrilere benzer sonuçlar elde edileceğini belirtmişlerdir [33].

Kim vd. (2020), süpürme çarklı eksenel akışlı bir dalgıç pompanın hidrolik özelliklerini incelemek ve performansını artırmak amacıyla çark-difüzör tasarımlarını optimize etmek üzerine odaklanmışlardır. Araştırmada, üç boyutlu Reynolds ortalama Navier-Stokes denklemlerini SST türbülans modeliyle çözmüş ve bu denklemleri sonlu hacimler yöntemi kullanarak ayırklaştırmışlardır. Modelleme sürecinde tetrahedral ve hexahedral ağ yapılarını tercih etmişlerdir. Pompanın performansını, deneysel olarak test etmişler ve nümerik simülasyon sonuçlarını deneysel sonuçlara göre doğrulamışlardır. Hidrolik verimlilik ve toplam basma yüksekliğini, optimizasyon sürecinde temel amaç fonksiyonları olarak belirlemişlerdir. İlk çok amaçlı optimizasyonda süpürülen çarkın süpürme ve hatve açıları olmak üzere iki tasarım değişkenine odaklanmışlardır. Bu süreçte, toplam verimlilikte %7,51, toplam basma yüksekliğinde ise %0,19 oranında iyileşme gözlemlenmiştir. Ancak rotor şeklinin bu optimizasyon sürecinde değiştirildiği durumda rotorun performansından ziyade difüzör performansında iyileşme sağladıklarını belirtmişlerdir. Bu süreç sonunda pompanın genel performansını artırmışlardır. Birinci optimizasyon sonucunda elde ettikleri çark tasarımını temel alarak, toplam verimlilik ve basma yüksekliğini aynı anda iyileştirmek amacıyla ikinci birçok amaçlı optimizasyon süreci gerçekleştirmişlerdir. Bu süreçte giriş açısı ve difüzör kanat uzunluğunu tasarım değişkenleri olarak ele almışlardır. İkinci optimizasyon süreci sonunda, toplam verimlilikte %9,03 ve toplam basma yüksekliğinde %4,61 oranında iyileşme sağlamışlardır. Ayrıca, tasarım değişiklikleri sayesinde difüzörün statik basınç geri kazanımını optimize ederek pompanın genel performansını daha da yükseltmişlerdir. Optimizasyonlardan elde ettikleri süpürülen çark ve difüzör tasarımlarını, nümerik simülasyonlarla doğrulamışlardır. Son tasarım için gerçekleştirdikleri simülasyonların sonuçları, deneysel performans testleriyle tutarlılık göstermiştir. Nümerik simülasyonlarda, tasarım noktasındaki toplam verimlilik ve basma yüksekliği için sırasıyla %3,46 ve 0,69 m'lik bağıl farklılıklar gözlemlenmiştir. Bunun yanı sıra, akış katsayısının tüm aralığında deneysel verilerle

makul bir uyum sağlamışlardır. Sonuç olarak, bu çalışmanın süpürme çarklı eksenel akışlı dalgıç pompaların performansını artırmak için sistematik optimizasyon süreçlerinin etkili bir şekilde kullanılabileceğini ortaya koyduğunu ifade etmişlerdir [34].

Usca vd. (2020) tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada, kalp yetmezliği hastalıklarında tedaviye yardımcı olan santrifüj kalp destek pompalarının pompa performansına etkisi incelenmiştir. Araştırmada, yetişkin bir insan kalbinin çalışma parametreleri temel alınarak pompa tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bu doğrultuda, HAD yazılımı kullanılarak, radyal, eğik ve eğri olmak üzere üç farklı çark kanat tipi için dört farklı debi (3, 4, 5 ve 6 l/dk.) ve üç farklı dönme hızı (3500, 3850 ve 4250 dev/dk.) altında pompa performansları değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlarda, en yüksek performansın eğik çark geometrisinde ve 3850 dev/dk. hızda, 125 mm-Hg toplam basınç farkı ile %35 hidrolik verimle elde edildiğini belirtmişlerdir. Simülasyon sonuçlarına göre, üç pompa tipi arasında kayma değerleri açısından önemli bir fark bulunmadığını ancak eğik çark geometrisine sahip pompanın bu değeri daha düşük hesapladığını belirtmişlerdir. Çalışmanın, eğik kanat geometrisine sahip pompanın daha verimli bir seçenek olduğunu ortaya koyduğunu vurgulamışlardır. Ayrıca, endüstride kullanılan kalp destek pompalarının çarkları için daha az üretim maliyeti olan alternatif tasarımlar geliştirilebileceği belirtilmiştir. Eğik kanat geometrisi için yapılacak optimizasyon çalışmalarının, hidrodinamik performansı ve kan hasarını iyileştirebileceği vurgulanmıştır [35].

Shojaeefard ve Saremian (2022), tek kademeli bir santrifüj pompanın doğrudan ve ters çalışma modlarında elde edilen nümerik ve deneysel sonuçları karşılaştırılarak doğrulamış ve pompa türbin performansını iyileştirmek amacıyla çark üzerinde gerçekleştirilen geometrik modifikasyonların etkilerini incelemişlerdir. Geçiş genişliğinin artırılması, ara kanatların eklenmesi ve bu iki değişikliğin eşzamanlı uygulanmasının, PAT'ın hidrolik performansı ve verimliliği üzerindeki etkilerini değerlendirmişlerdir. Geometrik değişikliklerin etkisinin, tüm çalışma aralıklarında aynı düzeyde olmadığını su dağıtım şebekelerindeki debi değişimlerine bağlı olarak farklılıklar gösterdiğini belirtmişlerdir. Bu nedenle, PAT'ın belirli debi aralıklarındaki çalışma sürelerine göre en uygun modifikasyonların belirlenmesi için istatistiksel analiz yapmışlardır. Sonuçlarda ise kısmi yük ($0,8Q_{EVN}$) ile aşırı yük ($1,2Q_{EVN}$) arasındaki debi değerlerinde, geçiş genişliğinin artırılması ve ara kanatların birlikte

kullanılmasıyla kayıpların azaldığını, verimlilik ve güç üretiminin ise arttığını görmüşlerdir. Tasarım koşulu ve üzerindeki debilerde ($Q > 1,0Q_{EVN}$) ara kanatların eklenmesinin, kanat girişindeki girdap ve ayrılma olaylarını azaltarak enerji kayıplarını önemli ölçüde düşürdüğünü belirtmişlerdir. Ancak, kısmi yük koşulunda ($0,8Q_{EVN}$), akış hızının ve giriş açısının azalması şok açısını artırarak daha fazla kayba yol açmıştır. Benzer şekilde, geçiş genişliğinin artırılması kısmi yükten daha düşük koşullarda da ($Q < 0,8Q_{EVN}$) verimliliği düşürmüştür. Tasarım koşulu ve üzerinde ($Q > 1,0Q_{EVN}$) sürtünme kayıplarının ve akışkanın hidrolik direncinin azalması nedeniyle, basma yüksekliği önemli ölçüde azalmış ve PAT daha yüksek verim sağlamıştır. Ara kanatların eş zamanlı kullanımı ve geçiş genişliğinin kısmi yük durumundan aşırı yük durumuna ($0,8Q_{EVN} < Q < 1,2Q_{EVN}$) kadar artırılması, kayıpları azaltmış ve çıkış torkunu arttırmıştır. $220 \text{ m}^3/\text{h}$ akış hızında, bu parametrelerin eşzamanlı optimizasyonu ile verimlilikte yaklaşık %2,78 oranında iyileşme sağladıklarını belirtmişlerdir. Ancak kısmi yükten daha düşük debilerde ($Q < 0,8Q_{EVN}$) artan girdap ve ayrılma olaylarının çıkış torkunun azalmasına neden olarak verimliliği önemli ölçüde düşürdüğünü vurgulamışlardır [36].

Doğan ve Yağmur (2023) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, bir dalgıç pompanın performansı hem deneysel hem de nümerik simülasyon yöntemleriyle incelenmiştir. İlk olarak, ticari bir test düzeneğinde dört kademeli pompa ile $140 \text{ m}^3/\text{h}$ debide en verimli çalışma noktası için performans deneyleri yapılmıştır. Ardından, HAD kullanılarak aynı pompanın dört kademeli modeli üzerinde nümerik simülasyonlar gerçekleştirmişlerdir. Sonuçlar, dalgıç pompanın optimum çalışma noktası olan $140 \text{ m}^3/\text{h}$ debide, deneysel ve nümerik sonuçlar arasında basma yüksekliğinde yaklaşık %3,15 ve verimde %9 civarında bir fark olduğunu göstermiştir. Bu farkların, nümerik simülasyonlarda kaçak kayıplarının dikkate alınmaması, deneysel ölçüm hataları ve nümerik çalışmalarda yapılan varsayımlar gibi nedenlerden kaynaklandığı belirtmişlerdir. Ayrıca, deneysel ölçümlerde doğrudan tork ölçümünün yapılamaması ve buna bağlı mekanik kayıplarında verim değerlerinde farklılıklara yol açtığını vurgulamışlardır. Bununla birlikte, pompa debisi ile değişen basma yüksekliği ve verim eğrilerinin genel olarak paralel bir şekilde oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Dört kademeli dalgıç pompa için $140 \text{ m}^3/\text{h}$ debideki verim, deneysel çalışmada yaklaşık %72,33, HAD sonuçlarında ise %79,49 olarak hesaplanmıştır. Çalışma

noktasında, deneysel ölçümlerde basma yüksekliği 61,5 mSS olarak elde edilirken, HAD simülasyonlarında 63,5 mSS olarak belirlenmiştir [37].

Zakeralhoseini ve Schiffmann (2023), Organik Rankine Çevrimi uygulamaları için küçük ölçekli turbopompaların performansını nümerik yöntemlerle incelemişler ve ara kanatların etkilerini araştırmışlardır. Çalışmalarında; çıkıştaki çark çapı, kanat sayısı, arka kenardaki kanat açısı, ara kanatların uzunluğu ve yerleşimi gibi farklı tasarım parametreleri, 0,05 ve 0,10 uç açıklığı oranlarında (kanat yüksekliğine göre) hem kapalı hem de açık çarklar üzerinde incelemişlerdir. Elde edilen sonuçlar ara kanatların kanat çıkış açısına bağlı olarak çark basma yüksekliği katsayısını ve kayma faktörlerini %10 ile %24 arasında artırabileceğini göstermiştir. Bununla birlikte toplam verimlilik üzerinde belirgin bir etki gözlemlenemediklerini belirtmişlerdir. Yaptıkları nümerik simülasyonlar, ara kanatların kanat kanalının ortasına yerleştirilmesinin kapalı çarklar için maksimum basma yüksekliği katsayısına yol açtığını öngörmektedir. Ancak 0,10 uç açıklığı oranı için ara kanatların ana kanadın emme tarafına daha yakın konumlandırılması durumunda daha yüksek bir basma yüksekliği katsayısı elde etmişlerdir. Performans özelliklerinin ve uç boşluğu etkilerinin azaltılması amacıyla farklı meridyenel profiller de incelemişlerdir. Doğrusal değişim yerine, girişte daha keskin bir kesit alanı değişimine sahip profillerin daha avantajlı olduğunu belirtmişlerdir. Bu tür profiller daha yüksek basma yüksekliği, toplam verimlilik ve statik verimlilik sağlamıştır. Sonuç olarak, ara kanat profillerini deneysel tasarım teknikleriyle optimize ederek toplam verimlilikte %2,43'lük bir iyileşme elde etmişlerdir. Ancak, uç açıklık oranı 0,05 olan pervanelerde basma yüksekliğinin sabit kaldığını ve statik verimliliğin %0,49 oranında azaldığına değinmişlerdir [38].

Sakran vd. (2024), kanat sarım açısının düşük özgül hızda çalışan bir santrifüj pompa çarkının akış karakteristikleri ve enerji dağılımı üzerindeki etkilerini analiz etmek amacıyla nümerik bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu kapsamda, sabit salyangoz ve diğer geometrik parametreleri koruyarak farklı kanat sarım açılarına sahip (95°, 105°, 115°, 125°, 135° ve 145°) altı farklı çark incelemişlerdir. Enerji kayıplarını değerlendirmek için toplam enerji üretimi ve entropi üretim oranlarını analiz etmişlerdir. Yapısal tepkiyi tahmin etmek için elastik yapısal dinamik denklemler kullanmışlar, akışkan alanında SST $k-\omega$ türbülans modelini tercih etmişlerdir. Elde edilen sonuçlar, kanat sarım açısının pompa verimliliği üzerinde

belirgin bir etkisi olduğunu ortaya koymuştur. Özellikle 145° kanat sarım açısına sahip çark, referans modele kıyasla %3,76 oranında daha yüksek bir verimlilik göstermiştir. Ayrıca, kanat sarım açısındaki değişimlerin enerji kayıpları, mil gücü ve pompa basma yüksekliği üzerinde önemli etkileri olduğunu tespit ettiklerini belirtmişlerdir [39].

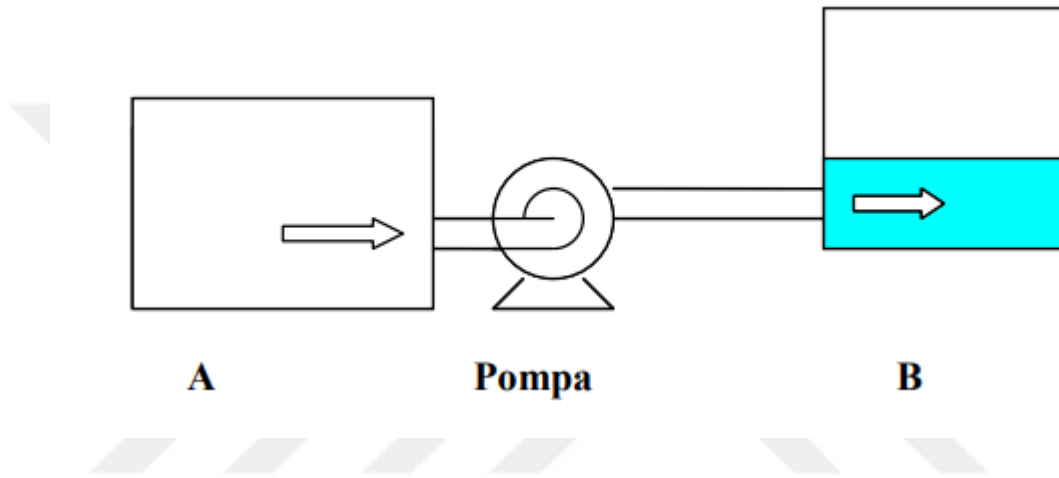
Bu tez çalışmasında, santrifüj pompaların bir türü olan hidrofor pompaya ait, radyal tipteki çarkın tasarımında değişiklikler yapılmıştır. Bu değişikliklerin temel amacı, en yüksek verimi sağlayacak rotor yapısının oluşturulmasıdır. Yapılan literatür taramaları sonucunda, pompa performansını artırmaya yönelik birçok çalışma incelenmiş ve bu çalışmalar ışığında çark tasarımına farklı boyutlarda ara kanatlar eklenmesine karar verilmiştir. Ara kanat ekleme kararı, mevcut çarkın kanat çıkış açısı, kanat sayısı ve özgül hız değerleri göz önünde bulundurularak verilmiştir. Literatürde yer alan santrifüj pompa çarklarına ait çalışmalarda, özellikle düşük özgül hız değerine sahip çarklara ara kanat ilavesinin performansı artırıcı etkileri gözlemlenmiştir. Bu çalışmanın amacı, hidrofor çarkının tasarımında yapılan değişikliklerle verimliliği artırmak ve enerji tüketimini azaltarak su pompalama sistemlerinin daha sürdürülebilir bir şekilde çalışmasını sağlamaktır.

Çalışma kapsamında, ara kanat ekleme yaklaşımına dayalı olarak 15 farklı çark tasarımı oluşturulmuştur. Söz konusu tasarımların pompa verimliliği üzerindeki etkileri, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle incelenmiş ve kullanılan yöntemin geçerliliği deneysel çalışmalarla doğrulanmıştır. Mevcut 6 kanatlı hidrofor çarkının diğer değişkenleri (kanat çıkış açısı, kanat sarım açısı, kanat kalınlığı vb.) değiştirilmeden, çarka ana kanat boyutunun %25, %50 ve %75'i uzunluğunda ara kanatlar eklenmiştir. Ardından ana kanat sayısı 5'e düşürülüp sonrasında 7 ve 8'e yükseltilerek, aynı boyutlardaki ara kanatlar bu ana kanat sayılarına sahip çarklara da eklenmiştir. Bu şekilde tasarım çeşitleri oluşturularak toplamda 15 yeni çark tasarımı elde edilmiş ve mevcut çarkla birlikte tüm tasarımlar için tekil olarak nümerik simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonuçları doğrultusunda, en yüksek verimliliğe sahip yeni tasarım çark ile mevcut çark, tek kademeli hidrofor pompaya ayrı ayrı dahil edilerek pompa simülasyonları gerçekleştirilmiş ve elde edilen performans verileri karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.

2. GENEL BİLGİLER

2.1.Pompalar

Pompalar, akışkanların alçak seviyeden yüksek seviyeye aktarılması ya da düşük basınçtan yüksek basınca çıkartılması amacı ile kullanılan, akışkana kinetik veya potansiyel enerji kazandıran makinelerdir. Su temini, endüstriyel ekipmanlar, hidrofor sistemleri, tarımsal sulama, su arıtma, ısıtma-soğutma ve havalandırma gibi farklı alanlarda geniş bir kullanım alanına sahiptir [1,2]. Şekil 2.1’de temsili bir pompa şeması verilmiştir.

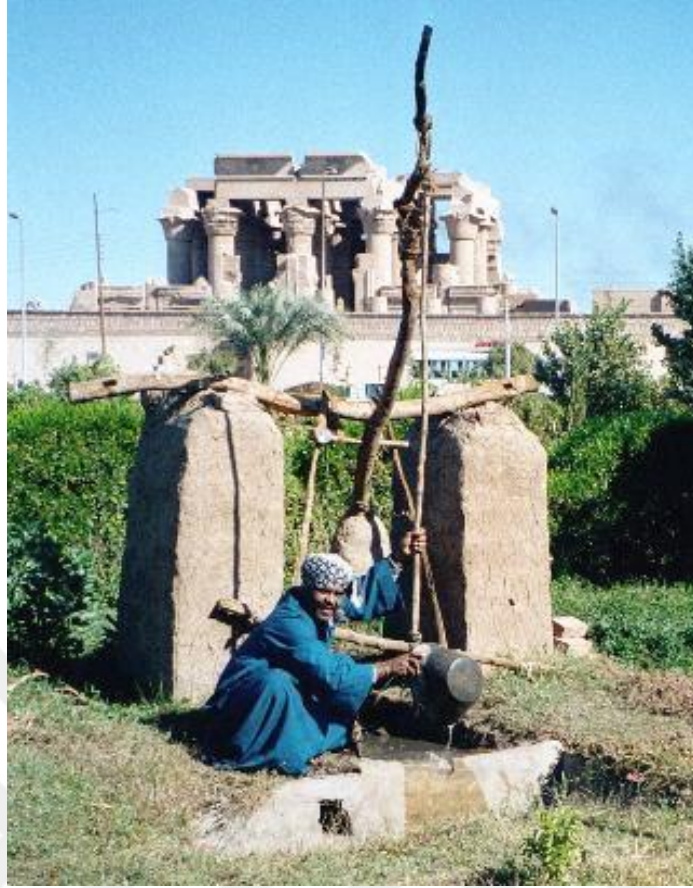


Şekil 2.1. Temsili bir pompa şeması [40]

2.2. Pompaların Tarihçesi

Pompaların tarihine göz attığımızda, insanlığın en erken dönemlerden itibaren suyu daha yüksek noktalara iletmek amacıyla çeşitli teknikler geliştirdiğini görmekteyiz. Bu teknikleri kullanmalarındaki başlıca sebepler arasında yaşadıkları yerlerin etrafındaki kanalları doldurmak ve tarım alanlarını sulamak sayılabilir. Suyu taşıırken faydalanılan ilk araç insan eli olmakla beraber zaman içerisinde iki elin bir elden daha fazla fayda sağladığı anlaşılmıştır [41].

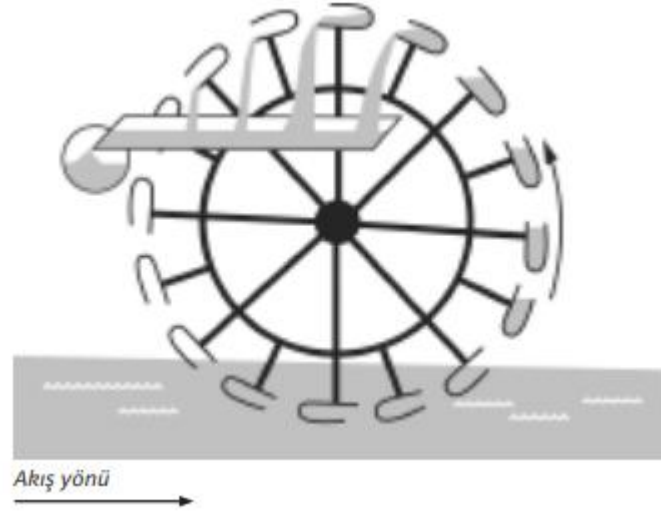
Yapılan araştırmalar doğrultusunda M.Ö. 3000’lerde Mezopotamya çevresinde ve sonrasında Mısır’da kullanıldığı görülmüş olan şaduf isimli sulama cihazı (Şekil 2.2) tek bir kişinin günde yaklaşık 2000 litre suyu 2 metre yüksekliğe kolaylıkla taşımasını mümkün kılmıştır [42].



Şekil 2.2. Şaduf [43]

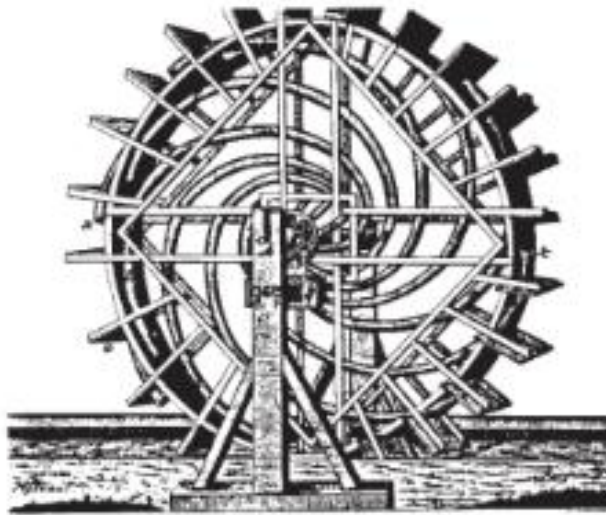
İnsanoğlu, çok sayıda kovayı zincir ya da tekerlek mekanizmalarına bağlayarak hayvanların veya insanların gücünden yararlanmak suretiyle suyun taşınmasını sağlamıştır. Arkeolojik bulgularda M.Ö. 1000’li yıllarda hem Çin’de hem de Mısır’da bu tür kovalı taşıma sistemlerinin kullanıldığına rastlanılmıştır [41].

Şekil 2.3’te, ilkel bir çin su değirmeninin temsili gösterimi yer almaktadır. Burada yuvarlak düzeneğe asılı toprak kaplar, kanaldan aldığı suyu hareket ettikçe en üst seviyeye taşımaktadır [41].



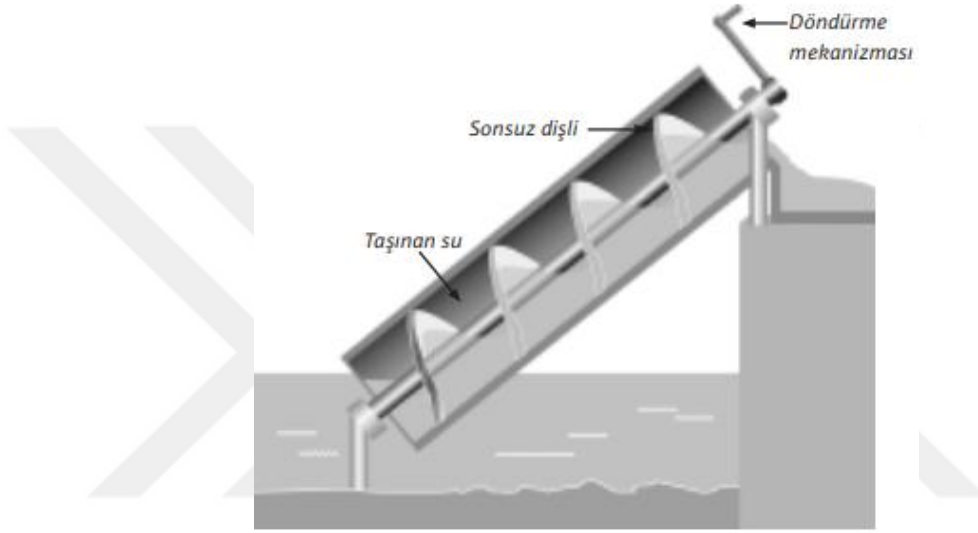
Şekil 2.3. Çin su değirmeni [41]

Şekil 2.3'te verilmiş olan ilkel su değirmeni yıllar içinde gelişmiş olup en nitelikli denilebilecek değişim ise 1724 yılında yapılmıştır. Jacob Leupold düzeneğe dirsekli borular takarak suyun akışını düzeneği çeviren güç olarak kullanmıştır. Tasarımdaki dirsekli boruların şekli hala günümüzde kullanmakta olduğumuz santrifüj pompalar ile son derece benzer özelliklere sahiptir. [41]. Jacob Leupold'un geliştirmiş olduğu su değirmeni Şekil 2.4'te verilmiştir.



Şekil 2.4. Jacob Leupold'un su değirmeni [41]

Ünlü bilim insanı ve matematikçi Arşimet, adını taşıyan ve boru içinde bulunan sonsuz vida mekanizmasının dönme hareketiyle suyu yükselten bir sistem tasarlamıştır (Şekil 2.5). Bu mekanizma, suyun daha yüksek bir noktaya taşınması ile daha büyük miktarlarda taşınması arasında bir tercih yapılmasına olanak tanır. Vidanın eğimi arttıkça, taşınan su miktarı azalırken, suyun ulaştırılabileceği yükseklik artış göstermektedir. Arşimet vidasının çalışma şekli günümüzün santrifüj pompalarının çalışma şekline dikkat çekici bir benzerlik göstermektedir [41].



Şekil 2.5. Arşimet vidası [41]

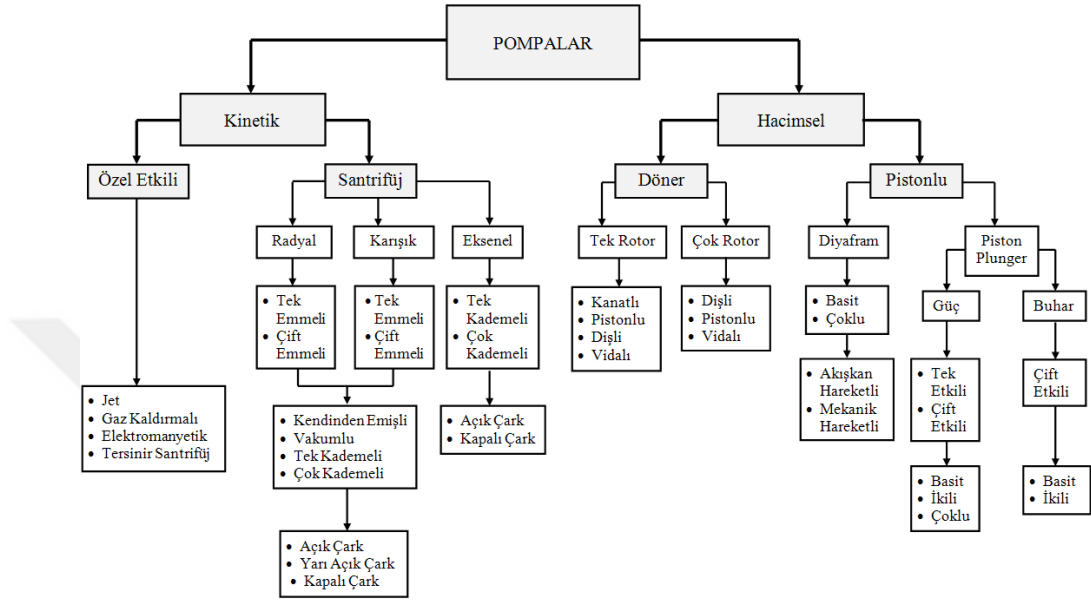
Leonardo Da Vinci yaptığı çalışmalarda silindirik kapta bulunan sıvının kap kendi eksenini etrafında dönerken yükselip çevreye doğru taşmasını esas alarak, santrifüj pompalarla ilgili bilimsel incelemenin ilk temellerini atmıştır [44].

Denis Papin deneysel yöntemler ve bilimsel çalışmalar yaparak düz kanatları kullanmış ve santrifüj pompanın ilk uygulayıcısı olmuştur. Yaptığı çalışmalar hala geçerliliğini korumaktadır [44,45].

1818 yılında Massachusetts de bir fabrika, santrifüj pompaları seri olarak üretmeye başladı. Fakat Papin'in geliştirmiş olduğu santrifüj pompalarda verim değerleri düşüktü. 1850 yılına gelindiğinde ise J. Thompson adlı İngiliz fizikçi difüzör kullanarak pompa verimini yükseltti. Santrifüj pompalar üzerinde çeşitli çalışmaların yapılması kullanım alanlarının artmasına sebep olmuştur [44].

2.3.Pompaları Sınıflandırılması

Pompaların çok çeşitli ve farklı sınıflandırmaları olmasına rağmen pompaları hacimsel (pozitif yer değiştirmeli) ve kinetik (rotodinamik) olmak üzere iki ana başlıkta inceleyebiliriz [19]. Şekil 2.6’da pompa çeşitleri ve alt grupları detaylı olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Pompa çeşitleri ve alt grupları [19]

Hacimsel pompalardaki temel prensip, kapalı bir hacme alınan akışkanın hacminin daraltılması yoluyla statik basıncının artmasının sağlanmasıdır. Düşük devir değerlerinde ve süreksiz çalışmaktadırlar [19].

Kinetik (rotodinamik) pompalar, giriş ve çıkışın ayrılmadığı akış ve basıncı dinamik bir şekilde üreten döner makinelerdir. Rotodinamik pompalar, sıvıya enerji aktarımını büyük ölçüde çarktan ve sabit geçiş yollarından akarken oluşan hız değişiklikleri aracılığıyla gerçekleştirir. Ayrıca radyal, karışık ve eksenel akışlı çarklara sahip olan tüm pompalar da rotodinamik pompa kategorisine dahildir. Yaygın olarak kullanılan "santrifuj pompa" terimi ise çoğunlukla tüm rotodinamik pompa türlerini ifade etme eğilimindedir [46].

2.4. Pompalarda Temel Kavramlar ve Tanımlar

Bir pompaya ait performans, dört temel büyüklük üzerinden değerlendirilir: manometrik basma yüksekliği (H_m), debi (Q), güç (N) ve verim (η). Bu parametreler, pompanın çalışma kapasitesini ve etkinliğini tanımlamak için kullanılır [6].

Debi (Q): Birim zamanda birim kesitten geçen akışkan miktarını ifade eder. Eğer bu miktar hacim cinsinden belirtilirse hacimsel debi, kütle cinsinden belirtilirse kütleli debi olarak adlandırılır. Debi, pompa sisteminin en temel ve bağımsız değişkenidir; pompa karakteristikleri genellikle debinin değişimine bağlı olarak tanımlanır. Yaygın olarak kullanılan birimleri litre/saniye (l/s) veya metreküp/saat (m^3/h) şeklindedir [7].

Manometrik Basma Yüksekliği (H_m): Pompa tarafından basılan birim ağırlıktaki sıvıya kazandırılmış olan net enerji miktarına manometrik basma yüksekliği denir [7]. Manometrik basma yüksekliği Eşitlik (2.1)'de verildiği gibi ifade edilebilir.

$$H_m = \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} - \left(\frac{P}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}} \quad (2.1)$$

Bu ifadede “giriş” alt indisi pompanın basma ağzını; “çıkış” alt indisi ise emme ağzını göstermektedir. Eşitlik (2.1)'de P basınç (bar), Z yükseklik (m), V hız (m/s), ρ yoğunluk (kg/m^3) ve g yer çekimi ivmesini (m/s^2) ifade etmektedir.

Güç (N): Pompalar çoğunlukla elektrik motorlarından aldıkları mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştürmek suretiyle sıvıya aktarırlar. Pompa çarkına iletilen ve sıvıya aktarılan enerjiye hidrolik güç denir. Bu güç, pompanın sıvıya sağladığı enerji miktarını gösterir. Pompalara ait hidrolik güç Eşitlik (2.2)'de verilmiştir [19,44].

$$N_{hidrolik} = \dot{m}gH_m = \rho gQH_m \quad (2.2)$$

Burada; $\dot{m}$ kütleli debi (m^3 / h), g yer çekimi ivmesi (m/s^2), ρ yoğunluk (kg/m^3), Q debi (m^3 / h) ve H_m manometrik basma yüksekliğini (m) ifade eder.

Pompalarda; iç kaçaklar, kanat üzerindeki akış ayrılmaları, sürtünme, türbülans gibi sebeplerden kaynaklanan birtakım tersinmezlikler ortaya çıkar. Bundan dolayı pompaya aktarılan mekanik enerjinin bir kısmı kaybedilir. Kalan kısım ise akışkana hidrolik enerji olarak aktarılır. Pompaya verilen harici güç mil gücü olarak isimlendirilmektedir. Mil gücü formülü Eşitlik (2.3)'de verilmiştir [19].

$$N_{mil} = \omega T_{mil} \quad (2.3)$$

Burada; ω açısal hızı (rad/s), T_{mil} ise mile etki eden torku (N.m) ifade etmektedir.

Verim (η): Bir sistemin ya da elemanın çıktısının girdisine oranı olarak tanımlanan genel bir performans ölçütüdür. Bu bağlamda pompa verimi, mekanik güç (mil gücü) girişinin ne kadarının hidrolik güç olarak akışkana iletildiğini gösterir. Başka bir deyişle pompa verimi, mekanik enerjinin akışkana ne derece etkili bir şekilde aktarılabildiğinin bir göstergesidir [47]. Pompa verimi Eşitlik (2.4)'te verildiği gibi ifade edilebilir.

$$\eta_{pompa} = \frac{N_{hidrolik}}{N_{mil}} \quad (2.4)$$

Pompa sistemleri söz konusu olduğunda sistem veriminden pompa verimini elde etmek daha doğru bir yoldur. Motopomp sistemlerde akışkana verilen hidrolik gücün şebekeden çekilen elektrik gücüne oranı sistem verimi olarak adlandırılır [19]. Sistem verimi Eşitlik (2.5)'te verilmiştir.

$$\eta_{sistem} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m}{V \cdot I \cdot \cos\Phi \cdot \sqrt{3} \cdot 1000} \quad (2.5)$$

Burada; V gerilimi, I akımı, $\cos\Phi$ de güç faktörünü göstermektedir. Sistem verimi, Eşitlik (2.6)'da gösterildiği gibi pompa ve motorun ayrı ayrı verim değerleri çarpılarak da bulunabilir [19].

$$\eta_{sistem} = \eta_{pompa} \cdot \eta_{motor} \quad (2.6)$$

Buharlaştırma Basıncı: Buhar basıncı pompa ve pompalara ait sızdırmazlık elemanlarını seçerken son derece önemlidir. Buhar basıncı, belirli bir sıcaklık değerinde akışkanın kaynamaya veya gaz fazına geçmeye başladığı anda oluşan mutlak basınç değeri olarak tanımlanır. Mutlak basınç, atmosferik basınç ile gösterge basıncı değerlerinin toplamına eşittir [48].

Kavitasyon: Pompa içinde bir noktada sıvının sahip olduğu basınç, o sıvının buharlaştırma basıncının altına düştüğünde, küçük buhar kabarcıkları oluşumu gözlenmeye başlar. Bu kabarcıklar, akış halindeki sıvı tarafından taşınarak daha yüksek basınçlı bölgelere iletilir ve burada yoğuşurlar. Yoğuşma, $t = 0,03-0,06$ saniye gibi son derece kısa bir süre içinde ve oldukça şiddetli şekilde gerçekleşir. Bu süreçte basınçta ani ve büyük bir artış meydana gelir ve bu çekiç darbesini andıran su darbelerine yol açar [48].

Bu darbeler ardışık şekilde tekrarlandığında, yüzeyin yakınındaki noktalarda sürekli bir bombardıman etkisi yaratır ve zamanla kavitasyon aşınmasına neden olur. Bunun yanı sıra, bu etkiye maruz kalan bölgelerde titreşimler oluşur, bu da sistemdeki elemanlara zarar verebilir ve pompa performansını olumsuz etkileyebilir [48].

Kavitasyon oluştuğunda, bütün sistem güçlü titreşimlerin etkisi altına girer. İlk aşamada, ısıklı sesine benzeyen hafif bir belirti ile kendini gösteren bu durum kavitasyonun ilerlemesiyle birlikte gümbürtü şeklinde daha yoğun sesler ve titreşimlere dönüşür. Normal debinin aşılması durumunda, hız artar ve buna bağlı olarak basınç düşer, bu da kavitasyon oluşumunu kolaylaştırır [48].

Kavitasyonu hızlandıran etkenler arasında; pompa içindeki akış kanallarında meydana gelen ani genişlemeler, çark girişinde uygun olmayan çap tasarımları ve akışta ani yön değişimleri gösterilebilir [48].

Kavitasyon pompa sistemlerinde milin kırılması, rulmanların dağılması, çark üzerinde deliklerin oluşması gibi hasarlara yol açabilir [48].

Net Pozitif Emme Yüksekliği (NPEY): Emiş basıncı buhar basıncı arasındaki fark net pozitif emme yüksekliğidir. Pompa için ulaşılabilecek pozitif net düşü $NPEY_{mevcut}$ pompadan istenilen pozitif net düşü ise $NPEY_{istenen}$ olarak adlandırılır. $NPEY_{mevcut}$ değeri $NPEY_{istenen}$ değerinden büyük veya eşit olması pompanın düzgün çalışması için gereklidir. Eşitlik (2.7) ve pompa emiş ağzında emiş basıncının ölçülmesi $NPEY_{mevcut}$ değerinin hesaplanmasının yollarından biridir [48].

$$NPEY_{mevcut} = H_{atm} - H_{ey} - \Sigma k_{eb} - H_v \quad (2.7)$$

Bu eşitlikte H_{atm} akışkan yüzeyine etkiyen ortam basıncını (mss), H_{ey} emiş yüksekliğini (m), Σk_{eb} pompa emiş hattındaki kayıpları (m) ve H_v akışkanın çalışma sıcaklığındaki buharlaşma basınç düşüşünü (m) ifade etmektedir [48].

$NPEY_{istenen}$ değeri pompa testi yapılarak tespit edilebilir. Pompa sistemlerinin tasarımında kavitasyondan korunmak için bakılması gereken ilk parametre NPEY değeridir [48].

2.5. Pompa Performans Eğrileri

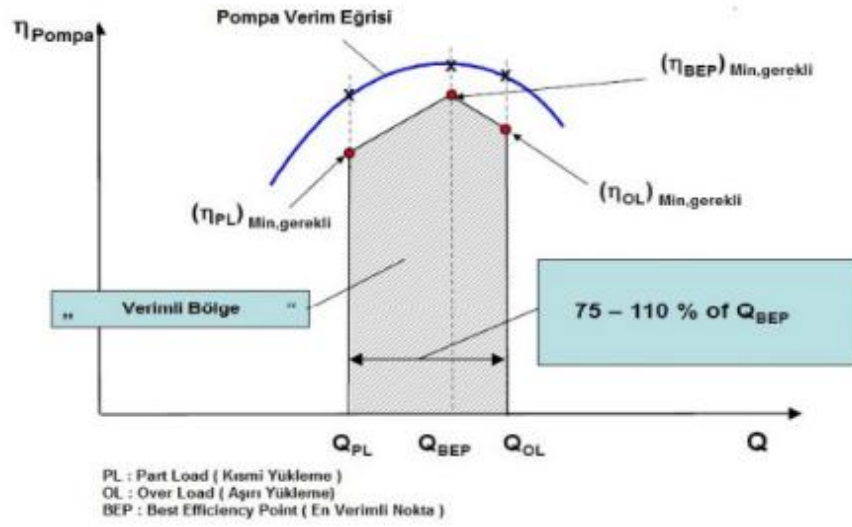
Bir pompadan geçen en yüksek hacimsel debi değeri, manometrik basma yüksekliğinin sıfır olduğu $H_m=0$ durumunda gerçekleşir ve bu duruma serbest debi denir. Serbest debi, pompa girişinde veya çıkışında hiçbir akış kısıtlamasının olmadığı, yani pompa üzerinde herhangi bir yük bulunmadığı koşulda oluşur. Bu noktada debi maksimum değerine ulaşırken, manometrik basma yüksekliği sıfırdır. Dolayısıyla, pompa bu durumda faydalı bir iş yapmaz ve verimi sıfır olur [49].

Pompa performansını etkileyen diğer bir uç durum ise, debinin $Q=0$ olduğu ve pompanın manometrik basma yüksekliğinin maksimum seviyeye ulaştığı kapalı vana manometrik basma yüksekliği durumudur. Bu durum, pompa çıkış ağzının kapalı olduğu koşullarda ortaya çıkar. Bu noktada manometrik basma yüksekliği maksimum seviyededir, ancak $Q = 0$ olduğu için pompa yine faydalı bir iş yapmaz ve verimi sıfırdır [49].

Bu iki uç durum arasında, yani kapalı vana durumu ile serbest debi noktası arasında, pompanın manometrik basma yüksekliği H_m , kapalı haldeki maksimum değerinden itibaren debinin artmasıyla bir süre yükselip sonrasında azalarak serbest debi noktasında sıfıra iner. Pompa verimi, bu aralıkta bir noktada maksimum değerine ulaşır. Bu nokta, pompanın en verimli çalıştığı durum olarak tanımlanır ve ‘‘En İyi Verim Noktası’’ (EVN) olarak adlandırılır [49].

Seçilen en verimli noktada çalıştıkları düşünülen pompalar aslında çok daha geniş bir bölgede çalışmaktadır. Burada devreye kısmi yükleme ($Q < Q_{EVN}$) veya aşırı yüklemekten ($Q > Q_{EVN}$) terimleri dahil olur [50].

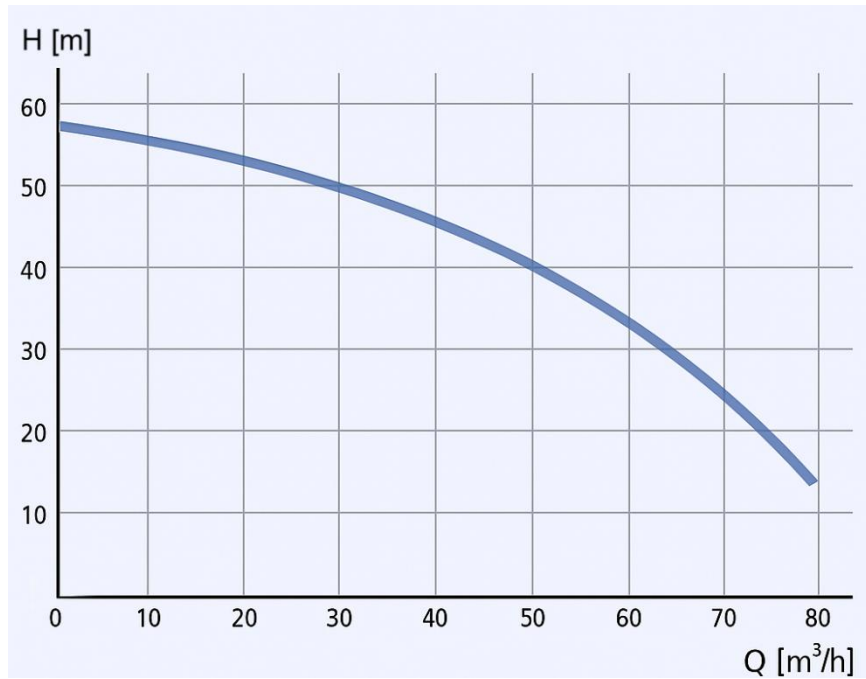
Enerji verimliliği bağlamında pompaların performans değerlendirmesi, Şekil 2.7’de yer alan bu üç Q/Q_{EVN} noktası üzerinden yapılan verim analizlerine dayanır. Bu yaklaşım, pompanın farklı debi koşullarında enerji tüketimini ve performansını değerlendirmeyi amaçlar ve ‘‘Enerji Verimli Bölge Yaklaşımı’’ olarak bilinir [50].



Şekil 2.7. Pompa verimli bölge alanı [50]

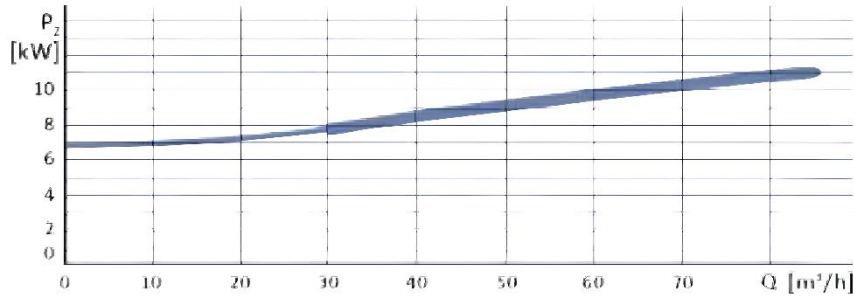
Pompa performans eğrileri veya karakteristik eğriler, pompa debisi (Q) ile manometrik basma yüksekliği (H_m), verim (η) ve güç tüketimi (P_2) arasındaki ilişkiyi gösteren eğrilerdir. Bu eğriler, pompanın belirli bir dönme hızı için çalışma performansını tanımlamada kullanılır. Şekil 2.8 ve Şekil 2.10 arasında performans eğrileri sunulmuştur [49].

Şekil 2.8’de gösterilen ($Q-H_m$) eğrisi, pompanın manometrik basma yüksekliğine bağlı olarak debinin değişimini verir.



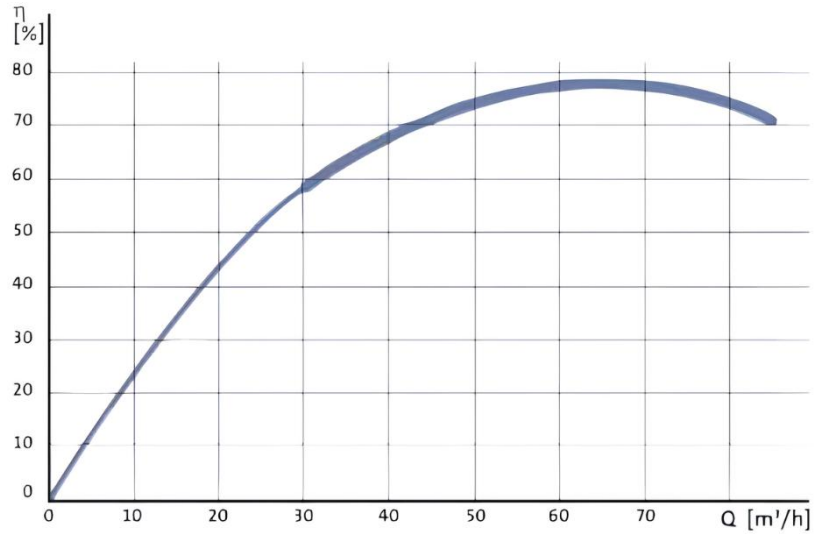
Şekil 2.8 Tipik bir santrifuj pompa için $Q-H_m$ eğrisi [51]

Şekil 2.9’da gösterilen (Q - P_2) eğrisi, debiye bağlı olarak pompa gücünün değişimini verir.



Şekil 2.9. Tipik bir santrifuj pompa için güç tüketimi eğrisi [51]

Belirtmekte yarar var ki tezin geri kalan kısmında P_2 mil gücü büyüklüğü N_{mil} olarak ifade edilmiştir. Şekil 2.10’da gösterilen (Q - η) eğrisi, debiye göre pompa veriminin değişimini gösterir.

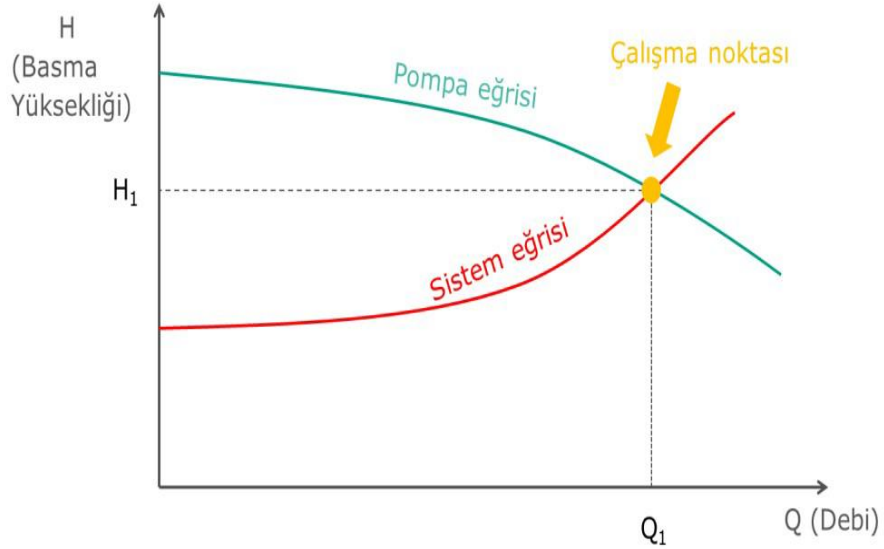


Şekil 2.10. Tipik bir santrifuj pompa için verim eğrisi [51]

Pompalar, daimi koşullarda yalnızca kendi performans eğrisi üzerinde çalışabilir. Bu sebeple bir borulama sisteminin çalışma noktası, gerekli manometrik basma yüksekliğinin ($H_{gerekli}$) kullanılabilir manometrik basma yüksekliği ($H_{kullanilabilir}$) ile eşleştirilmesi sonucunda belirlenir. Uygulamada $H_{gerekli}$ ve $H_{kullanilabilir}$ tek bir debi değerinde birbiriyle eşleşir. Bu noktaya çalışma noktası denir [49].

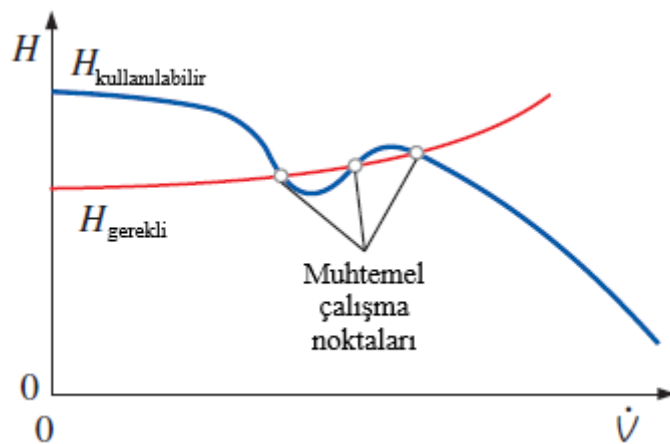
Yükseklik değişimlerinin, sürekli yük kayıplarının, yerel kayıpların olduğu bir borulama sisteminde $H_{gerekli}$ debi ile artar. Çoğu pompanın $H_{kullanilabilir}$ değeri önerilen

Çalışma aralığında debi ile azalır. Sonuç olarak pompanın performans eğrisi ile sistem eğrisi Şekil 2.11’deki gibi birbirini kesişir ve bu kesişme çalışma noktasını meydana getirir [49].



Şekil 2.11. Çalışma noktası [47]

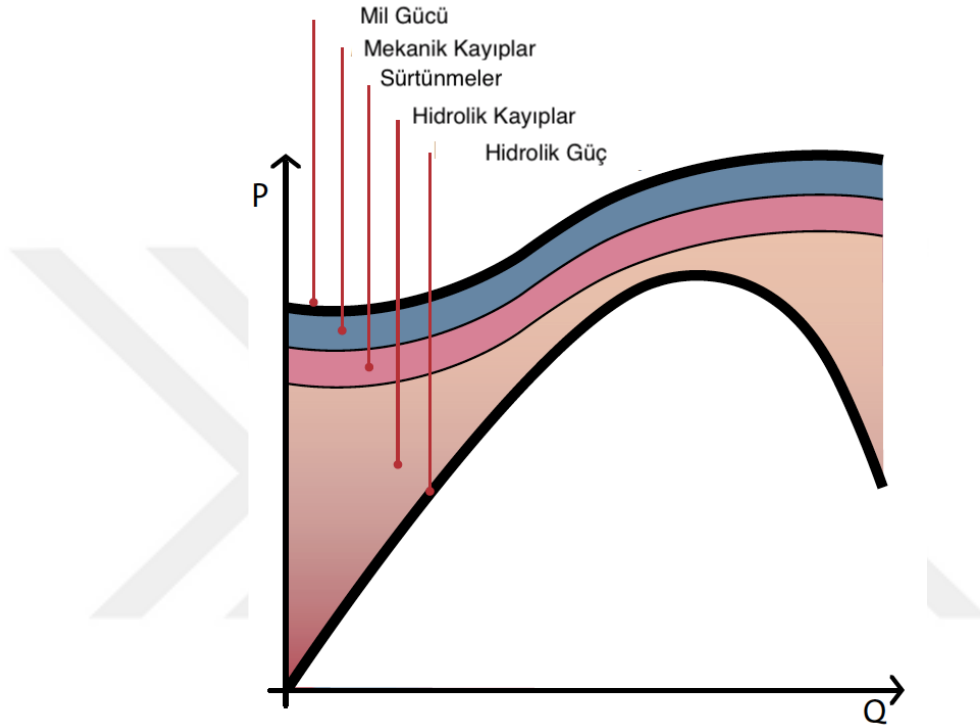
Bazı durumlarda pompa performans eğrisi ile sistem eğrisi birden fazla çalışma noktasında kesişir. Manometrik basma yüksekliği eğrisinde çökme bulunan bir pompa karakteristik eğrisi oldukça yatay seyreden bir sisteme bağlandığında ortaya çıkan bu durum Şekil 2.12’de gösterilmiştir. Nadiren karşılaşılan bu durumda sistem, sürekli olmayan bir akışa neden olabilecek yeni bir çalışma noktası arayışına girebilir [49].



Şekil 2.12. Eğrilerin birden çok noktada kesişmesi [49]

2.6. Pompa Kayıpları

Turbomakinelerde, kayıplar kaçınılmazdır ve bu durum pompa miline iletilen gücün tamamının faydalı güce dönüşmemesine sebep olur. Pompalarda verimlilik ve kayıpların teorik analizi yapıldığında bu değerlere $\pm\%20$ ila $\pm\%30$ aralığında değişen belirsizliklerin eşlik ettiği görülmektedir. Kayıplar nedeniyle güç tüketiminde oluşan artış Şekil 2.13'te verilmiştir [52].



Şekil 2.13. Kayıplar nedeniyle güç tüketiminde oluşan artış [47]

Düşük özgül hızlara sahip pompalar söz konusu olduğunda hem hacimsel kayıplar hem de çarkın ön ve arka yüzeylerindeki disk sürtünmesinden kaynaklanan kayıplar büyük önem taşır. Öte yandan, yüksek özgül hızlarda çark üzerindeki kanat sürtünme kayıpları daha baskın hale gelir ve bu kayıplar, genel verim üzerinde belirleyici bir rol oynar [53].

Pompalarda gerçekleşen kayıplar; hidrolik kayıplar, aralık kayıpları, çark sürtünme kayıpları, geri dönüş kayıpları ve mekanik kayıplar olarak alt başlıklara ayrılabilir. Bu kayıplar, pompanın belirlenen çalışma noktasına erişebilmesi için gereken güç talebini artırırken, aynı zamanda pompanın genel verimliliğinde düşüslere yol açar [52,53].

2.6.1. Hidrolik Kayıplar

Pompalarda meydana gelen hidrolik kayıplar, akışkanın yön ve hız değişiminden ya da sürtünme etkilerinden kaynaklanır. Özellikle, kesit alanlarındaki değişiklikler ve akışkanın dönen çarktan geçişi bu durumun ana sebebidir. Dönen çark yüzeyleriyle ve pompa gövdesindeki iç yüzeylerle temas halinde olan akışkan, akış sürtünmesine neden olur. Bu kayıplar, pompanın basma yüksekliğini azaltan bir basınç düşüşü yaratır. Sürtünme kaybının şiddeti, yüzeylerin pürüzlülük derecesine ve akışkanın bu yüzeylere göre hareket hızına bağlıdır. Ayrıca, akışkanın temas ettiği tüm hidrolik bileşenlerde sürtünme kayıpları kaçınılmazdır [8].

2.6.2. Aralık Kayıpları (Kaçak/Volumetrik Kayıplar)

Pompalarda, metal sürtünmesini engellemek amacıyla çarkın boyutuna bağlı olarak hareketli parçalar ile sabit parçalar arasında belirli bir mesafe bırakılır. Çarkın emme tarafında basınç düşükken, basma tarafında daha yüksek bir basınç mevcuttur. Bu basınç farkı nedeniyle, basma tarafından çıkan akışkanın tamamı doğrudan basma borusuna ulaşmaz. Bu esnada, Q_k miktarında bir debi, sürtünmeyi önlemek için bırakılan boşluktan geçerek emme tarafına geri döner. Emme tarafına dönen bu akışkan, ters yöndeki akışla karşılaşarak emme borusundaki akışkanla birlikte yeniden çarka girer. Bu durum, çarkın sürekli olarak bu kaçak debiyi basmak için ek enerji harcamasına neden olur. Sonuç olarak, çarktan geçen toplam debi $Q+Q_k$ olsa da pompanın gerçek anlamda bastığı debi yalnızca Q 'dur [53].

Basınç üzerinde doğrudan etkisi olmayan veya sadece ikinci dereceden bir etkiye sahip olan bu kayıplar, genellikle çark ile gövde arasındaki sızdırmazlık noktalarından kaynaklanır. Çalışma gereklilikleri nedeniyle bırakılan bu aralıklardan sıvının kaçması ve ardından çark etrafından dolaşarak tekrar emme tarafına yönelmesi, bu tür kayıpları oluşturur. Salmastra ve dengeleme düzenlerinden kaynaklanan kayıplar da bu kategoriye dahildir. Özgül kanat enerjisi ve buna bağlı olarak aralık basıncı özgül enerjisi daha yüksek olan düşük özgül hızlı çarklarda bu tür aralık kayıpları hızla artış gösterir [53].

2.6.3. Çark Sürtünme Kayıpları

Pompa çarklarındaki odacıklar basılan akışkanla dolu olduğundan, çark akışkan içinde dönmektedir. Böylelikle çark yüzeyine bitişik akışkan molekülleri sürtünme nedeniyle çarkla aynı açısal hızda hareket eder ve gövde iç yüzeyine bitişik moleküller sabittir. Bu durum çark yüzeyine yakın akışkanın sınır koşullarına uyum sağlayacak şekilde hareket etmesine neden olur. Bu hareket sonucunda, çarkın dış yüzeyinde, hız gradyanına bağlı olarak kayma gerilmeleri oluşur [53].

Oluşan bu kayma gerilmeleri, çarkın dönme eksenini boyunca, dönme yönüne zıt bir sürtünme momenti (M_s) uygular. Bu sürtünme momentini yenmek için gereken güç, $N_{cs}=\omega M_s$ ile ifade edilir ve "çark sürtünme gücü" olarak adlandırılır. Bu güç, doğrudan akışkana aktarılmaz; aksine, çarkın akışkan içinde dönmesinden kaynaklanan sürtünme momentlerini dengelemek için harcanır. Özellikle özgül hız değeri küçüldükçe çark sürtünme kayıpları hızla azalma eğilimindedir [53].

2.6.4. Geri Dönüş Kayıpları

Pompalarda akışın yavaşlaması nedeniyle çark çıkış ortamı ile çark kanalları arasında bir momentum alışverişi gerçekleşir. Bu durum, çıkış ortamındaki sınır tabakanın giderek artan basınca karşı hareket etmeye çalışmasından kaynaklanır. Bu süreç, sınır tabakadaki akışın yeniden çark içine dönerek burada tekrar hızlanması gibi bir risk doğurur. Çark sürtünme kayıplarıyla benzer nitelikte olan bu tür kayıplar, özellikle nominal debinin altında çalışan pompalarda daha belirgin hale gelir. Bu tür kayıplar, düşük debi koşullarında pompanın verimini düşürerek enerji kayıplarına yol açar ve sistem performansını olumsuz yönde etkileyebilir [53].

2.6.5. Mekanik Kayıplar

Pompa tipine göre pompa bağlantı veya tahrik sistemleri salmastralar, dişliler ve yataklar gibi bileşenlerden oluşur. Bu parçalar mekanik sürtünme kayıplarına yol açar. Genellikle güç tüketimine eklenen bir sabit olarak ifade edilir. Bu kayıpların büyüklüğü, sistemdeki basınç ve dönme hızına bağlı olarak değişiklik gösterebilir. Yataklar ve salmastralar nedeniyle oluşan bu kayıpların güç talebine etkisini tahmin etmek için Eşitlik (2.8) kullanılabilir [47].

$$N_{\text{Mekanik Kayıp}} = N_{\text{Rulman Kayıpları}} + N_{\text{Salmastra Kayıpları}} \quad (2.8)$$

2.7. Pompa Çarkları

Temel olarak kanatlardan oluşan çark, pompanın en önemli bileşenidir. Çarkta kanatlar aracılığıyla akışkana mekanik enerji iletilir. Bu süreçte, akışkanın dinamik basıncı ve hızı artar. Böylece çark, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştürür. Çark eksenel etrafında dönerken, kanatlarının şekli sayesinde giriş kesitinde bir vakum, yani emme basıncı oluşur. Bu emme basıncı, akışkanın eksenel doğrultuda çarka girişini sağlar. Çarkın dönüşüyle oluşan merkezkaç kuvvetlerin etkisiyle akışkan, kanatların arasından dışarıya çıkar [47].

Çarkların üretildiği malzeme kullanıldığı yere göre değişiklik gösterir. Genelde dökme demirden olan çarklar bronz veya farklı metal malzemelerden de imal edilebilmektedir. [47].

Pompa çarkları üç ana şekilde sınıflandırılabilir:

- **Suyun çarka girişine göre**
 - Tek girişli
 - Çift girişli
- **Akış Yönüne Göre**
 - Eksenel akışlı
 - Karışık akışlı
 - Radyal akışlı
- **Çarkın Mekanik Tasarımına Göre**
 - Açık çarklar
 - Yarı açık çarklar
 - Kapalı çarklar [53]

Radyal çarklarda, giriş ve çıkış çapları ile çark çıkışındaki çıkış genişliği arasında belirgin farklar bulunur. Bu tasarım, radyal santrifüj pompalarda merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle yüksek basınç ancak düşük akış hızları elde edilmesini sağlar. Buna karşılık, eksenel çarklar nispeten düşük basınç ve yüksek akış hızları sunar [8].

Çark, bir dizi kanattan oluşur ve kanat sayısı, istenen performans gereksinimlerine, gürültü sınırlarına ve akışkandaki katı parçacıkların miktarına ve

boyutuna bağılı olarak belirlenir. Bu özellikler, çarkın hem verimini hem de kullanım amacını doğrudan etkiler [8].

Çark tasarımında, sürtünme kayıpları ve özellikle düzgün olmayan hız dağılımından kaynaklanan kayıplar önemli bir etkiye sahiptir. Genel olarak, hız dağılımını daha düzgün hale getirmek için geniş kanatlar tercih edilir. Ancak, geniş kanat kullanımı sürtünme kuvvetlerini artırarak enerji kayıplarını da beraberinde getirebilir. Bu nedenle, çark tasarımında hız dağılımı ile sürtünme kayıpları arasındaki denge, performans açısından kritik bir rol oynar [47].

Genelde çarkın hızı ve çapı, pompanın üretebileceği yük veya basıncı belirlerken, çark hızı ile kanat genişliği, pompanın sağlayabileceği debiyi etkiler [53].

Çark geometrisi özgül hıza göre değişim gösterdiğinden pompalarda kullanılacak çark tipinin belirlenmesinde “özgül hız” kritik bir önem taşımaktadır [53].

Özgül Hız

Bir pompanın özgül hızı, bu pompaya hidrolik ve geometrik olarak benzeyen ve optimum çalışma durumunda 1 m manometrik yüksekliğe, 1 m³/s debi ile su ileten model pompanın dakikadaki devir sayısıdır [54].

Özgül hız aşağıda verilmiş olan Eşitlik (2.9)’dan hesaplanmaktadır.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H_m^{\frac{3}{4}}} \quad (2.9)$$

Eşitlik (2.9)’a göre iki özgül hız (n_s ve n_q) arasında ($n_s = 3,65 \cdot n_q$) ilişkisi vardır [54].

Eşitlik (2.9)’da Q debiyi (m³/s), H_m manometrik basma yüksekliğini (m) ve n devir sayısını (d/d) ifade etmektedir.

Özgül hız azaldıkça pompa tamamen radyal bir tipe dönüşür ve buna bağlı olarak çark çapı büyür. Çark çapının büyümesiyle birlikte kanatlar uzar, bu da suyun geçtiği kanalın daralmasına yol açarak pompanın verimini düşürür. Düşük özgül hıza sahip pompalarda üretim zorlukları yaşandığından özgül hızı artırma yolları aranmalı yüksek özgül hızlı pompalar tasarlanmaya çalışılmalıdır. Özgül hız değeri küçük ise kademeli pompa yapımı tercih edilmelidir [54]. Tek kademeli manometrik yüksekliği Eşitlik (2.10)’da verilen şekilde hesaplanır.

$$H_{m1} = \frac{H_m}{i} \quad (2.10)$$

Bu ifade de i kademe sayısı ve H_m kademeli pompanın oluşturacağı toplam yüksekliktir.

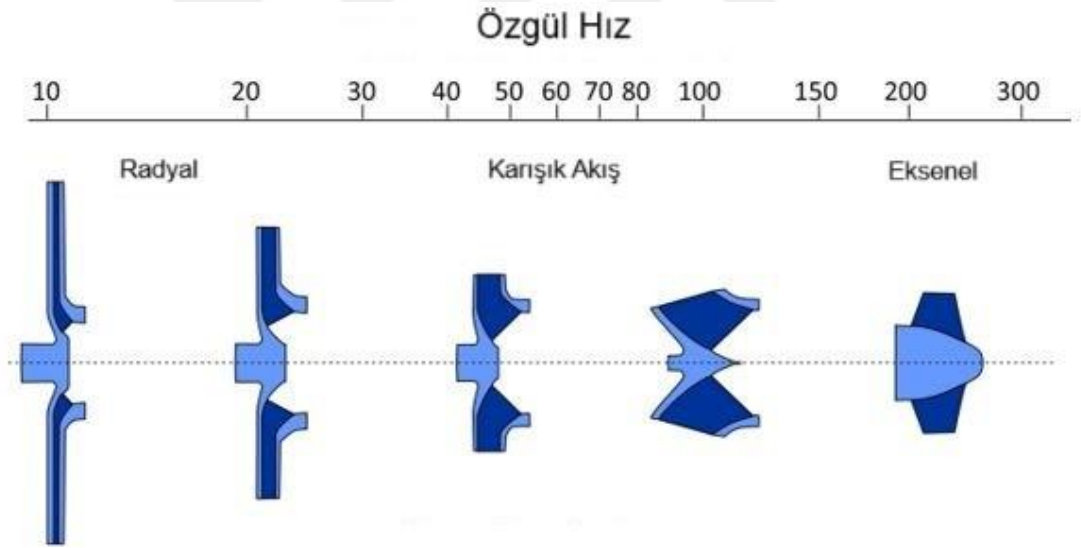
Böylece çark hesabı bir kademe için bulunan manometrik yükseklik değerine göre yapılır. Buna göre kademe başına özgül hız $\frac{3}{4}$ kadar artırılmış olur [54].

Özgül hız küçültülmek istendiğinde ise pompa çift girişli yapılır. Özgül hız formülünde debi yerine yarısı konulursa özgül hız formülü Eşitlik (2.11)'deki hale dönüşmüş olur [54].

$$\eta_q = n \cdot \frac{\sqrt{\frac{Q}{2}}}{H_m^{\frac{3}{4}}} \quad (2.11)$$

Böylece özgül hız $(\frac{1}{2})^{1/2}$ kadar azalır [54].

Şekil 2.14'te çeşitli özgül hız değerlerine göre genel çark şekilleri verilmiştir.



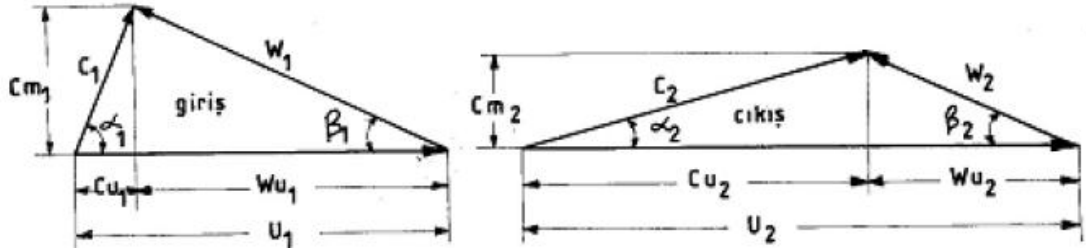
Şekil 2.14. Özgül hıza göre genel çark şekilleri [55]

2.8. Pompalarda Çarklarında Teorik Esaslar

2.8.1. Hız Üçgenleri

Hız bileşenleri akışkanın çark içindeki hareketine etki eder ve hız vektörleri ile ifade edilerek analiz edilmektedir. Bu hız vektörlerinin birleşimi bir üçgen oluşturur ve bu diyagram, "Hız Üçgeni" olarak adlandırılmaktadır. Çark kanatları üzerindeki herhangi bir noktada hız üçgenleri çizilebilmektedir. Ancak en kritik olan hız üçgenleri

akışkanın çarka giriş ve çıkış noktalarındakilerdir. Giriş ve çıkış noktaları için çizilmiş diyagramlar sırasıyla giriş ve çıkış hız üçgenleri olarak adlandırılmaktadır. Şekil 2.15'te bu giriş ve çıkış hız üçgenleri gösterilmiştir [56].



Şekil 2.15. Hız üçgenleri [56]

Akışkanın çark kanatları içindeki hareketi incelenirken üç hız göz önüne alınır:

- **Çevresel hız (U):** Çarkın dönmesi sonunda incelenen noktada oluşan çevre hızıdır.
- **Mutlak hız (C):** Çark içinde hareket eden suyun gövdeye göre hızıdır. Mutlak hız, çevresel hız ile bağıl hızın vektörel toplamıdır.
- **Bağıl hız (W):** Suyun çarka göre hızıdır [56].

Hız üçgeni elemanları, çarkın giriş noktası için (1) ve çıkış noktası için (2) alt indisleri ile ifade edilir. Hız üçgenindeki bazı önemli açılar ve hız bileşenleri şunlardır:

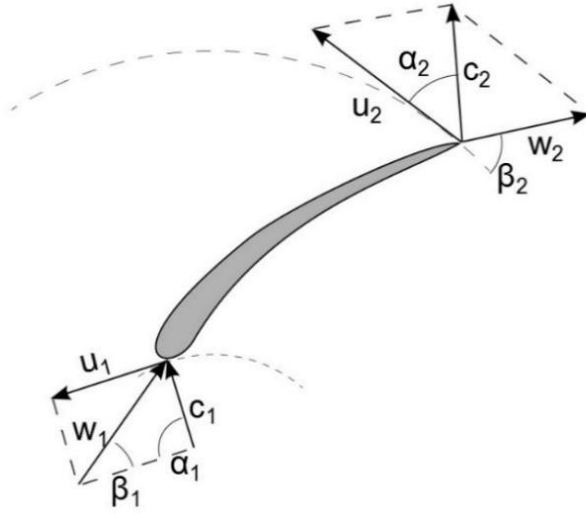
Açılar:

- α : Çevresel hız (U) ile mutlak hız (C) arasındaki açı.
- β : Çevresel hız (U) ile bağıl hız (W) arasındaki açı.

Hız Bileşenleri:

- C_u : Mutlak hızın teğetsel bileşeni.
- W_u : Bağıl hızın teğetsel bileşeni.
- C_m : Mutlak hızın düşey bileşeni. Bu hız bileşeni, radyal pompalarda radyal doğrultuda, eksenel pompalarda ise eksenel doğrultudadır [56].

Bir çark kanadına ait giriş ve çıkış hız bileşenleri Şekil 2.16’da gösterilmiştir.



Şekil 2.16. Bir çark kanadının giriş ve çıkışında hız bileşenlerinin gösterimi [52]

2.8.2. Suyun Çark İçindeki Hareketi ve Temel Denklem

Pompanın teorik basma yüksekliğini hesaplamak için kullanılan Euler denklemi (Eşitlik 2.12), Newton'un 2. yasası ve momentum yasası birleştirilerek elde edilmektedir [52].

$$H_{teo\infty} = \frac{U_2 \cdot C_{u2} - U_1 \cdot C_{u1}}{g} \quad (2.12)$$

Santrifüj pompalarda akışkanın pompa çarkına $\alpha_1 = 90^\circ$ olacak şekilde girmesinden dolayı $C_{u1} = 0$ olur ve dolayısıyla Eşitlik (2.13)’te verilen bağıntı elde edilir [56].

$$H_{teo\infty} = \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g} \quad (2.13)$$

Santrifüj pompalarda bu eşitliğe “temel denklem veya euler eşitliği” ismi verilir.

Euler denklemi, sonsuz sayıda kanata sahip ideal bir çark ve ideal akış için geçerlidir. Ancak, gerçek durumda kanat sayısı bellidir ve kanatlar arasında genişleyen kanallar bulunmaktadır. Çark içinde akış sırasında oluşan sirkülasyon akımları nedeniyle, kanatların ön ve arka yüzeylerindeki akışkanın parçacığının bağlı hızları farklılık göstermektedir. Bu durum, bağlı hızın çevre hızıyla yaptığı β_2 açısının küçülmesine, mutlak hızın çevre hızıyla yaptığı α_2 açısının ise büyümesine yol açar. Böylelikle, çarkın üretebileceği yükseklik azalır. Bunun nedeni, hız üçgenlerine göre

$C_{u2} = C_2 \cdot \cos \alpha_2$ bağıntısıdır. α_2 açısının büyümesi, bu açının kosinüs değerinin küçülmesine ve dolayısıyla C_{u2} değerinin küçülmesine neden olmaktadır [56]. Eğer kanat sayısına bağlı bir verim faktörü (η_k) kabul edilirse, temel denklem Eşitlik (2.14)'te olduğu gibi ifade edilebilmektedir:

$$H_{teo} = \eta_k \cdot H_{teo\infty} = \eta_k \cdot \frac{U_2 \cdot C_{u2}}{g} \quad (2.14)$$

Burada $H_{teo\infty}$ sonsuz sayıda kanat durumu için yüksekliği, H_{teo} belirli sayıda kanat için yüksekliği ve η_k kanat verimini ifade eder [56].

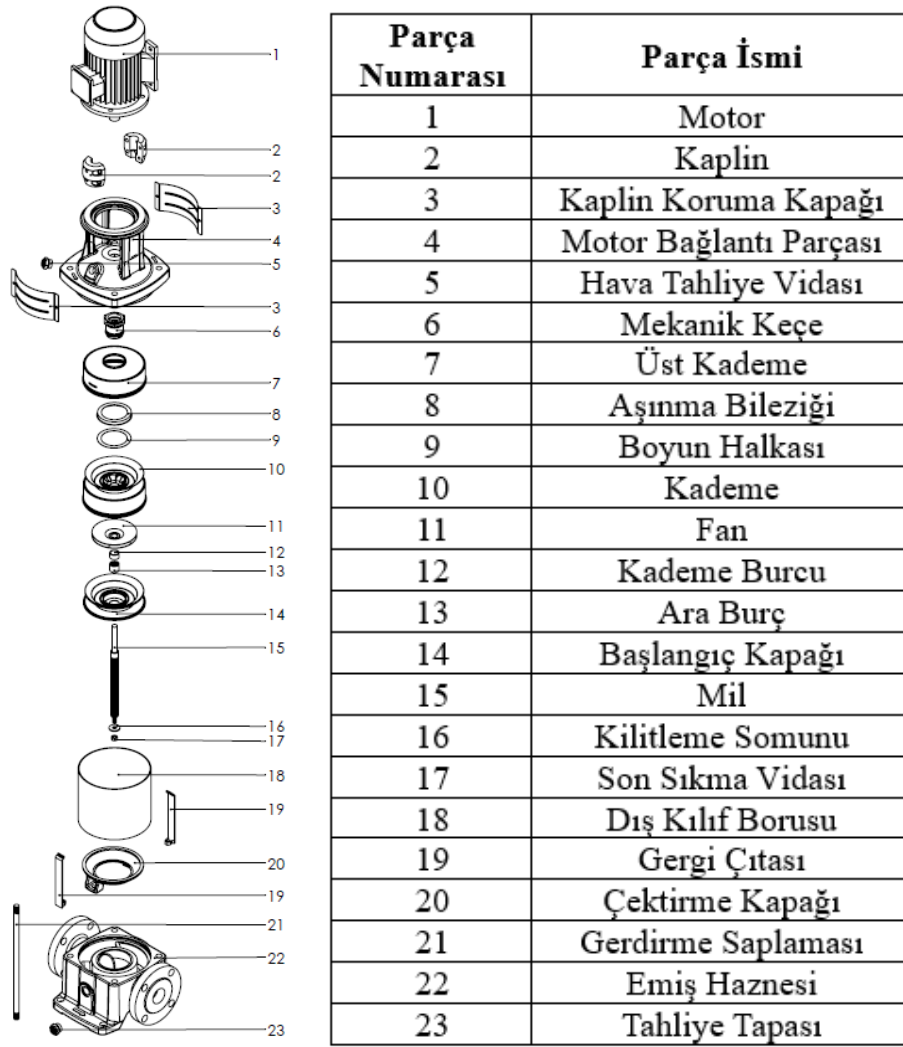
2.9. Hidroforlar

Hidroforlar, tek gövde de aynı mil üzerine sıralı olarak yerleştirilmiş çoklu çarka sahip olabilen santrifüj pompa tipidir. Hidroforlarda akışkan her çark odasından veya kademesinden geçtikçe basıncı artar. Kademelerin sayısı arttıkça pompanın oluşturabileceği basma yüksekliği de artış gösterir. Bu tip pompalarda tüm kademelere güç sağlamak için sadece bir motor kullanır. Yaygın kullanım alanları arasında binalardaki su basıncını artırma, hafif sanayi su temini, yıkama ve temizlik sistemleri, sulama uygulamaları ile takım tezgahlarına soğutma yağlarının temini bulunmaktadır. Şekil 2.17'de hidrofora ait görsele yer verilmiştir [57].



Şekil 2.17. Hidrofor

Şekil 2.18’de bir hidrofora ait elemanlar gösterilmiştir



Şekil 2.18. Hidrofora ait bileşenler

Hidroforlara ait temel bileşenler aşağıdaki gibi tanımlanabilmektedir.

- **Elektrik Motoru:** Elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren bir cihazdır. Stator ve rotor olmak üzere iki temel bileşenden oluşur [58].
- **Mil:** Çarka genelde kamalı olarak bağlanan mil, dönme hareketi gerçekleştirdiğinde çark da aynı hareketi takip ederek döner [44].
- **Difüzör:** Çarktan çıkan sıvıyı çevreye doğru yönlendirir, sıvının kinetik enerjisinin büyük bir kısmını basınç enerjisine dönüştürerek iletim sağlar [44].
- **Çark (Fan):** Üzerinde kanatlar bulunur. Döndüğü esnada akışkan parçacıklarının ivmelenmesini ve etrafa savrulmasını sağlar. Bu savrulmayı oluşturan kuvvete santrifüj kuvvet adı verilir [44].

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında, hidrofor pompa çarkına ara kanat eklenmesinin ve farklı ana kanat sayılarının çark performansı üzerindeki etkileri nümerik yöntemlerle incelenmiştir. Çalışma kapsamında ilk olarak, mevcut 6 ana kanatlı hidrofor çarkının tüm geometrik parametreleri (kanat çıkış açısı, sarım açısı, kanat kalınlığı vb.) sabit tutularak çarka, ana kanat uzunluğunun %25, %50 ve %75'i oranlarında ara kanatlar eklenmiştir. Daha sonra ana kanat sayısı 5, 7 ve 8 olarak değiştirilmiş ve her bir ana kanat sayısı için aynı oranlarda ara kanat eklemeleri yeniden yapılarak toplam 15 yeni çark tasarımı oluşturulmuştur. Ardından elde edilmiş yeni çark tasarımları ile mevcut çark tasarımının tekil olarak nümerik simülasyonları gerçekleştirilmiş ve performans karşılaştırmaları yapılmıştır. Tekil çark simülasyonlarına ait sonuçlar doğrultusunda en yüksek verimliliğe sahip yeni tasarım çark belirlenerek bu çark ile mevcut çark, tek kademeli hidrofor pompasına birbirinden bağımsız olarak entegre edilmiş ve her bir çarka ait pompa simülasyonları ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, yapılan pompa simülasyonlarında kullanılan nümerik modelin doğruluğu, deneysel verilerle desteklenerek modelin güvenilirliği ortaya koyulmuştur.

3.1. Materyal

Bu çalışmada, Üstünel Pompa ve Makine Sanayi Ticaret A.Ş. tarafından üretilmekte olan, tek kademeli bir hidrofor pompa modeli referans alınmıştır. Performans artırmaya yönelik çalışmalar, bu pompa modeline ait mevcut çark geometrisi temel alınarak yürütülmüştür. Çalışma süresince kullanılan materyaller ve bunların kullanım detayları aşağıda ayrıntılı bir şekilde ele alınmıştır.

3.1.1. İş İstasyonu Bilgisayarı

Gerçekleştirilmiş olan bu tez çalışması, CAD (Computer Aided Design) yazılımı kullanılarak yapılan tasarımlar ve HAD çalışmalarından oluşmaktadır. Bu kapsamda, çalışma boyunca Intel Xeon W-2245 3.90 GHz işlemci, 128 GB RAM ve 48 GB Quadro P2200 ekran kartına sahip bir iş istasyonu kullanılmıştır. Bu bilgisayar, mevcut çark tasarımının güncellenmesi ve simülasyonların gerçekleştirilmesi için gereken yüksek işlem gücünü sağlayarak, tasarım sürecinin verimli bir şekilde tamamlanmasına olanak tanımıştır.

3.1.2. Katı Modelleme ve Tasarım Yazılımı

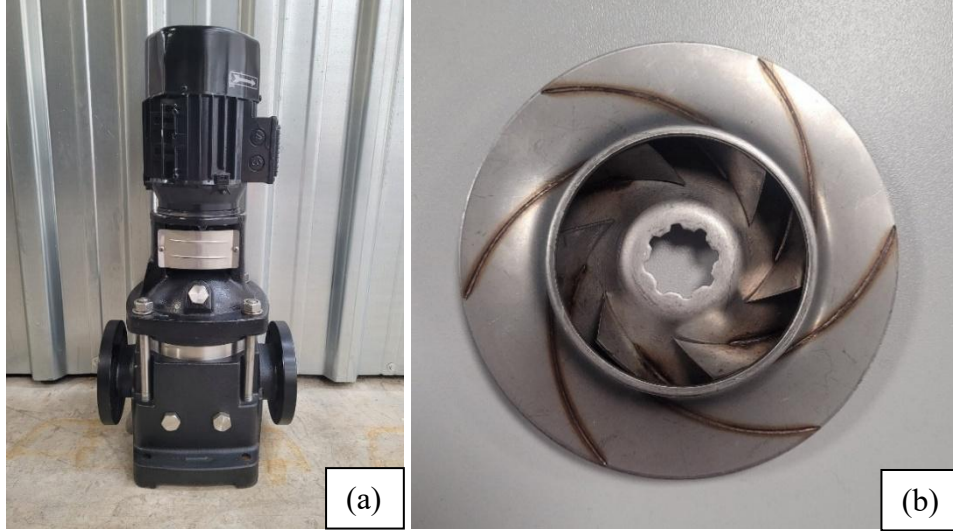
Mevcut çark tasarımı, katı modelleme ve tasarım yazılımı olan SolidWorks [60] kullanılarak güncellenmiş ve bu süreçte 15 yeni çark tasarımı oluşturulmuştur. Çark tasarımlarının, simülasyon aşamasına geçmeden önce ANSYS SpaceClaim [61] isimli CAD yazılımı yardımı ile akış yolları çıkartılmış ve ardından akış yolu ile çark kanadının ilgili bölümleri isimlendirilmiştir. Elde edilen 15 yeni tasarım çark ile mevcut çarkın tekil olarak gerçekleştirilen nümerik simülasyonları sonucunda, en yüksek verim değerine sahip yeni tasarım çark belirlenmiştir. Bu yeni tasarım çark ile mevcut çark, SolidWorks [60] yazılımı kullanılarak hidrofor pompaya entegre edilmiştir. Son aşamada, farklı çarklara sahip tek kademeli pompa sistemlerinin akış hacimleri ANSYS SpaceClaim [61] yazılımı aracılığıyla oluşturulmuştur.

3.1.3. HAD Simülasyon Yazılımı

Gerçekleştirilmiş akış çözümlemelerinde ANSYS isimli ticari yazılımdan yararlanılmıştır. Çark simülasyonlarında ANSYS TurboGrid [62] ve ANSYS CFX [59] yazılımları, pompa simülasyonlarında ise ANSYS Fluent [63] yazılımının mesh modülü ve ANSYS CFX [59] yazılımı kullanılmıştır.

3.1.4. Pompa

Tez kapsamında yapılan çalışmalarda kullanılan pompa, en iyi verim noktasında $15 \text{ m}^3/\text{saat}$ debi, 10 m basma yüksekliği ve 2900 d/d devir hızıyla çalışan, tek kademeli bir hidrofor pompasıdır. Pompa çarkı belirtilen çalışma değerlerinde $n_q = 33$ özgül hız değerine sahiptir ve radyal tiptedir. Çalışma kapsamında yalnızca çark varyasyonları ele alınmış, pompanın diğer tüm bileşenleri değiştirilmeden sabit tutulmuştur. Gerçekleştirilen tüm nümerik simülasyonlar tek kademe kabulüyle yapılmış ve elde edilen sonuçlar bu doğrultuda değerlendirilmiştir. Kullanılan mevcut pompa ve çarka ait görseller Şekil 3.1’de sunulmuştur.



Şekil 3.1. (a) Üretimi yapılmakta olan tek kademeli hidrofor pompa (b) Hidrofor pompaya ait çark

3.1.5. Deney Düzeneği

Nümerik modelin doğruluğunu değerlendirmek amacıyla deneysel bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler, belirli kriterler doğrultusunda tasarlanmış bilgisayar tabanlı bir hidrolik test sistemi üzerinde yürütülmüştür. Deney düzeneğine ait genel görünüm, Şekil 3.2’de sunulmaktadır.



Şekil 3.2. Deney düzeneği

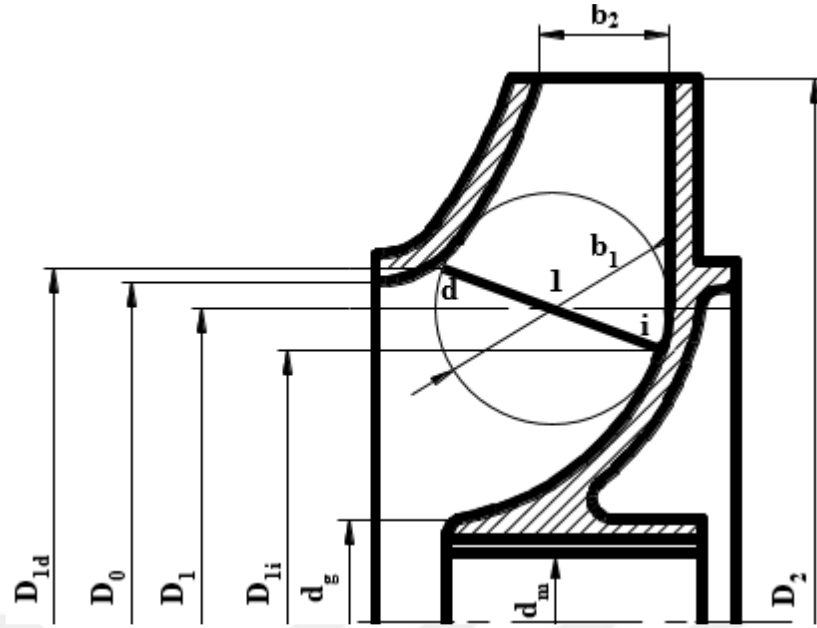
Bu deneyde; debi, basma yüksekliği, gerilim, akım, güç ve $\cos\Phi$ gibi çeşitli parametreler ölçölmüştür. Debi ölçömleri, 0–50 m³/h aralığında ölçüm yapabilme kapasitesine sahip elektromanyetik bir debimetre ile gerçekleştirilmiştir. Basınç ölçömleri ise, 0–10 bar aralığında çalışan manometre ve basınç transmitteri kullanılarak yapılmıştır.

3.2.Yöntem

Çalışmanın ilk aşamasında, mevcut durumda 6 ana kanata sahip olan hidrofor çarkının ana kanat sayısı önce 5’e düşürölmüş, ardından sırasıyla 7 ve 8’e çıkarılmıştır. Daha sonra 5, 6, 7 ve 8 kanatlı bu dört temel çark varyasyonu için, ana kanat uzunluğunun %25, %50 ve %75’i oranlarında ara kanatlar eklenerek toplam 15 yeni çark tasarımı elde edilmiştir. Ara kanat ilavesi dışında çark geometrisine ilişkin diğer tüm parametreler sabit tutulmuştur. Sonrasında mevcut çark ile 15 yeni çark tasarımına ait tekil HAD simölasyonları gerçekleştirilmiştir. Simölasyon sonuçları doğrultusunda en yüksek verim değerine sahip yeni tasarım çark ve mevcut çark, katı modelleme ve tasarım yazılımı aracılığı ile tek kademeli hidrofor pompa sistemine ayrı ayrı entegre edilip her biri için ayrı simölasyonlar gerçekleştirilmiştir. Son aşamada, pompanın tek kademesi için çark tasarımlarının çalışma performansları detaylı olarak incelenmiştir. Yöntemler kısmının ilk aşamasında pompa çarkı tasarımına değinilmiştir.

3.2.1. Pompa Çarkı Tasarımı

Pompa çarkı tasarımına, bir kademenin manometrik basma yüksekliği, debi ve pompayı çalıştıracak motorun dönüş hızının belirlenmesiyle başlanmıştır. Bu temel parametreler, çarkın boyutlandırılması ve tasarımında ilk adımı oluşturmaktadır [64]. Pompa çarkına ait temel ölçöler Şekil 3.3’te verilmiştir.



Şekil 3.3. Pompa çarkına ait temel ölçüler [65]

3.2.1.1.Çark Mil Çapı ve Göbek Çapı

Pompa mili; aktarılacak moment, devir sayısı ve malzemenin özelliklerine göre boyutlandırılır. Bu hesaplamalarda kullanılan temel formüller Eşitlik (3.1) - Eşitlik (3.4) arasında verilmiştir [64].

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} \quad (3.1)$$

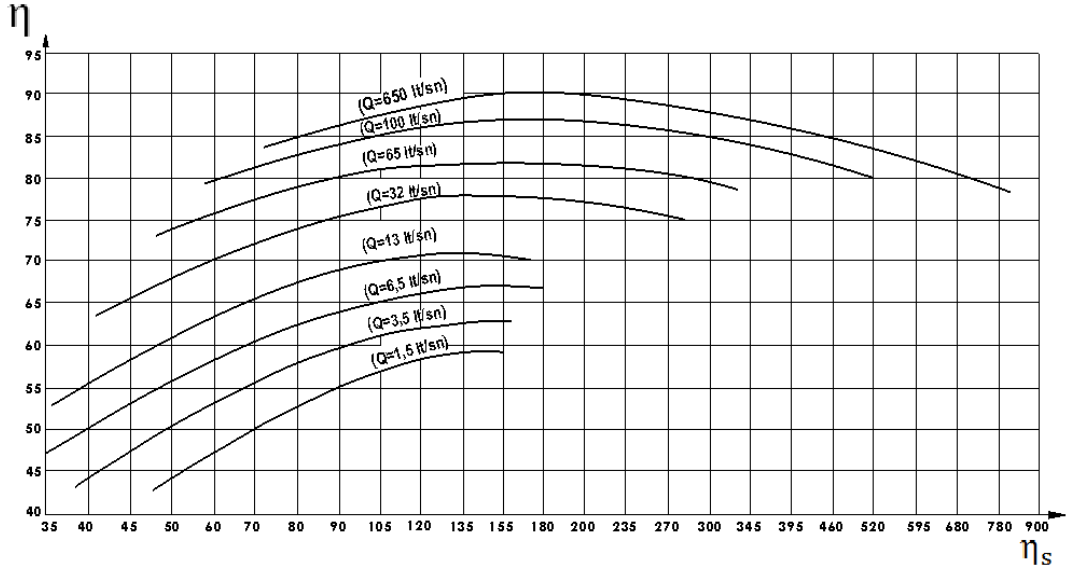
$$N_{mil} = \frac{M \times \omega}{75} \quad (3.2)$$

$$M = 716,2 \frac{N_{mil}}{n} \quad (3.3)$$

$$d_{mil} = \sqrt[3]{\frac{16 \times M}{\pi \times \tau}} \quad (3.4)$$

burada ω açısal hız, n devir sayısı, N_{mil} mil gücü (Bölüm 2’de Şekil 2.9’da P_2 güç tüketimi olarak da ifade edilmiştir), τ emniyetli kayma gerilmesi, M moment, d_{mil} ise mil çapıdır.

Şekil 3.4’te verilen eğriler ve belirlenmiş olan sistem debisi kullanılarak genel verim yaklaşık olarak tayin edilmektedir [64].



Şekil 3.4. Pompa genel veriminin özgül hız ve debiye göre değişim eğrileri [64].

Eşitlik (3.5) aracılığı ile milin taşıyacağı güç bulunmaktadır. Bu denklemde H_m basma yüksekliği, Q debi, ρ yoğunluk ve η_{pompa} pompa genel verimidir [64].

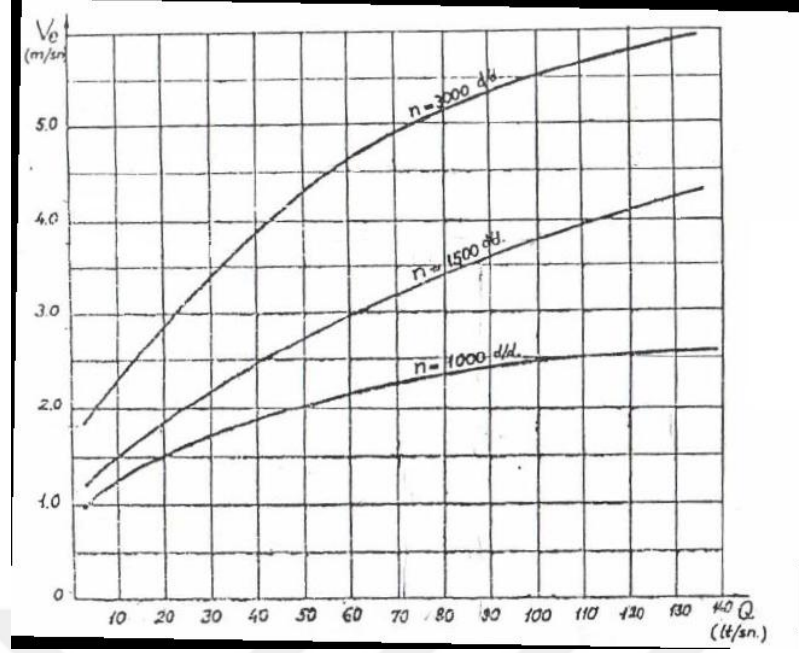
$$N_{mil} = \frac{\rho \times Q \times H_m}{\eta_{pompa} \times 75} \quad (3.5)$$

Tasarımda genelde, Eşitlik (3.6)'da verildiği gibi mil çapının 1.5 katı alınarak göbek çapı (D_g) bulunmaktadır [64].

$$D_g = 1,5 \times d_{mil} \quad (3.6)$$

3.2.1.2.Emme Borusu Çapı

Emme borusundaki akışkanın hızı emme borusunun çapının belirlenmesinde kullanılacak eşitlik için gereklidir. Bu hız değeri Şekil 3.5'te verilmiş olan grafikten belirlenebilir. Bu hız belirlenirken kavitasyon problemi de göz önüne alınmalıdır [64].



Şekil 3.5. Emme borusundaki hızların debi ve devir sayısı ile değişimi [64]

Başlangıçta belirlenmiş olan devir sayısı ve çarkın debisine uygun şekilde seçilmiş olan emme borusundaki akışkan hızı (V_e) aşağıdaki Eşitlik (3.7)'de yerine koyulur ve emme borusu çapı (D_e) bulunur [64].

$$Q = \frac{\pi D_e^2}{4} V_e \quad (3.7)$$

3.2.1.3.Çark Giriş Ağzı Çapı

İmalatının kolaylığı dolayısı ile çark giriş ağzı çapı ile emme borusu çapı eşit alınabilir. Bazı özel durumlarda ise emme borusu çapı çark giriş ağzı çapından büyük alınarak emme borusu ve çark giriş ağzı arasında redüksiyon kullanılmaktadır [64].

Bulunmuş olan çark giriş ağzı çapının doğruluğunu saptamak için öncelikle sıvı akışkanın çark giriş kesitinden (C_0) hızı hesaplanmalıdır. Genellikle uygulamalarda $C_0 \leq 1.2V_e$ koşuluna dikkat edilmesi önerilir. C_0 hızının bulunabilmesi için kaçak kayıpları göz önüne alınarak Q_T debi değeri Eşitlik (3.8)'de verildiği gibi hesaplanmalıdır [64].

$$Q_T = (1,05 \sim 1,1) \times Q \quad (3.8)$$

Q_T kaçak ve kayıplar göz önüne alınarak hesaplanmış debi değeri Eşitlik (3.9)'da verilmiş olan süreklilik denkleminde yerine yazılarak C_0 hızı elde edilir [64].

$$Q_T = \frac{\pi}{4} \times [D_0^2 - D_g^2] \times C_0 \quad (3.9)$$

3.2.1.4.Çark Giriş Ortalama Çapı

Çark üzerinde yapılan verim artırma çalışmaları için çark giriş ortalama çapının doğru şekilde belirlenmesi büyük bir öneme sahiptir. Çünkü çark giriş ortalama çapı, çark kanat açılarının hesaplanmasında temel bir parametre olarak kullanılmıştır. Schulz katsayısı (σ_s) Çark giriş ortalama çapının elde edilmesinde kullanılmıştır. Çark giriş ortalama çapı Eşitlik (3.10) ve Eşitlik (3.11) ile elde edilir [64].

$$\sigma_s = 0,90 \sim 0,95 \quad (3.10)$$

$$D_1 = \sigma_s \times D_0 \quad (3.11)$$

Kanat giriş açılarının belirlenmesi ve kanatların boyutlandırılması için çark kanatlarının, üst ve alt muhafazalarla kesiştiği çaplar tespit edilmelidir. Üst muhafaza kanat giriş çapı D_{1d} ve alt muhafaza kanat giriş çapı D_{1i} hesaplanabilmesi için Eşitlik (3.12) ve Eşitlik (3.13) kullanılır [64].

$$D_{1d} = D_0 + (3 \sim 4) \quad (3.12)$$

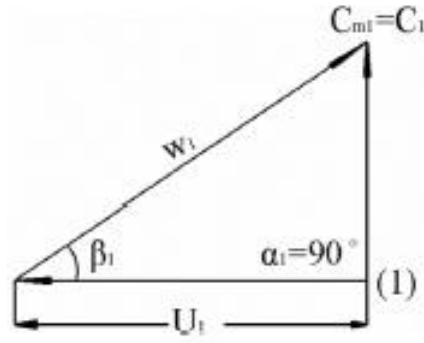
$$D_{1i} = 2D_1 - D_{1d} \quad (3.13)$$

3.2.1.5.Kanat Giriş Açıları

Çark girişindeki akış pompaya ait en verimli çalışma noktasında incelendiğinde $\alpha_1=90^\circ$ eşitliği sebebiyle C_1 mutlak hızı C_{m1} meridyenel hızına eşit alınabilir Eşitlik (3.14) [64].

$$C_1 = C_{m1} = (1,05 \sim 1,1)C_0 \quad (3.14)$$

Şekil 3.6'ya bakıldığında kanat giriş açısı β_1 'in giriş teğetsel hızı ve meridyenel hız ile ilişkili olduğu görülmektedir [64].



Şekil 3.6. Kanat giriş hız üçgeni [64]

Girişe ait teğetsel hız (U_1) Eşitlik (3.15) ve (3.16) yardımı ile elde edilebilir [64].

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} \quad (3.15)$$

$$\tan \beta_1 = \frac{c_{m1}}{U_1} \quad (3.16)$$

Kanat giriş açısının 10° ile 17° arasında yer alması kavitasyon riskini azaltan sebeplerden bir tanesidir. Eşitlik (3.17)'de verildiği gibi hesaplanmış olan kanat giriş açısı değerine $\pm 3^\circ$ eklenerek kaskad kanat etkisi ortadan kaldırılabilir [64].

$$\beta_{1k} = \beta_1 \pm 3^\circ \quad (3.17)$$

Çark tasarımının gerçekleştirilebilmesi için kanat giriş açısının hesaplanmasına ilave olarak çarkın üst ve alt muhafazaları ile birleşme noktalarındaki kanat açılarının da hesaplanması gereklidir. Bu açılar hesabında kullanılan bağıntılar Eşitlik (3.18) - Eşitlik (3.21) arasında verilmiştir. [64].

$$U_{1i} = \frac{\pi \times D_{1i} \times n}{60} \quad (3.18)$$

$$U_{1d} = \frac{\pi \times D_{1d} \times n}{60} \quad (3.19)$$

$$\tan \beta_{1i} = \frac{c_{m1}}{U_{1i}} \quad (3.20)$$

$$\tan \beta_{1d} = \frac{c_{m1}}{U_{1d}} \quad (3.21)$$

3.2.1.6. Kanat giriş genişliği

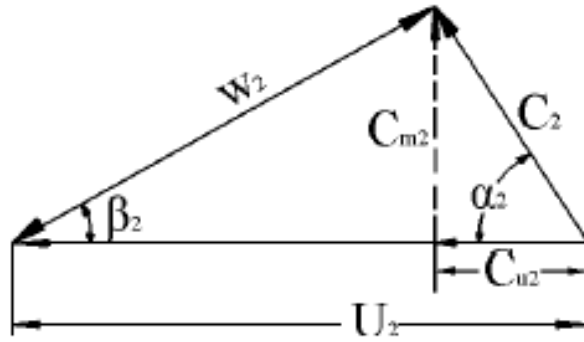
Tasarım aşamalarının şu ana kadar ki kısmında, kanat sayısı ve kanat uzunluğu henüz hesaplanmadığından dolayı tahmini bir daralma katsayısı kullanılarak kanat giriş genişliği hesaplanmıştır. Kanat giriş koşulları için daralma katsayısı (λ_1) 0.6 ile

0.7 arasında bir değer seçilebilir. Kanat giriş genişliği değerinin hesaplanması için bağıntı Eşitlik (3.22)'de verilmiştir [64].

$$b_1 = \frac{Q_T}{\pi \times D_1 \times c_{m1} \times \lambda_1} \quad (3.22)$$

3.2.1.7. Kanat çıkış açıları

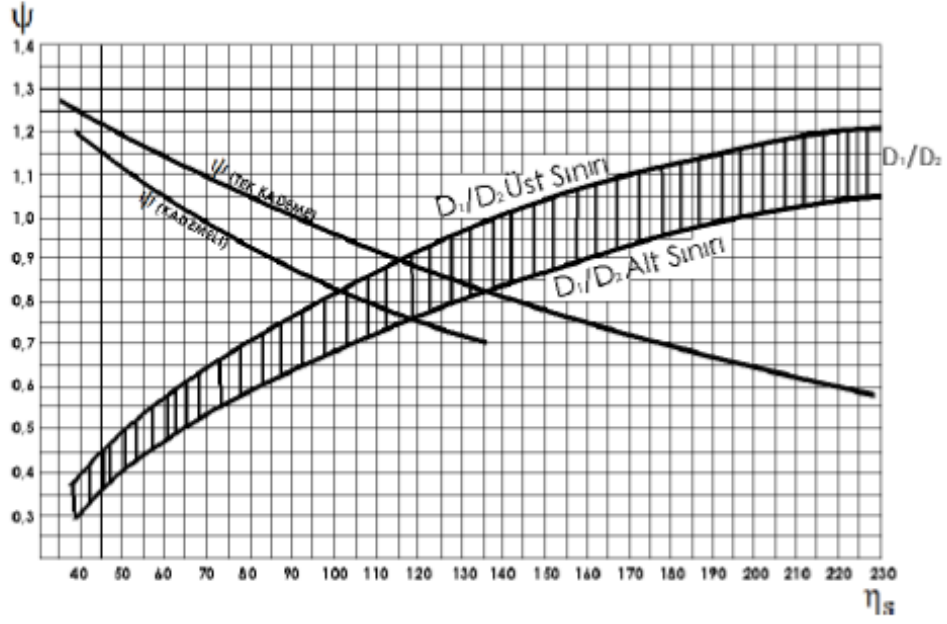
Sonsuz ince ve sonsuz kanat teorisi ile kanat çıkış hızlarına ulaşılabilir. Bu teoriler ile çizilen hız üçgeninde sürtünme göz ardı edilmektedir. Kanat çıkış hız üçgeni Şekil 3.7'de verilmiştir [64].



Şekil 3.7. Kanat çıkış hız üçgeni [64]

Çark çıkış açılarını belirlemek için öncelikle çark çıkış teğetsel hızı (U_2) ve çark çıkış çapı (D_2) hesaplanmalıdır. U_2 değerini bulmak için, Şekil 3.8'deki grafikten özgül hız değeri ve istenilen manometrik basma yüksekliği kullanılarak basınç katsayısı belirlenmelidir. Yıllar boyunca yapılmış olan pompa deneyleri ve ilgili çalışmalar, çark çıkış çapı ile giriş çapı arasındaki oranın Şekil 3.8'de yer alan taralı alan içinde olması gerektiğini göstermektedir [64].

Eğer çıkış çapı tasarım değerinden daha büyük seçilirse, bu durum kanat profili için hesaplanan sarım açısı veya kanat uzunluğunda değişikliğe yol açabilir. Bunun sonucunda çark içerisindeki akış etkilenebilir ve pompanın hidrolik verimi olumsuz yönde değişebilir [64].



Şekil 3.8. Ψ Basınç katsayısının ve D₁/D₂ çap oranlarının özgül hıza göre değişim eğrileri [64]

Basınç katsayısı belirlendikten sonra Eşitlik (3.23) yardımı ile U₂ bulunabilir [64]

$$U_2 = \sqrt{\frac{H_m \times 2g}{\psi}} \quad (3.23)$$

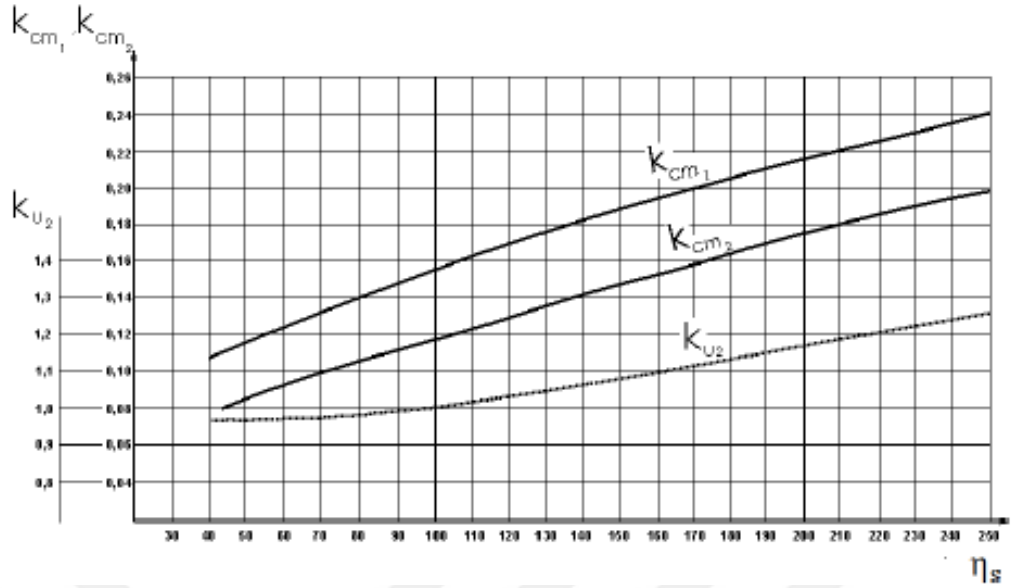
U₂ bulunduktan sonra Eşitlik (3.24) ile D₂ hesaplanır [64].

$$D_2 = \frac{U_2 \times 60}{\pi \times n} \quad (3.24)$$

Aktarılmak istenen akışkanın miktarını belirleyen en önemli faktörlerden biri de kanat çıkış genişliğidir. Kanat çıkış genişliği b₂ Eşitlik (3.25) vasıtası ile bulunabilir [64].

$$Q_T = \pi \times D_2 \times C_{m2} \times \lambda_2 \times b_2 \quad (3.25)$$

Bu bağtıda C_{m2} değerinin saptanabilmesi için k_{cm2} hız katsayısı bulunmalıdır. Özgül hız değeri kullanılarak k_{cm2} hız katsayısı Şekil 3.9'daki grafikten bulunabilir [64].



Şekil 3.9. Hız Katsayılarının, Özgül Hıza Göre Değişim Eğrileri [64].

k_{cm2} hız katsayısı bulunduğundan sonra Eşitlik (3.26) yardımıyla C_{m2} bulunur [64].

$$C_{m2} = k_{cm2} \sqrt{2g \times H_m} \quad (3.26)$$

Kanat çıkış açısının eldesi için C_{u2} teğetsel hız bileşenin belirlenmesi gerekir. Bu bileşenin hesaplanabilmesi için kullanılan bağıntı Eşitlik (3.27)'de verilmiştir [64].

$$C_{u2} = \frac{g \times H_m}{U_2 \times \eta_{pompa}} \quad (3.27)$$

Böylece akışkanın çarktan çıkış açısı β_2 , Eşitlik (3.28) ile bulunabilir [64].

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{U_2 - C_{u2}} \quad (3.28)$$

Çark çıkış daralma katsayısının (λ_2) bulunabilmesi için kanat kalınlığı ve kanat sayısı belirlenmelidir. Kanat kalınlığı Eşitlik (3.29)'dan bulunabilir [64].

$$e = D_2 \times (0.016 \sim 0.022) \quad (3.29)$$

Kanat sayısı Eşitlik (3.30)'dan bulunabilir [64].

$$z = 6.5 \times \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \times \left(\sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (3.30)$$

Kanat kalınlığı ve kanat sayısının belirlenmesinin ardından çark çıkış daralma katsayısı Eşitlik (3.31)'de verilen bağıntı ile bulunur [64].

$$\lambda_2 = 1 - \frac{z \times e_2}{\pi \times D_2 \times \sin \beta_{2k}} \quad (3.31)$$

Kanat çıkış hesabının son adımında kanat çıkış açısının hesaplanması gerekir. Bunun için teorik teğetsel hıza ($C_{2\infty}$) ihtiyacımız vardır. Hesaplamalarda teorik ve gerçek teğetsel hız arasında bir sapma katsayısı (K) tanımlanmalıdır. Kanat çıkış açısı hesabında önce tahmini bir çıkış açısı seçilir sonrasında aşağıda verilmiş Eşitlik (3.36) - Eşitlik (3.38) arasındaki bağıntılar ile yeni çıkış açısı hesaplanır. Tahmin ve hesaplama işlemi kanat çıkış açıları arasındaki fark 2°- 3° olana kadar tekrar edilir [64].

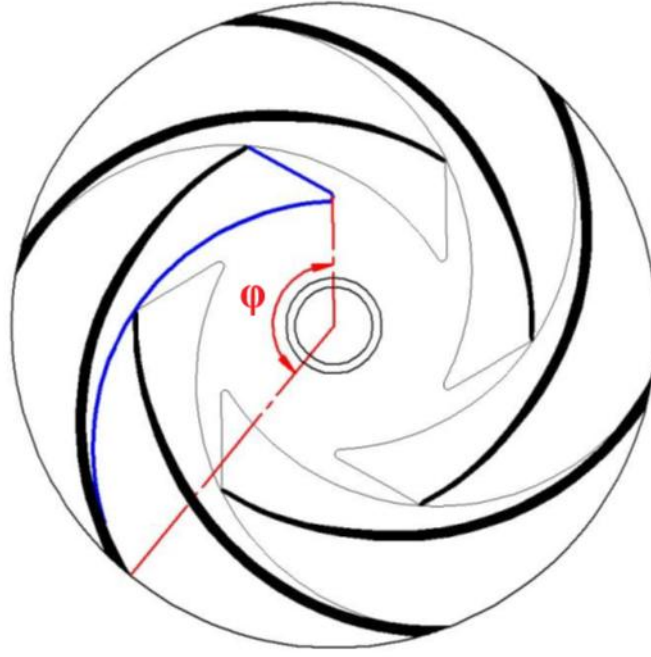
$$C_{2\infty} = K \times C_2 \quad (3.36)$$

$$K = 1 + \frac{1.6 \times (1 + \sin \beta_{2k})}{z} \times \frac{D_2^2}{D_2^2 - D_1^2} \quad (3.37)$$

$$tg \beta_{2k} = \frac{c_{m2}}{U_2 - C_{2\infty}} \quad (3.38)$$

3.2.1.8. Kanat Sarım Açısı

Temel çark tasarım parametrelerinden biri olan kanat uzunluğu, ardışık kanatlar arasındaki akım pasajının genişliğini doğrudan etkilemektedir. Kanat açıları ile kanat giriş ve çıkış çapları sabit tutulsa dahi, kanat uzunluğu bu parametrelerden bağımsız olarak farklılık gösterebilir. Bu değişim, “kanat sarım açısı” olarak adlandırılan bir parametreyle tanımlanmakta olup, Şekil 3.10’da ϕ sembolü ile gösterilmektedir. Kanat sarım açısı, hidrolik verimi doğrudan etkileyen önemli bir tasarım değişkenidir. Çark içinde, kanat profili boyunca düzgün bir şekilde oluşmayan akımlar, akış ayrılmalarına neden olabilmektedir. Bu durum, ardışık iki kanat arasında yer alan akım pasajında düzgün bir basınç dağılımının oluşmasını engellemektedir. Akış ayrılmaları sonucunda oluşan girdaplar, çarkın basma yüksekliğinde düşüşe yol açarken, çarkın katı yüzeylerinde oluşan hidrolik tork değerlerinde artış meydana getirebilir. Bu etkilerin bir araya gelmesi, çark performansında belirgin kayıplara neden olabilmektedir. Ayrıca, kanat sarım açısının hatalı belirlenmesi sonucu kanat yüzeylerinde meydana gelen girdaplar, kavitasyon riskini artırabilmektedir [64].



Şekil 3.10. Sarım Açısının Şematik Görünümü [1]

Kanat sarım açısı Eşitlik (3.39) ile hesaplanabilir. Burada yapılmış olan kanat sarım açısı hesaplamasında nokta metodu kullanılmıştır. Nokta metodu kanat giriş ve çıkış açılarının belirli bir r yarıçapında ve merkez açısı ile değişimini analiz etmektedir. Bu süreçte, kanat profili üzerinde çeşitli r yarıçap mesafeleri seçilerek bu mesafelere karşılık gelen kanat açılarına göre merkez açıları hesaplanabilmektedir. Kullanılan nokta sayısının artırılması, kanat sarım açısı hesaplamalarının doğruluğunu artırarak daha hassas sonuçlar elde edilmesini sağlayabilmektedir [64].

$$\varphi = \frac{180}{\pi} \int_{r_1}^r \frac{dr}{r \tan \beta} \quad (3.39)$$

burada φ sarım açısını ifade eder ve herhangi bir r yarıçapında bulunan bir nokta ile r_1 yarıçapındaki bir nokta arasındaki sarım açısındaki değişimi tanımlar [64].

3.2.2. Ara Kanat Yaklaşımı ile Yeni Çark Tasarımı

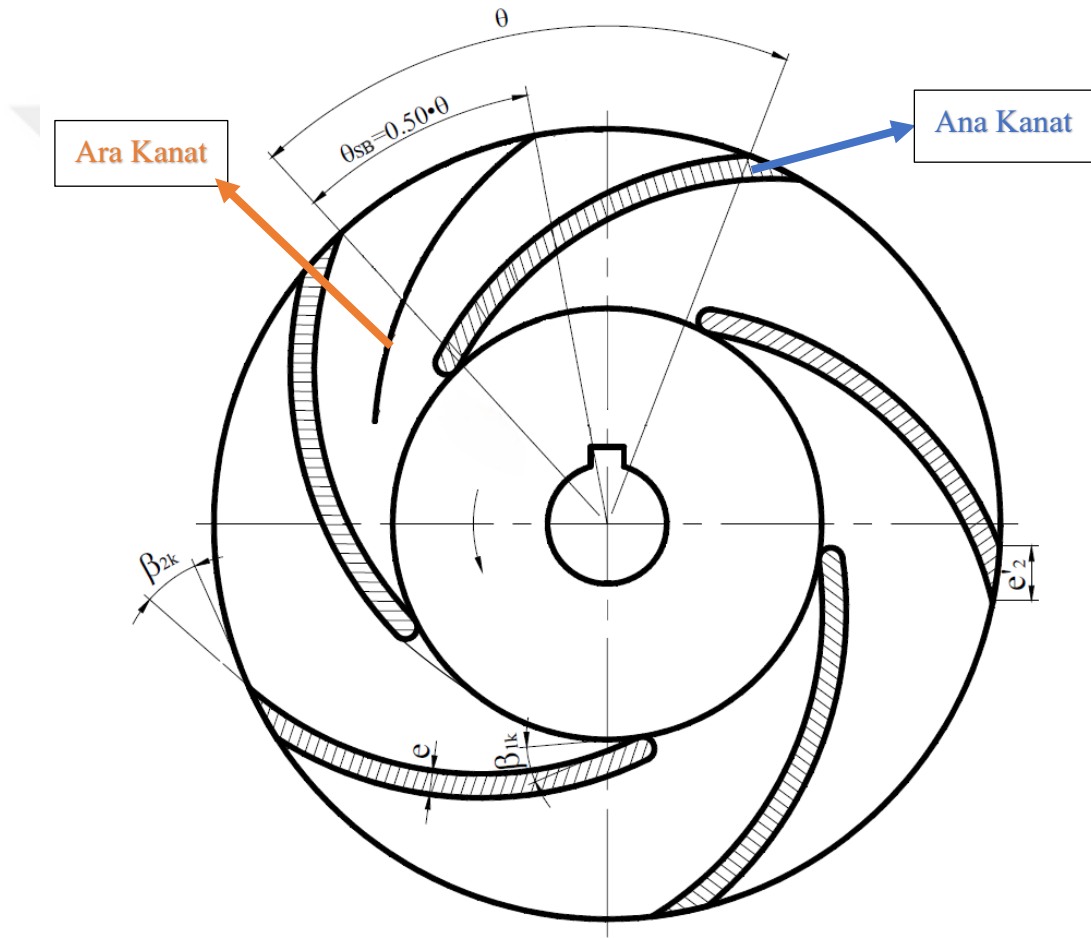
Düşük özgül hıza sahip pompaların en büyük sorunlarından biri olan düşük verim, tasarımsal iyileştirmelerle çözülebilmektedir. Bu sorunun giderilmesi için kanat sayısı ve kanat çıkış açısı dikkatlice belirlendikten sonra iki ardışık ana kanat arasındaki çevresel uzunluğun (θ) belirli bir noktasına, akış karakteristiğini iyileştirmek amacıyla ek bir kanat yerleştirilmesi etkili bir yöntemdir. Akışkan hareketini optimize etmeyi amaçlayan bu yaklaşım, akış ayrılmalarının azaltılması ve

çark performansının iyileştirilmesiyle, pompa verimliliğini artırabilmektedir. İki ana kanat arasındaki çevresel uzunluk (θ) Eşitlik (3.40) ile belirlenebilir. [53].

$$\theta = \frac{\pi \cdot D_2 - z \cdot e'_2}{z} = \frac{\pi \cdot D_2 - z \cdot \frac{e_2}{\sin \beta_{2k}}}{z} \quad (3.40)$$

Bu eşitlikte; D_2 çark çıkış çapı, e_2 çark çıkış kalınlığı, e'_2 kanat çıkış açısı nedeniyle çark çıkış kalınlığındaki büyüme ve z kanat sayısıdır.

İki ana kanat arasına yerleştirilen ara kanadın konumlandırılmasına ilişkin şematik gösterim Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Ara kanadın iki ana kanat arasında konumlandırılması [53]

Bu çalışmada, iki ardışık ana kanat arasına, ana kanat uzunluğunun %25, %50 ve %75’i oranlarında ara kanatlar ilave edilmiştir. Yerleştirilmiş olan bu ara kanatlar, ana kanatlar arasındaki çevresel uzunluğun ortasına, yani geometrik merkez olan ($\theta_{SB} = 0.5\theta$) noktasına konumlandırılmıştır.

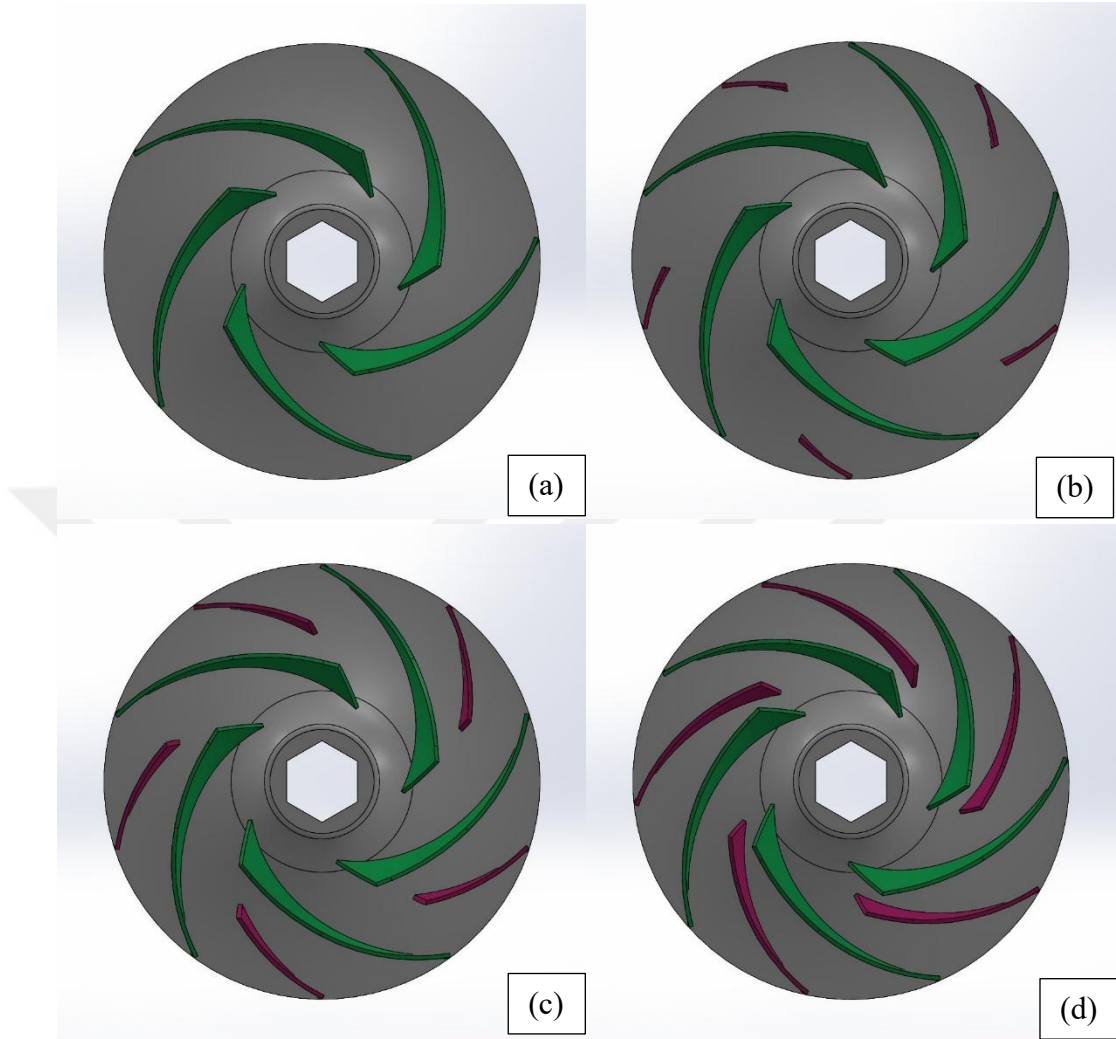
Yeni çark tasarımlarının geliştirilmesi sürecinde, çalışmada kullanılan ve halihazırda bir hidrofor pompasında yer alan mevcut çark tasarımı referans alınarak, pompanın verimi ile basma yüksekliği değerlerini artırmaya yönelik ara kanat ilaveleri gerçekleştirilmiştir. İlk aşamada, 6 ana kanata sahip mevcut çarka, ana kanat uzunluğunun sırasıyla %25'i, %50'si ve %75'i oranında ara kanatlar eklenmiştir. İlerleyen aşamalarda, ana kanat sayısı önce 5'e düşürülmüş ardından 7 ve 8'e çıkarılarak bu yeni ana kanat sayılarına sahip çarklara da aynı yöntemle ara kanatlar ilave edilmiştir. Bu doğrultuda toplam 15 farklı çark tasarımı elde edilmiştir.

Ayrıca bu bölümde, toplam 16 farklı çark tasarımı için sistematik bir isimlendirme yöntemi uygulanmıştır. Bu isimlendirme, çarkların sahip olduğu ana kanat sayısı ile ilave edilen ara kanat boyutları esas alınarak oluşturulmuştur. Aşağıda sunulmuş olan Tablo 3.1'de, z ana kanat sayısını, L_{SB}/L ise ara kanat uzunluğunun ana kanat uzunluğuna oranını ifade etmektedir.

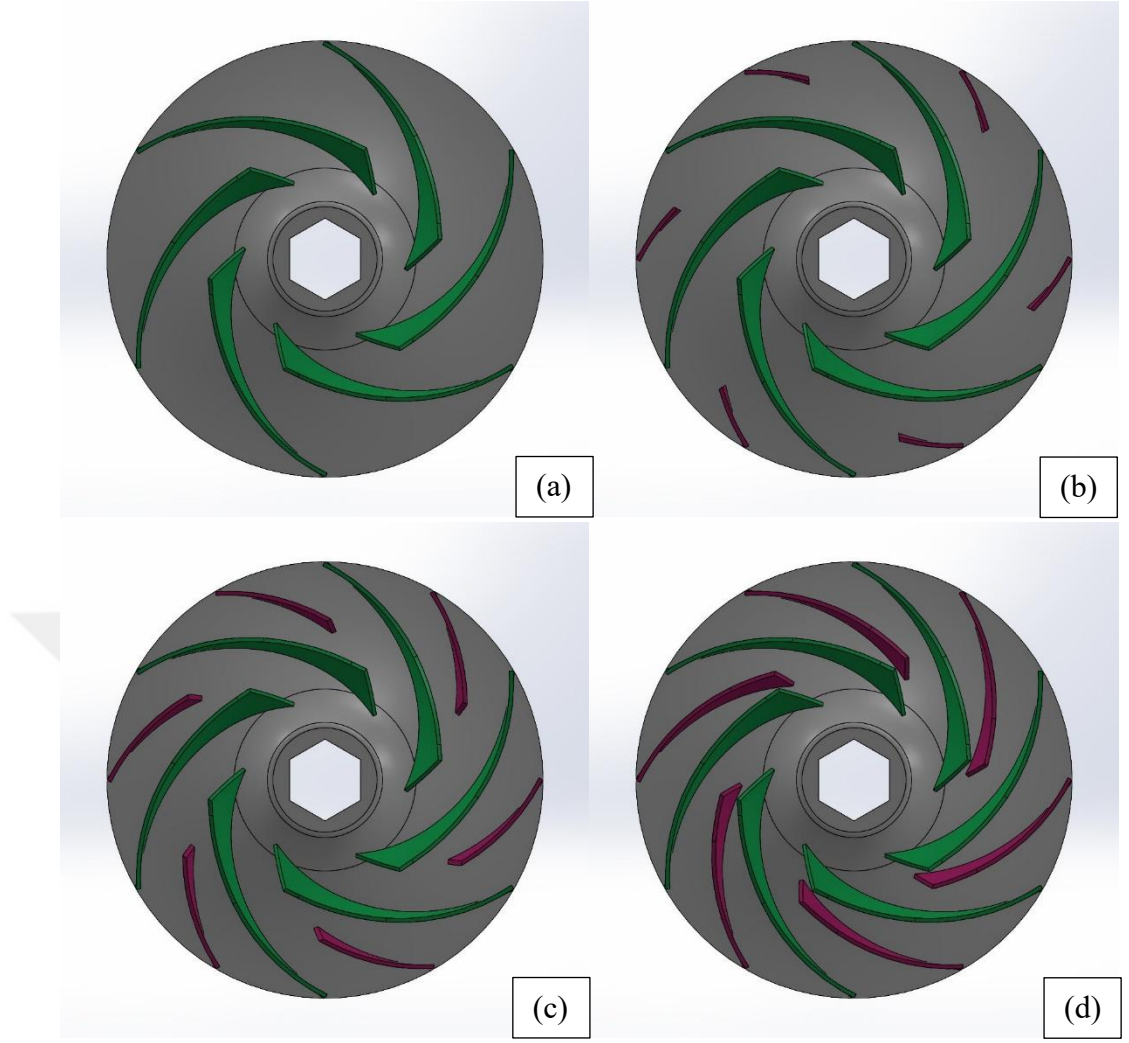
Tablo 3.1 Tasarımlara ait isimlendirme

z	L_{SB}/L	İsim
5	-	Tasarım-1
5	0.25	Tasarım-2
5	0.50	Tasarım-3
5	0.75	Tasarım-4
6	-	Tasarım-5
6	0.25	Tasarım-6
6	0.50	Tasarım-7
6	0.75	Tasarım-8
7	-	Tasarım-9
7	0.25	Tasarım-10
7	0.50	Tasarım-11
7	0.75	Tasarım-12
8	-	Tasarım-13
8	0.25	Tasarım-14
8	0.50	Tasarım-15
8	0.75	Tasarım-16

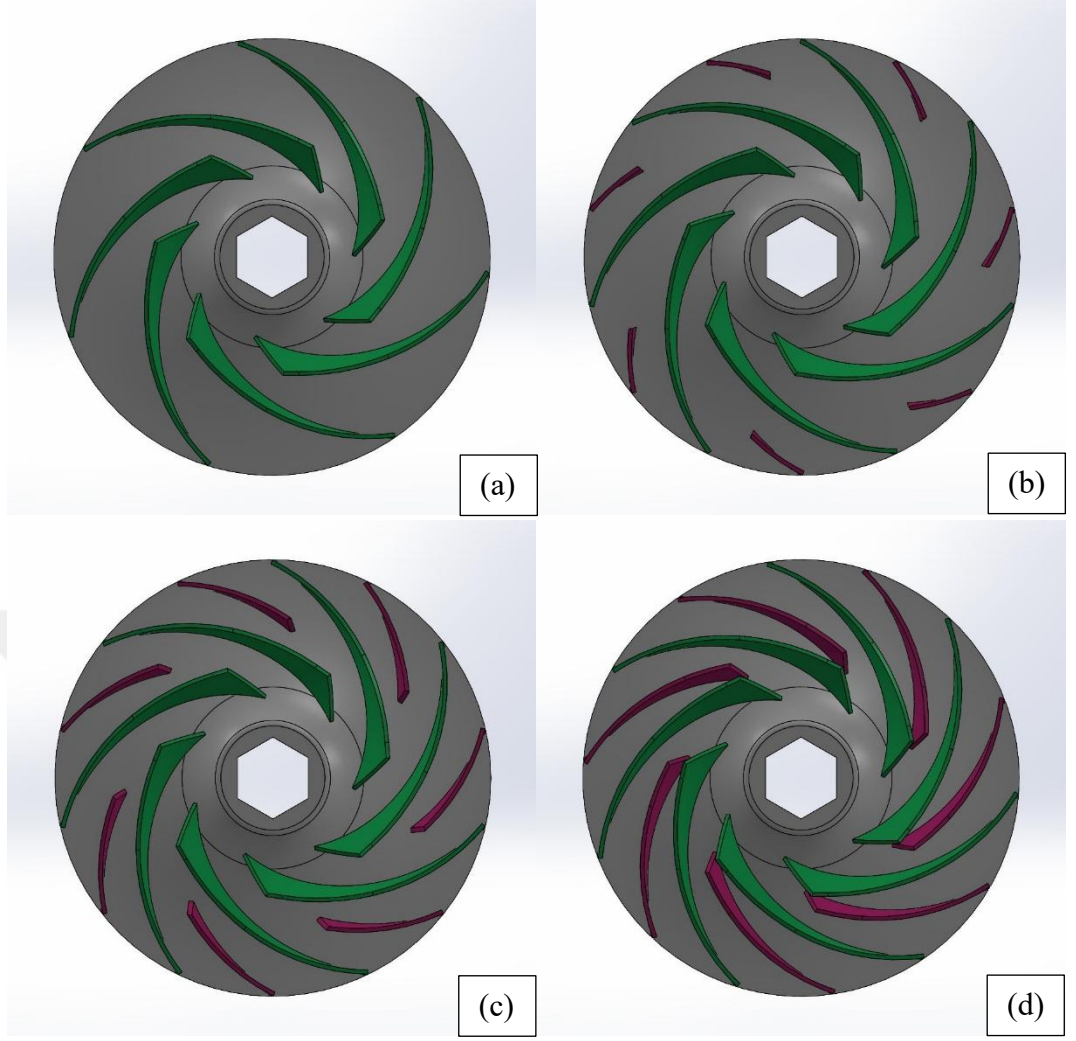
Tasarlanmış 5, 6, 7 ve 8 ana kanat sayısına sahip çarklara ait görseller Şekil 3.12 - Şekil 3.15'te sunulmuştur.



Şekil 3.12. Beş ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)



Şekil 3.13. Altı Ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8)



Şekil 3.14. Yedi ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12)



Şekil 3.15. Sekiz ana kanata sahip çarklar (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16)

Çalışma süresince, mevcut pompa ve çark geometrisine yalnızca ara kanat ilavesi yapılmış; bunun dışında herhangi bir tasarımsal değişikliğe gidilmemiştir. Yeni çark tasarımlarında kullanılan ara kanatlar, ana kanadın belirli oranlarda kısaltılmış versiyonları olduğundan, farklı boyutlardaki ara kanatların giriş açıları da birbirinden farklıdır. Mevcut çarka ve geliştirilen yeni tasarımlara ait temel geometrik parametreler Tablo 3.2’de verilmiştir. Bu tabloda, ara kanatlara ait giriş açıları β_3 sembolü ile gösterilmektedir.

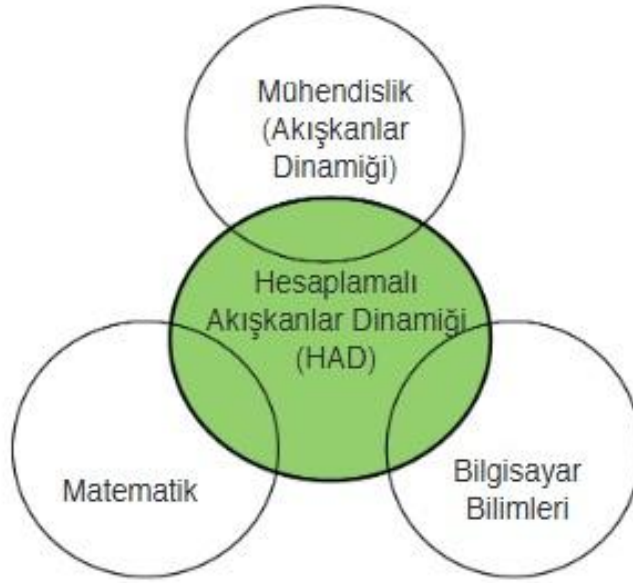
Tablo 3.2. Mevcut çark tasarımı ve yeni çark tasarımlarına ait parametreler

Parametre	$L_{SB}/L = -$ Mevcut Çark (Tasarım-5) ve Tasarım-1,9,13	$L_{SB}/L=0.25$ Tasarım- 2,6,10,14	$L_{SB}/L=0.50$ Tasarım- 3,7,11,15	$L_{SB}/L=0.75$ Tasarım- 4,8,12,16
D_0 (mm)	54 mm	54 mm	54 mm	54 mm
D_1 (mm)	43.5 mm	43.5 mm	43.5 mm	43.5 mm
D_2 (mm)	101.7 mm	101.7 mm	101.7 mm	101.7 mm
φ (°)	96.4°	96.4°	96.4°	96.4°
b_1 (mm)	10.1 mm	10.1 mm	10.1 mm	10.1 mm
b_2 (mm)	5.7 mm	5.7 mm	5.7 mm	5.7 mm
e (mm)	1 mm	1 mm	1 mm	1 mm
β_1 (°)	27.6°	27.6°	27.6°	27.6°
β_2 (°)	30.63°	30.63°	30.63°	30.63°
β_3 (°)	-	31.5°	30.9°	30.2°

3.2.3. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

Günümüzde HAD hem endüstriyel uygulamalarda hem de akademik çalışmalarda kendine önemli bir yer edinmiştir. İlk olarak uzay ve havacılık gibi ileri teknoloji gerektiren mühendislik projelerinde popülerleşmiş olsa da zamanla modern mühendislikte karşılaşılan karmaşık problemlerin çözümü içinde yaygın bir araç haline gelmiştir. HAD’ın temelini oluşturan alanlar akışkanlar mekaniği ve ısı transferidir. Yeni ve geliştirilmiş sistem tasarımlarının hayata geçirilmesi ve mevcut ekipmanların optimize edilmesi nümerik simülasyonlar sayesinde mümkün olmuştur. Bu da verimliliğin artmasını ve işletme maliyetlerinin düşürülmesini sağlamıştır [66].

Popülerliği her geçen gün artıyor olsa da "HAD aslında nedir?" sorusu hala merak uyandırmaktadır. Geçmişe bakıldığında, HAD'in akışkanlar mekaniğini yalnızca matematikle değil, aynı zamanda Şekil 3.16'da gösterildiği gibi bilgisayar bilimleriyle de bütünleştirerek ortaya çıkan disiplinler arası bir alan olduğu görülmektedir. Akışkanlar mekaniği, temel olarak akışkanların hareketli ve durgun durumlarını inceler. HAD ise özellikle hareket halindeki akışkanlara odaklanarak akış davranışlarının ısı transferi ve yanmalı akışlar gibi kimyasal reaksiyonları içeren prosesler üzerindeki etkilerini analiz etmektedir. Ayrıca, akışkan hareketinin fiziksel yönleri genellikle kısmi diferansiyel denklemler şeklinde ifade edilmekte ve bu denklemler HAD denklemleri (süreklilik, momentum ve enerji denklemleri) olarak adlandırılmaktadır. Bu denklemlerin çözümlenebilmesi için bilgisayar bilimcileri ileri seviye programlama dilleri kullanarak yazılım kodları ve paketleri geliştirmektedir [66].



Şekil 3.16. HAD ile ilişkili disiplinler [66]

HAD, temel ve uygulamalı araştırmaların dışında endüstriyel uygulamalarda da çok tercih edilen bir araç olarak öne çıkmaktadır. Günümüzde nümerik simülasyonlar, akışkanlar mekaniğiyle ilgili birçok alanda giderek daha fazla kullanılmaktadır. HAD, tasarım ve optimizasyon çalışmalarında sistem bileşenlerinin performansını değerlendirmek ve iyileştirmek için önceden daha fazla bilgi edinilmesine imkan tanımaktadır. Dünyamıza dikkatlice bakıldığında, her şeyin bir

akışkan ile etkileşim içinde olduğu görülmektedir. Bu bağlamda HAD'in potansiyel kullanım alanları son derece geniş bir yelpazeye sahiptir [66].

3.2.3.1. Tekil Çarklara Ait Nümerik Simülasyonlar

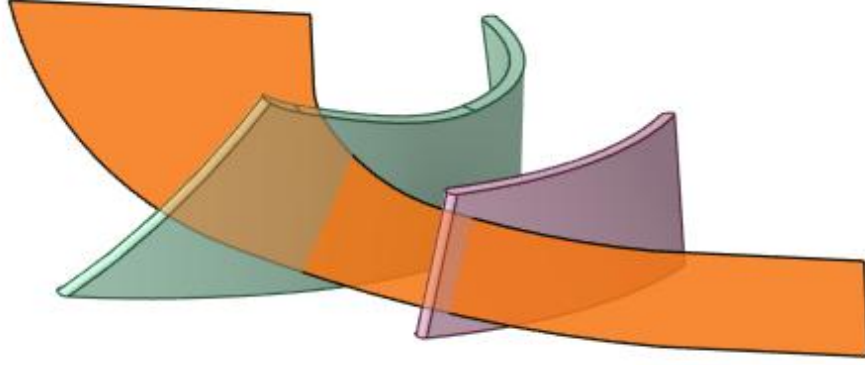
Bu başlık altında, mevcut çark ve tasarlanan 15 yeni çarka ait tekil nümerik simülasyon sürecine ilişkin aşamalar detaylı olarak ele alınmıştır. Tüm nümerik simülasyonlar, mevcut pompanın en verimli çalışma noktasına karşılık gelen $15\text{m}^3/\text{saat}$ debi değerinde gerçekleştirilmiştir.

Akış Bölgesinin Oluşturulması

Herhangi bir HAD simülasyonunda ilk adım, hesaplamalar için incelenen geometriye ait akış bölgesinin oluşturulmasıdır. Bu çalışmada, çarklara ait akış bölgesinin oluşturulması amacıyla öncelikle ANSYS SpaceClaim [61] yazılımı kullanılarak çarka ait akış yolu (flowpath) çıkarılmıştır. Akış yolu, akışkan makinelerinde akan sıvının rotor (çark) üzerinde izlediği yoldur. Akış yolu ve çark kanatlarına ait yüzeyler, ANSYS TurboGrid [62] yazılımında çark geometrisinin doğru şekilde tanımlanabilmesi ve ağ oluşturma sürecinin sorunsuz ilerleyebilmesi için isimlendirilmiştir.

Şekil 3.17'de ara kanat ilaveli bir çark tasarımına ait kanatların ve akış yolunun ANSYS TurboGrid'e [62] aktarılmaya hazır halinin görseli eklenmiştir. Simülasyonu gerçekleştirilmiş olan tüm çarklar benzer şekilde hazırlanmıştır.

ANSYS TurboGrid [62] yazılımı yalnızca ağ üretimi odaklı olduğundan, oluşturulan akış hacmi doğrudan kullanıcıya sunulmamaktadır. Bu nedenle, simülasyon sürecinde ihtiyaç duyulan akış hacmi verisi, ağın aktarıldığı simülasyon yazılımları aracılığıyla elde edilebilir.



Şekil 3.17. Akış yolu ve çark kanatları

Çözüm Ağının Oluşturulması

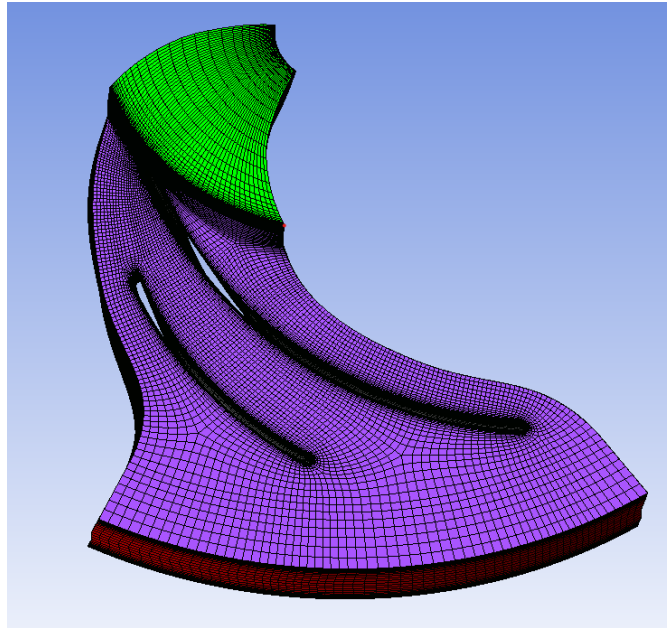
Gerçekleştirilmiş olan HAD simülasyonlarında en kritik aşamalarından biri, ağ örgüsünün oluşturulması sürecidir. Tutarlı ve güvenilir sonuçlar elde edebilmek için uygun bir sayısal çözüm ağı tasarlanmalıdır. Ağ örgüsü, simülasyon yapılacak geometrinin çok sayıda küçük hacimlere bölünmesiyle oluşturulur. Her bir ağ elemanının köşesinde yer alan noktalar "düğüm noktaları" olarak adlandırılır ve tüm hesaplamalar bu düğüm noktaları temel alınarak gerçekleştirilir [67].

Akış hacminde oluşturulan ağ sayesinde, kontrol hacimleri olarak adlandırılan hücrelerde ayrıştırılmış korunum denklemleri çözülür ve basınç, hız gibi akış değişkenleri hesaplanır. Bu nedenle sayısal ağın kalitesi akış çözümünün doğruluğunu önemli ölçüde etkilemektedir [68].

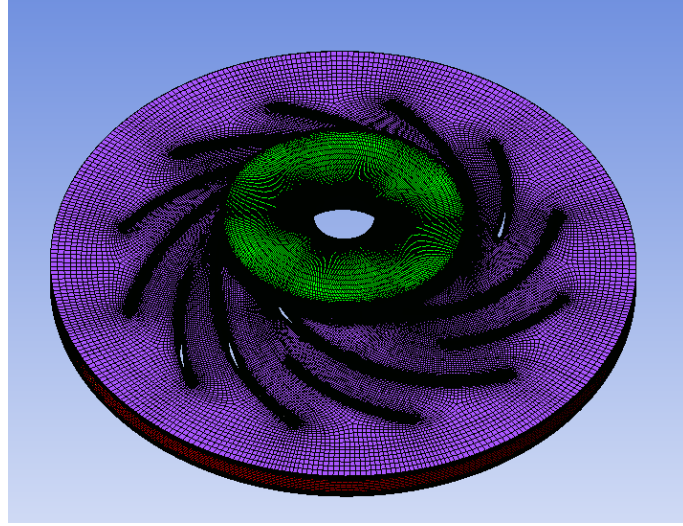
Günümüzde, üç temel ağ yapısı kullanılmaktadır bunlar; yapısal sayısal ağ, yapısal olmayan sayısal ağ ve hibrit sayısal ağdır. Yapısal sayısal ağ, 2D uygulamalarında quadrilateral, 3D uygulamalarında ise hexahedral elemanlar kullanılarak düzenli ve tekrarlayan bir yapıda oluşturulmaktadır. Yapısal olmayan ağlarla karşılaştırıldığında, ağ oluşturma sürecinin daha uzun sürmesi gibi eksileri bulunsa da eşit sayıda kontrol hacmine sahip ağlar için daha hızlı yakınsama, daha gerçekçi sonuçlar elde etme ve aynı hacmi oluşturmak için daha az eleman gereksinimi gibi önemli avantajlar sunmaktadır [68].

Yapısal olmayan sayısal ağ, 2 boyutlu için üçgen, 3 boyutlu için ise tetrahedral elemanlarla oluşturulmaktadır. Yapısal ağlarla mukayese edildiğinde, özellikle karmaşık geometrilerde sağladığı kolaylık ve daha kısa sürede çözüm elde edebilme gibi avantajlara sahiptir. Ayrıca, daha az zaman ve çaba harcayarak ağ oluşturabilmesi önemli bir kolaylık sunar. Ancak, bu tür ağların dezavantajları arasında daha uzun hesaplama süreleri ve yüksek bilgisayar belleği gereksinimi yer almaktadır [68]. Hibrit sayısal ağlar olarak adlandırılan ağlar ise hexahedral ve tetrahedral elemanların bir arada kullanıldığı ağ yapılarıdır [68].

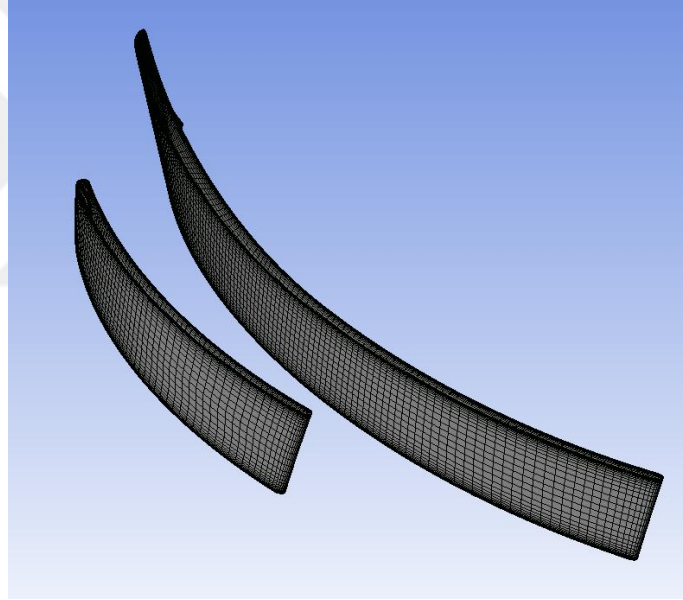
Bu çalışmadaki tekil çark simülasyonlarında ağ yapısı ANSYS TurboGrid [62] kullanılarak oluşturulmuş ve hexahedral elemanlar kullanılmıştır. ANSYS TurboGrid, turbomakinelerdeki karmaşık kanat geometrileri için yüksek kaliteli ağ yapıları üretebilen gelişmiş bir ağ oluşturma yazılımıdır. Otomatik ağ üretim özellikleri sayesinde kullanıcıya zaman kazandırır ve tutarlı simülasyonlar için gerekli detaylı ağ yapısını hızlıca sunar. Ayrıca, tamamen serbest bırakılmış hibrit mesh desteği ile özellikle çark gibi karmaşık bileşenlerde yüksek doğrulukta ve hassasiyette ağ üretimini mümkün kılar. Bu olanaklar, simülasyon sonuçlarının güvenilirliğini ve doğruluğunu önemli ölçüde artırmaktadır [62]. Şekil 3.18 - Şekil 3.20’de sırasıyla periyodik akış hacmine ait ağ yapısı, çarka ait akış hacminin ağ yapısı ve kanatlara ait ağ yapısı gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Ara kanatlı bir çark tasarımına ait periyodik akış hacminin üzerinde oluşturulan ağ yapısı



Şekil 3.19. Ara kanatlı bir çark tasarımına ait akış hacminin üzerinde oluşturulan ağ yapısı



Şekil 3.20. Ara kanatlı bir çark tasarımında kanatlar üzerinde oluşturulmuş ağ yapısı

ANSYS TurboGrid kullanılarak ağ yapısı oluşturulurken, yazılım tarafından yüksek kaliteli ağlar üretilmiş olsa da yapılan simülasyonlardan edinilen deneyimlere göre “Orthogonality Angle” ve “Edge Length Ratio” değerlerinin olabildiğince düşük tutulduğu ağ yapıları daha güvenilir ve kararlı sonuçlar sağlamaktadır.

Tablo 3.3'te gerçekleştirilmiş 16 çark simülasyonuna ait düğüm ve eleman sayıları verilmiştir.

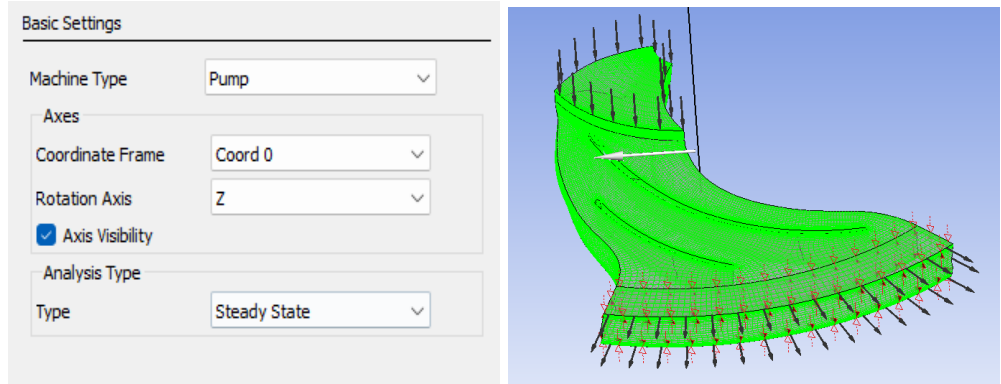
Tablo 3.3 Çark simülasyonlarına ait düğüm ve eleman sayıları

z	L_{SB}/L	Tasarım İsmi	Düğümler	Elemanlar
5	-	Tasarım-1	416556	393995
5	0.25	Tasarım-2	712940	678678
5	0.50	Tasarım-3	535977	506958
5	0.75	Tasarım-4	440028	413770
6	-	Tasarım-5	329274	309600
6	0.25	Tasarım-6	553332	523412
6	0.50	Tasarım-7	417240	391720
6	0.75	Tasarım-8	362814	339174
7	-	Tasarım-9	239970	223880
7	0.25	Tasarım-10	425232	399280
7	0.50	Tasarım-11	363902	340395
7	0.75	Tasarım-12	256920	237220
8	-	Tasarım-13	200312	185571
8	0.25	Tasarım-14	419580	393470
8	0.50	Tasarım-15	303168	281294
8	0.75	Tasarım-16	254100	234146

Akışkan Özelliklerinin, Akış Fiziğinin ve Sınır Şartlarının Belirlenmesi

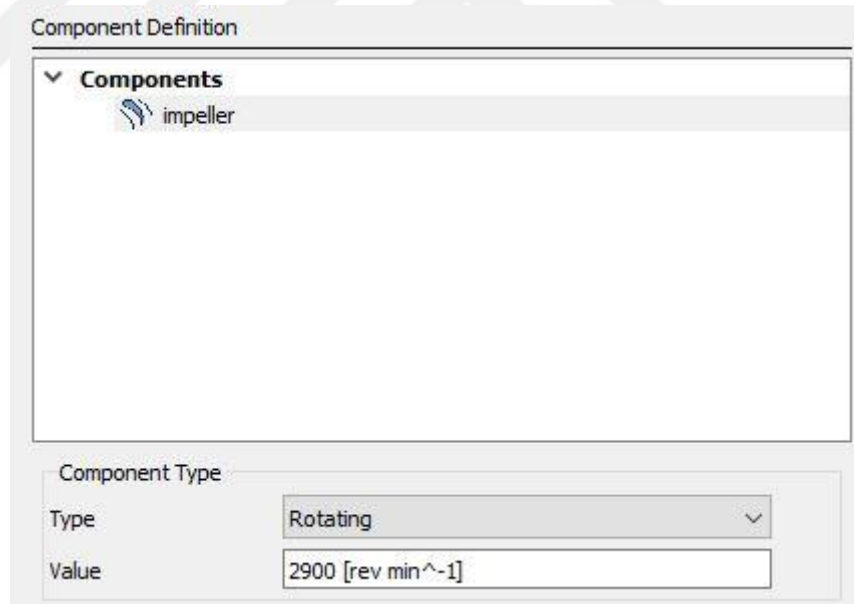
Bu çalışmada, akış çözümlemeleri için sonlu hacimler yöntemiyle çalışan ANSYS CFX yazılımı kullanılmıştır. ANSYS CFX; pompalar, türbinler, kompresörler, fanlar ve diğer döner makinelerin tasarımı ile optimizasyonunda yaygın olarak tercih edilen bir HAD yazılımıdır [59]. CFX'in sahip olduğu Turbo Mod özelliği turbomakine uygulamalarında simülasyon kurulumunu büyük ölçüde kolaylaştırmaktadır. Bu kapsamda, gerçekleştirilmiş olan çark simülasyonlarına ait kurulum adımları aşağıda ayrıntılı şekilde sunulmuştur.

Bu çalışmada çark içindeki akış zamana bağlı olmayan (daimi) akış kabulü ile incelenmiştir. Çarkın dönüş yönü saat yönünün tersine olup, bu bilgiler Şekil 3.21’de gösterildiği gibi yazılıma tanımlanmıştır.



Şekil 3.21. Çözüm için belirlenen genel kabul şartları

Tekil çark simülasyonlarında, yalnızca çarka ait akış hacmini içeren dönen bir akış alanı oluşturulmuştur. Çarkın 2900 d/d'lik dönüş hızı, bu akış alanına tanımlanmıştır (Şekil 3.22).



Şekil 3.22. Çark simülasyonlarına ait bileşen tanımlaması

Bir sonraki aşamada, sınır koşulları detaylı şekilde tanımlanmalıdır. Bu kapsamda; akışkanın tipi, referans basınç, ısı transferinin simülasyona dahil edilip edilmeyeceği, türbülans modeli, giriş basıncı, akış yönü ve çıkış debisi gibi parametreler belirlenmelidir. Ayrıca çıkış debisinin tüm çark için mi yoksa sadece bir akış pasajı için mi geçerli olduğu bilgisi de yazılıma tanımlanmalıdır. Bu tez

kapsamında ısı transferi incelenmemektedir. Şekil 3.23’de çark simülasyonlarına ait sınır koşulları detaylı olarak gösterilmiştir.

Physics Definition

Fluid: Water

Model Data

Reference Pressure: 0 [atm]

Heat Transfer: None

Turbulence: Shear Stress Transport

Inflow/Outflow Boundary Templates

☐ None

☐ P-Total Inlet P-Static Outlet

☒ P-Total Inlet Mass Flow Outlet

☐ Mass Flow Inlet P-Static Outlet

Inflow

P-Total: 1 [atm]

Flow Direction: Normal to Boundary

Outflow

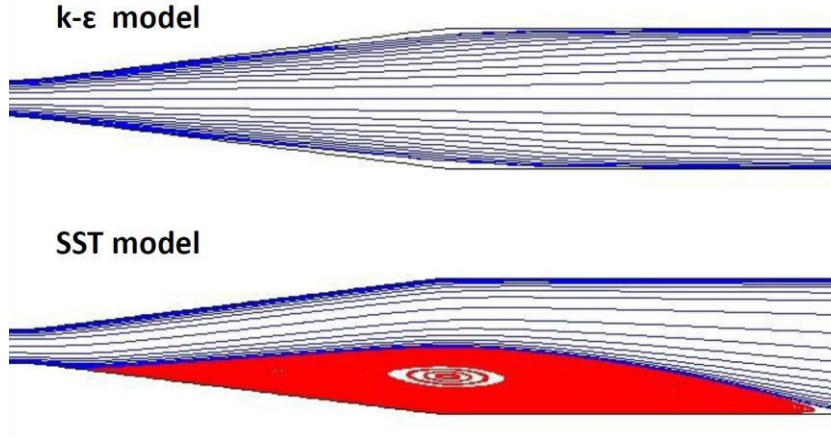
Mass Flow: Per Machine

Mass Flow Rate: 4.167 [kg s⁻¹]

Şekil 3.23. Çark simülasyonlarına ait sınır koşullarının tanımlanması

Türbülans modelinin belirlenmesi, ele alınan akışkan problemine ve mevcut çözüm kaynakları ile kısıtlamalara bağlı olarak farklılık gösterebilir. Bu çalışmada, turbomakinalar için yaygın bir tercih olan SST (Shear Stress Transport) türbülans modeli seçilmiştir. SST modeli, özellikle akış ayrılmalarını öngörme konusunda diğer iki denklemlili modellere kıyasla daha üstün performans göstermektedir [68].

Şekil 3.24’te bir difüzördeki duvar boyunca oluşan akış ayrılması ve döngüsel hareket, SST modeli kullanılarak deney sonuçlarına oldukça uyumlu bir şekilde simüle edilebilmiştir. Ancak, en yaygın kullanılan türbülans modellerinden biri olan k-ε modelinde, akıştaki kopma fenomeni hiç gözlemlenmemiştir. Akış ayrılmalarını doğru şekilde öngörebilmek, turbomakina bileşenlerinin performans karakteristiklerini doğru bir şekilde belirlemek açısından kritik öneme sahiptir [68].



Şekil 3.24. k- ϵ ve SST türbülans modelleri ile elde edilen akış çizgileri [68].

SST modeli, k- ω modelinin geliştirilmiş bir versiyonudur. Bu model, duvar yakınındaki alanlarda standart k- ω modelini, duvardan uzak serbest akış bölgelerinde ise standart k- ϵ modelini kullanmaktadır. Bu geçiş, her iki modeli birleştiren özel bir fonksiyon aracılığıyla gerçekleştirilmektedir. SST modeli, her iki yaklaşımın güçlü yönlerini bir araya getirerek avantaj sağlar; k- ϵ modeli serbest akış bölgelerinde daha iyi performans gösterirken, k- ω modeli özellikle duvar yakınındaki alanlarda daha doğru sonuçlar sunmaktadır [68].

Duvar çevresindeki akışı gerçeğe yakın bir şekilde saptayabilmek; basınç düşüşleri, akış ayrılmaları ve döngüsel akışlar gibi fenomenlerin öngörülmesi açısından büyük önem arz eder. ANSYS CFX yazılımında ise kullanılacak duvar yakını modeli, tercih edilen türbülans modeline bağlı olarak değişiklik göstermektedir [68].

Duvar çevresindeki koşullar genellikle öngörülebilir olduğundan duvar kenarındaki akış, sınır tabakasını doğrudan çözmeye gerek kalmadan duvar fonksiyonları olarak adlandırılan deneysel formüller yardımıyla belirlenebilmektedir. Bu duvar fonksiyonlarının, standart ve scalable gibi çeşitli türleri vardır [68].

Düşük Reynolds sayısı formülasyonu ise duvar yakını modellemeye diğer bir yaklaşımdır. Burada bahsedilen Reynolds sayısı, viskoz alt tabakada düşük değerler gösteren türbülanslı Reynolds sayısını ifade etmektedir. Bu yaklaşımda, duvara oldukça yakın konumda bulunan viskoz alt tabakanın detaylı bir şekilde çözülmesi amaçlanmaktadır. Ancak bu durum, duvar çevresinde son derece ince ve yoğun bir

sayısal ağ yapısının kullanılmasını gerektirir. Bununla birlikte, endüstriyel uygulamaların büyük bir kısmında her duvar için bu denli yoğun bir ağ yapısının oluşturulması pratik açıdan oldukça zorlu olmaktadır [68].

SST türbülans modeli, otomatik duvar yakını yaklaşımını temel alır. Bu yaklaşım hem yukarıda belirtilen duvar fonksiyonlarını hem de düşük Reynolds sayısı yöntemini bir arada kullanan bir duvar yakın modelleme tekniğidir [68].

Son aşamada, model üzerinde toplam altı adet sınır koşulu tanımlanmıştır. Bunlar; kanatlar, üst muhafaza, alt muhafaza, giriş, çıkış ve simetri sınırlarıdır. Her bir sınırın detaylı açıklaması aşağıda sunulmaktadır.

- Giriş sınırında, akış spesifikasyonu olarak sabit çerçeve toplam basınç seçeneği tercih edilmiş ve giriş basıncı 1 atm olarak tanımlanmıştır. Akış yönü, yüzeye dik olacak şekilde belirlenmiştir.
- Çıkış sınırında, pompaya ait debi değeri tanımlanmış ve bu değer tüm akış alanı için geçerli olacak şekilde uygulanmıştır.
- Alt ve üst muhafazalar ile kanat yüzeyleri duvar olarak tanımlanmış, bu bölgelere kaymazlık sınır şartı uygulanmıştır.
- Simetri sınırı, alt ve üst muhafazalar ile çıkış bölgesi arasında kalan ve çark geometrisinin TurboGrid'e aktarımı sırasında çıkış uzatılması nedeniyle oluşturulan alana uygulanmıştır. Bu bölgeye simetri sınır koşulu tanımlanarak, simülasyon sonucunu etkilemeyecek şekilde modellenmesi sağlanmıştır.

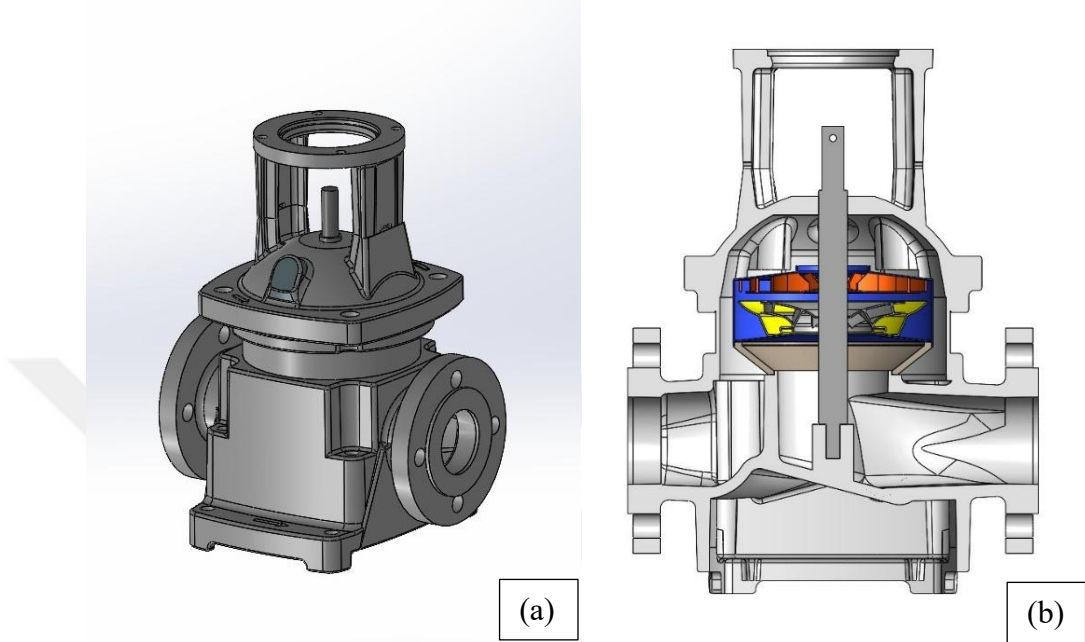
Çözüm

Sınır şartlarının tanımlanmasının ardından, çözüm için uygun bir yakınsama kriteri belirlenmesi gerekmektedir. Çark simülasyonlarında, residuals (artık değerlerin) 10^{-5} 'ün altına inmesi yakınsama kriteri olarak seçilmiştir. Yapılan simülasyonların yaklaşık 200 ila 250 iterasyon sonunda bu kriteri karşıladığı gözlemlenmiştir.

3.2.3.2. Pompa Simülasyonları

Mevcut çark ve 15 adet yeni tasarım çarkın tekil simülasyonları sonucunda, en yüksek verim değerine sahip yeni tasarım çark ile mevcut çark birbirlerinden bağımsız olarak aynı pompa sistemine ayrı ayrı entegre edilmiştir. Ardından bu çarkların pompa içindeki çalışma performansları karşılaştırılmıştır. Pompa simülasyonları tek kademe

için pompaya ait en verimli noktada gerçekleştirilmiştir. Pompanın akış hacmi hazırlanmadan önce akışa etkisi olmayan kısımlar geometriden çıkartılmıştır. Tek kademeli hidrofor pompaya ait katı model görüntüsü Şekil 3.25'te verilmiştir.

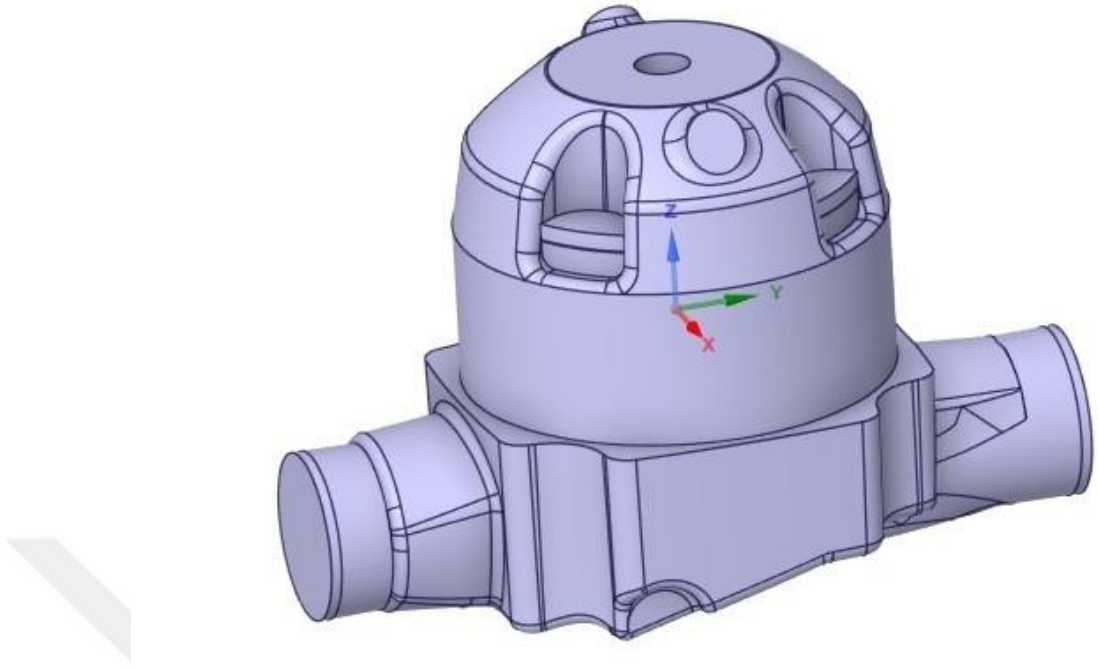


Şekil 3.25. Seçili tek kademeli pompanın akış hacmi çıkartılması için hazırlanmış katı modeli (a) Dıştan görünüm (b) Kesit görünümü

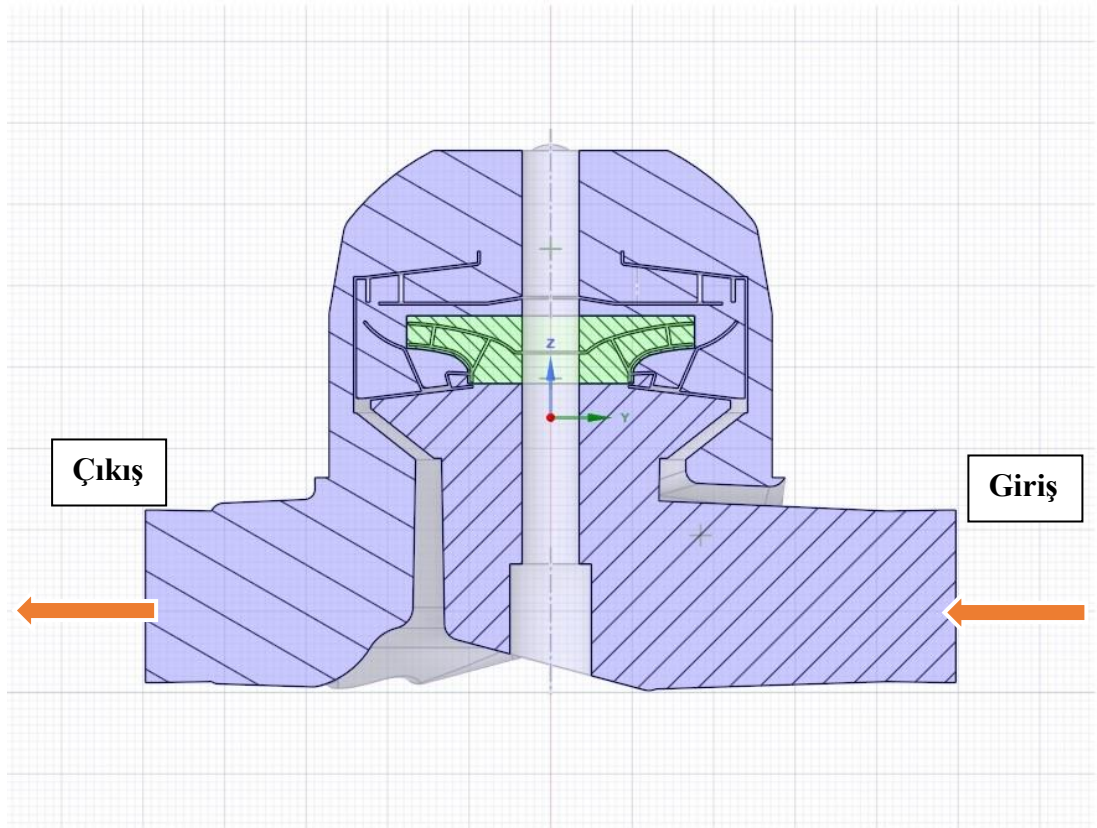
Şekil 3.25'te verilmiş katı modelde lacivert kısım kademe sacı, sarı kısım kademe- çark boğaz sacı, gri kısım çark, kırmızı kısım ise difüzördür.

Akış Bölgesinin Oluşturulması

Pompa geometrisine ait akış hacmi ANSYS SpaceClaim [61] yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Şekil 3.26'da pompanın genel akış hacmi, Şekil 3.27'de ise akışkanın giriş ve çıkış yönlerini gösteren kesit görüntüsü sunulmuştur. Şekil 3.27'de yeşil renkle gösterilen bölge çarka ait akış hacmini temsil etmektedir.



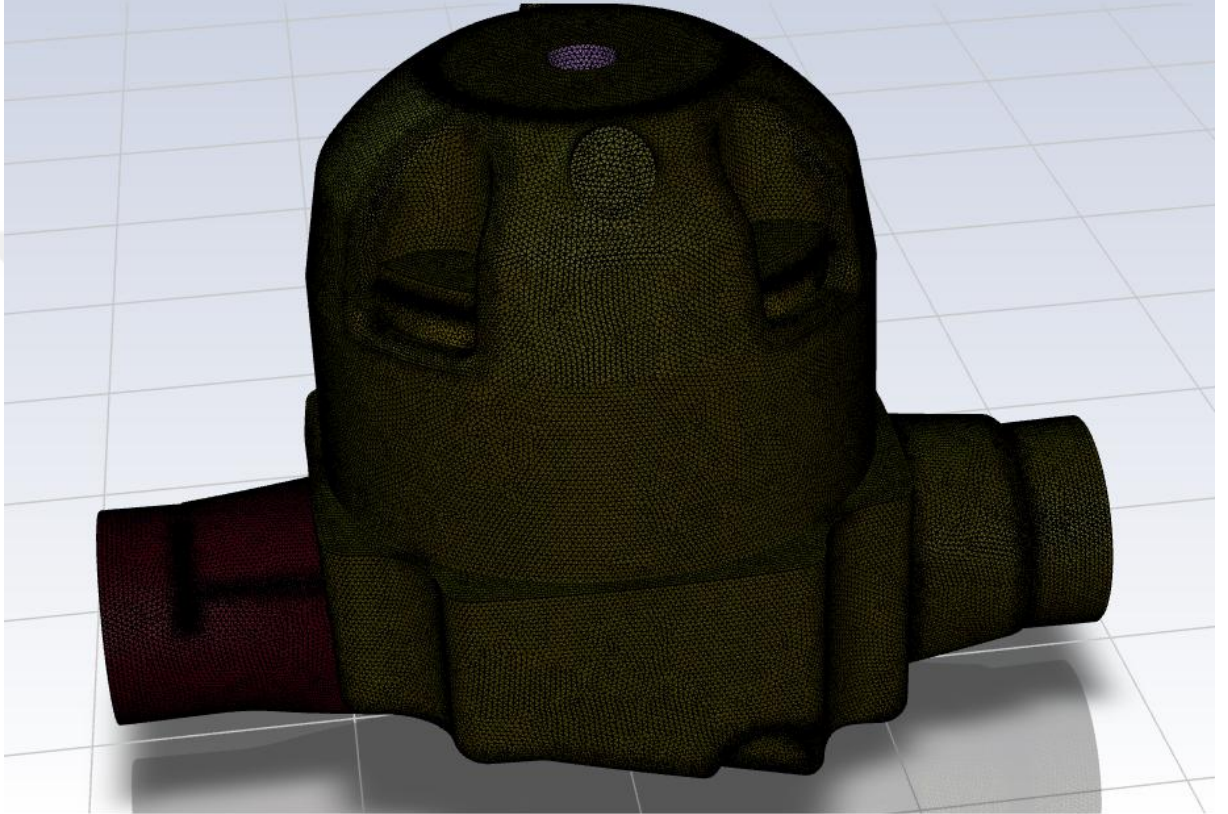
Şekil 3.26. Pompanın akış hacmi



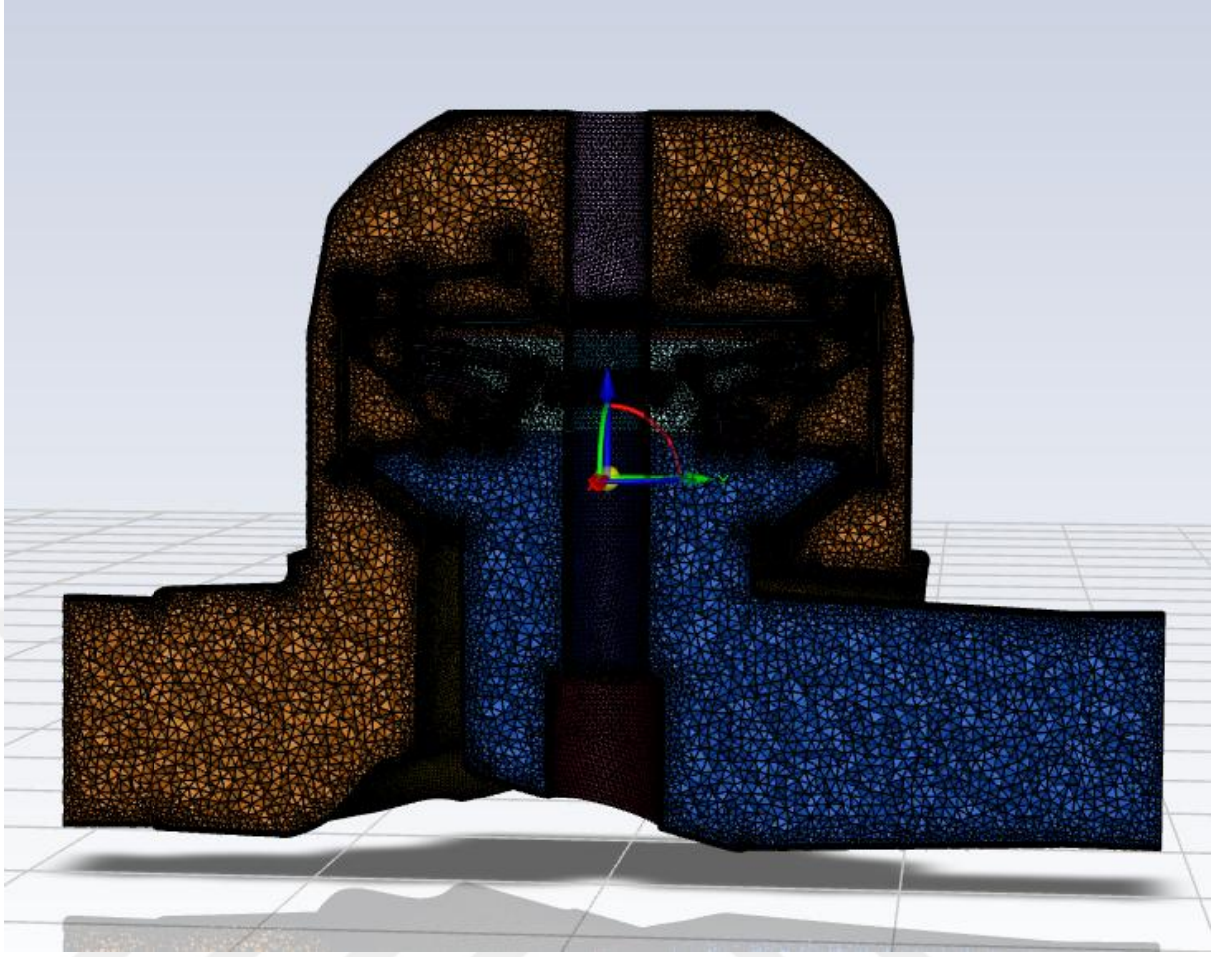
Şekil 3.27. Pompanın akış hacminin kesit görünümü

Çözüm Ağının Oluşturulması

Bu aşamada, pompa geometrisine ait ağ yapısı ANSYS Fluent yazılımının Mesh modülü aracılığıyla oluşturulmuş ve ağ yapısında tetrahedral elemanlar tercih edilmiştir. Şekil 3.28’de pompanın genel akış hacmine ait ağ yapısı, Şekil 3.29’da ise bu yapının kesit görünümü verilmiştir.

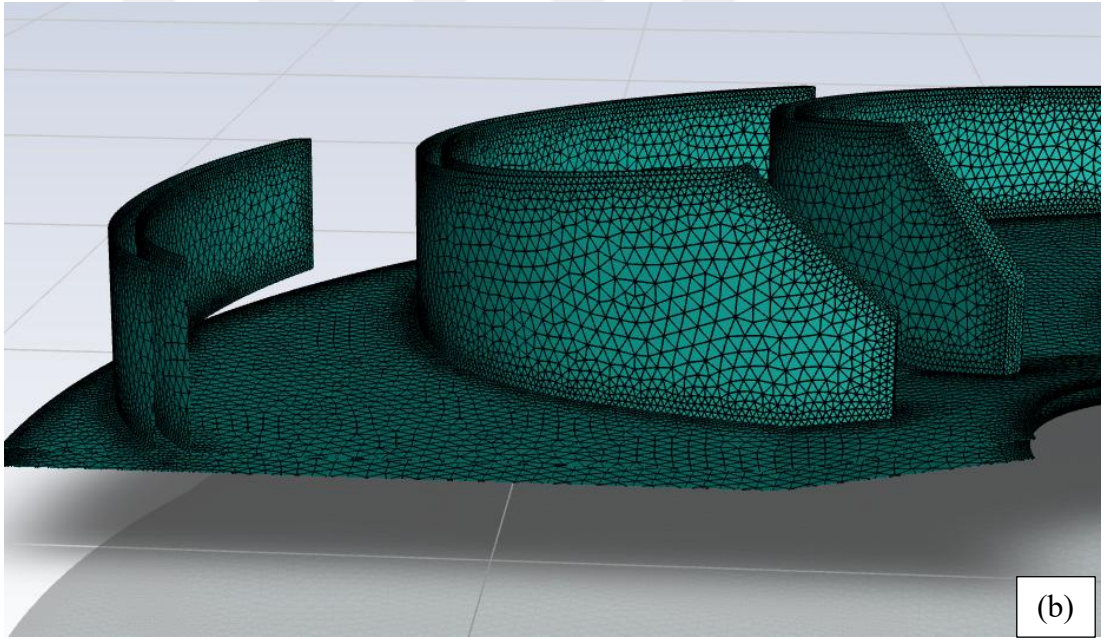
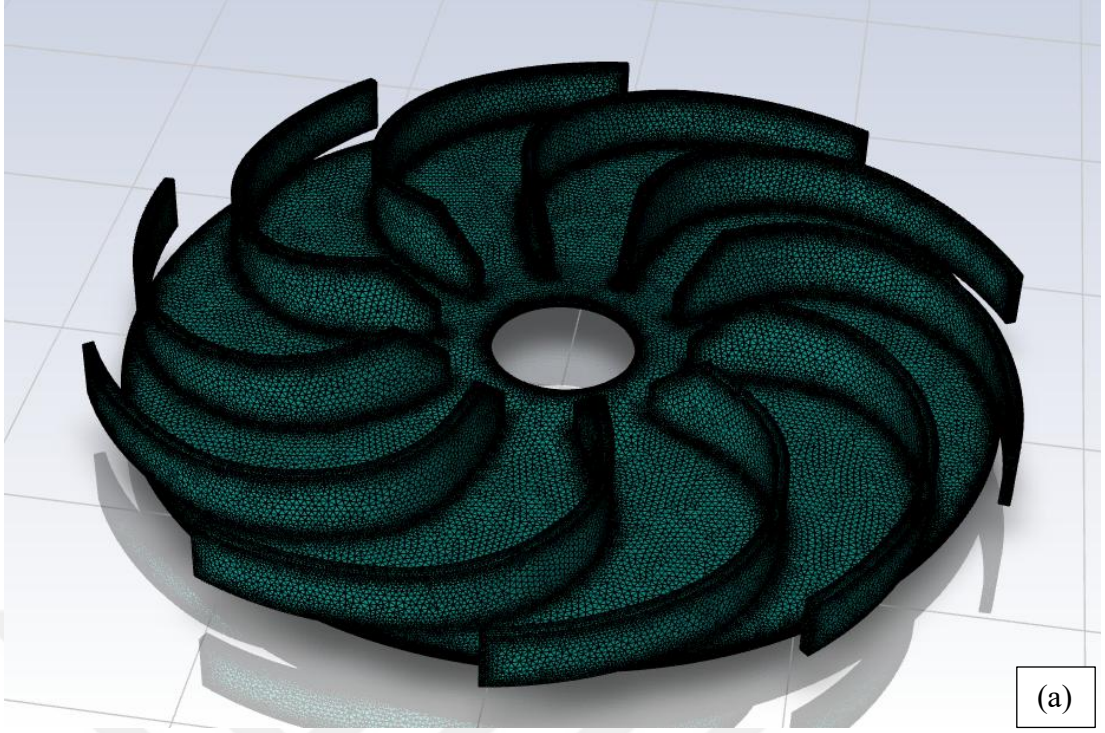


Şekil 3.28. Pompanın akış hacmine ait ağ yapısı

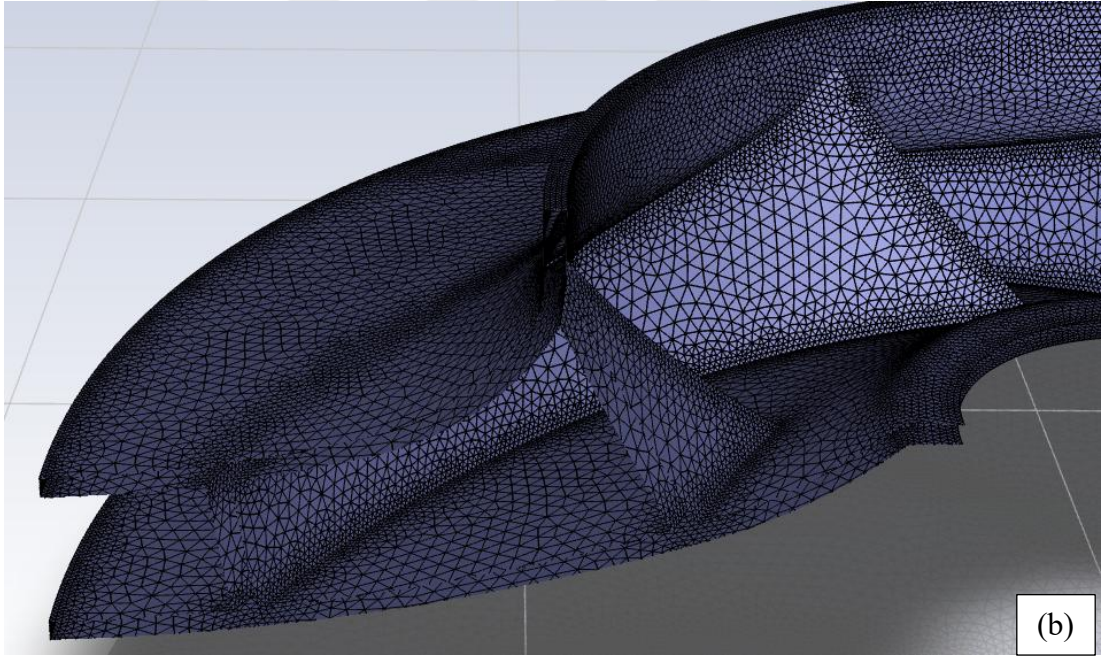
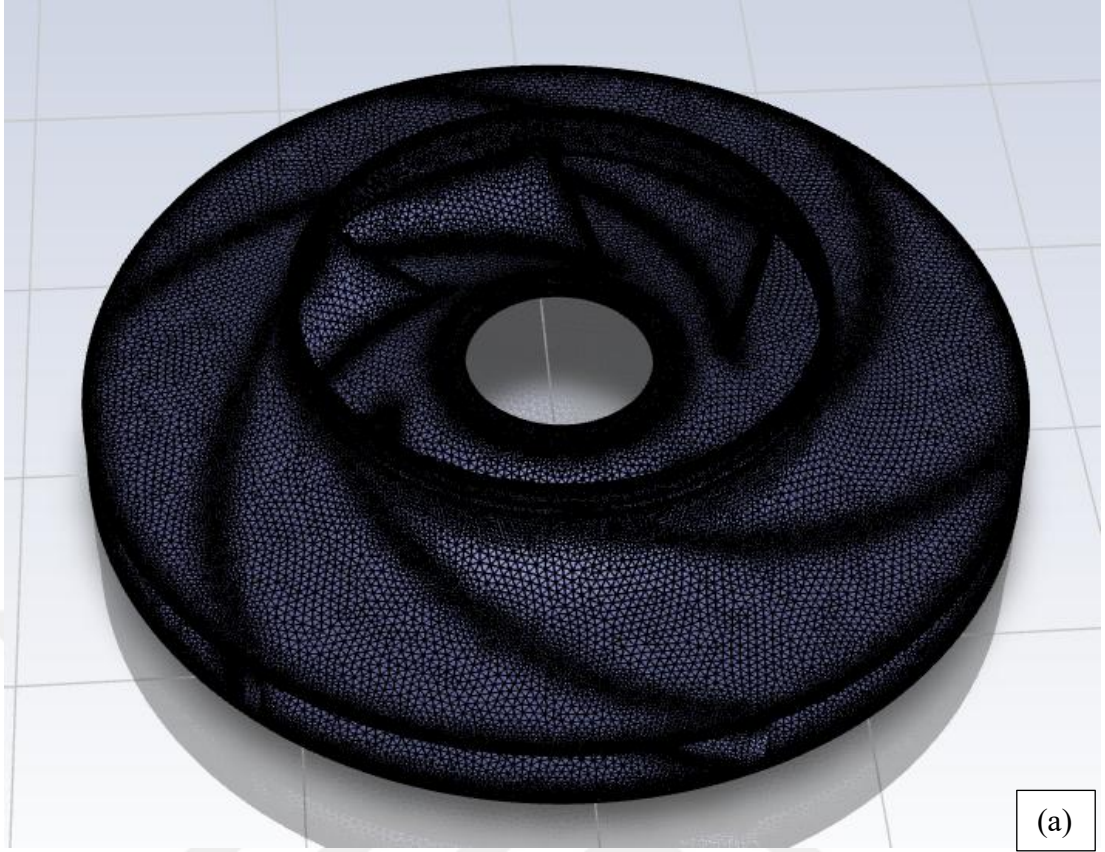


Şekil 3.29. Pompanın akış hacmine ait ağ yapısının kesit görünümü

Ağ yapısı oluşturulurken difüzör ve çark bölgelerinde ağ yoğunluğu özellikle artırılmıştır. Bu bileşenlere ait kanatların uç bölgelerinde daha küçük boyutlu elemanlar kullanılmış böylece mekanik enerjinin hidrolik enerjiye dönüştüğü çark ve difüzör kanatlarındaki akış karakteristikleri daha ayrıntılı şekilde analiz edilebilmiştir. Şekil 3.30 ve Şekil 3.31'de net bir şekilde görülebilen bu ağ yoğunluğundaki artış, kademe içi akışın daha ayrıntılı biçimde incelenmesine olanak sağlamıştır.



Şekil 3.30. Difüzör üzerindeki ağ yapısı (a) Genel ağ yapısı (b) Kanat üzerindeki ağ yapısı



Şekil 3.31. Çark üzerindeki ağ yapısı (a) Genel ağ yapısı (b) Kanat üzerindeki ağ yapısı

Pompa simülasyonlarına ait hücre sayıları Tablo 3.4'te verilmiştir.

Tablo 3.4. Pompa simülasyonlarına ait hücre sayıları

Pompada Kullanılan Çark	Hücre Sayısı
Mevcut çark	19849049
En verimli yeni tasarım çark	21807620

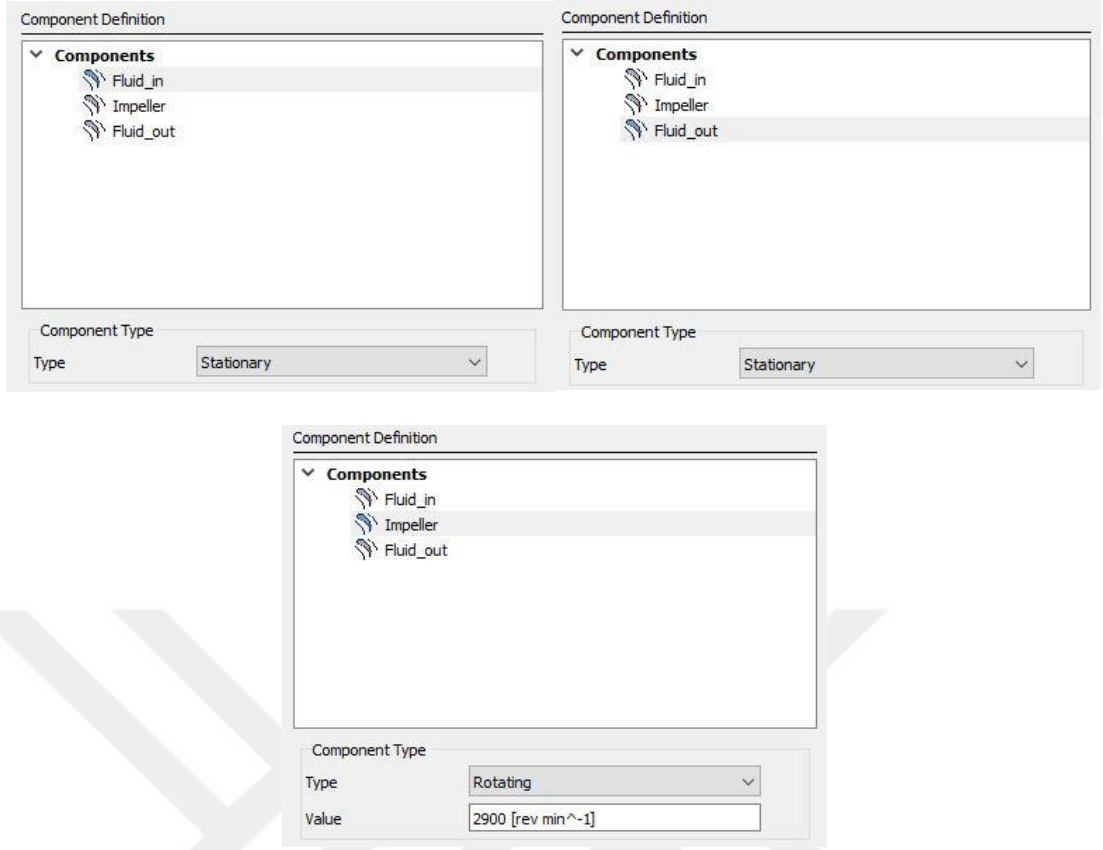
Akışkan Özelliklerinin, Akış Fiziğinin ve Sınır Şartlarının Tanımlanması

Bu bölümde de tekil çark simülasyonlarında olduğu gibi ANSYS CFX yazılımı kullanılmış ve Turbo mod özelliğiyle simülasyon süreci yapılandırılmıştır. Kurulum aşamaları aşağıda ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır.

İlk olarak, üç adet akış bölgesi tanımlanmıştır. Çarka ait akış hacmi "Impeller" olarak adlandırılırken, geri kalan hareketsiz kısma ait akış hacmi ise "Fluid_in" (pompa girişinden çark girişine kadar olan bölge) ve "Fluid_out" (çark çıkışından pompa çıkışına kadar olan bölge) olarak iki ayrı şekilde isimlendirilmiştir. Bu alanlara, simülasyona mil dönüşünün etkisini dahil edebilmek ve difüzör-çark üzerindeki etkileri gözlemlemek amacıyla uygun sınır şartları tanımlanmıştır.

Sonraki aşamada, çarkın dönüş yönü sisteme tanıtılmış ve tekil çark simülasyonlarında olduğu gibi, pompa simülasyonlarında da daimi akış kabulü yapılmıştır.

Bileşen tanımlı bölümünde Impeller akış bölgesi "rotating" (dönen) olarak, Fluid_in ve Fluid_out bölgeleri ise "stationary" (sabit) olarak tanımlanmıştır. Çark, daha önce belirtildiği gibi 2900 d/d dönüş hızına sahiptir (Şekil 3.32).



Şekil 3.32. Pompa simülasyonlarına ait bileşen tanımlaması

Sınır koşullarının tanımlandığı bölümde, referans basınç 0 atm olarak belirlenmiş, türbülans modeli ise SST olarak seçilmiştir. Çıkış basıncı 1 atm olarak ayarlanmış, akış yönü yüzeye dik olacak şekilde belirlenmiş ve giriş debisi 4.167 kg/s olarak sisteme tanımlanmıştır (Şekil 3.33).

Physics Definition

Fluid: Water

Model Data

Reference Pressure: 0 [atm]

Heat Transfer: None

Turbulence: Shear Stress Transport

Inflow/Outflow Boundary Templates

☐ None

☐ P-Total Inlet P-Static Outlet

☒ P-Total Inlet Mass Flow Outlet

☐ Mass Flow Inlet P-Static Outlet

Inflow

P-Total: 1 [atm]

Flow Direction: Normal to Boundary

Outflow

Mass Flow: Per Machine

Mass Flow Rate: 4.167 [kg s⁻¹]

Interface

Default Type: Frozen Rotor

Şekil 3.33. Pompa simülasyonlarına ait sınır koşullarının tanımlanması

Akış alanı, dönen ve sabit bileşenlerden meydana geldiği için bu iki bileşenin temas ettiği yüzeyler için ayrı bir tanımlama yapılması gereklidir. Turbomakinelerde sıkça karşılaşılan bu tür çoklu bölgeleri modellemek amacıyla farklı yöntemler mevcuttur [68]. Bu tez çalışmasında, donmuş rotor modeli (Frozen Rotor-FRM) kullanılmıştır. Bu kısımdan sonra duvar fonksiyonu seçimi yapılmış ve otomatik olarak seçilmiştir.

Son olarak, akış hacimlerinin oluşturulması sırasında mil, üç farklı akış hacmine de dağılmıştır. Bu sabit parçalarda kalan ve duvar olarak tanımlanan mil kısımlarına da dönme hareketi tanımlanmıştır.

Çözüme geçilmeden önce, bazı ifadeler (expressions) tanımlanmıştır. Bu ifadelerin tanımlanmasının amacı, pompaya ait belirli özelliklerin (verim, mil gücü, basma yüksekliği) ANSYS CFX yazılımı içerisinde hesaplanabilmesini sağlamaktır. İlgili ifadeler Tablo 3.5'te sunulmuştur.

Tablo 3.5. İfadeler tablosu

Basma Yüksekliği	$\frac{(\text{massFlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@outlet - \text{massFlowAveAbs}(\text{Total Pressure in Stn Frame})@inlet)}{(\text{ave}(\text{Density})@inlet * g)}$
Açısal Hız	2900 [rev min ⁻¹]
Hidrolik Güç	$H_m * (\text{massFlow}()@inlet * g)$
Mil Gücü	$\text{abs}((\text{torque_z}()@impeller + \text{torque_z}()@mil_in + \text{torque_z}()@mil_mrf + \text{torque_z}()@mil_out) * AV / 1[\text{rev min}^{-1}] / 1[\text{s}]) * 2 * \pi / 60$
Verim	Hidrolik Güç / Mil Gücü

Çözüm

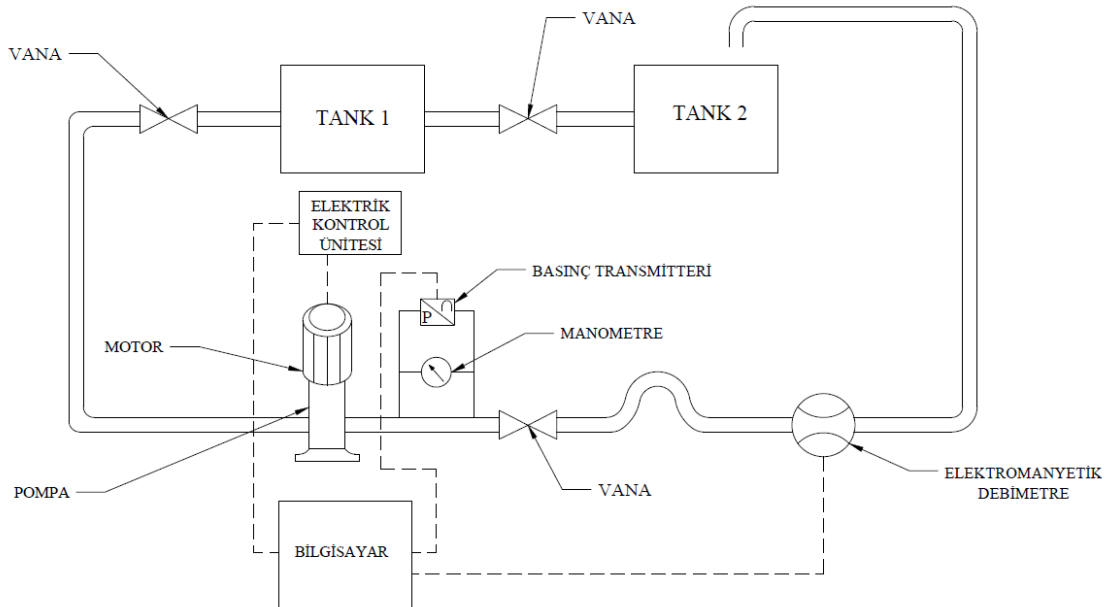
Simülasyon kurulumunun tamamlanmasının ardından, çözüm için uygun bir yakınsama kriteri belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada gerçekleştirilen pompa simülasyonlarında, artık değerlerin 10^{-4} 'ün altına inmesi yakınsama kriteri olarak seçilmiştir. Yapılan simülasyonların yaklaşık 1000 ila 1500 iterasyon sonunda bu kriteri karşıladığı gözlemlenmiştir.

3.2.4. Deneysel Doğrulama Çalışması

Günümüzde nümerik simülasyonlar, mühendislik tasarımlarının optimize edilmesinde ve performanslarının değerlendirilmesinde vazgeçilmez bir araç haline gelmiştir. Bu çalışmada, bir pompanın verimliliğini artırmaya yönelik yapılan tasarım değişikliklerinin etkilerini değerlendirmek amacıyla hem nümerik simülasyonlardan hem de deneysel testlerden yararlanılmıştır. Simülasyonların doğruluğu, tasarım sonuçlarının güvenilirliğini doğrudan etkileyen kritik bir unsurdur. Bu doğrultuda,

mevcut pompanın simülasyon sonuçlarının doğruluğu deneysel test verileri ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Pompa tasarımında yapılan değişikliklerin performansa olan etkilerini doğru bir şekilde anlayabilmek için simülasyon ve deneysel sonuçların uyumunun analiz edilmesi gereklidir. Söz konusu karşılaştırma, simülasyon modelinin doğruluğunu ve güvenilirliğini test etmenin yanı sıra, yeni tasarımın gerçek dünyada beklenen performansı ile modeldeki performans arasındaki farkları anlamamıza olanak tanıyacaktır. Bu bölümde, nümerik simülasyon sonuçlarının doğruluğunu onaylamak amacıyla yapılan deneysel çalışmaların uygulandığı test düzeneği üzerinde durulacaktır.

Deneyler, fabrikanın temin ettiği temiz şebeke suyu kullanılarak gerçekleştirilmiş olup, test esnasında su sıcaklığı yaklaşık 20 ila 22 °C arasında seyretmiştir. Hem deneysel çalışmalar hem de nümerik simülasyonlar sırasında, suyun sıcaklığa bağlı yoğunluk değişimleri ihmal edilmiştir. Deney düzeneği sadeleştirilmiş bir şekilde şematik olarak sunulmuş, sistem tek hat üzerinden gösterilmiştir. Üretilen pompaya ait testlerin yapıldığı deney sistemine ilişkin şematik gösterim Şekil 3.34'te yer almaktadır.



Şekil 3.34. Deney düzeneğine ait şema

Pompa sistemlerinin performansını değerlendirebilmek için bazı temel parametrelerin ölçülmesi gerekmektedir. Bu parametreler; pompadan çıkan suyun debisi (Q), basma yüksekliği (H_m), motorun şebekeden çektiği güç (P_{motor}), motora

uygulanan gerilim (V), akım (I) ve güç katsayısı ($\cos\Phi$)' dir. Bu parametrelerin belirlenmesi, pompanın ya da sistemin verimliliğini hesaplamak için temel bir ön koşuldur. Bu veriler elde edilmeden, performans analizi yapılması mümkün değildir.

Pompaya ait hidrolik güç, elektrik gücü, pompa verimi ve sistem verimi gibi parametreler, ölçülen veriler kullanılarak hesaplanmakta ve bu hesaplamalar bilgisayar arayüzü üzerinden görüntülenip raporlanabilmektedir. Deneysel çalışmada bilgisayar tarafından yapılan hesaplamalarda kullanılan eşitliklere, Bölüm 2'de değinilmiştir. (Eşitlik 2.1- Eşitlik 2.6).

Aşağıda, deney düzeneğinin çalışma prensibi sırasıyla açıklanmıştır;

- Deneye ilk olarak, pompanın boru hattına endüstriyel uygulamalarda olduğu şekilde dikey olarak bağlanması ile başlanır.
- Pompa motoru ise elektrik kontrol ünitesine bağlanır. Kontrol ünitesi, motorun çalışmasını başlatan ve durdurabilen sistemdir.
- Tank 1 çıkış vanası açılmadan önce, pompa motoru çalıştırılır ve motorun dönüş yönü kontrol edilir. Bu aşamada akışkan henüz sisteme girmez.
- Tank 1 çıkış vanası açıldığında, tanktaki su boru hattına yönlendirilir ve pompanın emiş kısmına ulaşır.
- Pompa, suyu alıp yüksek basınçla boru hattına iletmeye başlar.
- Pompadan çıkan suyun basıncı ve debisi ölçülür. Basınç ölçümleri, manometre ve basınç transmitteri aracılığıyla, debi ölçümü ise elektromanyetik debimetre ile yapılır. Bu cihazlar, anlık verileri sürekli olarak bilgisayara iletir.
- Pompadan çıkan suyun debisini ayarlamak için boru hattında ikinci bir vana bulunur. Bu vana, suyun akış hızını istenilen debi değerine göre ayarlamaya olanak sağlar. Sistem, debi değeri ne olursa olsun doğru ölçüm yapabilecek kapasitededir. Deney süresince, ölçümler yalnızca hedeflenen debi değerine ulaşıldıktan sonra alınmıştır.
- Son olarak, basınçlı su Tank 2'ye yönlendirilir.

Bu çalışmada hem deneysel testlerde hem de nümerik simülasyonlarda, 15 m³/saat debi değeri sınır şartı kabul edilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Bu kısımda, tez kapsamında gerçekleştirilmiş nümerik simülasyonlara dayalı olarak, 12 ara kanatlı ve 4 ara kanatsız toplam 16 adet çarkın pompaya ait en verimli noktada ($15\text{m}^3/\text{saat}$) çeşitli özellikleri incelenmiştir. Çarkların ana kanat sayısı (5, 6, 7 ve 8) ile ara kanat uzunluğu (ana kanat boyunun %25, %50 ve %75'i oranında) göz önünde bulundurularak, basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerlerindeki değişimler grafikler, tablolar ve sayısal verilerle sunulmuştur. Bölümün sonunda ise mevcut çark ile en yüksek verimi sağlayan yeni tasarım çarkın, ayrı ayrı tek kademeli hidrofor pompaya entegre edilmesi ile gerçekleştirilen simülasyonlara ait sonuçlar detaylı bir şekilde incelenmiştir.

4.1. Nümerik Modelin Doğrulanması

Çalışmanın bu bölümde, referans alınan pompa (Tasarım-5 çarkının kullanıldığı pompa) için elde edilen nümerik simülasyon sonuçları ile deneysel test verileri karşılaştırılmış ve aralarındaki yüzde sapma değerleri üzerinden modelin doğruluk düzeyi değerlendirilmiştir. Yapılan bu karşılaştırmalar, kullanılan nümerik modelin güvenilirliğini ortaya koymak açısından önem taşımaktadır. Pompanın en verimli çalışma noktası olan $15\text{ m}^3/\text{saat}$ debi değeri esas alınarak, deneysel veriler ile HAD yöntemiyle elde edilen sonuçlar Tablo 4.1'de sunulmuştur.

Tablo 4.1. Deneysel veriler ve HAD sonuçları arasındaki sapma

Q=15m³/saat	TEST	HAD	% Sapma
Basma Yüksekliği (m)	10,22	10,39	1,66
Mil Gücü (W)	640,12	596,85	6,76
Verim (%)	66,24	71,16	7,43
$* \text{Sapma Yüzdesi} = \left(\frac{ \text{Deneysel Değer} - \text{HAD Değeri} }{\text{Deneysel Değer}} \right) \times 100$			

Her üç parametre için HAD sonuçlarının deneysel verilere oranı %10'un altında kalmaktadır, bu da simülasyon sonuçlarının kabul edilebilir hata sınırları içinde

olduğunu göstermektedir. Doğrulama çalışmasına konu olan mevcut çarkın (Tasarım-5) kullanıldığı pompaya ait nümerik simülasyon bulguları Bölüm 4.3'te detaylı olarak verilmiştir.

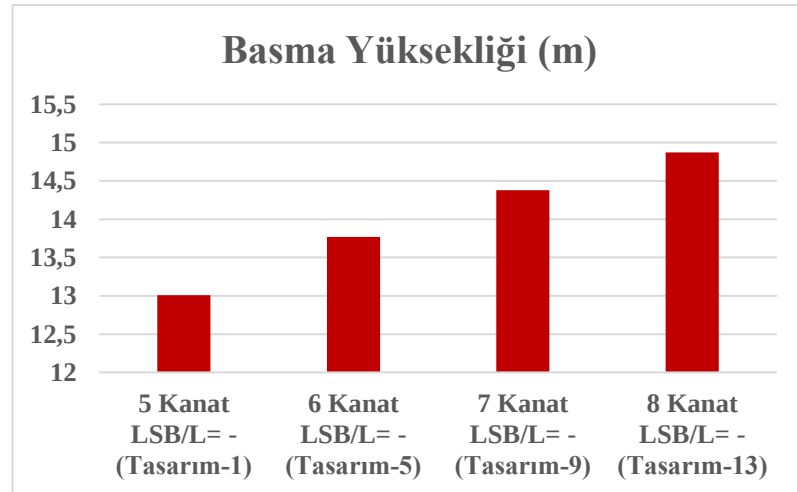
4.2. Tekil Çark Simülasyonlarına Ait Sonuçlar

Bu kısımda, 15 adet yeni tasarım çark ve mevcut çark tasarımının nümerik simülasyonlarına ait sonuçlar, kanat sayısı ve ara kanat ilaveleri göz önünde bulundurularak detaylı bir şekilde incelenmiştir.

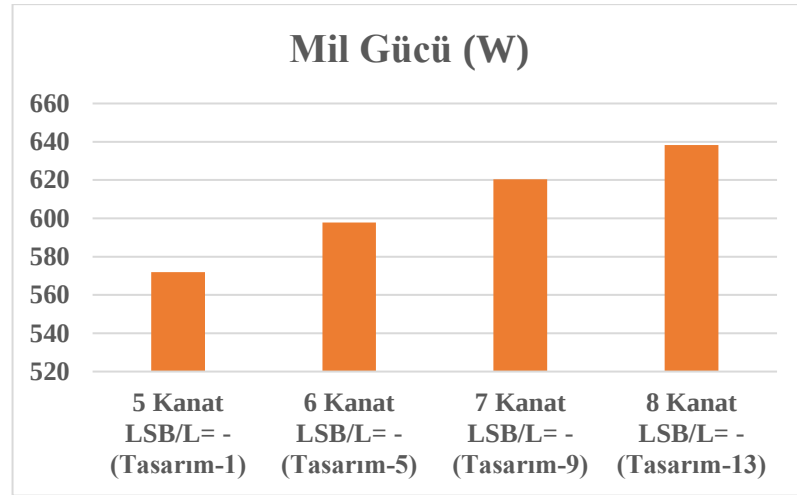
4.2.1. Ara Kanat İlavesiz Çarklar

Yapılan çark tasarımlarından Tasarım-1, Tasarım-9, Tasarım-13 ve mevcut çarkta (Tasarım-5) ara kanat ilavesi bulunmamaktadır. Kanat sayısının pompa performansına etkisini incelemek amacıyla 5, 6, 7 ve 8 ana kanata sahip dört farklı çarkta gerçekleştirilen nümerik simülasyonlara ait sonuçlar aşağıda sunulmuştur. Bu çarklara ait basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerleri sırasıyla Şekil 4.1- Şekil 4.3'te grafiksel olarak verilmiştir.

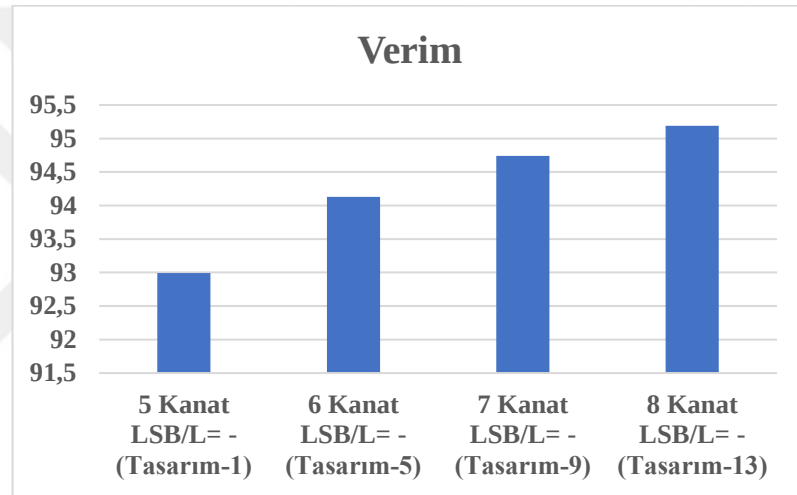
Şekil 4.1'de görüldüğü üzere, kanat sayısının artışı basma yüksekliğini de artırmaktadır. Gerçekleştirilmiş olan simülasyonlarla elde edilen sonuçlar literatürdeki verilerle tutarlılık göstermektedir. Kanat sayısındaki artış, basma yüksekliğiyle birlikte mil gücünü de artırmaktadır (Şekil 4.2). Buna ek olarak, kanat sayısındaki artışın, verimi de artırdığı gözlemlenmiştir (Şekil 4.3).



Şekil 4.1. Ara kanat ilavesiz çarklara ait basma yüksekliği değerleri



Şekil 4.2. Ara kanat ilavesiz çarklara ait mil gücü değerleri



Şekil 4.3. Ara kanat ilavesiz çarklara ait verim değerleri

Ara kanatsız çarklarda pompanın en verimli noktasına ait sonuçlar Tablo 4.2'de sunulmuştur. Tablo 4.2'ye göre ara kanatsız çarklar arasında en yüksek verim değeri, 8 ana kanat sayısına sahip çarka (Tasarım-13) aittir. Ayrıca kanat sayısındaki artış, basma yüksekliği ve mil gücü değerlerinde de artışa neden olmuştur. 6 kanat sayısına sahip mevcut çarkın basma yüksekliği değeri 13,77 m, mil gücü değeri 597,88 W ve verim değeri %94,13 iken 8 kanat sayısına sahip çarkın basma yüksekliği değeri 14,87 m, mil gücü değeri 638,31 W ve verim değeri %95,19 olmuştur. Bu durumda, basma yüksekliğinde %7,99, mil gücünde %6,76 verimde %1,13 artış gözlemlenmiştir.

Tablo 4.2. Ara kanat ilavesiz çarklara ait sonuçlar

Parametreler		Tasarım İsmi	Sonuçlar (EVN)		
z	L _{SB} /L		H _m (m)	N _{mil} (W)	ηark (%)
5	-	Tasarım-1	13,01	571,87	92,99
6	-	Tasarım-5	13,77	597,88	94,13
7	-	Tasarım-9	14,38	620,48	94,74
8	-	Tasarım-13	14,87	638,31	95,19

Ara Kanat İlavesiz arkların Basınç Dağılımlarının İncelenmesi

Ara kanat ilavesiz çarklara ait basınç dağılımı incelendiğinde, dört farklı çark tasarımı da çark geçişi boyunca akış yönünde hem toplam hem de statik basının kademeli olarak arttığı gözlemlenmiştir. Tüm tasarımlarda çark kanatlarının emme tarafındaki basınç, basma tarafına göre daha düşük seviyede kalmaktadır. Bu durum literatürde yer alan verilerle uyum göstermektedir.

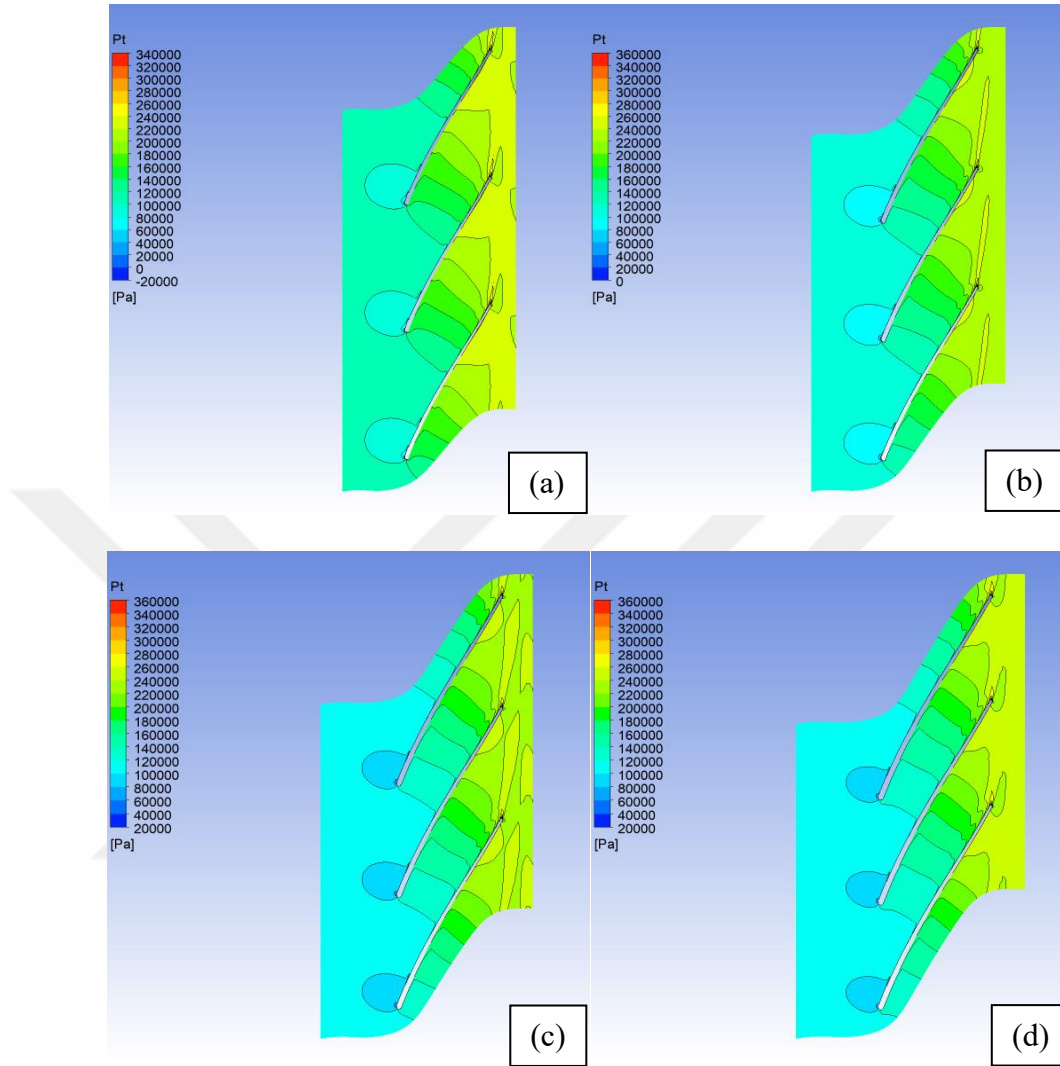
Toplam basınç konturları değerlendirildiğinde, kanat sayısındaki artışın toplam basını belirgin şekilde yükselttiği ve basınç dağılımını daha homojen hale getirdiği görülmektedir. Bu durum, özellikle basma yüksekliği ve mil gücü değerlerindeki artış destekler niteliktedir.

Statik basınç dağılımı açısından ise, düşük kanat sayılarında daha düzensiz ve ani değişimlere sahip bir yapı gözlemlenirken, kanat sayısının artırılmasıyla birlikte bu dağılımın daha dengeli ve kontrollü hale geldiği görülmektedir.

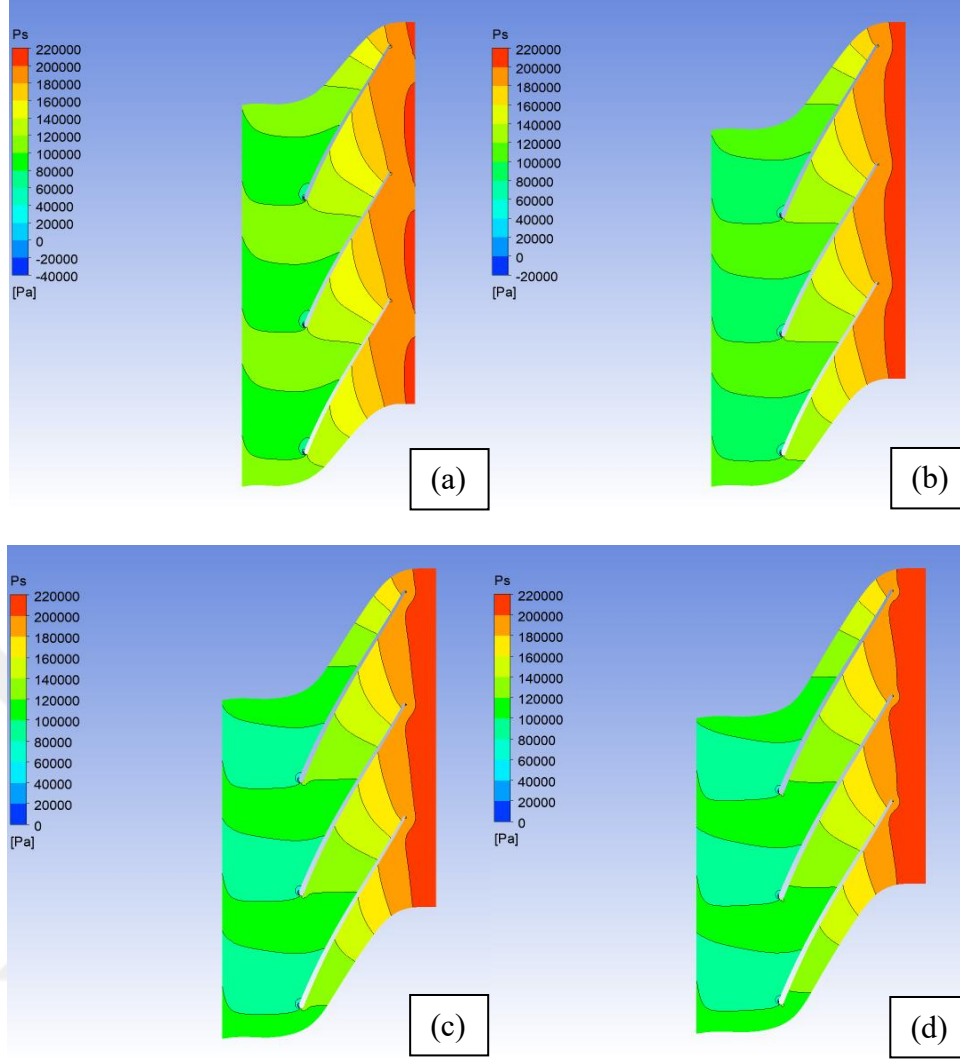
Ayrıca, verimin kanat sayısındaki artış ile birlikte yükselmesi, elde edilen basınç artışının sistemde ekstra kayıplar oluşturmada gerçekleştiğini göstermektedir. Bu durum, çark içinde oluşabilecek sürtünme, girdap ve ikinci akış gibi olumsuz etkilerin azaldığını ve böylece mekanik enerjinin hidrolik enerjiye dönüşümünün daha etkin bir şekilde sağlandığını ortaya koymaktadır.

Toplam ve statik basınç sonuçları birlikte değerlendirildiğinde, kanat sayısındaki artışın çark performansı üzerinde genel olarak olumlu bir etki yarattığı görülmektedir. Ancak bu artışın bir noktadan sonra hidrolik kayıplar ve enerji tüketimi açısından ters etki yaratabileceği unutulmamalıdır. Özellikle kanat sayısındaki artış dar kanat aralıkları nedeniyle akış kısıtlaması ve sürtünme etkisi yaratabilir. Şekil 4.4.

ve Şekil 4.5'te sırasıyla ara kanatsız çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç ve statik basınç dağılımını gösteren konturlar verilmiştir.



Şekil 4.4. Ara kanatsız çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu
(a) Beş kanatlı çark (Tasarım-1) (b) Altı kanatlı çark (Tasarım-5) (c) Yedi kanatlı
çark (Tasarım-9) (d) Sekiz kanatlı çark (Tasarım-13)

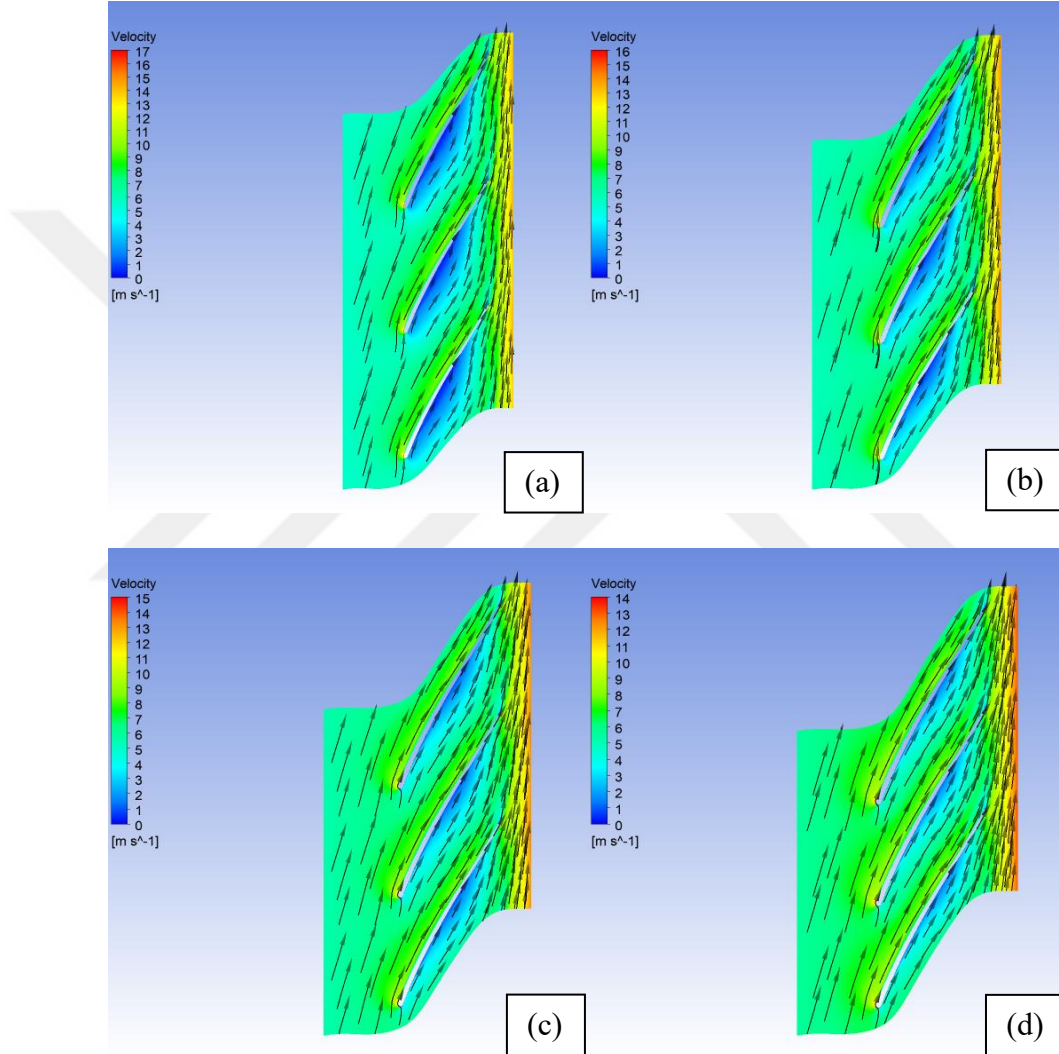


Şekil 4.5. Ara kanatsız çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu
 (a) Beş kanatlı çark (Tasarım-1) (b) Altı kanatlı çark (Tasarım-5) (c) Yedi kanatlı
 çark (Tasarım-9) (d) Sekiz kanatlı çark (Tasarım-13)

Ara Kanat İlavesiz Çarkların Hız Dağılımlarının İncelenmesi

Dört farklı çark tasarımında da çark çıkışına doğru ilerledikçe akış hızının arttığı gözlemlenmiştir. Bu durum, enerji aktarımının çark boyunca gerçekleşmesiyle birlikte akışkan hızının yükselmesinden kaynaklanmakta olup, beklenen bir sonuçtur. Kanat sayısındaki artış, akışı daha kararlı bir hale getirmiş ve kanatların yakın çevresinde oluşan düşük hız bölgelerinin azalmasına neden olmuştur. Ayrıca, kanat sayısının artmasıyla birlikte yüksek hızların gözlendiği alanlar daha belirgin hale gelmiş ve çark içerisindeki yayılımı artmıştır.

Yapılan nümerik simülasyonlar, kanat sayısının pompa çarkı performansı üzerinde belirgin bir etkisi olduğunu ortaya konmuştur. 5 kanatlı çarkta gözlemlenen düzensiz akış yapısı ve düşük hız bölgeleri, sistem verimini sınırlamaktadır. Buna karşılık, 8 kanatlı çarkta akış daha stabil bir hâl almış ve hız dağılımı daha homojen gerçekleşmiştir. Performans parametreleri açısından değerlendirildiğinde, kanat sayısındaki artışa paralel olarak verim, basma yüksekliği ve mil gücünde artış gözlemlenmiştir. Şekil 4.6'da %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri verilmiştir.



Şekil 4.6. Ara kanatsız çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Beş kanatlı çark (Tasarım-1) (b) Altı kanatlı çark (Tasarım-5) (c) Yedi kanatlı çark (Tasarım-9) (d) Sekiz kanatlı çark (Tasarım-13)

4.2.2. Ara Kanatlı Çarklar

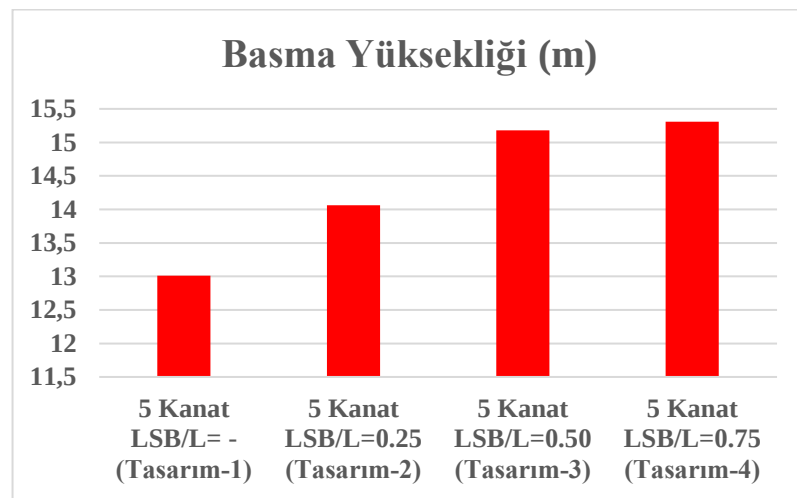
Ara kanat ilavesinin ve ara kanat boyutunun pompa performansı üzerindeki etkilerini inceleyebilmek amacıyla 5, 6, 7 ve 8 ana kanat sayısına sahip çarklara ana kanat uzunluğunun sırasıyla %25, %50 ve %75'i oranlarında ara kanatlar eklenmiş ve her bir tasarım için ayrı ayrı nümerik simülasyonlar gerçekleştirilmiştir. Eklenen ara kanatlar, ana kanatlar arasındaki çevresel uzunluğun geometrik ortasına ($\theta_{SB} = 0.50$) yerleştirilmiştir.

4.2.2.1. Beş Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar

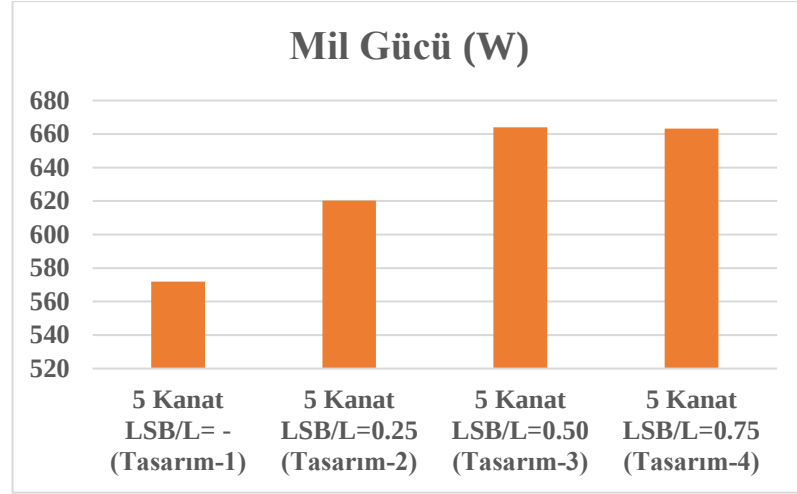
5 ana kanata sahip çarka farklı boyutlarda ara kanatlar eklenmesinin basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerlerine etkisi sırasıyla Şekil 4.7- Şekil 4.9 arasında grafik halinde verilmiştir.

Şekil 4.7 ve 4.8'de görüldüğü üzere ara kanat ilavesi hem basma yüksekliğini hem de mil gücünü artırmıştır. Aynı şekilde ara kanat boyunun artışı da bu değerlerde artışa sebep olmuştur. Bu eğilim, literatürdeki çalışmalarla genel olarak uyum göstermektedir. Basma yüksekliğindeki artış en fazla %75 oranında ara kanat boyuna sahip çarkta görülmüştür (Tasarım-4).

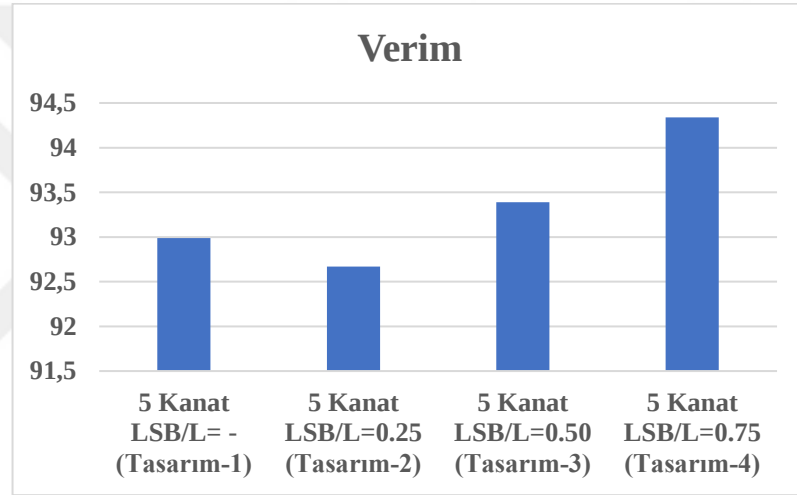
Şekil 4.9'da sunulan verim değerleri incelendiğinde, Tasarım-2'de ara kanat ilavesinin verimi olumsuz etkilediği görülmektedir. Bu durum, 5 kanatlı ve mevcut kanat çıkış açısına sahip çarka ($\beta_2=28,6$) görece küçük boyutlu bir ara kanat eklenmesinin verim açısından uygun olmayacağını göstermektedir.



Şekil 4.7. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri



Şekil 4.8. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri



Şekil 4.9. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri

Tablo 4.3'te görüldüğü üzere 5 ana kanata sahip çarklar arasında en yüksek verim, %75 oranında ara kanat ilavesi yapılan tasarımda elde edilmiştir. Bu grupta, ara kanat boyundaki artış hem verimi hem de basma yüksekliğini artırmıştır. %75 boyutunda ara kanat ilaveli çark ara kanatsız çarka göre basma yüksekliğinde %17,67 mil gücünde %15,97 ve verimde %1,45 artış göstermiştir.

Tablo 4.3. Beş Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar

Parametreler		Tasarım İsmi	Sonuçlar (EVN)		
z	L _{SB} /L		H _m (m)	N _{mil} (W)	η _{çark} (%)
5	-	Tasarım-1	13,01	571,87	92,99
5	0.25	Tasarım-2	14,06	620,16	92,67
5	0.50	Tasarım-3	15,18	664,03	93,39
5	0.75	Tasarım-4	15,31	663,15	94,34

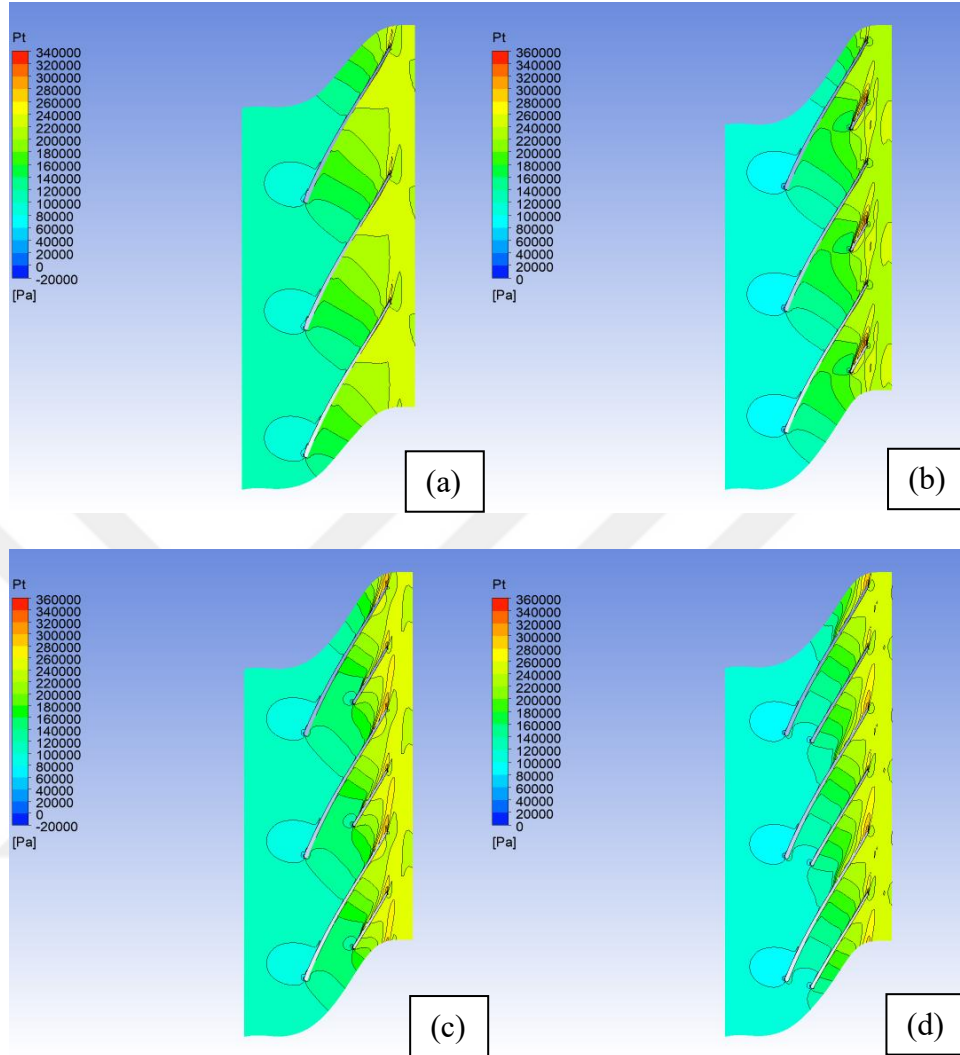
Beş Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarkların Basınç Dağılımlarının İncelenmesi

5 ana kanat sayısına sahip çarklara ait basınç dağılımı incelendiğinde, eklenen ara kanatların hem toplam basınç hem de statik basınç değerlerini belirgin şekilde artırdığı görülmektedir. %25 oranında ara kanat uzunluğuna sahip tasarımda verim düşüşü yaşanmış olsa da %50 ve %75 oranlarındaki ara kanat uzunluklarında verim artışı elde edilmiştir. Özellikle %75 ara kanat boyutuna sahip tasarımda, statik basınç dağılımının daha homojen ve yüksek olması, en yüksek verim ve basma yüksekliği değerlerinin elde edilmesinin sebeplerindendir.

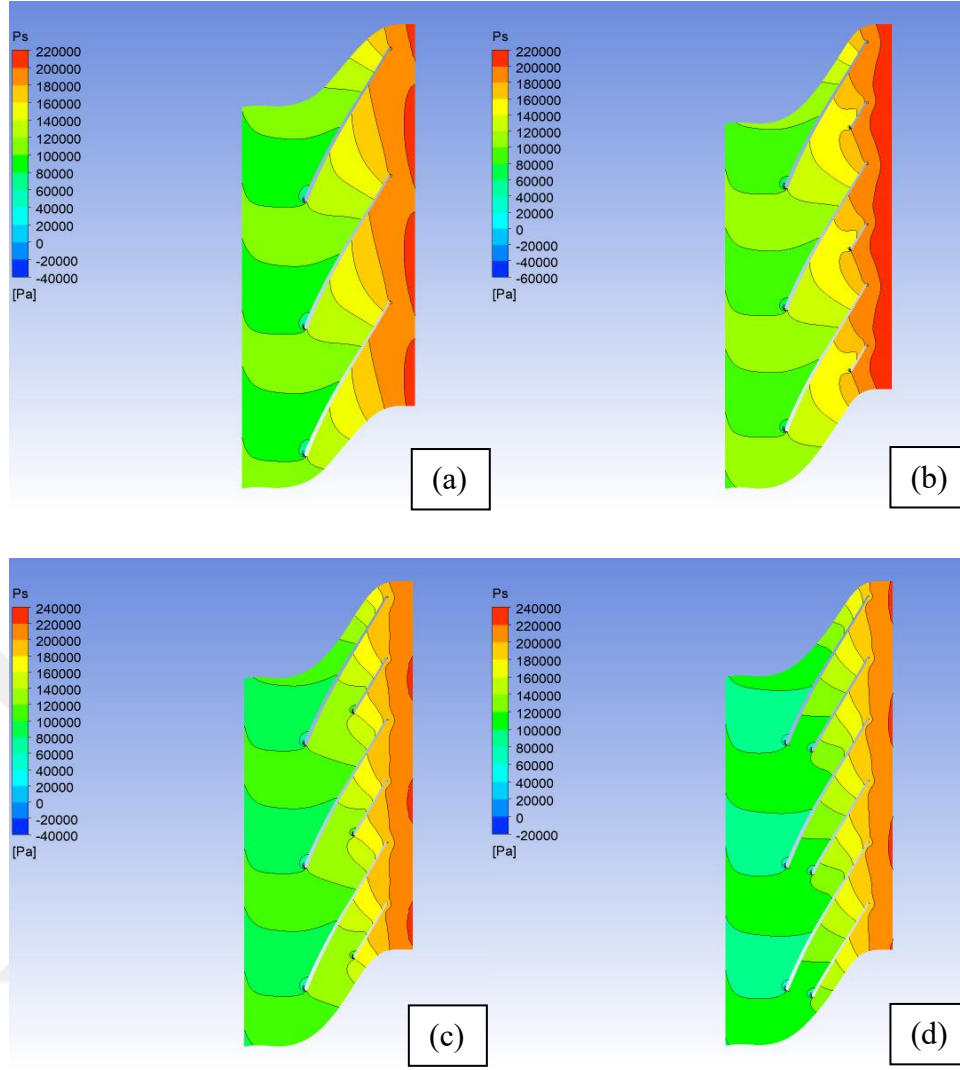
Ara kanatların eklenmesi, akışkanın çark içerisindeki yönlendirilmesini iyileştirmiş ve enerji kayıplarını azaltmıştır. Özellikle ana kanatlar arasındaki geniş akış yollarının daraltılması, akışın daha kontrollü ilerlemesine yardımcı olmuş ve bu durum hem statik hem de toplam basınçta artış sağlamıştır.

Ana kanat uzunluğunun %25'i oranındaki kısa ara kanatlar, çark içinde düzensiz basınç dağılımına neden olmuş ve yeterli akış yönlendirmesi sağlayamayarak enerji kayıplarını artırmıştır. Dolayısıyla, 5 ana kanata ve düşük kanat çıkış açısına sahip çark tasarımında kısa boyutlu ara kanat kullanımı verim artışı sağlamamıştır. Öte yandan, ara kanat boyunun %50 ve %75'e çıkarılmasıyla birlikte akış daha kararlı hâle gelmiş hem toplam hem de statik basınç değerleri artmış ve basınç dağılımı daha homojen bir yapı kazanmıştır. Ancak bu iyileşme, yüksek mil gücü tüketimini de beraberinde getirmiştir. Özellikle %75 boyundaki ara kanatlı tasarım, elde edilen yüksek ve dengeli statik basınç sayesinde 5 ana kanatlı çarklar arasında en yüksek verim ve basma yüksekliği değerine ulaşmıştır. Şekil 4.10. ve Şekil 4.11'de sırasıyla

5 ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç ve statik basınç dağılımını gösteren konturlar sunulmuştur.



Şekil 4.10. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)

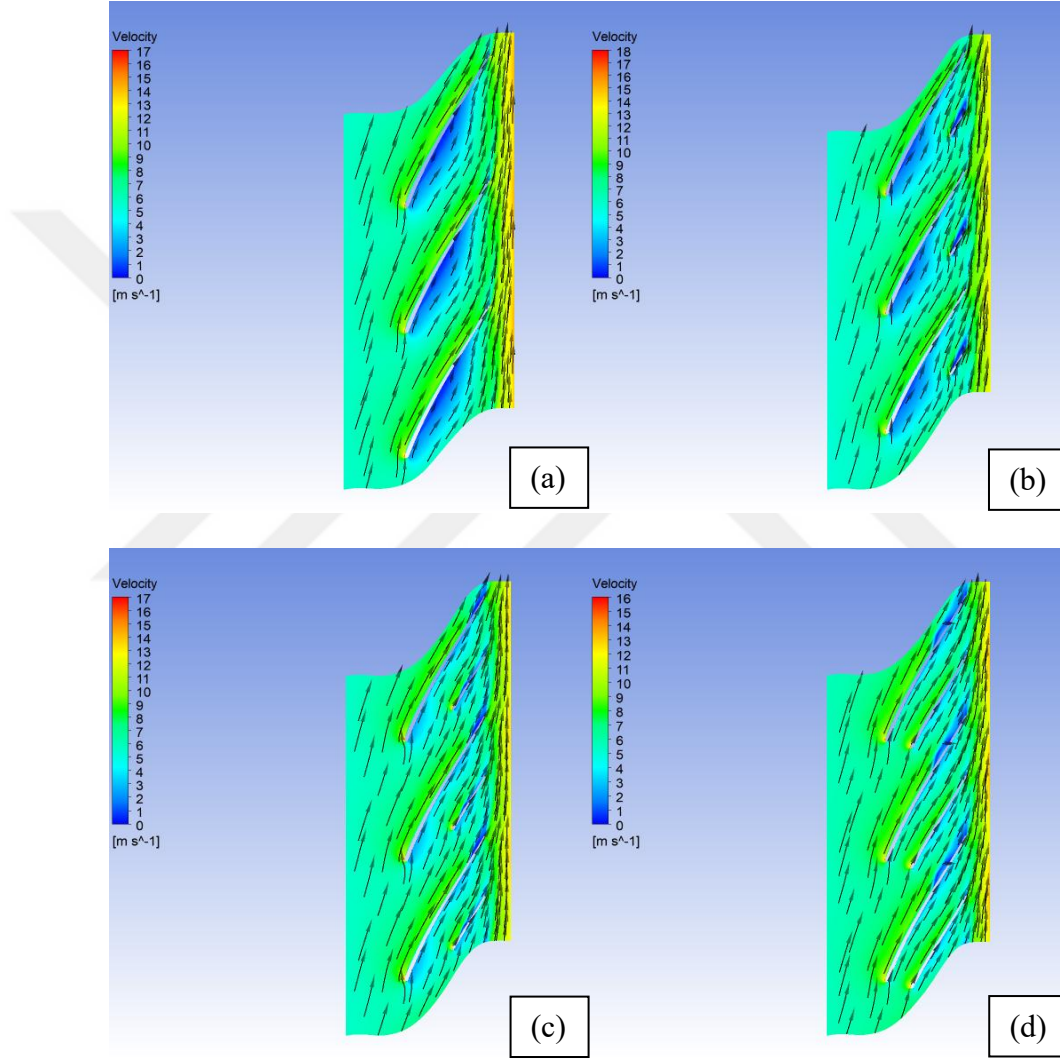


Şekil 4.11. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)

Beş Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarkların Hız Dağılımlarının İncelenmesi

5 ana kanat sayısına sahip çarkların hız vektörleri incelendiğinde, %25 oranında ara kanat ilavesi yapılan tasarımda ana kanatlar çevresindeki durgunluk bölgelerinin azaldığı, ancak bu kez benzer düşük hız bölgelerinin ara kanatlar etrafında olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, ara kanat ilavesinin mil gücünü artırmış olmasına rağmen akıdaki kayıpları %50 ve %75 oranında ara kanat ilavesi yapılan tasarımlar kadar engelleyememiş olduğunu göstermektedir. Buna karşılık, %50 ve

%75 oranında ara kanat ilavesi yapılan çarklarda, akış çizgileri daha düzenli hâle gelmiş ve kanat çevresindeki düşük hız bölgeleri büyük ölçüde azalmıştır. Ara kanat uzunluğunun artmasıyla birlikte hız dağılımı daha homojen bir yapı kazanmış, bu da enerji kayıplarını azaltarak hem çıkış basıncının hem de basma yüksekliğinin artmasına katkı sağlamıştır. Özellikle %50 oranındaki ara kanat ilavesi, %25 oranına kıyasla belirgin bir performans iyileşmesi sağlamıştır. Şekil 4.12’de %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri gösterilmiştir.

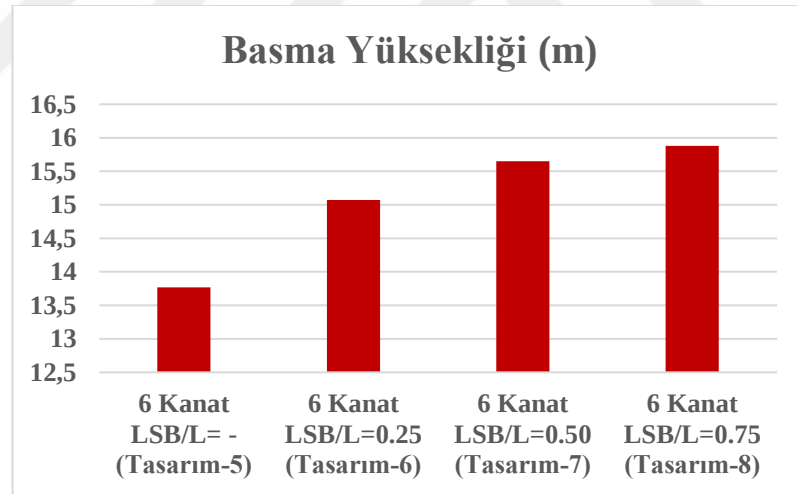


Şekil 4.12. Beş ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-1) (b) Ana kanatın %25’i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-2) (c) Ana kanatın %50’si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-3) (d) Ana kanatın %75’i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-4)

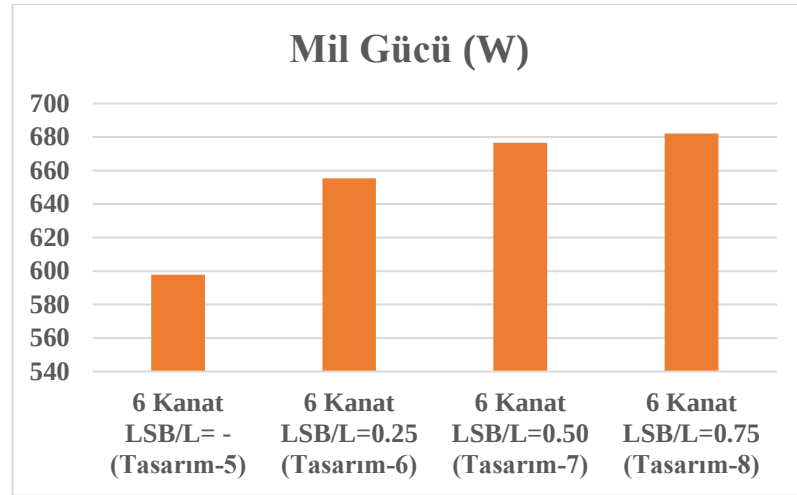
4.2.2.2. Altı Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar

6 ana kanata sahip çarka farklı boyutlarda ara kanat eklenmesinin basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerlerine etkisi sırasıyla Şekil 4.13- Şekil 4.15'te grafik halinde verilmiştir.

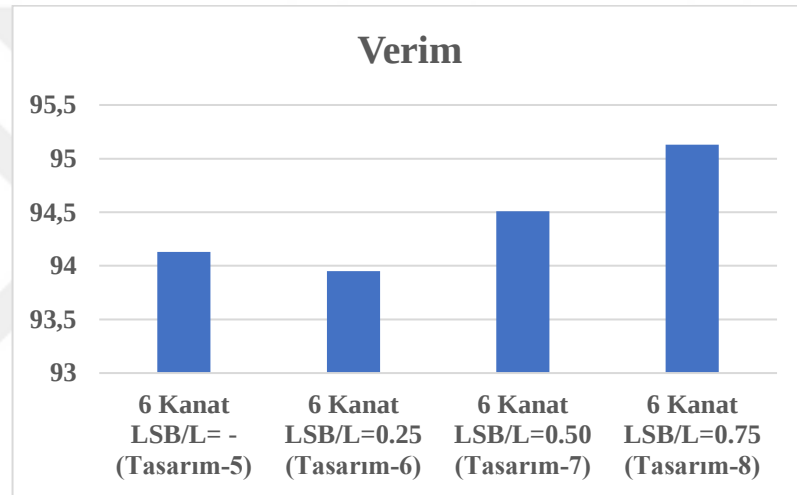
Şekil 4.15'te görüldüğü üzere 6 ana kanata sahip çarka $L_{SB}/L = 0.25$ oranında ara kanat ilavesinin 5 kanatlı çarkta olduğu gibi verimi olumsuz etkilediği gözlemlenmiştir. Tasarım-6 dışında diğer tüm çarklarda verim değerinde artış gözlemlenmiştir. Bu durum, 6 kanatlı ve mevcut kanat çıkış açısına sahip çarka ($\beta_2=28,6$) görece küçük boyutlu bir ara kanat eklenmesinin uygun olmayacağını göstermektedir. Ara kanat ilaveleri tüm çarklarda basma yüksekliği ve mil gücünü artırmıştır (Şekil 4.13 - Şekil 4.14). Ayrıca ara kanat boyunun artışı da bu parametrelerde artışa sebep olmuştur. Bu sonuçlar literatür ile uyumludur. Basma yüksekliği, verim ve mil gücündeki artış en fazla %75 ara kanata sahip çarkta görülmüştür.



Şekil 4.13. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri



Şekil 4.14. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri



Şekil 4.15. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri

6 ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda pompanın en verimli noktasına ait sonuçlar Tablo 4.4'te sunulmuştur. %75 boyunda ara kanat ilaveli çark ara kanatsız çarka göre basma yüksekliğinde %15.35, mil gücünde %14,04 ve verimde %1,06 artış göstermiştir.

Tablo 4.4. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar

Parametreler		Tasarım İsmi	Sonuçlar (EVN)		
z	L _{SB} /L		H _m (m)	N _{mil} (W)	η _{çark} (%)
6	-	Tasarım-5	13,77	597,88	94,13
6	0.25	Tasarım-6	15,07	655,25	93,95
6	0.50	Tasarım-7	15,65	676,55	94,51
6	0.75	Tasarım-8	15,88	681,99	95,13

Altı Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarkların Basınç Dağılımlarının İncelenmesi

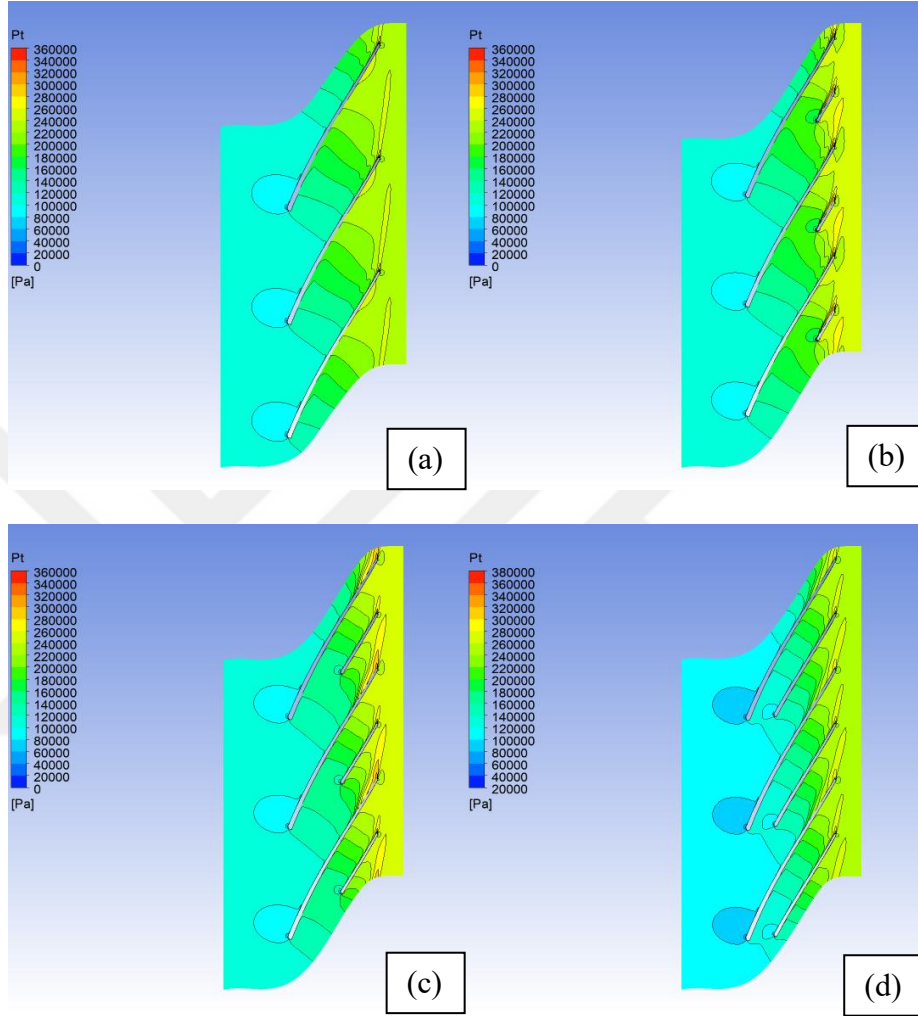
6 ana kanat sayısına sahip dört farklı tasarımın basınç dağılımlarını incelediğimiz de ara kanatsız tasarımda, basınç artışı sınırlı kalmakta özellikle toplam basınç dağılımı çark çıkışında ara kanatlı tasarımlara kıyasla daha az basınç artışı göstermektedir. Statik basınç konturunda ise çıkışa doğru artan bir basınç gözlenmekle birlikte, bu artış ara kanatlı tasarımlara göre daha dengesiz bir dağılım sergilemektedir.

%25 oranında ara kanat kullanılan tasarımda hem toplam hem de statik basınç konturlarında genel bir artış gözlemlenmektedir. Bu artış basma yüksekliğini arttırsa da basınç dağılımındaki homojenlik ara kanatsız tasarıma göre daha karmaşık bir hale gelmiştir. Bu nedenle, verim üzerinde olumsuz bir etki yaratmıştır.

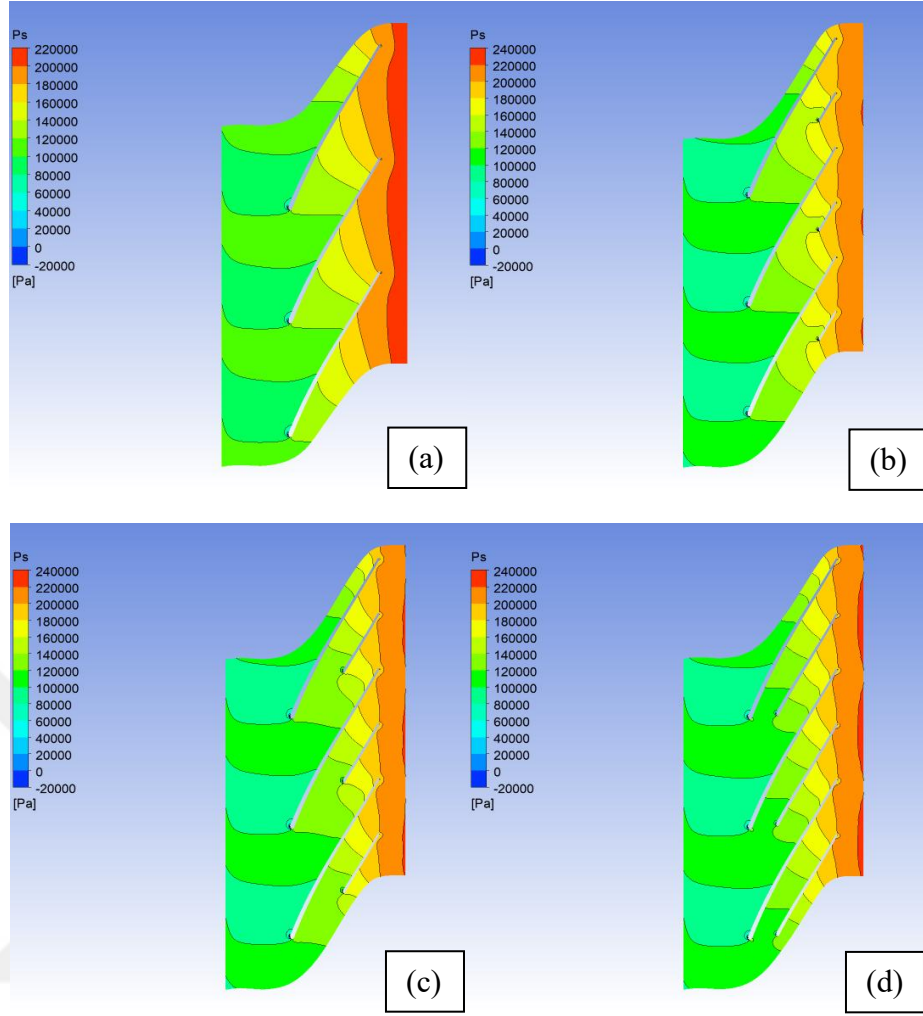
Ara kanat boyunun %50 oranına çıkarıldığı tasarım, önceki iki tasarıma göre daha düzenli bir basınç dağılımına sahiptir. Toplam basınç konturlarında çark boyunca kademeli ve dengeli bir artış gözlemlenmiş, bu da enerjinin daha verimli şekilde aktarılabildiğini göstermiştir. Statik basınç dağılımında da çıkışa doğru homojen bir artış sağlanmış ve ani değişimler yerini kontrollü geçişlere bırakmıştır. Bu tasarım, basma yüksekliğinde ve mil gücünde artış sağlamanın yanında, verimde de belirgin bir iyileşme sağlamıştır.

%75 oranında ara kanat boyuna sahip tasarım tüm 6 kanatlı tasarımlar içinde en dengeli ve homojen basınç dağılımına sahip tasarımdır. Toplam basınç konturunda çark boyunca düzgün bir ilerleyiş gözlemlenmekte ve her bir kanat aralığında neredeyse eşit oranlı bir basınç artışı sağlanmaktadır. Bu durum, akıştaki kayıpların düşük olduğunu göstermektedir. Statik basınç dağılımında da benzer şekilde çıkış bölgesine kadar devam eden düzgün bir basınç artışı gözlemlenmektedir. Sonuç olarak

ara kanat ilavesi ve ara kanat boyutundaki artış basınç dağılımlarını daha dengeli hale getirmiştir. Şekil 4.16 ve Şekil 4.17’de sırasıyla 6 ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde alınan toplam basınç ve statik basınç dağılımını gösteren konturlar verilmiştir.



Şekil 4.16. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25’i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50’si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75’i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8)



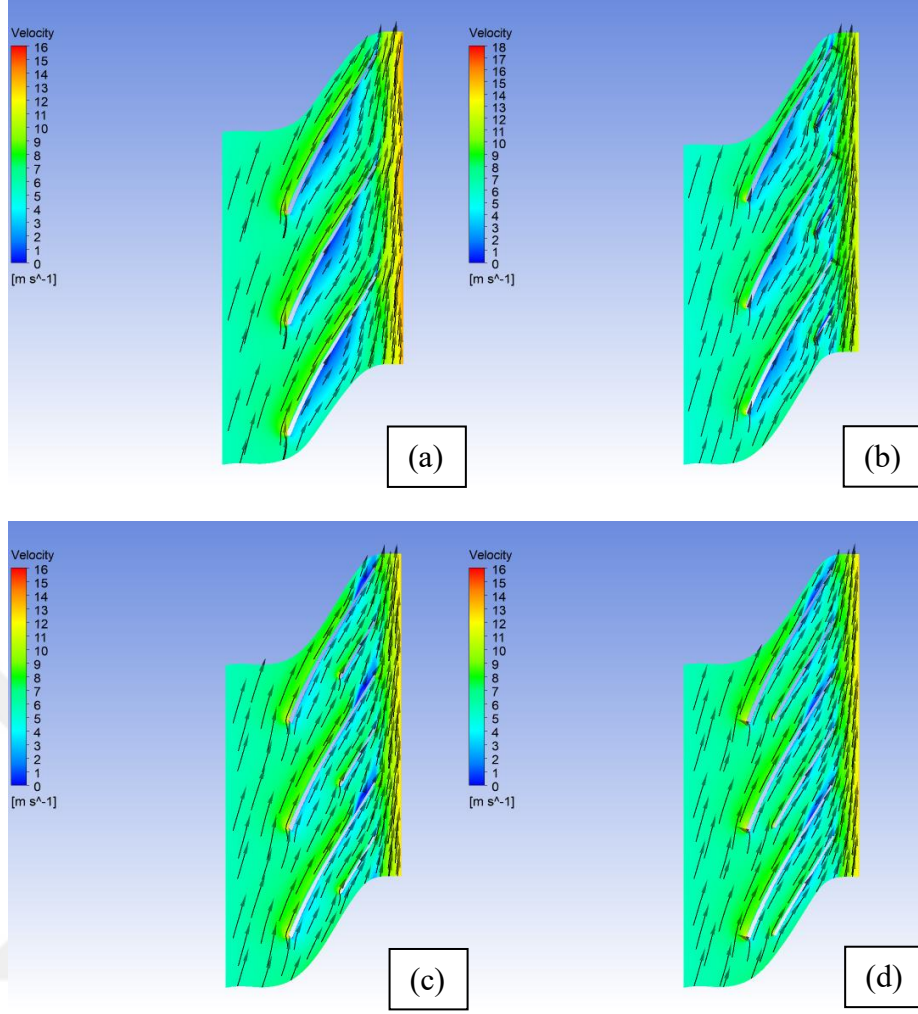
Şekil 4.17. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8)

Altı Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı arkların Hız Dağılımlarının İncelenmesi

6 ana kanat sayısına sahip dört farklı tasarımın hız vektörlerini incelediğimizde, 5 kanatlı çarklarda olduğu gibi çark geometrisine ara kanat ilavesinin ve bu kanatların boyutlarının artırılmasının, akış düzeni üzerinde önemli etkiler oluşturduğu gözlemlenmiştir. Ara kanatsız tasarımda, ana kanat yüzeylerine yakın bölgelerde akış hızının durma noktasına kadar gelmesi, kayıpların arttığını ve akışkanın kanat etrafında düzgün bir akışa sahip olmadığını ortaya koymaktadır. Ara kanatların ilavesiyle birlikte bu sorunun büyük ölçüde azaldığı görülmektedir. Ara kanatlar, ana kanatlar arasındaki bölgeleri doldurarak akışı daha iyi yönlendirmekte ve düşük hız bölgelerinin alanını daraltmaktadır. Ancak bu etkinin derecesi, doğrudan ara kanat boyuyla ilişkilidir. %25 ara kanat boyuna sahip tasarım akışa sınırlı bir yönlendirme sağladığından, hız dağılımı düzensiz ve karmaşık bir yapı sergilemektedir.

Ara kanat boyunun artırılmasıyla birlikte (%50 ve %75 ara kanatlı çarklar), akış daha kararlı bir hale gelmiştir. Özellikle %75 oranında ara kanat kullanılan tasarım, en düzenli hız dağılımını sunmaktadır. Bu tasarımda, ana kanatlar arasındaki düşük hız bölgeleri belirgin şekilde azalmış ve akış daha homojen bir şekilde yönlendirilmiştir.

6 kanatlı çarklara ait hız vektörleri genel olarak değerlendirildiğinde, ara kanat ilavesi çark içinde akış yönlendirmesini iyileştirerek performans artışına katkı sağlamıştır. Ara kanat boyunun artması ise bu etkinin daha belirgin hale gelmesine olanak tanımaktadır. Şekil 4.18’de %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri verilmiştir.



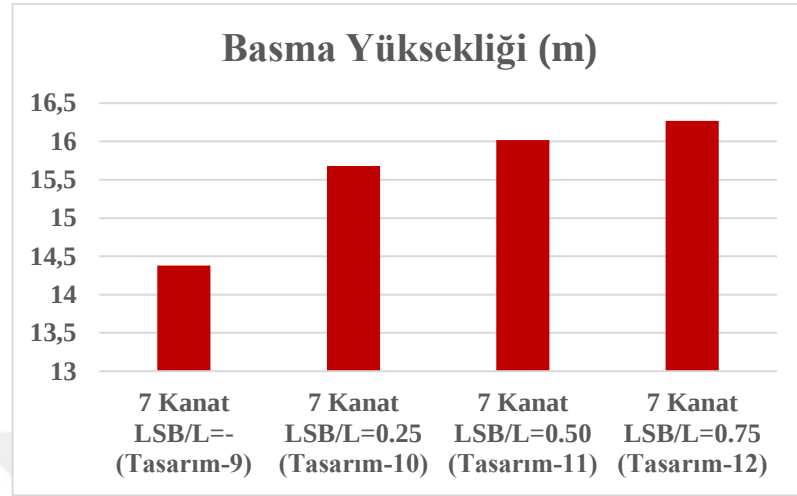
Şekil 4.18. Altı ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-5) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-6) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-7) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-8)

4.2.2.3. Yedi Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar

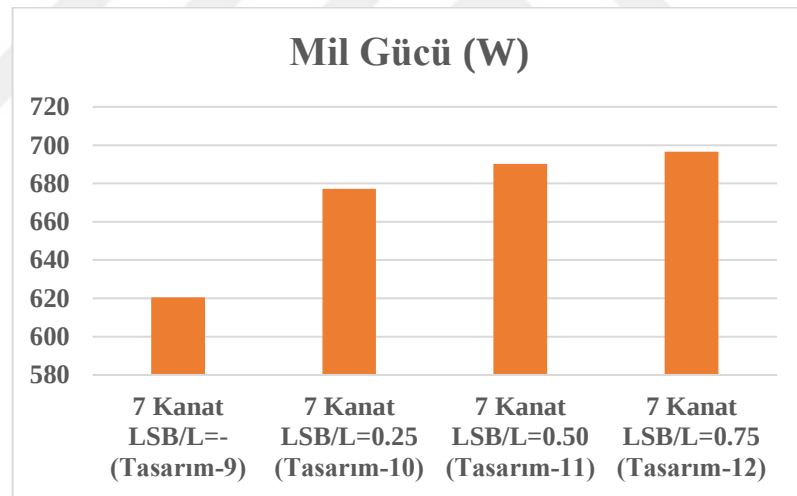
7 ana kanata sahip çarka farklı boyutlarda ara kanat eklenmesinin basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerlerine etkisi sırasıyla Şekil 4.19- Şekil 4.21'de grafik halinde verilmiştir.

Şekil 4.21'de görüldüğü üzere 7 ana kanat sayısına sahip çarka $L_{SB}/L = 0.25$ oranında ara kanat ilavesi 5 ve 6 kanatlı çarklarda olduğu gibi verimi olumsuz etkilemiştir. Tasarım-10 dışında ara kanat ilaveli diğer tüm çarklarda verim değerinde artış gözlemlenmiştir. Bu durum, 7 kanatlı ve mevcut kanat çıkış açısına sahip çarka ($\beta_2=28,6$) görece küçük boyutlu bir ara kanat eklenmesinin uygun olmayacağını göstermektedir. Ara kanat ilaveleri tüm çarklarda basma yüksekliği ve mil gücünü

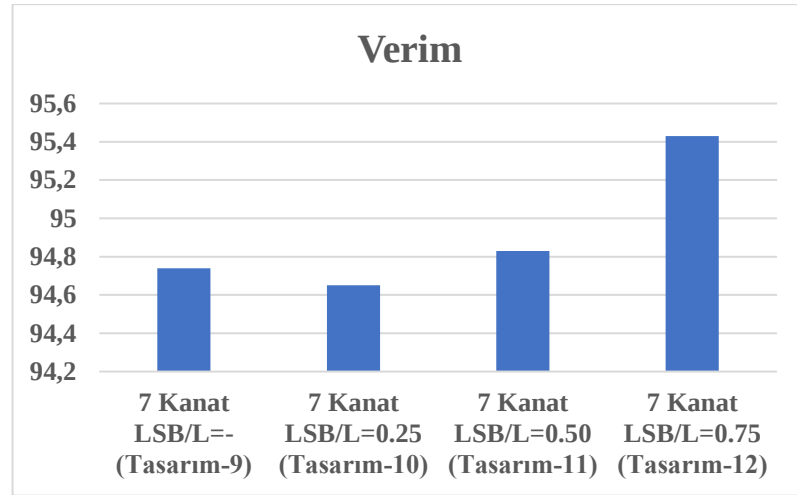
artırmıştır. Ayrıca ara kanat boyunun artışı da bu değerlerde artışa sebep olmuştur (Şekil 4.20- Şekil 4.21). Bu bulgular, literatür ile uyumludur. Basma yüksekliği, verim ve mil gücündeki artış en fazla %75 oranında ara kanata sahip çarkta gözlemlenmiştir.



Şekil 4.19. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri



Şekil 4.20. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri



Şekil 4.21. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri

Tablo 4.5'te görüldüğü üzere, 7 ana kanata sahip çarklar arasında en yüksek verim değeri, %75 boyunda ara kanat ilavesi yapılan çarkta elde edilmiştir. Bu tasarım, ara kanatsız çarka kıyasla basma yüksekliğinde %13,15, mil gücünde %12,2 ve verimde %0,73 artış göstermiştir. 7 kanatlı çarklarda pompanın en verimli noktasına ait sonuçlar Tablo 4.5'te sunulmuştur.

Tablo 4.5. Yedi Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar

Parametreler		Tasarım İsmi	Sonuçlar (EVN)		
z	LSB/L		H _m (m)	N _{mil} (W)	η _{çark} (%)
7	-	Tasarım-9	14,38	620,48	94,74
7	0.25	Tasarım-10	15,68	677,12	94,65
7	0.50	Tasarım-11	16,02	690,22	94,83
7	0.75	Tasarım-12	16,27	696,64	95,43

Yedi Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarkların Basınç Dağılımlarının İncelenmesi

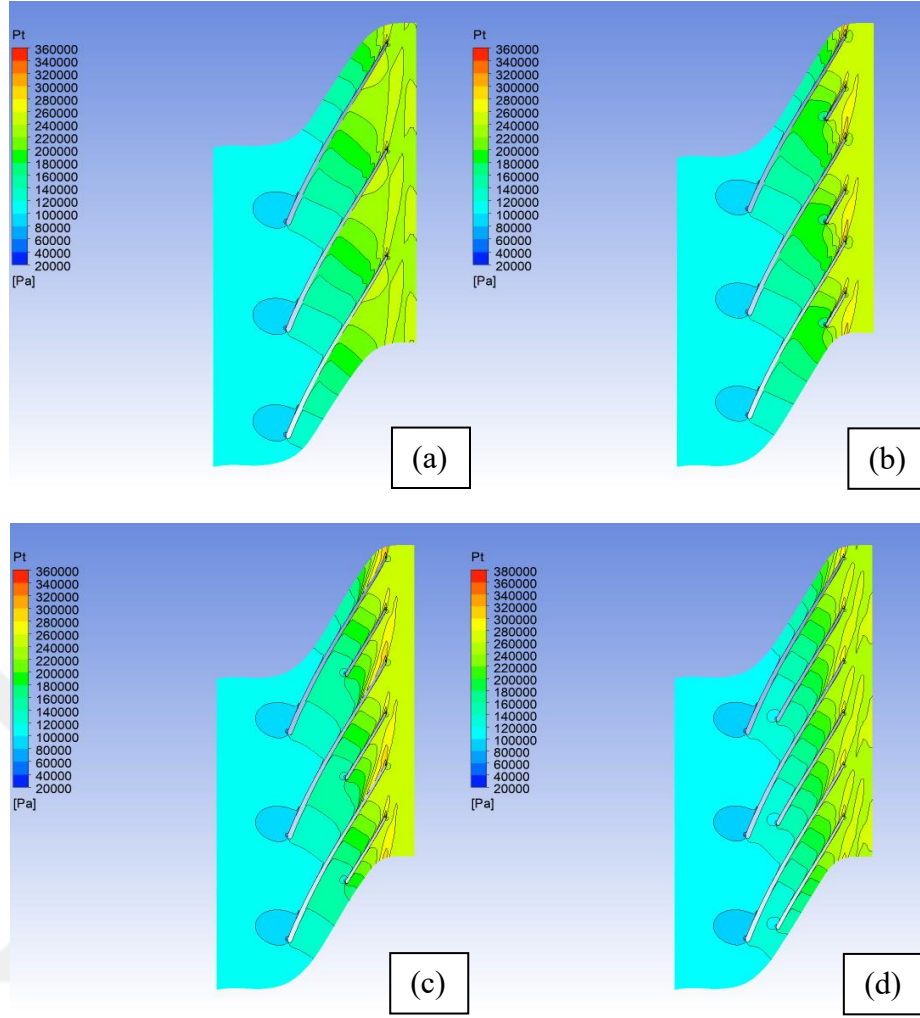
7 ana kanat sayısına sahip dört farklı tasarımın basınç dağılımlarını incelediğinde, ara kanat ilavesi yapılan tasarımlarda ara kanatsız tasarıma kıyasla daha yüksek basınç değerleri elde edildiği gözlemlenmiştir. %25 oranında ara kanat ilavesi, mil gücü ve basma yüksekliğinde artış sağlamasına rağmen verimde düşüşe yol açmıştır. Bu durum, kısa ara kanatların mil gücünü artırması fakat akışı yönlendirme

de yetersiz kalması nedeniyle çark içinde düzensiz akış yapılarının oluşmasından kaynaklanmaktadır.

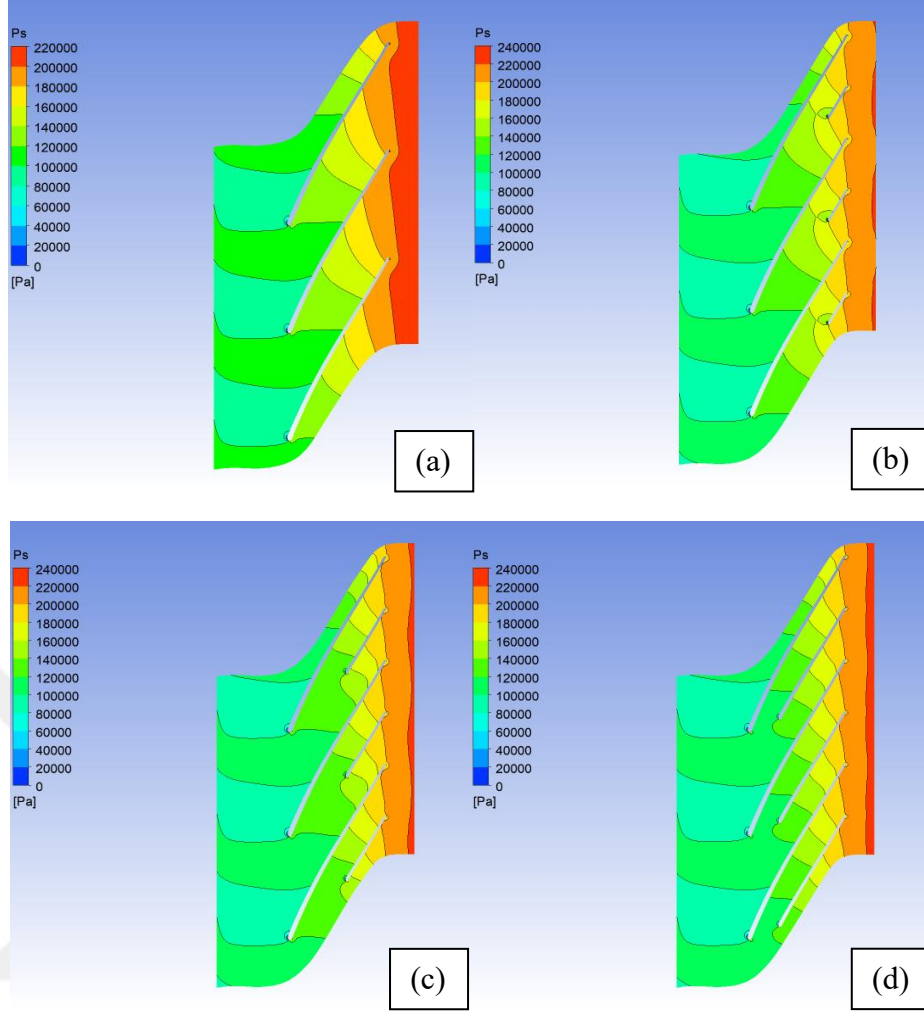
Ara kanat uzunluğunun artırılmasıyla birlikte, kısa ara kanat ilavesinde görülen olumsuz etkilerin azaldığı gözlemlenmiştir. %50 ve %75 oranında ara kanat kullanılan tasarımlarda, çark içerisindeki akış daha kararlı ve düzenli bir yapıdadır. Bu durum, daha uzun ara kanatların akışın yönlendirilmesinde daha etkili olduğunu ortaya koymaktadır. Özellikle %75 oranında ara kanat kullanılan tasarımda, yüksek basınç değerlerinin çark çıkışına kadar daha dengeli bir şekilde iletildiği gözlemlenmiştir.

Ayrıca statik basınç dağılımı incelendiğinde, ara kanat uzunluğunun artışıyla birlikte akışın daha homojen yapıya kavuştuğu görülmüştür. Bu durum, çark içinde daha az enerji kaybı yaşandığını ve akışın daha verimli yönlendirildiğini göstermektedir. Özellikle %50 ve %75 oranında ara kanat kullanılan tasarımlarda, akış boyunca meydana gelen basınç düşüşlerinin daha dengeli ve kontrollü olduğu açıkça gözlemlenmektedir.

Sonuç olarak ara kanat ilavesi ve ara kanat boyutundaki artış basınç dağılımlarının daha dengeli hale gelmesini sağlamış ve ara kanat uygulaması 7 ana kanata sahip çarklarda genel anlamda performans artışı sağlamıştır. Ayrıca 5 ve 6 kanatlı çarklarda olduğu gibi ara kanat uzunluğu 7 kanatlı çarklar içinde önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmıştır. Şekil 4.22 ve Şekil 4.23'te sırasıyla 7 ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklara ait %50 kanat yüksekliğinde toplam ve statik basınç dağılımını gösteren konturlar verilmiştir.



Şekil 4.22. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12)



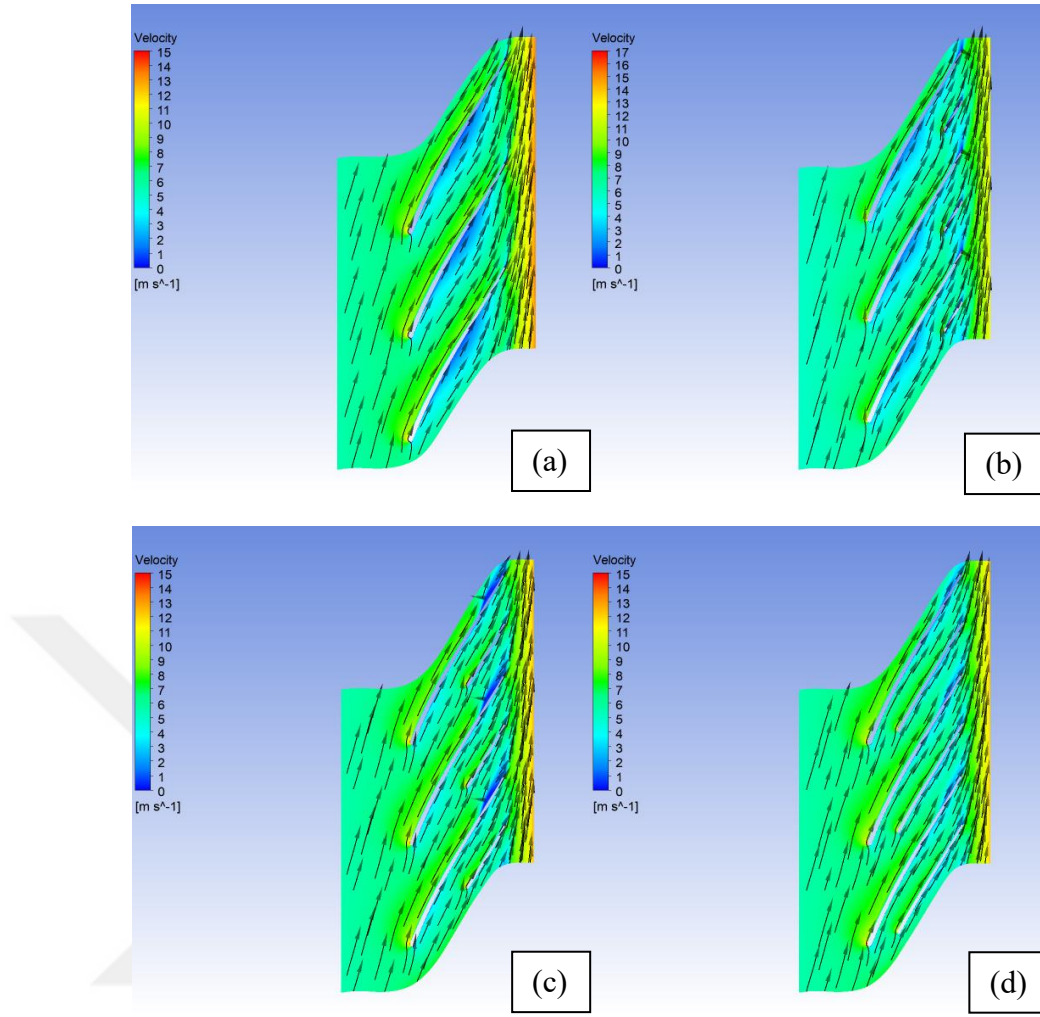
Şekil 4.23. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde statik basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12)

Yedi Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı arkların Hız Dağılımlarının İncelenmesi

7 ana kanata sahip çarklar incelendiğinde, ara kanatların tasarıma eklenmesi, akışın yönlendirilmesinde önemli bir rol oynamıştır. Ara kanat ilavesi hem basma yüksekliğinde hem de mil gücünde artış sağlamıştır ancak verim üzerindeki etkisi doğrudan ara kanat uzunluğuna bağlı olarak değişmiştir. Özellikle ($L_{SB}/L=0.25$) oranındaki kısa ara kanat ilavesi, ara kanatsız tasarıma göre ana kanat yakınlarında akışın durma noktasına geldiği bölgeleri azaltmış olsa da uzun ara kanatlara kıyasla akışı yeterince yönlendirememiştir.

Ara kanat uzunluğunun artırılmasıyla birlikte, kısa kanatlı tasarımda görülen olumsuz etkilerin azaldığı gözlemlenmiştir. Daha uzun ara kanatlar, akışı daha etkili şekilde yönlendirmiş ve bu sayede akış daha kararlı hale gelmiştir. %75 oranında ara kanat ilaveli tasarımda, kanat yüzeylerine yakın bölgelerde hız düşüşleri daha az gözlemlenmiş ve akış durma noktasına gelmeden dengeli bir şekilde ilerlemiştir. Bu gelişme hem enerji kayıplarını azaltmış hem de çarkın genel verimini artırmıştır.

Sonuç olarak, 7 ana kanata sahip çarklarda ara kanatların varlığı akışı daha dengeli hale getirirken, boylarının yeterli uzunlukta olması bu etkinin tam anlamıyla ortaya çıkmasını sağlar. Kısa ara kanatlar sınırlı bir katkı sunarken, yeterince uzun ara kanatlar hem hidrolik performansı hem de akış düzenini optimize etmiştir. Şekil 4.24 %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri verilmiştir.



Şekil 4.24. Yedi ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-9) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-10) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-11) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-12)

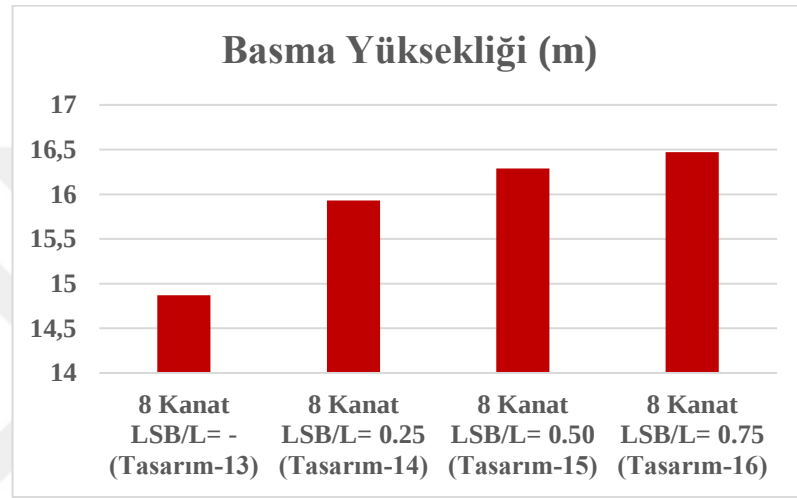
4.2.2.4. Sekiz Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarklar

8 ana kanata sahip çarka farklı boyutlarda ara kanat eklenmesinin basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerlerine etkisi sırasıyla Şekil 4.25- Şekil 4.27'de grafiksel olarak sunulmuştur.

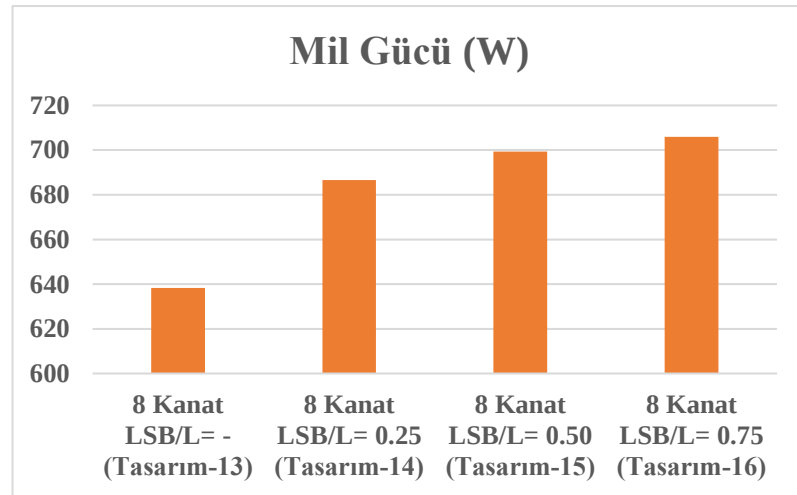
Şekil 4.25 ve Şekil 4.26'da görüldüğü üzere ara kanat ilavesi, 8 kanatlı çarklarda da basma yüksekliği ve mil gücünü artırmıştır. Ayrıca ara kanat boyundaki artışta bu değerlerin artmasında etkili olmuştur.

Şekil 4.27'de görüldüğü üzere ara kanat ilavesi 8 kanatlı çarklarda basma yüksekliği değerini artırmış olsa da verim değerinde 5,6 ve 7 kanatlı çarkların aksine

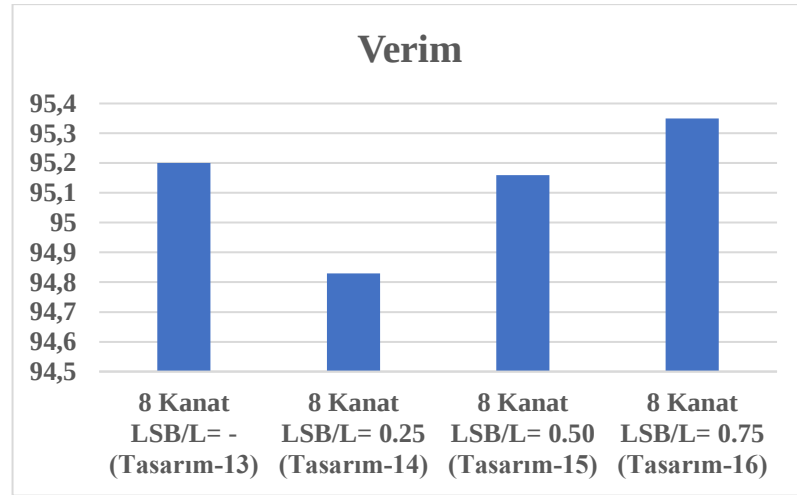
düşüşe sebep olmuştur. Verim değeri sadece %75 boyunda ara kanat ilaveli çarkta artış göstermiştir. 8 ana kanat sayısına sahip çarkta ara kanat ilavesinin verimi olumsuz etkilemesinin nedeni; kanat sayısının çok fazla (çıkış kesiti için $z=16$), kanat çıkış açısının da çok küçük ($\beta_2=28,6^\circ$) olması nedeniyle giriş ve çıkış kesitlerinde tıkanma ve daralmanın artmasıdır. Kanat çıkış açısı arttıkça çıkış daralma katsayısı artış göstermekte, kanat sayısı arttıkça da çıkış daralma katsayısı azalma eğilimindedir [53]. Literatürdeki bu bilgi ve nümerik simülasyonlar sonrası ortaya çıkan sonuçlar doğrultusunda, tasarımlar esnasında ana kanat sayısı 8'den daha fazla artırılmamıştır.



Şekil 4.25. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların basma yüksekliği değerleri



Şekil 4.26. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların mil gücü değerleri



Şekil 4.27. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların verim değerleri

8 ana kanata sahip çarklar arasında en yüksek verim değeri, %75 boyunda ara kanat ilavesi yapılan çarkta elde edilmiştir. %75 boyunda ara kanat ilaveli çark ara kanatsız çarka göre basma yüksekliğinde %10,77, mil gücünde %10,60 ve verimde %0,16 artış göstermiştir. 8 ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda pompanın en verimli noktasına ait sonuçlar Tablo 4.6’da sunulmuştur.

Tablo 4.6. Sekiz Ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklar için sonuçlar

Parametreler		Tasarım İsmi	Sonuçlar (EVN)		
z	LSB/L		H _m (m)	N _{mil} (W)	η _{çark} (%)
8	-	Tasarım-13	14,87	638,31	95,20
8	0.25	Tasarım-14	15,93	686,54	94,83
8	0.50	Tasarım-15	16,29	699,4	95,16
8	0.75	Tasarım-16	16,47	705,94	95,35

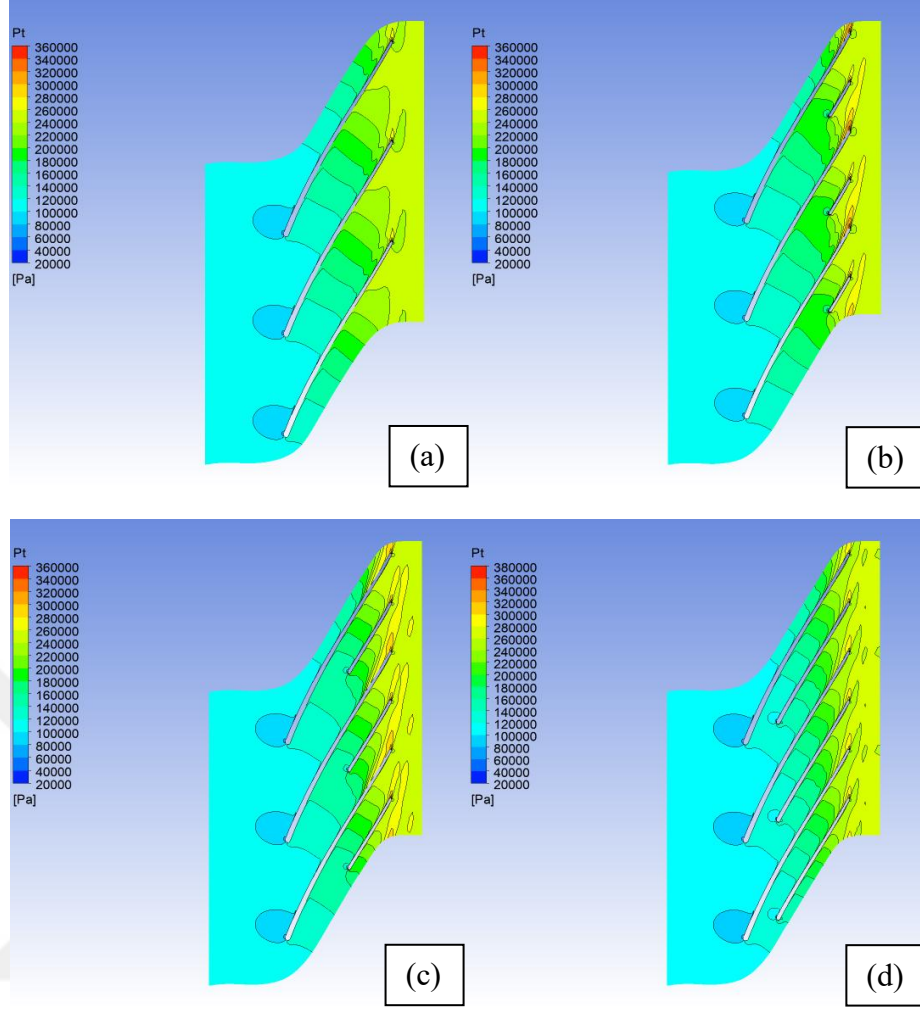
Sekiz Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarkların Basınç Dağılımlarının İncelenmesi

8 ana kanat sayısına sahip tasarımların basınç dağılımları incelendiğinde de ara kanat ilavesi bulunmayan çarkta basınç dağılımının daha düzgün gerçekleştiği görülmektedir. Bu durum, sistemdeki kayıpların az olduğunu göstermektedir. Ancak basınç değerlerinin diğer çarklara göre daha düşük olması basma yüksekliğinin sınırlı kalmasının sebebini ortaya koymaktadır

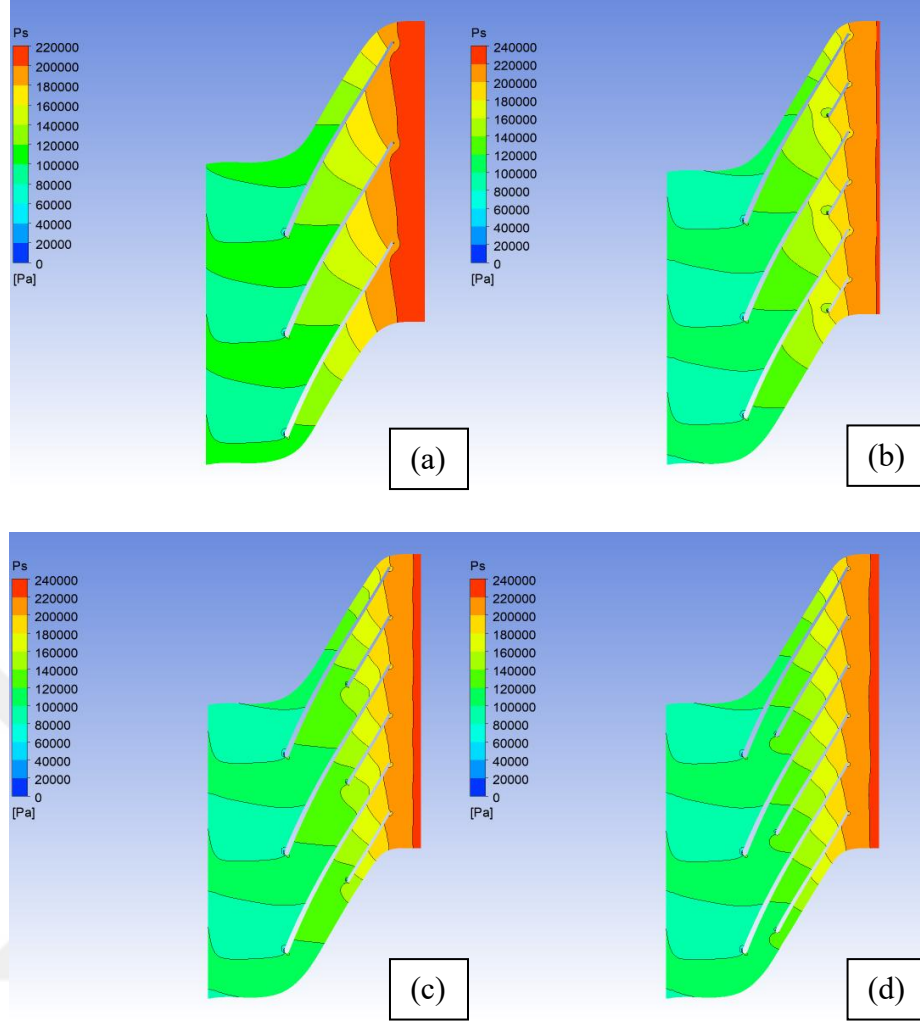
%25 oranında ara kanat ilavesiyle birlikte, basma yüksekliğinde bir artış sağlanmış ancak bu artış akış yapısında düzensizliklere yol açarak verimi olumsuz etkilemiştir. Benzer şekilde, %50 oranında ara kanat kullanılan tasarımda da daha yüksek basınç değerlerine ulaşılmış ancak akışın karmaşık hale gelmesi nedeniyle verim kaybı devam etmiştir.

En iyi sonuç, %75 oranında ara kanat kullanılan çarkta elde edilmiştir. Bu durumda hem basma yüksekliği hem de verimde artış gözlenmiştir. Elde edilen bu bulgular, ara kanat uzunluğunun artmasının belirli bir noktaya kadar performansı iyileştirdiğini, ancak verim açısından %25 ve %50 oranında ara kanat değerlerinin yüksek kanat sayısına sahip çarklarda dezavantaj oluşturabileceğini göstermektedir.

Sonuç olarak, 8 kanatlı çark özelinde ara kanatların yalnızca varlığı değil, uzunluğu da pompanın verim artışını doğrudan etkilemektedir. Şekil 4.28 ve Şekil 4.29'da sırasıyla 8 ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarkların %50 kanat yüksekliğinde alınan toplam basınç ve statik basınç dağılımını gösteren konturlar verilmiştir.



Şekil 4.28. Sekiz ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16)

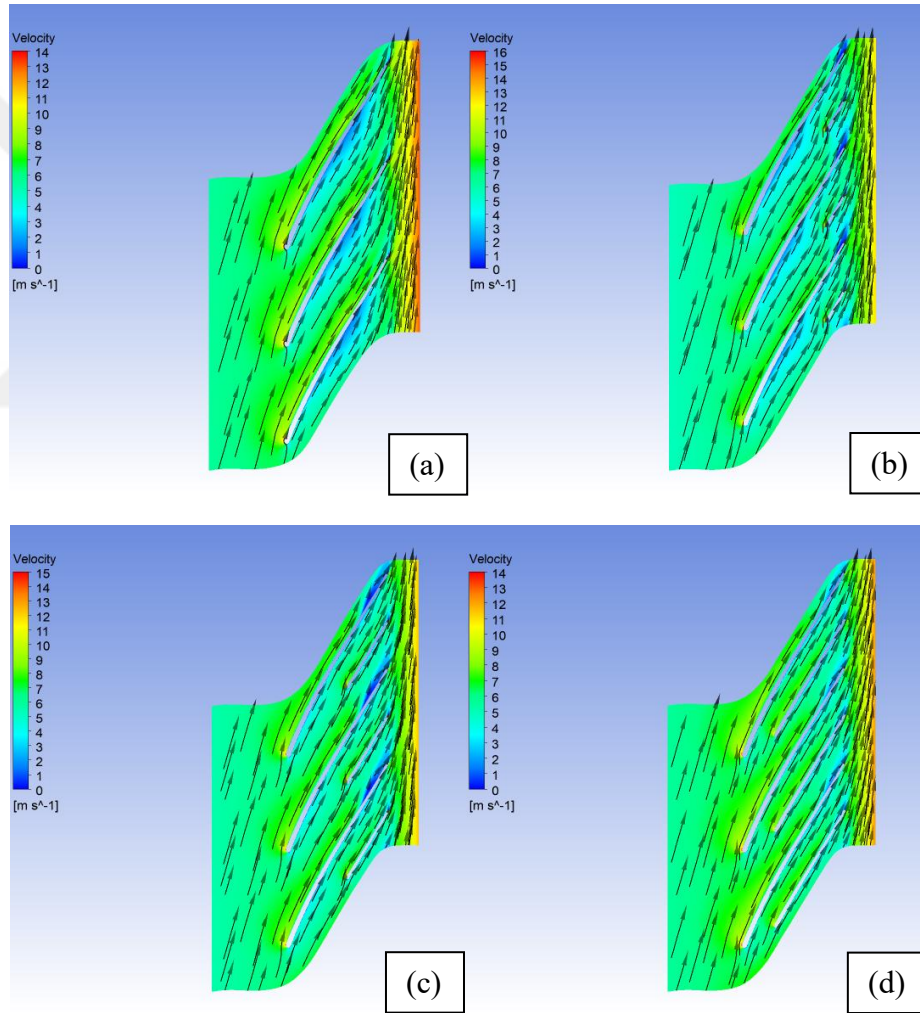


Şekil 4.29. Sekiz ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde toplam basınç konturu (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16)

Sekiz Ana Kanat Sayısına Sahip Ara Kanatlı Çarkların Hız Dağılımlarının İncelenmesi

Hız dağılımları incelendiğinde, ara kanatsız çarkta akışın daha dengeli ilerlediği gözlemlenmiştir. %25 oranında ara kanat kullanılan tasarımda ise akış çizgilerinde bozulmalar, yerel hız değişimleri ve ara kanatlara yakın bölgelerde hızın durma noktasına geldiği bölgeler oluşmuştur. Bu da akışın homojenliğini azaltarak verim düşüşüne neden olmaktadır.

%50 oranında ara kanat kullanılan tasarımda da hız alanındaki düzensizliklerin devam ettiği, ara kanat yakınında durma noktalarının olduğu ve bazı bölgelerde hız artışlarının görülmesine rağmen akışın ideal yönlendirilmediği anlaşılmaktadır. Buna karşın %75 oranında ara kanat kullanılan çarkta hız alanı daha düzenli ve dengeli bir yapıya ulaşmıştır. Çıkış hızlarının artması ve akış çizgilerinin daha stabil bir seyir göstermesi, akışın daha etkili yönlendirildiğini ve çarkın daha verimli çalıştığını göstermektedir. Genel olarak, ara kanat uzunluğundaki artış akış yönlendirme kalitesini iyileştirmiştir ancak bu iyileşmenin verime olumlu yansıması yalnızca belirli bir ara kanat oranında ($L_{SB}/L=0.75$) gerçekleşmiştir. Şekil 4.30'da %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri verilmiştir.



Şekil 4.30. Sekiz ana kanat sayısına sahip ara kanatlı çarklarda %50 kanat yüksekliğinde hız vektörleri (a) Ara kanatsız (Tasarım-13) (b) Ana kanatın %25'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-14) (c) Ana kanatın %50'si uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-15) (d) Ana kanatın %75'i uzunluğunda ara kanatlı (Tasarım-16)

Gerçekleştirilen 16 adet tekil çark simülasyonu sonucunda, farklı ana kanat sayılarına sahip çarklarda ara kanat ilavesinin pompa performansına etkileri belirgin şekilde ortaya konmuştur.

Tablo 4.7’de, mevcut çark tasarımına ek olarak 15 farklı yeni çark tasarımına ait toplam 16 çarkın performans sonuçları bir arada sunulmuştur. Bu verilere göre, en yüksek verim değerine sahip çark 7 ana kanata sahip ve ara kanat uzunluğu, ana kanadın %75’i oranında olan tasarımıdır. Bu yeni tasarım, mevcut çarka kıyasla basma yüksekliğinde %18,15, mil gücünde %16,52 ve verimde %1,38 daha yüksek sonuçlara sahiptir.

Tablo 4.7. Ara kanatlı ve ara kanatsız çarklar için sonuçlar

Parametreler		Tasarım İsmi	Sonuçlar (EVN)		
z	L _{SB} /L		H _m (m)	N _{mil} (W)	η _{çark} (%)
5	-	Tasarım-1	13,01	571,87	92,99
5	0.25	Tasarım-2	14,06	620,16	92,67
5	0.50	Tasarım-3	15,18	664,03	93,39
5	0.75	Tasarım-4	15,31	663,15	94,34
6	-	Tasarım-5	13,77	597,88	94,13
6	0.25	Tasarım-6	15,07	655,25	93,95
6	0.50	Tasarım-7	15,65	676,55	94,51
6	0.75	Tasarım-8	15,88	681,99	95,13
7	-	Tasarım-9	14,38	620,48	94,74
7	0.25	Tasarım-10	15,68	677,12	94,65
7	0.50	Tasarım-11	16,02	690,22	94,83
7	0.75	Tasarım-12	16,27	696,64	95,43
8	-	Tasarım-13	14,87	638,31	95,20
8	0.25	Tasarım-14	15,93	686,54	94,83
8	0.50	Tasarım-15	16,29	699,4	95,16
8	0.75	Tasarım-16	16,47	705,94	95,35

5, 6 ve 7 kanatlı çarklarda, %25 oranında ara kanat ilavesi tüm tasarımlarda verimi düşürürken, %50 ve %75 oranlarındaki ara kanat ilaveleri verimde artış sağlamıştır. Bu durum, düşük kanat sayısına ve küçük kanat çıkış açısına ($\beta_2=28,6^\circ$)

sahip çarklarda, ara kanatların yeterli uzunlukta olduğunda akışı daha etkin yönlendirdiğini ve böylece verimi olumlu yönde artırdığını ortaya koymaktadır.

Tüm ana kanat gruplarında (5, 6, 7 ve 8), en yüksek verim değerleri %75 oranında ara kanat eklenmiş tasarımlarda elde edilmiştir.

Basma yüksekliği, tüm ara kanat ilavelerinde artış göstermiştir. Bu durum, ara kanatların akışı yönlendirerek enerji aktarımını artırdığını ve dolayısıyla basma yüksekliğini olumlu yönde etkilediğini doğrulamaktadır.

8 ana kanatlı çarklara geçildiğinde, yalnızca %75 oranında ara kanat ilavesi yapılan tasarımda verim artışı sağlanmış, %25 ve %50 oranlarındaki ara kanat uygulamaları ise verimde düşüşe neden olmuştur. Bu durum, yüksek kanat sayısına sahip çarklarda düşük oranlı ara kanatların akış dengesini bozarak kayıpları artırabileceğini ortaya koymaktadır.

Ana kanat sayısının 5'in altına düşürülmemesinin temel nedeni, 6 ana kanatlı çarklara eklenen ara kanatların, 5 kanatlı tasarımlara kıyasla daha yüksek verim değerleri sunmasıdır. Öte yandan, ana kanat sayısının 8'in üzerine çıkarılmamasının gerekçesi ise, 8 kanatlı çarklarda yalnızca %75 oranında ara kanat ilavesiyle verim artışı sağlanabilmiş olması ve bu tasarımın da 7 ana kanatlı ve aynı oranda ara kanat içeren tasarıma göre daha düşük verim sunmasıdır. Her ana kanat sayısı grubunda, %75 oranındaki ara kanat ilavesi en yüksek verim değerini sağlamıştır. Bu doğrultuda 5, 6 ve 7 kanatlı çarklar arasında, en yüksek verim %75 ara kanat içeren tasarımlarda elde edilmiştir. Bu üç tasarım birbiriyle karşılaştırıldığında da 7 ana kanatlı ve %75 ara kanat içeren çark, 6 kanatlı eşdeğerinden; 6 kanatlı tasarım ise 5 kanatlı eşdeğerinden daha yüksek verim değerine ulaşmıştır. Ancak bu düzen, 8 kanatlı tasarıma geçildiğinde bozulmuş %75 ara kanat ilavesine rağmen verim değeri, 7 kanatlı eşdeğer tasarımın gerisinde kalmıştır.

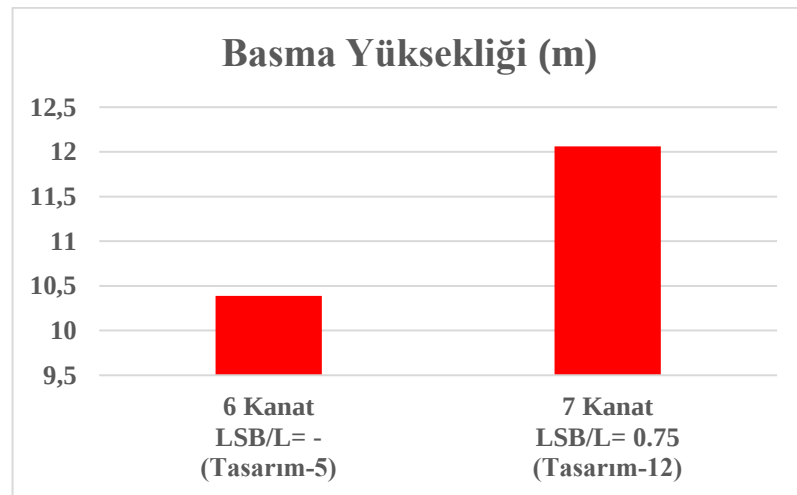
Tüm bu bulgular, ara kanatların performansa etkisinin yalnızca uzunluklarıyla sınırlı olmadığını aynı zamanda ana kanat sayısının da bu etkiyi doğrudan şekillendirdiğini ortaya koymaktadır. Özellikle düşük ve orta düzeydeki ana kanat sayılarında, yeterli uzunlukta ara kanat kullanımı akışı düzenleyerek verimi artırıcı bir rol oynamıştır. Ancak ana kanat sayısı 8'e ulaştığında, ara kanatların bu olumlu etkisi sınırlanmıştır. Bu durum, ara kanatların verimi artırıcı etkisinin belirli bir ana kanat sayısından sonra zayıfladığını ve hatta tersine dönebildiğini göstermektedir.

Dolayısıyla, optimum performans için tasarım sürecinde yalnızca ara kanat uzunluğu değil, bu kanatların etkili olabileceği ideal ana kanat sayısı da dikkatle belirlenmeli ve her iki parametre birlikte değerlendirilmelidir.

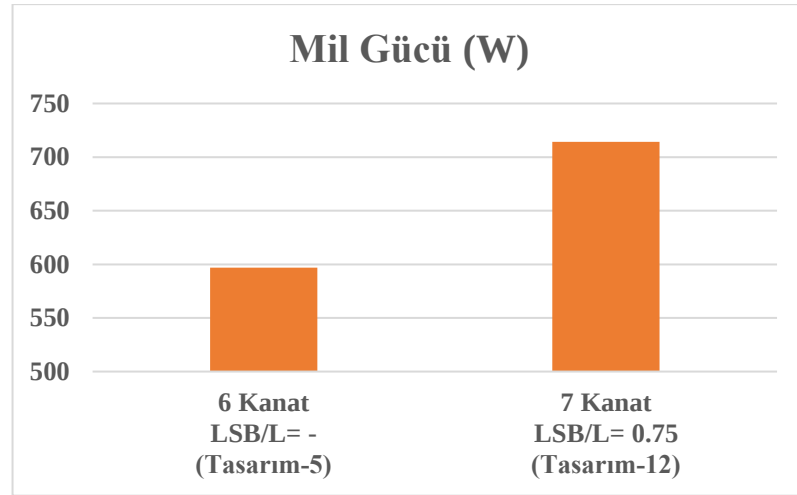
4.3. Pompa Simülasyonları

Bu bölümde, yeni tasarlanmış en verimli çark (Tasarım-12) ile mevcut çark tasarımının (Tasarım-5), pompa sistemine entegre edilerek en verimli çalışma noktası koşullarında gerçekleştirilmiş simülasyon sonuçları karşılaştırılmıştır. Her iki simülasyonda da çarklar dışındaki tüm pompa bileşenleri ve sınır koşulları birebir aynı tutulmuş ve böylece performans farkının yalnızca çark tasarımından kaynaklanması sağlanmıştır. Şekil 4.31- Şekil 4.33 arasında, sırasıyla çarkların pompa ile yapılan simülasyonlarına ait basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerlerini gösteren grafikler sunulmuştur.

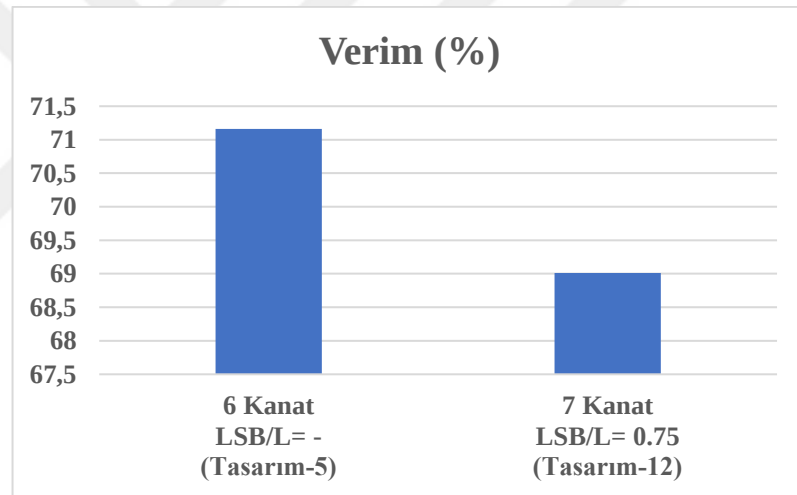
Şekil 4.31 ve Şekil 4.32’de görüldüğü üzere, pompa simülasyonlarında ana kanat sayısının artırılması ve ara kanat ilavesiyle birlikte basma yüksekliği ve mil gücünde belirgin artışlar elde edildiği görülmektedir. Buna karşılık, Şekil 4.33’te gösterildiği üzere verim değerinde bir düşüş meydana gelmiştir. Bu verim kaybının, mevcut difüzör geometrisinin ara kanatsız ve altı ana kanatlı bir çark esas alınarak tasarlanmış olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Bu nedenle, yeni çark ile tam bir akış uyumu sağlanamamakta ve bu durum sistemin genel verimini olumsuz etkilemektedir.



Şekil 4.31. Tasarım-5 ve Tasarım-12 çarklarına sahip pompaların basma yüksekliği değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.32. Tasarım-5 ve Tasarım-12 çarklarına sahip pompaların mil gücü değerlerinin karşılaştırılması



Şekil 4.33. Tasarım-5 ve Tasarım-12 çarklarına sahip pompaların verim değerlerinin karşılaştırılması

Tablo 4.8’de görüldüğü üzere, pompa simülasyonları sonucunda yeni tasarım çark, mevcut çark tasarımına kıyasla basma yüksekliğinde %16,07 ve mil gücünde %19,67 oranında artış sağlamıştır. Buna karşılık, sistem veriminde %3,02’lik bir düşüş gözlemlenmiştir. Ara kanat ilavesiyle basma yüksekliğinde artış yaşanması, mevcut literatürle uyumlu bir sonuç olarak değerlendirilmektedir [13,15,24,27,33].

Tablo 4.8. Mevcut çarka sahip ve yeni çarka sahip pompaların simülasyon sonuçları

Parametreler		Çark Tasarımının İsmi	Sonuçlar (EVN)		
z	L _{SB} /L		H _m (m)	N _{mil} (W)	η _{pompa} (%)
6	-	Tasarım-5	10,39	596,85	71,16
7	0.75	Tasarım-12	12,06	714,26	69,01

Pompa Simülasyonlarına Ait Basınç Dağılımlarının İncelenmesi

Toplam basınç dağılımları incelendiğinde, Tasarım-5 çarkına sahip pompa sisteminde, çark çıkışından itibaren daha düzgün ve homojen bir toplam basınç artışı elde edildiği gözlemlenmiştir. Bu durum, çarkın akışa aktardığı kinetik enerjinin daha kontrollü bir şekilde statik basınca dönüştürüldüğünü, dolayısıyla enerji dönüşümünün daha verimli bir şekilde gerçekleştiğini göstermektedir. Ayrıca difüzör girişinde oluşan akış profili düzenli ve simetrik bir yapı sergilemiştir. Bu da, sistemdeki hidrolik kayıpların minimize edildiğini ve akışın genel olarak daha kararlı ilerlediğini işaret etmektedir.

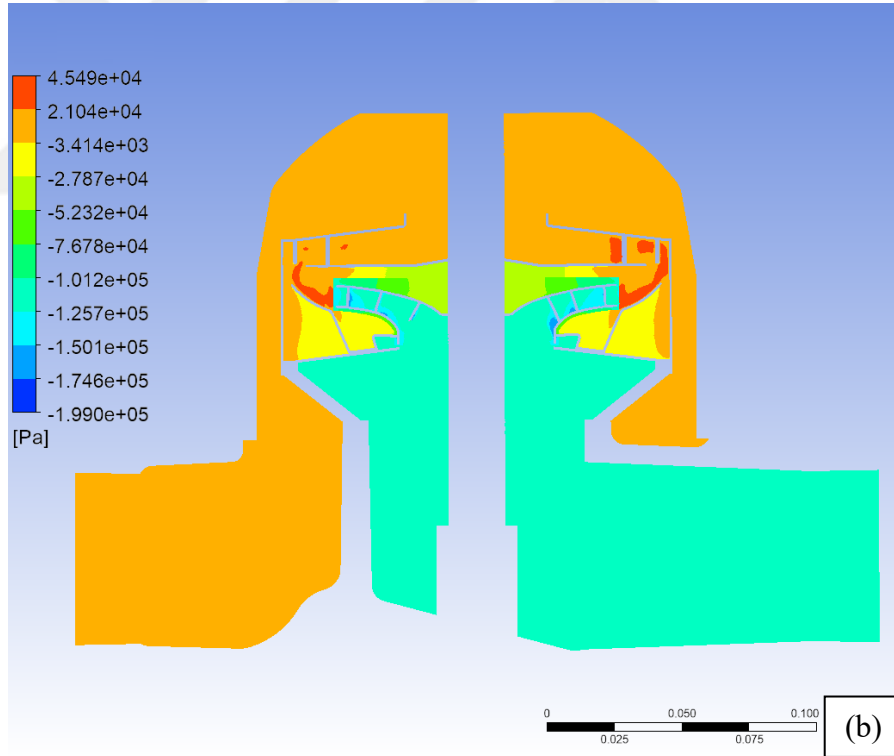
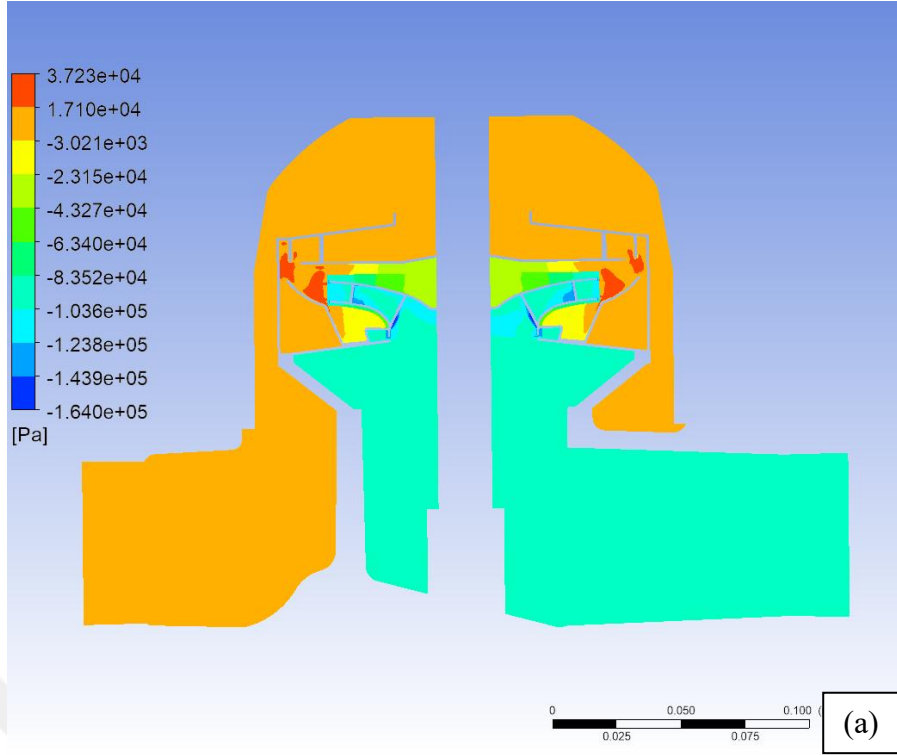
Tasarım-12 çarkına sahip pompada ise toplam basınç artışı daha yüksek seviyelere ulaşmakta, bu durum doğrudan daha yüksek bir basma yüksekliğine karşılık gelmektedir. Ancak söz konusu artış, ara kanatların oluşturduğu türbülans ve akış ayrışmaları nedeniyle daha düzensiz bir yapıda gerçekleşmektedir. Toplam basıncın geniş bir alana yayılması, enerji aktarımının daha dağınık olduğunu ve dolayısıyla mil gücünün daha fazla olduğunu göstermektedir. Bu durum, sistemdeki mil gücü ihtiyacının artmasına, dolayısıyla enerji tüketiminin yükselmesine neden olmaktadır.

Statik basınç dağılımları incelendiğinde, Tasarım-5 çarkına sahip pompada çark çıkışından difüzöre geçiş süresince statik basınç artışının daha kararlı ve dengeli bir şekilde gerçekleştiği gözlemlenmiştir. Akış boyunca ani basınç değişimlerinin olmaması, düşük türbülans düzeyleriyle birlikte sistem veriminin yüksek olduğunu göstermektedir. Buna karşılık, Tasarım-12 çarkına sahip pompada statik basınç değerleri çark çıkışında daha yüksek seviyelere ulaşsa da bu artış, akışın düzensiz yapısı ve kayıplarla birlikte gerçekleşmektedir. Statik basınç seviyesinin yüksekliği,

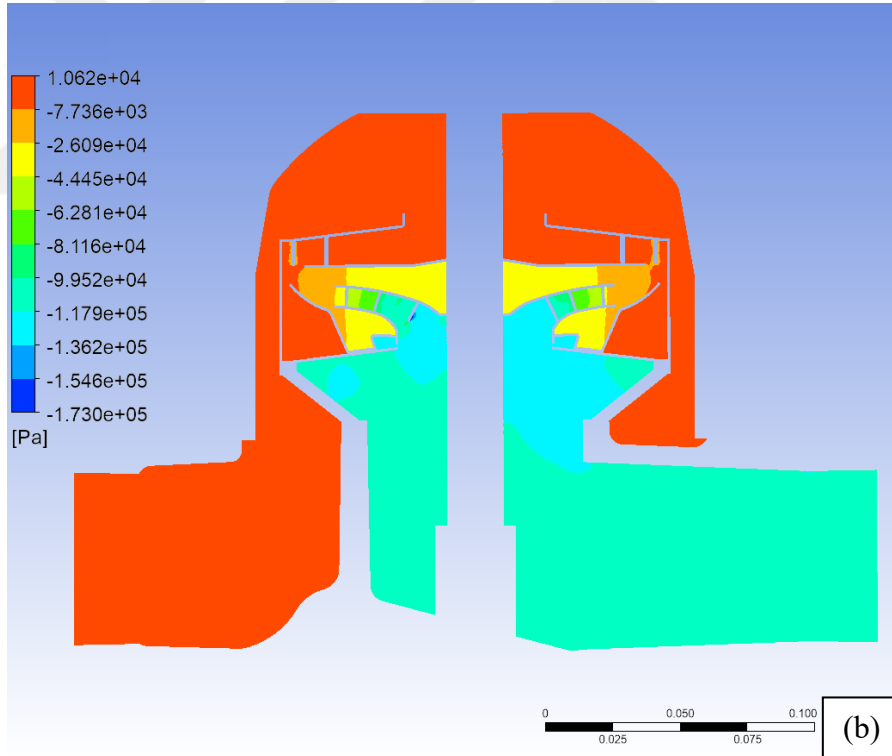
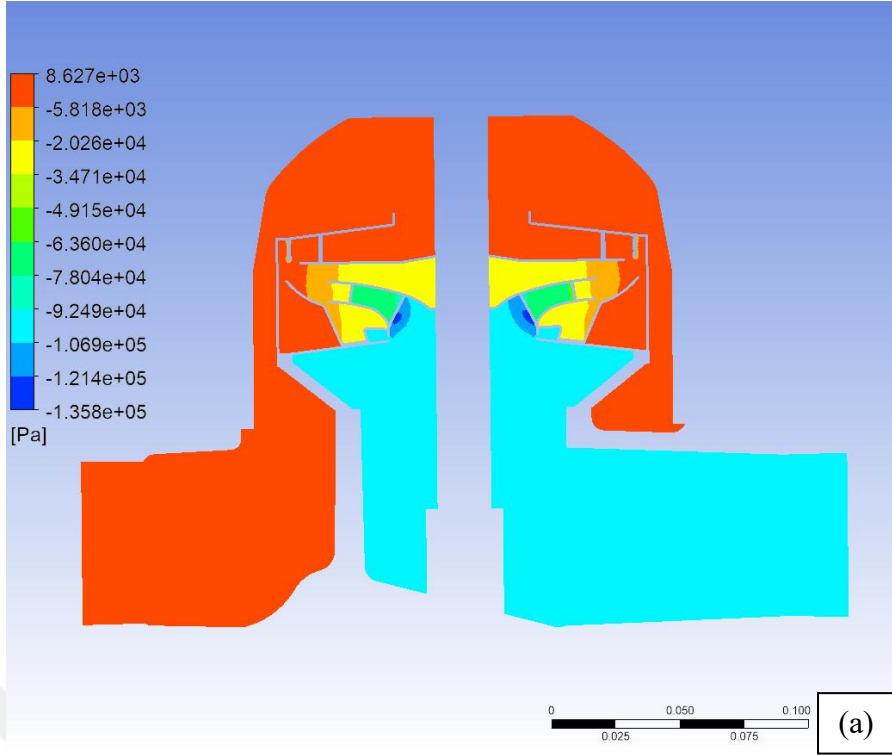
pompanın basma yüksekliği açısından avantaj sağlasa da enerji verimliliği açısından dezavantaj oluşturmaktadır.

Sonuç olarak, Tasarım-5 arkı ile çalıřan pompa, daha dūřuk mil gūcū gereksinimiyle daha yūksek bir verim sunarken Tasarım-12 arkı ile çalıřan pompa daha yūksek basma yūkseklięi saęlamasına karřın daha fazla enerji tūketimiyle çalıřmaktadır. Bu bulgular, çark tasarımındaki farklılıkların pompa performansı üzerindeki etkisini açık bir řekilde ortaya koymaktadır. řekil 4.34 ve řekil 4.35'te sırasıyla toplam basınç ve statik basınç daęılımlarının iki boyutlu kesit gūrūnūmleri sunulmuřtur.





Şekil 4.34. Pompa simülasyonlarına ait toplam basınç konturları (a) Tasarım-5 çarkına sahip pompa (b) Tasarım-12 çarkına sahip pompa



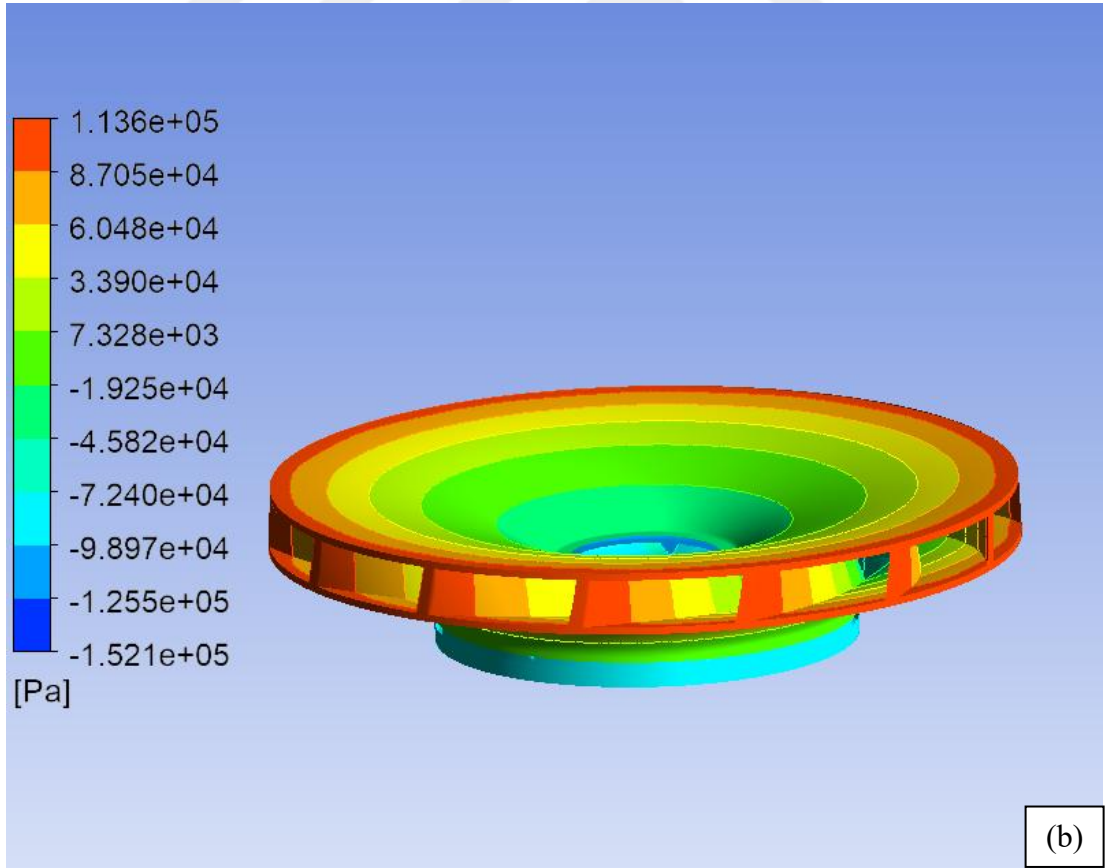
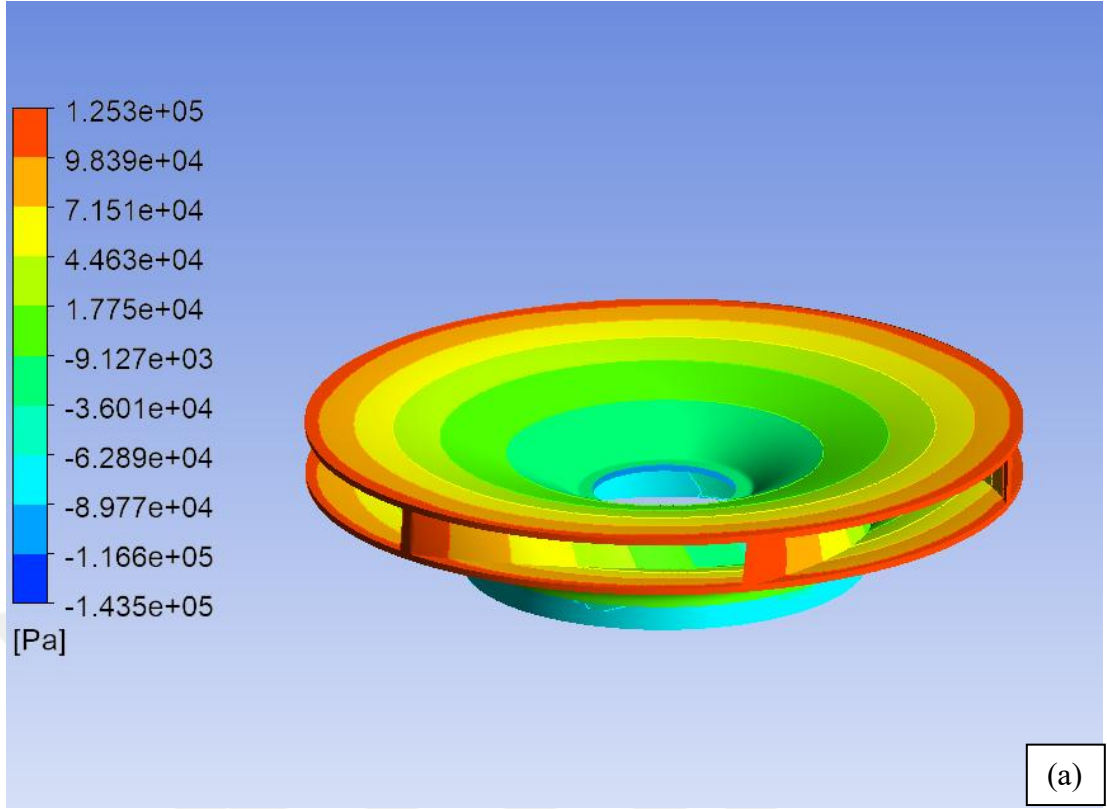
Şekil 4.35. Pompa simülasyonlarına ait statik basınç konturları (a) Tasarım-5 çarkına sahip pompa (b) Tasarım-12 çarkına sahip pompa

Basınç dağılımlarını daha detaylı değerlendirebilmek amacıyla, çark üzerindeki basınç dağılımlarının bölgesel olarak incelenmesi faydalı olacaktır. Şekil 4.36'da sunulmuş olan çarklar üzerindeki toplam basınç dağılımı incelendiğinde, Tasarım-5 çarkının çıkış bölgesinde daha yüksek toplam basınç seviyelerine ulaştığı görülmektedir. Bu durum, tasarım-5 çarkının akışkana daha fazla enerji kazandırdığını göstermektedir.

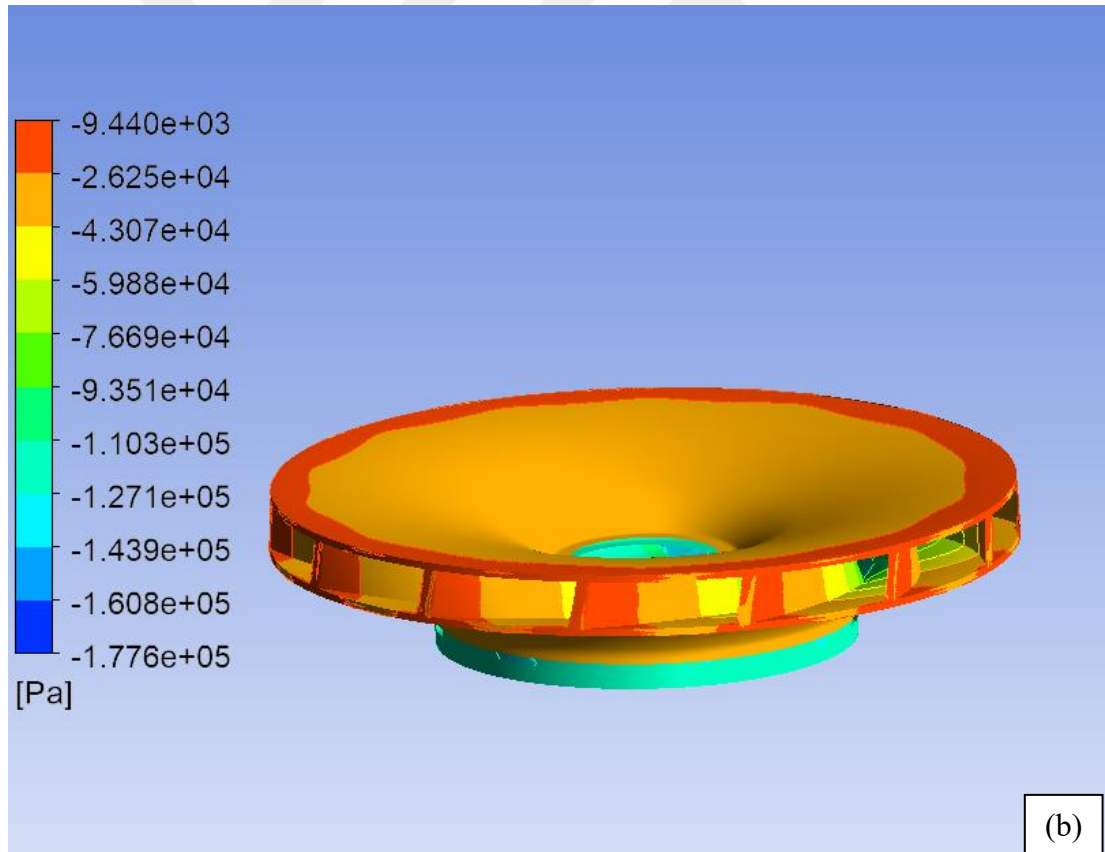
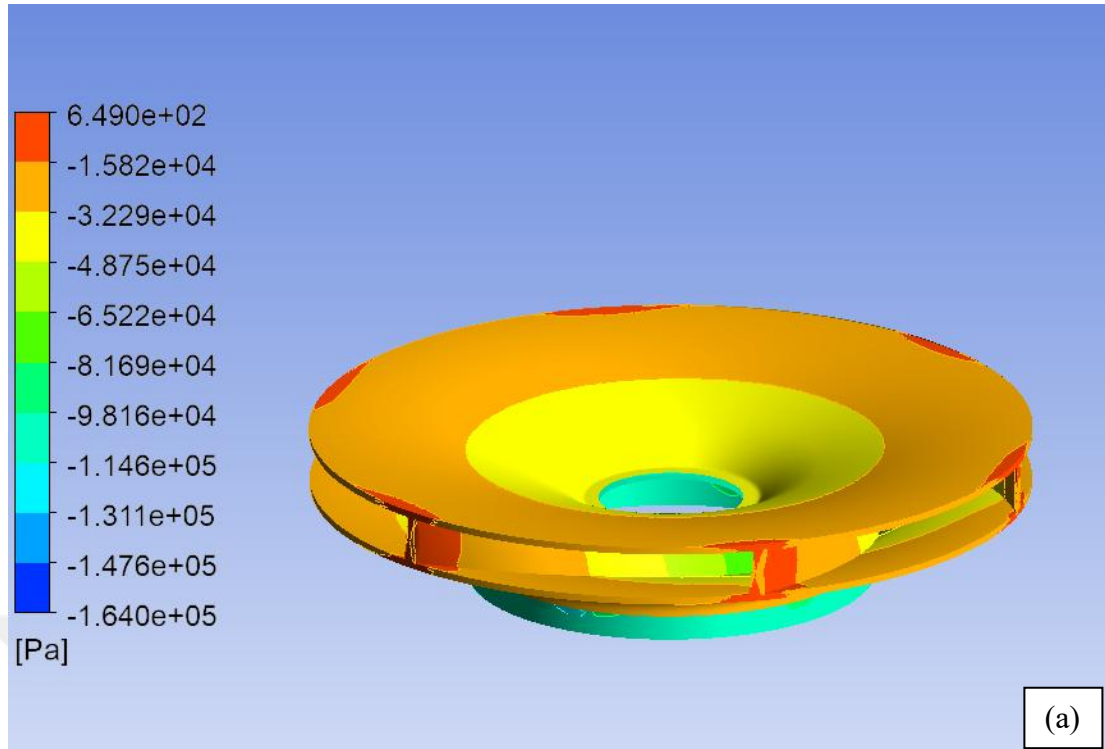
Tasarım-12 çarkında ise toplam basınç daha geniş bir alana yayılmış, ancak maksimum basınç seviyeleri Tasarım-5'e kıyasla daha düşük kalmıştır. Bu durum, Tasarım-12'nin akışı daha iyi yönlendirmesine rağmen, daha fazla hidrolik kayba uğradığını ve bunun sonucunda sistemin daha fazla mil gücü gereksinimiyle çalıştığını göstermektedir.

Statik basınç dağılımı açısından değerlendirildiğinde (Şekil 4.37), Tasarım-12 çarkında çark çıkışında daha yüksek statik basınç seviyelerine ulaşıldığı gözlemlenmiştir. Bu durum, çarkın oluşturduğu akış enerjisinin daha yüksek bir basma yüksekliği sağladığını göstermektedir. Öte yandan, Tasarım-5 çarkında statik basınç dağılımı daha homojen bir yapı sergilemekte ve çıkış bölgesinde oluşan basınç artışı daha sınırlı kalmaktadır. Bu durum, akışın daha az dirençle karşılaştığını ve sistemin daha kararlı dolayısıyla daha verimli çalıştığını göstermektedir.

Yapılan karşılaştırmalı değerlendirme sonucunda, çark tasarımının pompa performansı üzerinde doğrudan etkili olduğu görülmektedir. Tasarım-5 çarkı daha yüksek basma yüksekliği ve çıkış basıncı sağlamasına rağmen, artan hidrolik direnç nedeniyle daha fazla enerji tüketmiş ve sistem veriminde azalmaya yol açmıştır. Ara kanatlar, akış yönlendirme açısından olumlu katkılar sunsa da sistemdeki kayıpları artırarak genel performansı olumsuz etkilemiştir. Şekil 4.36 ve şekil 4.37'de sırasıyla çark üzerindeki toplam ve statik basınç dağılımları sunulmuştur.



Şekil 4.36. Çarklara ait toplam basınç dağılımları (a) Tasarım-5 (b) Tasarım-12



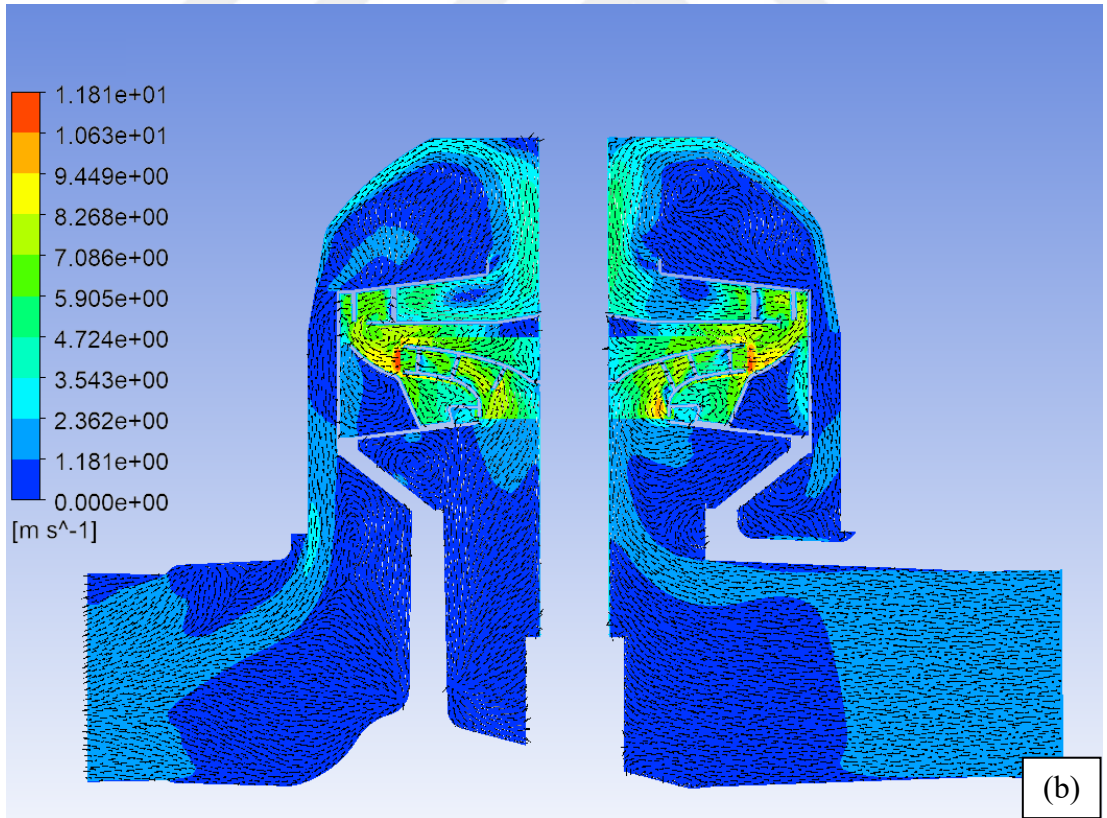
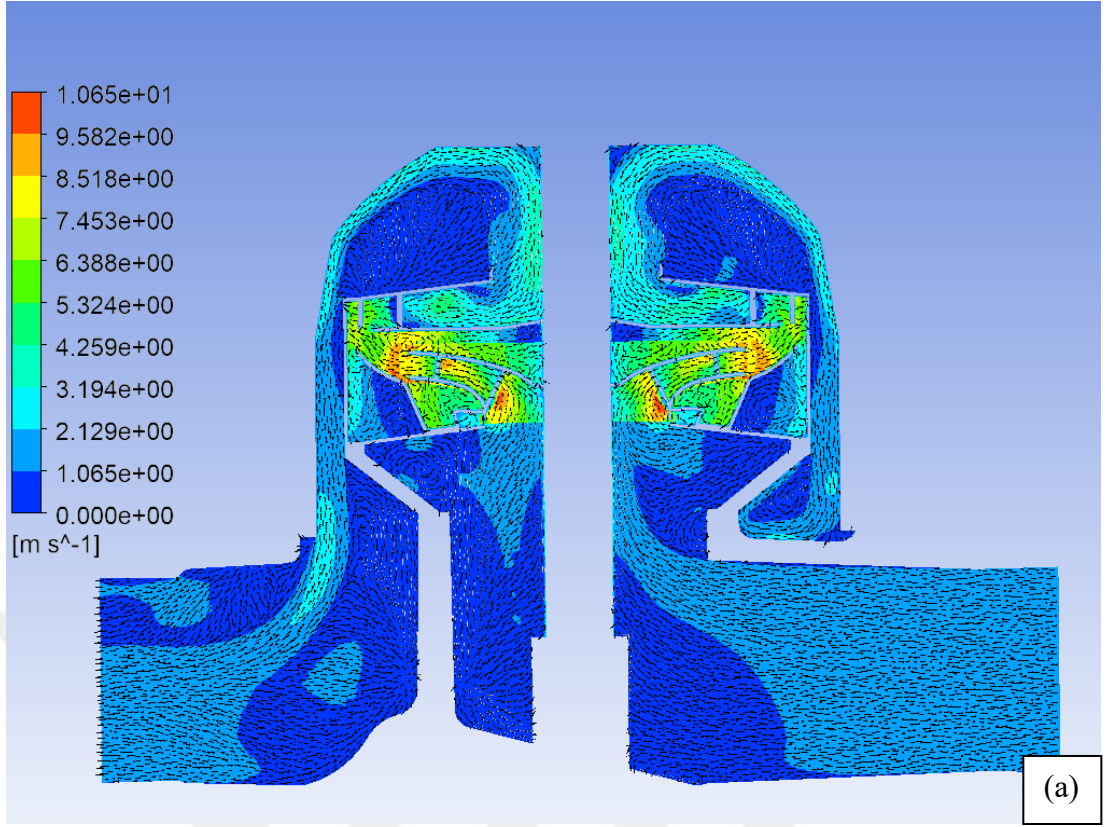
Şekil 4.37. Çarklara ait statik basınç dağılımları (a) Tasarım-5 (b) Tasarım-12

Pompa Simülasyonlarına Ait Hız Dağılımlarının İncelenmesi

Tasarım-5 çarkına sahip pompa için elde edilen hız dağılımları incelendiğinde, çark girişinden difüzör çıkışına kadar daha düzgün ve yönelimi tutarlı bir akış yapısı görülmektedir. Özellikle çark çıkışı ve difüzör girişi bölgelerinde hız vektörlerinin yönelimi daha kontrollü ve düzenlidir. Bu durum, düşük enerji kaybı ile daha verimli bir akış ortamı oluştuğunu göstermektedir. Ayrıca, düşük hız bölgelerinin daha sınırlı bir alana yayılması; akış ayrılmalarının, türbülansın ve kayıpların daha az olduğunu göstermektedir.

Tasarım-12 çarkına sahip pompa da ise ara kanatların etkisiyle çark bölgesinde daha karmaşık bir akış yapısı gözlemlenmektedir. Hız vektörlerinin yönü daha fazla sapma göstermekte, özellikle difüzör girişinde ve çark çıkışında dağınık bir akış yapısı oluşmaktadır. Bu durum, ara kanatların akışı bölerek yönlendirdiği ancak aynı zamanda lokal girdap oluşumuna neden olduğu şeklinde yorumlanabilir. Gözlemlenen bu dağınık yapı sistemdeki toplam kayıpların artmasına, buna bağlı olarak mil gücü ihtiyacının yükselmesine ve sonuç olarak pompa veriminin düşmesine neden olmaktadır.

Her iki tasarım karşılaştırıldığında, Tasarım-5 çarkına sahip pompada gözlemlenen daha kararlı ve düzenli akış yapısının, toplam enerji verimliliği açısından daha avantajlı olduğu görülmektedir. Tasarım-12 çarkına sahip pompa ise daha yüksek çıkış enerjisi sağlamakla birlikte, içinde bulundurduğu girdaplar ve düzensiz akış nedeniyle verim açısından daha dezavantajlıdır. Şekil 4.38’de hız vektörleri, 2 boyutlu kesit görüntüsü olarak verilmiştir.

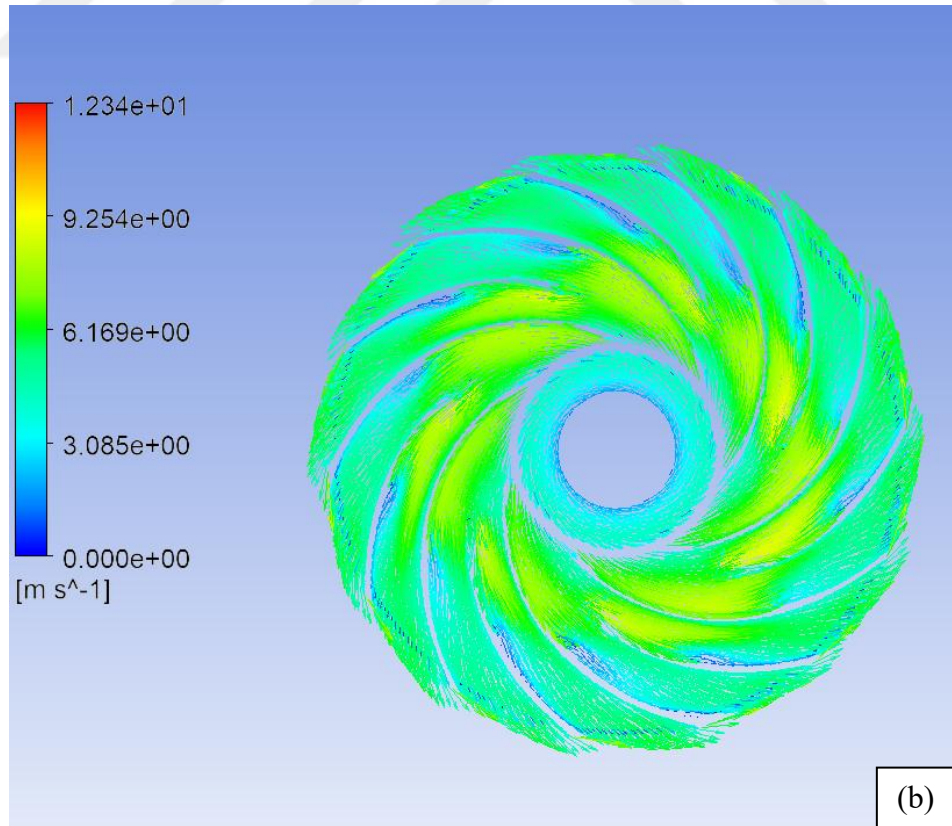
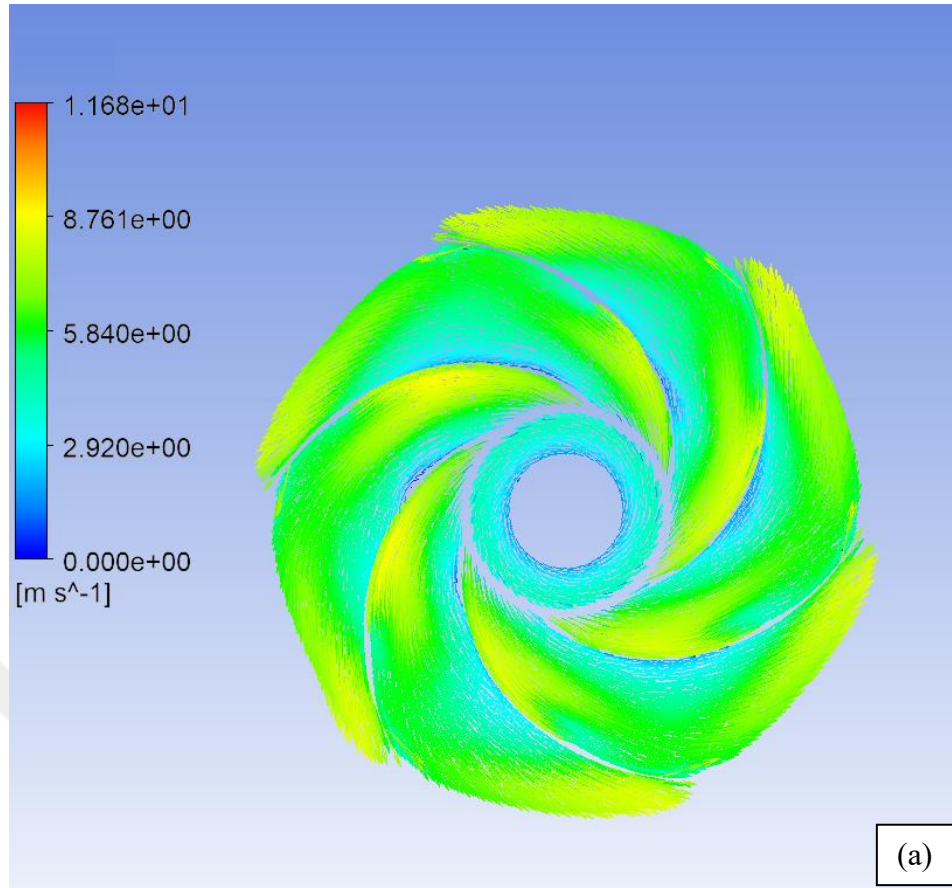


Şekil 4.38. Pompa simülasyonlarına ait hız vektörleri (a) mevcut çarklı pompa (b) yeni tasarım çarklı pompa

Hız dağılımlarını daha ayrıntılı değerlendirebilmek amacıyla çark üzerindeki hız vektörlerinin bölgesel olarak incelenmesi daha yararlı olacaktır. Tasarım-5 çarkında hız vektörleri daha düzenli ve kararlı bir yapı sergilemektedir. Kanat aralarında akış homojen biçimde ilerlemekte, hız büyüklüğü çark boyunca istikrarlı bir şekilde artmaktadır. Bu durum, akışkanın çark boyunca düzgün bir şekilde ivmelendirildiğini ve çarkın akışkan üzerindeki yönlendirici etkisinin daha başarılı olduğunu göstermektedir. Kanat çevresinde düşük hız bölgeleri sınırlı olup, akışkanın yapışma ya da durgunluk davranışı göstermediği görülmektedir. Bu durum, düşük hidrolik kayıplar ve daha yüksek bir verim ile ilişkilendirilebilir.

Tasarım-12 çarkında ise hız vektörleri daha karmaşık bir yapı sergilemekte özellikle ana ve ara kanatlar arasındaki bölgelerde belirgin hız düşüşleri görülmektedir. Ara kanatların varlığı, akışı yönlendirme açısından avantaj sağlasa da bazı bölgelerde durgun akış alanları oluştuğu görülmüştür. Kanat yüzeylerine yakın alanlarda, özellikle ara kanatların hemen çevresinde hızların ciddi şekilde düştüğü ve akışın yavaşladığı bölgeler dikkat çekmektedir. Bu durum sınır tabaka kalınlaşması, olası ayrılmalar ve türbülansın artması gibi olumsuz etkiler doğurarak sistemdeki hidrolik kayıpların artmasına neden olabilir.

Ayrıca Tasarım-12 çarkında hız vektörlerinin yönü, Tasarım-5 çarkına kıyasla daha fazla sapma göstermektedir. Bu sapmalar, akışın kararlılığını bozmakta ve çark çıkışında akışın daha dağınık bir yapıya bürünmesine yol açmaktadır. Ortaya çıkan bu dengesiz hız dağılımı, pompanın verimini düşüren etkilerden biridir. Çarklar üzerindeki hız dağılımlarına ait görseller şekil 4.39'da sunulmuştur.



Şekil 4.39. Çarklara ait hız vektörleri (a) Tasarım-5 (b) Tasarım-12

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tez çalışmasında, halihazırda üretimi yapılmakta olan tek kademeli bir hidrofor pompasına ait çarkın performansını artırmak amacıyla, çark geometrisinde değişiklikler yapılmıştır. Tasarım sürecinde, çarkın ana kanat sayısı değiştirilmiş ve iki ardışık ana kanat arasındaki geometrik merkeze, ana kanat boyunun belirli oranlarında (%25, %50, %75) ara kanatlar eklenmiştir. Bu tasarım değişiklikleri ile farklı kanat sayısı ve ara kanat uzunluklarının kombinasyonlarına bağlı olarak toplam 15 yeni çark tasarımı oluşturulmuştur.

Çalışmanın ilk aşamasında bu yeni tasarım çarkların ve mevcut çarkın pompanın en verimli çalışma noktasında tekil olarak nümerik simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Daha sonra en yüksek verim değerine sahip olan yeni tasarım çark ($z=7$, $L_{SB}/L = 0.75$) ve mevcut çark ($z=6$, $L_{SB}/L = -$), tek kademeli hidrofor pompa sistemine ayrı ayrı entegre edilerek simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Her iki simülasyon da aynı pompa koşullarında gerçekleştirilmiş olup, tek fark pompanın içindeki çarktır. Bu şekilde, her bir çarkın pompa üzerindeki etkisi bağımsız olarak değerlendirilmiştir.

Bu tez çalışması kapsamında elde edilen sonuçlar aşağıda listelenmiştir;

- Tekil çarklar üzerinde gerçekleştirilmiş olan nümerik simülasyonlar sonucunda, ara kanat ilavesiz çarklarda kanat sayısının artışıyla basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerlerinde artış gözlemlenmiştir. Ara kanat ilavesiz çarklar arasında en yüksek basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerine 8 kanat sayısına sahip çarkta ulaşılmıştır. 6 kanat sayısına sahip mevcut çarkın basma yüksekliği değeri 13,77 m, mil gücü değeri 597,88 W ve verim değeri %94,13 iken 8 kanat sayısına sahip çarkın basma yüksekliği değeri 14,87 m, mil gücü değeri 638,31 W ve verim değeri %95,19 olmuştur. Bu durumda, 6 kanat sayısını 8 kanat sayısına arttırmanın basma yüksekliğinde %7,99, mil gücünde %6,76 verimde %1,13 artışa neden olduğu görülmüştür.
- Tüm ara kanat ilavelerinde, çarkların basma yüksekliği değerlerinde artış gözlemlenmiştir.
- Ara kanat ilaveli çarklar incelendiğinde, $L_{SB}/L=0.25$ oranındaki ara kanatların eklendiği hiçbir ana kanat sayısı grubunda verim artışı sağlanamadığı görülmüştür. Buna karşılık, tüm ana kanat sayısı gruplarında en yüksek verim

değerleri $L_{SB}/L=0.75$ oranında ara kanat ilavesi yapılan çarklarda elde edilmiştir.

- $15\text{m}^3/\text{saat}$ debi değeri için ara kanatlı çarkların ara kanatsız çarklara göre kıyaslamaları şöyledir: $z=5$ için; ara kanat ilavesiz çarka göre en yüksek basma yüksekliği, mil gücü ve verim artışı $L_{SB}/L=0.75$ oranında ara kanat ilavesi ile elde edilmiştir. Ara kanat ilaveli çark basma yüksekliğinde %17,67 mil gücünde %15,97 ve verimde %1,45 artış göstermiştir. $z=6$ için; ara kanat ilavesiz çarka göre en yüksek basma yüksekliği, mil gücü ve verim artışı $L_{SB}/L=0.75$ oranında ara kanat ilavesi ile elde edilmiştir. Ara kanat ilaveli çark basma yüksekliğinde %15,35, mil gücünde %14,04 ve verimde %1,06 artış göstermiştir. $z=7$ için; ara kanat ilavesiz çarka göre en yüksek basma yüksekliği, mil gücü ve verim artışı $L_{SB}/L=0.75$ oranında ara kanat ilavesi ile elde edilmiştir. Ara kanat ilaveli çark basma yüksekliğinde %13,15, mil gücünde %12,2 ve verimde %0,73 artış göstermiştir. $z=8$ için; ara kanat ilavesiz çarka göre en yüksek basma yüksekliği, mil gücü ve verim artışı $L_{SB}/L=0.75$ oranında ara kanat ilavesi ile elde edilmiştir. Ara kanat ilaveli çark basma yüksekliğinde %10,77, mil gücünde %10,60 ve verimde %0,16 artış göstermiştir.
- 5, 6 ve 7 kanat sayısına sahip çarklarda, ana kanat uzunluğunun %25'i oranında ara kanat uzunluğuna sahip çarklar dışında diğer tüm çarklarda ara kanat ilavesi verim değerlerini artırmıştır. Ara kanat uzunluğunun artmasıyla basma yüksekliği ve mil gücünde olduğu gibi verim değerleri de artış göstermiştir. Ancak 8 kanatlı çarklarda %25 ve %50 oranında ara kanat ilaveleri, basma yüksekliği ve mil gücü değerlerini artırsa da verimi düşürmüştür. Sadece ana kanadın %75'i boyutunda ara kanat ilavesi yapılan çarkta, verim ara kanatsız tasarıma kıyasla artış göstermiştir.
- 8 kanat sayısına sahip çarkta, ara kanat ilavesinin verimi olumsuz etkilemesinin nedeni kanat sayısının çok fazla (çıkış kesiti için $z=16$), kanat çıkış açısının da çok küçük ($\beta_2=28,6^\circ$) olmasıdır. Bu durum, giriş ve çıkış kesitlerinde tıkanma ve daralmanın artmasına yol açmaktadır. Kanat çıkış açısı arttıkça, çıkış daralma katsayısı artış gösterir kanat sayısı arttıkça da çıkış daralma katsayısı azalma eğilimindedir.

- Ana kanat sayısının 5'in altına düşürülmemesinin temel nedeni, 6 ana kanatlı çarklara eklenen ara kanatların, 5 kanatlı tasarımlara kıyasla daha yüksek verim değerleri sunmasıdır. Öte yandan, ana kanat sayısının 8'in üzerine çıkarılmamasının gerekçesi ise, 8 kanatlı çarklarda yalnızca %75 oranında ara kanat ilavesiyle verim artışı sağlanabilmiş olması ve bu tasarımın da 7 ana kanatlı ve aynı oranda ara kanat içeren tasarıma göre daha düşük verim sunmasıdır. Her ana kanat sayısı grubunda, %75 oranındaki ara kanat ilavesi en yüksek verim değerini sağlamıştır. Bu doğrultuda 5, 6 ve 7 kanatlı çarklar arasında, en yüksek verim %75 ara kanat içeren tasarımlarda elde edilmiştir. Bu üç tasarım birbiriyle karşılaştırıldığında da 7 ana kanatlı ve %75 ara kanat içeren çark, 6 kanatlı eşdeğerinden; 6 kanatlı tasarım ise 5 kanatlı eşdeğerinden daha yüksek verim değerine ulaşmıştır. Ancak bu düzen, 8 kanatlı tasarıma geçildiğinde bozulmuş %75 ara kanat ilavesine rağmen verim değeri, 7 kanatlı eşdeğer tasarımın gerisinde kalmıştır.
- 15 adet yeni tasarım çarka ait genel sonuçlara baktığımızda en yüksek basma yüksekliği, mil gücü ve verim değerinin 7 ana kanatlı ve ana kanatın %75'i oranında ara kanat uzunluğuna sahip çarkta elde edildiği görülmüştür. Bu yeni tasarım çark, mevcut çarka göre basma yüksekliğinde %18,15, mil gücünde %16,52 ve verimde %1,38 daha yüksek değerlere sahiptir.
- Tüm bu bulgular, ara kanatların performansa etkisinin yalnızca uzunluklarıyla sınırlı olmadığını aynı zamanda ana kanat sayısının da bu etkiyi doğrudan şekillendirdiğini ortaya koymaktadır. Özellikle düşük ve orta düzeydeki ana kanat sayılarında, yeterli uzunlukta ara kanat kullanımı akışı düzenleyerek verimi artırıcı bir rol oynamıştır. Ancak ana kanat sayısı 8'e ulaştığında, ara kanatların bu olumlu etkisi sınırlanmıştır. Bu durum, ara kanatların verimi artırıcı etkisinin belirli bir ana kanat sayısından sonra zayıfladığını ve hatta tersine dönebildiğini göstermektedir. Dolayısıyla, optimum performans için tasarım sürecinde yalnızca ara kanat uzunluğu değil, bu kanatların etkili olabileceği ideal ana kanat sayısı da dikkatle belirlenmeli her iki parametre birlikte değerlendirilmelidir.
- Tekil çark simülasyonlarının ardından, en yüksek verim değerini sağlayan yeni tasarım çark ($z=7$, $LSB/L=0.75$) ile mevcut çark ($z=6$, $LSB/L=-$), tek kademeli hidrofor pompa sistemine ayrı ayrı entegre edilmiş ve her iki çark, aynı

koşullarda simüle edilmiştir. Bu simülasyonlarda, yeni tasarım çark basma yüksekliği ve mil gücü değerlerinde daha yüksek sonuçlar sağlamıştır. Ancak verim açısından incelendiğinde yeni tasarım çarkın pompa ile yapılan simülasyonunda daha düşük bir verim değeri gözlemlenmiştir. Bu verim düşüşünün, difüzörün mevcut çark için özel olarak tasarlanmış olmasından ve dolayısıyla yeni tasarım çarka uyum sağlayamamasından kaynaklandığı sonucuna varılmıştır. Pompa simülasyonlarında yeni tasarım çarka sahip pompa, mevcut çarka sahip pompaya göre basma yüksekliğinde %16,07 ve mil gücünde %19,67'lik bir artış, verim değerinde ise %3,02'lik bir düşüş göstermiştir.

- Sonuç olarak düşük özgül hız değerlerine sahip çarklarda uygun kanat sayısı ve kanat çıkış açısı ayarlandığında ara kanat ilavesinin basma yüksekliğinde artış sağladığı belirlenmiştir ve bu sonuç literatürdeki bulgularla da uyum göstermektedir. Bu çalışma, pompa verimliliğini artırmak için çark tasarımının optimizasyonunun yanı sıra, mevcut difüzör yapısıyla uyumun gözetilmesi veya difüzörün de çarkla birlikte optimize edilmesinin önemini ortaya koymuştur.

KAYNAKÇA

- [1] Babayiğit, O. (2017). *Bir santrifüj pompanın çoklu çark parametrelerinin performansa etkisinin incelenmesi* [Doktora tezi, Selçuk Üniversitesi].
- [2] Parlak, Z. (2016). En uygun çark tasarımı ile bir santrifüj pompa performansının iyileştirilmesi. *Sakarya University Journal of Science*, 20(3), 667-676.
- [3] Oshurbekov, S., Kazakbaev, V., Prakht, V., Dmitrievskii, V., & Gevorkov, L. (2020). Energy consumption comparison of a single variable-speed pump and a system of two pumps: Variable-speed and fixed-speed. *Applied Sciences*, 10(24), 8820.
- [4] Aras, E. K. (2019). *Gerotor tipi pompalarda rotor-stator grubu ile gövde eşleşme optimizasyonu yapılarak pompa verimliliğinin artırılması* [Yüksek lisans tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi].
- [5] Akın, Ö. (2024). *Santrifüj pompalarda gövde tasarımının pompa performansına etkilerinin CFD ile incelenmesi* [Yüksek lisans tezi, Kocaeli Üniversitesi].
- [6] Alihanoglu, M. N. (2018). *Dalgıç pompalarda difüzör çark geometrik parametrelerinin pompa performansına etkisi* [Yüksek lisans tezi, Harran Üniversitesi].
- [7] Şenol, G. K. (2017). *Pompa sistemlerinde enerji tasarrufu ve demir çelik sektöründe örnek bir uygulama* [Yüksek lisans tezi, İskenderun Teknik Üniversitesi].
- [8] Dönmez, M. (2019). *Newtonian olmayan akışkanların santrifüj pompa performansı üzerine etkileri* [Yüksek lisans tezi, Bursa Uludağ Üniversitesi].
- [9] Aksoy, M. H. (2018). *Santrifüj pompa çarkındaki akış karakteristiklerinin HAD ve PIV yöntemi ile incelenmesi* [Doktora tezi, Selçuk Üniversitesi].
- [10] Engin, E. (2005). *Design, construction and performance evaluation of a submersible pump with numerical experimentation* [Master's thesis, Middle East Technical University].

- [11] Anagnostopoulos, J. S. (2006). CFD analysis and design effects in a radial pump impeller. *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*, 1(7), 763–770.
- [12] Gölcü, M., Pancar, Y., & Sekmen, Y. (2006). Energy saving in a deep well pump with splitter blade. *Energy Conversion and Management*, 47(5), 638–651.
- [13] Kergourlay, G., Younsi, M., Bakir, F., & Rey, R. (2007). Influence of splitter blades on the flow field of a centrifugal pump: Test-analysis comparison. *International Journal of Rotating Machinery*, 2007, Article ID 85024.
- [14] Luo, X., Zhang, Y., Peng, J., Xu, H., & Yu, W. (2008). Impeller inlet geometry effect on performance improvement for centrifugal pumps. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 22(9), 1971–1976.
- [15] Gölcü, M., Ergür, H. S., & Pancar, Y. (2008). Düşük kanat sayılı dalgıç pompa çarklarına ilave edilen ara kanatçıkların pompa performansına etkileri. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 13(1), 1–10.
- [16] Yang, C. X., & Cheng, X. W. (2009, March). Numerical simulation of three-dimensional flow in a multistage centrifugal pump based on integral modeling. In *2009 Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference* (pp. 1–5). IEEE.
- [17] Patil, P. M., & Todkar, R. G. (2013). An overview of effect of splitter blades on centrifugal pump performance. *International Journal of Engineering Research and Technology*, 2(11), 1278–1283.
- [18] Cui, B., Wang, C., Zhu, Z., & Jin, Y. (2013). Influence of blade outlet angle on performance of low-specific-speed centrifugal pump. *Journal of Thermal Science*, 22(2), 117–122.
- [19] Polat, F. (2013). *Dalgıç pompaların tasarımı, üretimi ve performans analizi* [Yüksek lisans tezi, Niğde Üniversitesi].

- [20] Nataraj, M., & Singh, R. R. (2014). Analyzing pump impeller for performance evaluation using RSM and CFD. *Desalination and Water Treatment*, 52(34–36), 6822–6831.
- [21] Tan, L., Zhu, B., Cao, S., Bing, H., & Wang, Y. (2014). Influence of blade wrap angle on centrifugal pump performance by numerical and experimental study. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 27(1), 171–177.
- [22] Stel, H., Sirino, T., Ponce, F. J., Chiva, S., & Morales, R. E. (2015). Numerical investigation of the flow in a multistage electric submersible pump. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 136, 41–54.
- [23] Kim, J. H., Lee, H. C., Kim, J. H., Kim, S., Yoon, J. Y., & Choi, Y. S. (2015). Design techniques to improve the performance of a centrifugal pump using CFD. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29(2), 215–225.
- [24] Yu, H., Wang, T., Dong, Y., Gou, Q., Lei, L., & Liu, Y. (2023). Numerical investigation of splitter blades on the performance of a forward-curved impeller used in a pump as turbine. *Ocean Engineering*, 281, 114721
- [25] Mohammadi, N., & Fakharzadeh, M. (2017). Analysis of effect of impeller geometry including blade outlet angle on the performance of multi-pressure pumps: Simulation and experiment. *Mechanics*, 23(1), 107–119.
- [26] Jeon, S. Y., Kim, C. K., Lee, S. M., Yoon, J. Y., & Jang, C. M. (2017). Performance enhancement of a pump impeller using optimal design method. *Journal of Thermal Science*, 26(1), 119–124.
- [27] Korkmaz, E., Gölcü, M., & Kurbanoğlu, C. (2017). Effects of blade discharge angle, blade number and splitter blade length on deep well pump performance. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 10(2), 529–540.
- [28] Ding, H., Li, Z., Gong, X., & Li, M. (2019). The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed. *Vacuum*, 159, 239–246.

- [29] Zhang, R. H., Yun, L. C., & Li, J. (2019). The effect of impeller slot jet on centrifugal pump performance. *Journal of Hydrodynamics*, 31(4), 733–739.
- [30] Gobran, M. H., Ibrahim, M. M., Shaltout, R. E., & Shalaby, M. A. (2019). Numerical simulation of centrifugal pump and effect of impeller geometry on its performance. *Engineering Applications of Science*, 4(2), 21.
- [31] Demirtaş, M. (2019). *Design and numerical analyses of guide vanes of a multistage submersible pump* [Master's thesis, İzmir Institute of Technology].
- [32] Tarım, S. (2019). *Çark çapı küçültmenin dalgıç pompa performans karakteristiklerine etkisinin analizi* [Yüksek lisans tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi].
- [33] Namazizadeh, M., Gevari, M. T., Mojaddam, M., & Vajdi, M. (2020). Optimization of the splitter blade configuration and geometry of a centrifugal pump impeller using design of experiment. *Journal of Applied Fluid Mechanics*, 13(1).
- [34] Kim, Y. S., Heo, M. W., Shim, H. S., Lee, B. S., Kim, D. H., & Kim, K. Y. (2020). Hydrodynamic optimization for design of a submersible axial-flow pump with a swept impeller. *Energies*, 13(12), 3053.
- [35] Usca, Ü. A., Uzun, M., Yapıcı, R., & İncebay, Ö. (2021). Farklı tiplerdeki çark kanatlarının santrifüj kalp destek pompa performansına etkisinin sayısal olarak incelenmesi. *Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 27(1), 78–89.
- [36] Shojaeefard, M. H., & Sareman, S. (2022). Effects of impeller geometry modification on performance of pump as turbine in the urban water distribution network. *Energy*, 255, 124550.
- [37] Doğan, S., & Yağmur, S. (2023). Kademeli bir dalgıç pompa performansının deneysel ve sayısal olarak karşılaştırılması. *Journal of the Institute of Science and Technology*, 13(4), 2883–2891.

- [38] Zakeralhoseini, S., & Schiffmann, J. (2023). The influence of splitter blades and meridional profiles on the performance of small-scale turbopumps for ORC applications: Analysis, neural network modeling, and optimization. *Thermal Science and Engineering Progress*, 39, 101734.
- [39] Sakran, H. K., Abdul Aziz, M. S., & Khor, C. Y. (2024). Blade exit angle impact on centrifugal pump performance: Entropy generation and fluid–structure interaction analysis. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 1–17.
- [40] Millî Eğitim Bakanlığı. (2011). *Pompalar*. Millî Eğitim Bakanlığı. https://megep.meb.gov.tr/mte_program_modul/moduller_pdf/Pompalar.pdf
- [41] Wilo. (2011). *Pump basics*. Wilo. https://wilo.consoft.de/documents/apps/GB/pump_basics_doc_01_1110_gb.pdf
- [42] Görcelioğlu, E. (1975). Su koçu ve ülkemiz koşullarında önemi. *Journal of the Faculty of Forestry Istanbul University*, 25(1), 169–182.
- [43] Vikipedi Katkıda Bulunanlar. (2024, Temmuz 18). Şaduf. *Vikipedi*. <https://tr.wikipedia.org/wiki/%C5%9Eaduf>
- [44] Yalçın, K. (1998). *Hacimsel ve santrifüj pompalar*. Çağlayan Kitapevi.
- [45] Vikipedi Katkıda Bulunanlar. (2024, Kasım 23). Santrifüj pompa. *Vikipedi*. https://tr.wikipedia.org/wiki/Santrif%C3%BCj_pompa
- [46] Karassik, I., Krutzsch, W. C., Fraser, W. H., & Messina, J. P. (1985). *Pump handbook* (2nd ed.). McGraw-Hill Book Company.
- [47] Karakurt, U. (2023). *Santrifüj tip pompanın ıslak yüzeylerine hidrofobik yüzey özelliği kazandırılarak pompa performansına etkisinin deneysel incelenmesi* [Yüksek lisans tezi, Ondokuz Mayıs Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü].

- [48] Özumar, L. (2008). *Santrifüj pompa çıkış boğaz boyunun uzatılarak pompa çalışma değerlerine etkisinin tespiti* [Doktora tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi].
- [49] Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2020). *Akışkanlar mekaniği temelleri ve uygulamaları* (3. baskı, ss. 9-10). Palme Yayıncılık.
- [50] Bulca, E. C. (2013). Pompa ekodizayn geliştirmeleri için EPA ve HEO yaklaşımı. *Alarko Carrier Teknik Bülten*.
- [51] Grundfos. (2004). *Pompa el kitabı*. Grundfos.
- [52] Eker, D. (2018). *Çift emişli ve çapraz kanat düzenli çarkı olan ayrılabilir gövdeli santrifüj pompa tasarımı ve imalatı* [Yüksek lisans tezi, Manisa Celal Bayar Üniversitesi].
- [53] Korkmaz, E. (2008). *Farklı kanat çıkış açılarında ara kanatçık uzunluğunun ve çevresel pozisyonunun dalgıç pompa performansına etkisinin analizi* [Doktora tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi].
- [54] Ankara Üniversitesi. (t.y.). *Sulama makineleri ve teknolojileri: Konu 9* [Ders notu]. <https://acikders.ankara.edu.tr/course/view.php?id=769>
- [55] Michael Smith Engineers. (t.y.). *Useful info on specific speed & suction specific speed*. 15 kasım 2024'te alındı, <https://www.michael-smith-engineers.co.uk/resources/useful-info/specific-speed> adresinden erişildi.
- [56] Ankara Üniversitesi. (t.y.). *Sulama makineleri ve teknolojileri: Konu 8* [Ders notu]. <https://acikders.ankara.edu.tr/course/view.php?id=769>
- [57] All Pumps. (2022). *Classification of pumps* [PDF dosyası]. <https://allpumps.com.au/wp-content/uploads/2022/07/All-Pumps-Classification-of-Pumps.pdf>

- [58] Vikipedi Katılımcıları. (2024, 26 Kasım). *Elektrik motoru*. Vikipedi. [https://tr.wikipedia.org/wiki/Elektrik_motoru#:~:text=Elektrik%20motoru%2C%20elektrik%20enerjisini%20mekanik,end%C3%BCvi\)%20iki%20ana%20par%C3%A7adan%20olu%C5%9Fur](https://tr.wikipedia.org/wiki/Elektrik_motoru#:~:text=Elektrik%20motoru%2C%20elektrik%20enerjisini%20mekanik,end%C3%BCvi)%20iki%20ana%20par%C3%A7adan%20olu%C5%9Fur)
- [59] ANSYS, Inc. (2024). *ANSYS CFX* [Bilgisayar yazılımı]. <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-cfx>
- [60] Dassault Systèmes. (2024). *SolidWorks* (Sürüm 2024) [Bilgisayar yazılımı].
- [61] ANSYS, Inc. (2024). *ANSYS SpaceClaim* [Bilgisayar yazılımı]. <https://www.ansys.com/products/3d-design/ansys-spaceclaim>
- [62] ANSYS, Inc. (2024). *ANSYS TurboGrid* [Bilgisayar yazılımı]. <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-turbogrid>
- [63] ANSYS, Inc. (2024). *ANSYS FLUENT* [Bilgisayar yazılımı]. <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
- [64] Kocaaslan, O. (2015). *Verim iyileştirilmesi için optimize edilen ve poliüretan kaplama yapılan pompa çarkının sayısal ve deneysel analizi* [Yüksek lisans tezi, Selçuk Üniversitesi].
- [65] Korkmaz, E. (2014). Radyal akışlı bir pompa çarkı tasarımı ve imalatı. *Uluslararası Teknolojik Bilimler Dergisi*, 6(3), 14–28.
- [66] Tu, J. Y., Yeoh, G. H., & Liu, C. Q. (2012). *Computational fluid dynamics: A practical approach*. Elsevier.
- [67] Kılıçgedik, H. Y. (2018). *Ayrılabilir gövdeli, şaşırtmalı kanat dizilimine sahip çift emişli pompa tasarımı ve imali* [Yüksek lisans tezi, Ege Üniversitesi].
- [68] Uçar, A. N. (2017). *Santrifüj pompadaki akışın sayısal yöntemlerle incelenmesi* [Yüksek lisans tezi, Gebze Teknik Üniversitesi].
- [69] Narendar, G., Venod, G., & Charvani, S. (2019). CFD analysis on impeller passage of centrifugal pump. *International Journal of Modern Engineering and Research Technology*, 6(1), 16–27.