

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**UÇTAN EMİŞLİ SANTRİFÜJ POMPADA
EKSENEL YÜKÜ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN
HAD YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mert TURAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Hüseyin PEHLİVAN

Mayıs 2017

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

UÇTAN EMİŞLİ SANTRİFÜJ POMPADA
EKSENEL YÜKÜ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN
HAD YÖNTEMİ İLE İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

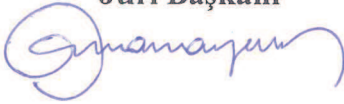
Mert TURAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ

Bu tez 24/05/2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

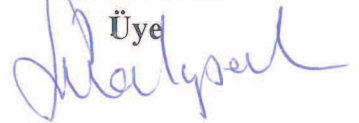
Prof. Dr.
Erkan AYDER
Jüri Başkanı



Doç. Dr.
Hüseyin PEHLİVAN
Üye



Yrd. Doç. Dr.
Ünal UYSAL
Üye



BEYAN

Tez içindeki verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.



Mert TURAN

24/05/2017

ÖNSÖZ

Geçmişten günümüze kadar ihtiyaçlar dahilinde kullanılmakta olan pompalar, sürekli bir gelişim içindedirler. Ar-Ge kavramının genellikle deneysel olarak deneme yanılma yöntemiyle gelişme gösterdiği eski yıllara göre günümüzde, bilgisayar ortamında çeşitli programlar sayesinde bu ar-ge çalışmaları yapılabilmektedir.

Bilgisayar ortamında tasarımı ve alanında incelemesi yapılan pompalar ise, en uygun halde tasarlanıp üretime hazır hale getirildiğinde Ar-Ge maliyetleri açısından oldukça tasarrufludur.

Günümüzdeki pompa üretimlerine ışık tutabilmek adına, HAD ile çalışmasını yapmış olduğum bu konudaki tecrübelerimi sizlerle paylaşmak istedim.

Yüksek lisans eğitimim boyunca bir an olsun desteğini ve yardımlarını esirgemeyen danışman hocam Hüseyin PEHLİVAN'a, tez dönemim boyunca bana yol gösteren ve bilgilerini paylaşan Zekeriya PARLAK'a, Sercan ÇAM başta olmak üzere tüm arkadaşlarıma, hayatımın her anında olduğu gibi bu zorlu yüksek lisans öğrenim hayatımda da yanımda olan ve her konuda arkamda olup desteklerini esirgemeyen canım ablam Bahar TURAN ve tüm aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ..	i
İÇİNDEKİLER ..	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vii
TABLolar LİSTESİ	ix
ÖZET.....	x
SUMMARY	xi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ..	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı	4
1.3. Tezin Organizasyonu	4
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	6
BÖLÜM 3.	
SANTRİFÜJ POMPANIN TANIMI	12
3.1. Santrifüj Pompanın Ana Elemanları	13
3.2. Temel Parametreler ve Tanımlamalar	15
BÖLÜM 4.	
HİDROLİK KUVVETLER	17
4.1. Radyal Kuvvetler	17
4.2. Eksenel Kuvvetler.....	18

BÖLÜM 5.

EKSENEL KUVVETLERİN BELİRLENMESİ	22
5.1. Eksenel Kuvvetlerin Oluşması	22
5.2. Eksenel Kuvvetlerin Hesaplanmasında Farklı Analitik Yöntemler.....	23
5.2.1. HI yöntemi	23
5.2.2. Gulich yöntemi	25

BÖLÜM 6.

HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD, CFD)	30
6.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Tanımı.....	30
6.1.1 Vista CFD aracı.....	31
6.1.2. Fluent modülünde hazırlanması.....	32
6.1.3. Çözüm ağı yapısının oluşturulması	33
6.1.4. Çözüm ağı.....	34
6.1.3. Çözüm yöntemi.....	34

BÖLÜM 7.

EKSENEL KUVVETİ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN HAD İLE İNCELENMESİ	37
7.1. Çark – Gövde Kapağı Mesafesinin Eksenel Yüke Etkisi	39
7.2. Aşınma Halkası Kullanımının Eksenel Yüke Etkisi.....	41
7.2.1. Dış aşınma halkasının arka boşluğa göre etkisi.....	42
7.2.2. Dış aşınma halkası çapındaki değişime göre etkisi	43
7.3. Dengeleme Deliklerinin Eksenel Yüke Etkisi	45
7.4. Debinin Eksenel Yüke Etkisi	48
7.5. Aşınma Halkası Boşluğunun Eksenel Yüke Etkisi.....	49
7.6. Aşınma Halkasının İçerden Koyulması Sonucu Eksenel Yüke Etkisi ..	52

BÖLÜM 8.

SONUÇ VE ÖNERİLER	55
-------------------------	----

KAYNAKLAR.....	59
----------------	----



SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

C_0	: Çark giriş ortalama hızı [m/s]
$D_ç$	: Çark çapı [m]
$D_{ça}$	: Çark arkası aşınma bileziği dönen kısım çapı [m]
$D_{çe}$	: Çark emme ağzı iç çapı [m]
$D_{çö}$	: Çark önü aşınma bileziği dönen kısım çapı [m]
D_{ms}	: Çarkın salmastra bölgesindeki mil çapı [m]
F_e	: Eksenel kuvvet [N]
F_r	: Radyal kuvvet [N]
g	: Yerçekimi ivmesi
H	: Pompanın manometrik basma yüksekliği [Hm]
K	: Eksenel boşluğa girişteki yerel yük kayıp katsayısı
$\bar{k}$	: Ortalama dönme faktörü
K_B	: Çark ön yanak ortalama faktörü
K_F	: Çark arka yanak ortalama faktörü
l_{yh}	: Yıpranma halkası çalışan kısım uzunluğu [m]
$\dot{m}$	: Kütleli debi [kg/s]
N	: Pompanın devir sayısı [d/dak.]
p_{atm}	: Atmosfer basıncı [bar]
p_g	: Giriş basıncı [bar]
Q	: Pompa debisi [m ³ /s]
u	: Çevresel hız [m/s]
η_h	: Hidrolik verim
ρ	: Akışkanın yoğunluğu [kg/m ³]
ψ	: Basınç katsayısı
ω	: Açısal hız [1/s]

CFD : Computational Fluid Dynamics
HI : Hidrolik Enstitü (Hydraulic Institute)



ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Su nakil sistemi - Kaldıraçlar.....	1
Şekil 1.2. Naura – Su değirmeni	2
Şekil 1.3. Cezeri’ nin tasarlamış olduğu pistonlu pompa.....	2
Şekil 3.1. Santrifüj pompanın çalışma prensibi	12
Şekil 3.2. Santrifüj pompanın elemanları.....	13
Şekil 4.1. Farklı çalışma koşullarında dil bölgesi hız profilleri	17
Şekil 4.2. Farklı çalışma debisine ait pompanın çark etrafındaki basınç dağılımı..	18
Şekil 4.3. Çift emişli çarkta kuvvetlerin dengelenmesi	19
Şekil 4.4. Çarkın ön ve arka yüzeylerindeki basınç dağılımı.....	19
Şekil 5.1. Farklı özgül hızlardaki çark yanaklarında olan basınç dağılımı	24
Şekil 5.2. Basınç dağılımı ve eksenel kuvvetleR	25
Şekil 5.3. Çark – Gövde arasındaki akış	26
Şekil 6.1. Vista CPD – Blade Dizayn modül arayüzü.....	31
Şekil 6.2. Fluent modülü işlem aşaması.....	32
Şekil 6.3. Santrifüj pompanın montaj görünümü	32
Şekil 6.4. Akış alanlarında ağ yapısının oluşturulması	33
Şekil 6.5. Ağ yapısının yakından görünüşü.....	33
Şekil 6.6. Mesh bağımsızlığının belirlenmesi	34
Şekil 6.7. Çözümleme işleminde iterasyon sayısı ve yakınsaması	35
Şekil 7.1. Çark kesiti – Aşınma halkası ve dengeleme delikleri	38
Şekil 7.2. Santrifüj pompanın ön ve arka görünümü	39
Şekil 7.3. Salyangoz ve gövde kapağı arasındaki mesafe.....	40
Şekil 7.4. Çark – Gövde kapağı mesafesinin eksenel yüke etkisi.....	41
Şekil 7.5. Çark arka bilezik dışındaki aşınma halkası.....	42
Şekil 7.6. Gövde kapağı mesafesine bağlı aşınma halkası tasarımı	43
Şekil 7.7. Dış aşınma halkası çapındaki değişime göre etkisi.....	44

Şekil 7.8. Aşınma halkası iç kısmına deliklerin açılması.....	45
Şekil 7.9. 3, 4, 5 ve 6 mm delik çapları için hız – akım çizgileri.....	46
Şekil 7.10. 7, 8, 9 ve 10 mm delik çapları için hız – akım çizgileri.....	47
Şekil 7.11. Dış Aşınma halkası sızdırma mesafesinin eksenel yüke etkisi	50
Şekil 7.12. Dış aşınma halkası sızdırma mesafesinin verime etkisi.....	50
Şekil 7.13. 2,5 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi.....	51
Şekil 7.14. 1,5 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi.....	51
Şekil 7.15. 0,5 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi.....	51
Şekil 7.16. 0,25 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi.....	52
Şekil 7.17. Aşınma boşluklarındaki geçişler	52
Şekil 7.18. Çark arka bilezik içine aşınma halkası koyulması.....	53
Şekil 7.19. Aşınma halkasının dışardan koyulması.....	54
Şekil 7.20. Aşınma halkasının içerden koyulması	54

TABLolar LİSTESİ

Tablo 5.1. Analizi yapılan pompanın temel parametreleri	28
Tablo 5.2. Analiz sonucu belirlenen pompanın özellikleri.....	28
Tablo 7.1. Mesafeye baēlı analiz sonuçları	40
Tablo 7.2. Dış aşınma halkası için analiz sonuçları	43
Tablo 7.3. Dış aşınma halkası çapındaki deēişimin analiz sonuçları	43
Tablo 7.4. Dengeleme deliklerinin çapına göre analiz sonuçları	46
Tablo 7.5. 5 mm dengeleme deliēi çapına ait farklı uzunluktaki analiz sonuçları..	47
Tablo 7.6. Farklı debi deēerlerindeki analiz sonuçları	48
Tablo 7.7. Dış aşınma halkası kaçak akış aralığına baēlı analiz sonuçları	49
Tablo 7.8. İç aşınma halkası analiz sonuçları.....	53

ÖZET

Anahtar kelimeler: Eksenel yük, dengeleme delikleri, aşınma halkası, santrifüj pompa

Endüstriyel uygulamalarda santrifüj tip pompalar yaygın olarak kullanılmaktadır. Pompaların tasarım ve imalat süreçleri uzun ve maliyetlidir. Bu süreçleri kısaltmak ve ekonomik fayda sağlamak amacıyla bilgisayar destekli programlar kullanılarak öncül sonuçlar elde edilmektedir. Ayrıca, bilgisayar ortamında tasarımı ve uygulama alanında incelemesi yapılan pompaların tasarlanıp üretime hazır hale getirilmesi Ar-Ge maliyetleri açısından da oldukça tasarrufludur.

Ele alınan tip santrifüj pompanın çark tasarımı için ANSYS programında Blade Gen modülü kullanılmıştır. Bu çalışma kapsamında tek emişli, kapalı çarklı santrifüj bir pompa için eksenel yükü etkileyen parametreler Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemiyle incelenmiştir. Bu kapsamda, debi ile pompaların fiziksel özelliklerinden olan çark arkası boşluk, aşınma halkası ve dengeleme deliklerinin eksenel yükü ne kadar etkilediği araştırılmıştır. Aşınma halkası ve dengeleme deliklerinin eksenel yük üzerinde etkin sonuçlar doğurduğu, çark arkası boşluğunun ise büyük ölçüde etkilemediği sonucuna varılmıştır. Debi değişimi ile eksenel yük üzerinde değişiklik gözlemlenirken, pompanın çalışma noktası değişmiştir. Başlangıç değerinde ön görülen debi değeri, eksenel yükü azaltmak için çarkta ve salyangozda uygulanan tasarımsal değişiklikler sonucunda başka bir debi değerinde daha yüksek verimde performans sağlamıştır. Pompanın çalışma noktası bu debi değerinde kabul edilerek eksenel yükü etkileyen diğer parametrelerin çözümlemelerine devam edilmiştir.

Sonuç olarak eksenel yükü azaltmaya yönelik yapılan bu çalışmada; debi, basma yüksekliği, devir sayısı ve çark çapına ait bir pompa tasarımı önerilmiştir.

ANALYSIS OF PARAMETERS AFFECTING AXIAL LOAD IN END SUCTION CENTRIFUGAL PUMP BY CFD METHOD

SUMMARY

Keywords: Axial Force, Balancing Holes, Wear Rings, Centrifugal Pump

Centrifugal type pumps are widely used in industrial applications. The design and manufacturing processes of pumps are long and costly. In order to shorten these processes and to provide economic benefits, preliminary results are obtained by using computer aided programs. In addition, designing and preparing the pumps that have been examined in the field of computer-aided design and application are considerably economical in terms of R & D costs.

The Blade Gen module is used in the ANSYS program for the design of the centrifugal pump of the mentioned type. In this study, parameters affecting axial load for a single suction, closed impeller centrifugal pump were investigated by using the Computational Fluid Dynamics (CFD) method. In this context, the flow rate and the physical properties of the pumps were investigated to determine how much back of impeller's cavity, wear ring and balancing holes affected the axial load. The results show that the wear ring and balancing holes give rise to effective results on the axial load, while back of impeller's cavity the does not affect the large extent. When the change in the axial load due to the change in flow is observed, the working point of the pump has changed. The assumed flow rate at the initial value provided higher efficiency performance at another flow rate. As a result of the design changes in the impeller and snail to reduce the axial load. The working point of the pump was accepted at this flow rate and the analysis of the other parameters affecting the axial load was continued.

As a result, in this study aimed at decreasing the axial load, a pump design for the flow rate, heading height, number of revolutions and impeller diameter has been proposed.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Giriş

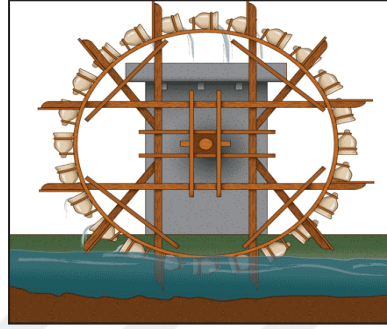
İnsanlar su nakil ihtiyacı için suya ulaşma konusunda pompa sistemlerinin keşfine kadar oldukça sıkıntı içerisindeydiler. Yerleşim yerlerini genellikle nehir kıyılarında ve suya yakın bölgelerde tercih etselerde, mevsimlerden kaynaklanan su seviyesindeki değişimden dolayı sıkıntı yaşamaktaydılar. Debisi düşük olan suları, kaplar yardımıyla yerleşim merkezlerine nakletmeleri uzun yıllar boyunca problem olmuştu. Bu sıkıntılar sonucunda insanlar kendi medeniyetlerinin fikir ve diğer uygarlıkların birikimiyle, karşılaştıkları sorunlara çözüm bulmak zorunda kalarak çeşitli buluşlar ortaya koymuşlardır.

Antik Mısır'da yaz aylarında Nil nehrinin seviyesi düştüğünden dolayı yatak kısmında su alçakta kalmaktaydı ve bu yüzden insanlar kaldıraç sistemini kullanırdı. Uzunca bir çubuğun ortasından sabitlenmiş ve ucuna bir kova bağlanmasıyla oluşan mekanizmayla su temini sağlanırdı. Denge ağırlığına sahip olan bu kovanın bağlandığı çubuk ortasında kurulmuş iki ayakla desteklenmekteydi [1].



Şekil 1.1. Su nakil sistemi – Kaldıraçlar [1]

Nehir yataklarının derin olduğu bölgelerde ise su çarkı veya değirmenler kullanılırdı. Bu sistemin çalışma prensibi, nehrin akıntısı sayesinde çark üzerindeki kürek bölümlerine suyun dolmasıyla ve kasnağın çevrilmesine dayanıyordu. Bunun sonucunda kürek bölümüne dolmuş olan su dönen kasnak yardımıyla yukarı taşınmakta ve buradan su kemerlerine ya da ana depoya sevk edilmekteydi.



Şekil 1.2. Naura - Su değirmeni [1]

Avrupa'nın Al Jazari diye tanıdığı Diyarbakırlı Cizreli Cezeri, Robotik alanının kurucularından olmasının yanında ayrıca başarılı da bir ressamdır. Krank bağlantılı çubuk en önemli buluşlarından birisi olmakla beraber, tek parmak bile hareket ettirmeden büyük miktarlardaki suyu kaldırabilme özelliğine sahip bu harika sistemle ilk defa krank sistemini tasarlayıp kullanan kişidir.

Krank şaftı dışında Cezeri'nin diğeri bir büyük buluşu da suyla çalışan su pompasıdır. 5 farklı su drenaj makine tasarımlarından ikisi 'Shadoof' kaldırıcı sistemlerinin geliştirilmiş modelidir. Fakat içlerinde bir tanesi, çok farklı bir sisteme sahiptir.



Şekil 1.3. Cezeri'nin tasarlamış olduğu pistonlu pompa [1]

Sistem; bakır pistonlar, emiş-çıkış boruları, çark ve tek yönlü klepe vanadan oluşmaktadır. Mekanizma tıpkı su değirmeni gibi akarsu kenarında kasnak şeklinde kürekler yardımıyla akıntıya ters olarak tasarlanmıştır. Bu ters kürekler piston ve tekerleğe güç vererek kolu hareket ettiriyor ve böylece bir zincir mekanizmayı çalıştırıyordu. Daha sonrada piston pompa hareketine geçiliyordu.

Piston çekildikten sonra su, içe gömük haldeki giriş borusu tarafından emiliyor ve bu anda tahliye vanası yerçekimi ile pivot noktasının pozisyonu kapalı kalıyor, piston itildikten sonra silindire su dolarak giriş borusundan dar kesitli çıkış borusuna ve tahliye vanasından dışarı atılıyor. Bu hareket sürekli hale geldiğinde bir taraf itme pozisyonundayken diğer taraf çekme pozisyonunda kalmaktadır ve su aktıkça devam etmektedir.

Ayrıca, M.Ö. 3. yy'de Arşimet tarafından da yapılan çalışmalarla bulunan ve mekanik kuvvetlerin fiziksel kaldırma veya sıkıştırma kuvveti ile maddeyi itmesi prensibini kullanarak çalışan sistemlerdir [1].

Tarihte ilk defa, santrifüj kuvvet ve bundan kaynaklı fiziksel olayların incelenmesi İtalya'da Da Vinci tarafından 15. yy'de bu konu üzerinde çalışılmıştır. Fransız Denis Papin 17. yy'de bu prensipten yararlanarak ilk santrifüj pompayı gerçekleştirerek günümüzdeki fizik yasalarına ışık tutmuştur. Bu bağlamda 1730 lu yıllardan itibaren santrifüj pompalar kullanılmaya başlanmıştır [3].

Endüstriyel uygulamalarda birçok çeşit pompa tipi kullanılmaktadır. Bunlardan biri olan santrifüj tip pompaların uygulamalarda ki yeri çok yaygındır. Tarihsel gelişimi boyunca çeşitli tip pompalar üretilmiş olup, çalışma yerlerine göre bölümlere ayrılmış ve tanımlanmıştır.

1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı

Günümüzde üretilen pompaların tasarımlarından faydalanılarak, ANSYS programı yardımıyla belirli santrifüj tip pompanın akış analizleri çözümlendirilip, bu tasarım parametrelerinin eksenel yük üzerindeki etkisi incelenecektir.

Ele alınan tip santrifüj pompanın çark dizaynı sabit tutulacak olup çark arkasında yapılan değişiklikler ile eksenel yük üzerindeki etkisi incelenecektir. Aksi takdirde, çark tasarımını etkileyen kanat formları ile oynadığımızda elde edilmesi beklenen özellikleri (basma yüksekliği, debi vb.) sabit tutamamış oluruz. Bu çark çapına ait, giriş ve çıkış ağızlarına uygun elde edilen form salyangozun gövdesi sabit tutularak çark ile gövde kapağı arası boşluk mesafesi üzerinde çalışma yapılacaktır. Amaç; debi, basma yüksekliği gibi önemli parametrelerin çalışma başlangıç değerlerini sabit kabul edip, eksenel yük değişimi incelenirken bu parametrelerin de ne kadar değiştiğini gözlemlemektir.

Bu tez çalışması kapsamında, saatte 36 ton işlemeli, 30 metre yüksekliğe basan, dakikada 2900 devir dönen ve 174 mm çark çapına sahip tek kademeli kapalı çarka sahip bir santrifüj pompa ANSYS'te BladeGen modülünde dizayn edilecektir. Bu pompanın montaj işlemi Solidworks'te yapılacaktır. Gerekli düzenlemeler ile bilgisayar ortamında HAD yöntemiyle çözümlendirilecektir. Eksenel yükün hesaplanmasında HAD yazılımı ANSYS Fluent ile kıyaslaması yapılacaktır. Çalışma sonucunda bir pompa önerisinde bulunulacaktır.

1.3. Tezin Organizasyonu

Bu tez çalışması 8 bölümden oluşmaktadır. Öncelikle giriş bölümde santrifüj pompaların tarihsel gelişimi ele alınarak çalışmanın amacından bahsedilmiştir. Daha sonra, tez konusu kapsamında günümüze kadar yapılan çalışmaların literatür taraması yapılmıştır. 3. bölümde ise santrifüj pompanın tanımı yapılarak, ana elamanları ve temel parametreler ele alınmıştır. Santrifüj pompaların çalışması sonucu oluşan hidrolik kuvvetlerden 4. bölümde bahsedilerek, 5.bölümde bu kuvvetlerden biri olan

eksenel kuvvetler detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Çalışma kapsamında HAD yönteminin ne olduğu ve nasıl kullanıldığı 6. bölümde incelenmiştir. 7. bölümde ise ANSYS programı yardımıyla çözümlmeleri yapılan eksenel yükü etkileyen parametrelerin sonuçları bulunmaktadır. Bir pompa önerisi sunulmuştur. Son bölümde ise bu çalışmanın sonucunda elde edilen verilerle birlikte pompa tasarımına yardımcı olabilecek tavsiyelerde bulunulmuştur.



BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

D. O. Baun ile R. D. Flack [4] radyal ve eksenel hidrolik kuvvetlerin ölçümü için kalibre edilmiş yük hücreli rulmana sahip bir pompa üzerine çalışma yaptılar. Yapmış oldukları bu araştırma pompasında, hassas aktif yük hücreleri görevi gören manyetik rulmanlarla donattılar. Manyetik aktüatörler, kendi kuvvet ilişkilerini tanımlamak ve çeşitli içsel doğrusal olmayanların yerinde kuvvet ölçümlerinin belirsizliği üzerindeki etkisini değerlendirmek için titizlikle kalibre ettiler. Bu araştırma pompası üzerindeki manyetik yatak yük hücrelerinin potansiyelinin gösterilmesi için eksenel ve radyal kuvvet ölçümleri yapıldı. Literatürdeki değerlerle bu ölçümler kıyaslandı. Çeşitli pervane ve sarmal kombinasyonları ile statik kuvvet ölçümleri de dahil olmak üzere, dinamik kuvvet ölçümleri, pervane rotodinamik katsayılarını incelemek amacıyla bu çalışmalarına alt yapı hazırladıklarını belirtti.

Sanda Budea [5] eksenel dengenin sağlanmasına yönelik yapmış olduğu bu çalışmada bileşenlerin aşınması ve doğru boyutlarda olması, rulmanların ömrü üzerine yorumlarda bulundu. Santrifüj pompaların çarklarının tasarımını düzeltme nedeni olarak, radyal ve eksenel hidrolik kuvvetler hesaplanması gerektiğini belirtti. Çok aşamalı pompalar durumunda eksenel itmeler, kademelerin sayısı ile doğru orantılı olarak büyür. Rulmanların mümkün olan en iyi dayanıklılığını sağlamak için hidrolik kuvvetler pervanenin ve / veya gövdenin yapısal elemanları ile azaltılmalıdır. Çalışmada, bu iki dengeleme yöntemi için özelleştirilmiş eksenel kuvvetleri hesaplama prosedürlerini sunmaktadır. Hesaplamalar, 2-7 aşamalı çok kademeli bir pompa için örneklendirilmiştir. Çalışmacı, ön ve arka halkaların aynı çapta oluşu dengelenme için iyi bir yöntem olduğunu belirtti. Emme basıncı da önemlidir. Sırt kanatlarıyla dengeleme, daha kompakt bir pervane sağlar, ancak geometri daha pürüzlü olup, pervanenin ağırlığını artırır. Sırt kanat çapı ve çark ile kasa arasındaki aralık / açıklık dikkate alınmalıdır. Sonuç olarak, arka aşınma ile dengeleme yöntemi

az sayıda kademeli pompalar için daha verimli ve daha elverişli olduğunu söyledi. Sırt kanatlı metod, çok sayıda aşamayı dengelemek için en iyisidir; ancak daha karmaşık bir geometriye sahip olduğunu belirtti.

Vasant Godbole ve ark. [6] birlikte yapmış oldukları çalışmada, çark arkasındaki kanatçıkların üzerinde çalıştılar ve deneysel ölçümlerle bir yorumda bulundular. Arka kanat yarıçapının aksenal itme değişimine azami ölçüde tesir ettiğini ifade ettiler. Diğer arka kanat parametrelerinin önem sırasına göre sıralanışı; arka kanat yüksekliği, kanat sayısı, arka kanatçıklar ile gövde arasındaki boşluk olarak belirttiler. Arka kanat parametrelerinin yakın kontrolü pompalar için optimum itme değerlerini korumak için değerlidir. Arka kanat yüksekliği ve boşluğunun boyutlarındaki değişikliğe bağlı olarak itme değerindeki değişimleri ortaya çıkarttılar.

W. G. Zhao ve ark. [7] aşınma halkası boşluklarının aksenal ve radyal kuvvet üzerinde etkilerini inceleyen bir konu üzerinde çalıştılar. Bir santrifüj pompa üzerinde üç boşluk değişim programında sayısal simülasyonlar gerçekleştirdiler. Aşınma halkasının boşluk değişiminin kuvvet performansına etkisini incelider. Elde ettikleri sonuçlar: Aşınma halkası boşluk değişiminin aksenal kuvvet üzerinde belirgin bir etkisi vardır. Üç koşulda, aşınma halkası açıklığının eksensel üzerindeki etkisi, hem ön hem de arka aşınma halkası boşluğu değiştiğinde en belirgin olmakla birlikte, yalnızca arka aşınma halkası açıklığı değiştiğinde efektifin en küçük olduğunu gözlemlendi. Ön aşınma halkası temizleme değişikliği aksenal kuvvetin değişmesinde önemli bir rol oynamaktadır. Aşınma halkası boşluğunun etkisi, pompanın diğer kısımlarında da önemli değilken, açıklıkların çıkışında pompanın ön ve arka odasında yoğunlaşmıştır. Çalışılan pompa için radyal kuvvet küçüktür ve aşınma halkası temizleme değişiklikleri radyal kuvvet üzerinde çok az etkiye sahip olduğunu belirttiler.

S. Salvadori ve ark. [8] yapmış oldukları çalışmada yatay çok kademeli bir pompanın aksenal yük incelemesini CFD analizleri ile sağlayarak bu pompaya göre bir rulman tayin etmek istemişti. Yapmış oldukları bu çalışmalarda difüzör ve pervaneleri bir karıştırıcı düzlemde birleştirdi. Aşınma halkaları kısımlarını da simetrik modelleme ile ayrı ayrı simüle etti. Daha sonra bütün sonuçları toplayarak elde ettikleri değeri

toplam eksenel itme kuvveti olarak belirtti. Bu yöntemin sonuncunda, mekanik pompanın güvenilirliğini sağlamak amacıyla çok kademeli pompanın yataklarının uygun bir şekilde tasarlanması gerektiğini savundu. Eksenel kuvvetin debiye bağlı değiştiğinden savunarak, aşınma halkası sızdırma kanallarının önemine vurgu yaparak pompa çalışma koşullarını belirledi.

Cao Lei ve ark. [9] santrifüj pompalardaki dönen çark ile sabit gövde kapakları arasında, pompanın iç akışını ve performansını etkileyen boşluklar üzerinde çalışma yaptı. Bir santrifüj pompanın performansı, model denemeleri ve sayısal simülasyonlar yoluyla çeşitli eksenel boşluklar için analizler yaptı. Sonuçlar, üç farklı kayıp ve etkinliğin çok çeşitli çalışma koşullarında nasıl değiştiğini gösterdi. Açıklıkla, akışın ana debiyi nasıl etkilediğini ve eksenel boşluk değişimlerinin hidrolik etkinliği, hacimsel etkinliği ve mekanik etkinliği nasıl etkilediğini inceledi. Sonuçlar, kapalı bir pervanenin eksenel açıklığının varyasyonlarının pompa performansını değiştirebildiğini gösterdi. Ön açıklık arttıkça efektiflik azalırken, shaft gücü yaklaşık olarak aynı kalmaktadır. Simülasyon sonuçları, yan taraflar simülasyon modellerine dahil edildiğinde ve boşluk akışının, ana akış bölgesindeki akış modellerini büyük ölçüde etkilediğinde, deney sonuçlarıyla iyi bir uyum içindedir. Hız dağılımı, eksenel boşluk değiştikçe değişir. Ön açıklık arttıkça boşluk akışının ana akışa daha fazla müdahale ettiği ve pervane girişindeki geri akışın arttığı görülmektedir. Hacimsel etkinlikten ve mekanik verimlilikten daha düşük hidrolik etkinlik, farklı çalışma koşulları için pompa performansının değişmesine neden olan akış hızı ile belirgin bir şekilde değişir. Hacimsel etkinlik, eksenel boşluk değişimine en duyarlıdır ve esas olarak, farklı eksenel boşluklar için pompanın etkinliğini etkiler. Mekanik efektiflik, hem akış hızı hem de eksenel boşluk ile çok az değişmekte ve böylece sabit olarak kabul edilebilmektedir.

Abdulkareem Abdulwahab Ibrahim [10] yapmış olduğu çalışmada eksenel yükü etkileyen parametreler üzerinde çalışarak dengeleme delikleri çapı üzerinde çalışmasına yoğunlaştı. Dengeleme işlemi için en uygun ve ucuz yol olarak dengeleme deliklerinin olabileceğini savunarak, deliğin boyutunun, çapının ve sayısının önemli olduğunu belirtti. Bulmuş olduğu formül ile dengeleme deliklerinin en uygun yerini

tayin etti. Deliklerin genellikle pervane arasında denk getirilmesi gerektiği sonuca ulaştı. Deliklerdeki sızıntı hacim veriminde bir düşüşe neden olurken, ancak bu düşüşün yaklaşık % 3 olduğunu belirtti.. Dengeleme deliğini, iç kısmına uygulanan aşınma halkasının önemi vurgulayarak zamanla pompa muhafazası ve milde hasara neden olabileceği düşüncesini de sonuç olarak ekledi.

Erik Dick ve ark. [11] deney sonuçları ile Sliding Mesh Method (SMM), Karışık Düzlem Metodu (MPM) ve Çoklu Referans Alanları (MRF) ile santrifüj pompası yöntemleri arasındaki sonuçları karşılaştırdı. Geçici olmayan çözümlerin gerçek sonuçlardan çıkma riski taşıdıklarını söyledi.

Chalghoum ve ark. [12] başlangıç periyodunda bir santrifüj pompanın geçici özelliklerini araştırmıştır. Pompa karakteristik eğrisinin sayısal ve deney sonuçları arasındaki karşılaştırmada iyi bir uyum gösterdiğini belirtti.

Grapsas ve ark. [13] test pervanesi içinden sıkışamayan türbülanslı akışın bir CFD analizini yapmış ve ilgili ölçümlerle bir laboratuvar pompa pervanesinde bir uyuşma buldu. Ayrıca kanat uzunluğu, giriş yüksekliği ve ön kenar eğimi gibi bazı kanat tasarım parametrelerinin pervanenin performansı ve verimliliği üzerindeki etkisini inceledi.

Spence ve Amaral-Teixeira [14] çift girişli ve sarmallı santrifüj pompa içindeki titreşimlerini araştırmak için CFD analizini kullandı. Araştırmada, dört geometrik parametre üzerinde yoğunlaştı. Kanat düzeni, giriş boşlukları, yan boşluk ve kauçuk aralığı dikkate alındı. Taguchi yöntemine göre analizler toplam 27 ile sınırlı tutuldu. Üç akış oranı ve önemli pompa bölgelerini kapsayan 15 farklı lokasyonda çekilen darbeler araştırıldı. Her bir akış oranı için her lokasyondaki dört geometrik parametrenin önemi görecelidir ve Taguchi yöntemi işlemi sonrası analiz sonuçları kullanılarak sıralandı. Giriş aralığı ve kanat düzenlemesi, izlenen en büyük etki yerleri ve akış aralığı olarak bulundu.

Zhao Jinjing ve ark. [15] bu çalışmada eksenel kuvvetin denge deliği ile dengelenmesi yöntemini, CFD ve deneysel araştırma kombinasyonuna dayanarak inceledi. Denge deliğinin radyal konumu ile pompanın eksenel kuvvet ve dış özelliklerinin etkisi arasındaki ilişkiyi inceledi. Araştırmaları, denge deliği konumunun eksenel kuvvet ve dış karakteristik özelliklerine etkisi için bazı kanunların bulunduğunu ortaya koymaktadır. Denge odasının genel basıncı ve eksenel kuvvet, denge deliği radyal konumunun azalması ile birlikte azalabildiğini belirtti. Eksenel kuvveti dengelemek için iyi bir yöntem olduğunu ve verimi düşürdüğünü ifade etti.

Gatta ve ark. [16] çok kademeli bir santrifüj pompanın sayısal olarak incelenmesi gerçekleştirdi. Hidrolik kuvveti dengelemek için eksenel rulmanların doğru tasarımını ve boyutlandırılmasını sağlamak mevcut çalışma ana hedefidir. Bu göreve ulaşmak için, eksenel yük dengesizliği problemiyle alakalı olduklarından hem ana hem de pervane bölmeleri ve dengeleme silindirleri akışı dikkate alınması gerektiğini belirtti. Ayrıca CFD analizi (karma düzlem yaklaşımı ile) ve yan odalar için gerçekleştirildi. Kompleks bir makina için kalıcı eksenel itki öngörmek için bir metodoloji sunulmuş ve eksenel iticiyi etkileyen farklı değişkenlere pompa hassasiyeti gösterildi. Gerçek sonuçlar pompanın hesaplanan karakteristik özellikleri ve eksenel itkinin ana akışı üzerindeki etkileri ve yan odalar içindeki basınç dağılımı nedeniyle pompanın çalışma koşullarına ve mekanik aşınma koşullarına nasıl bağlı olduğunu göstermektedir. Yan odaların eksenel itme kuvvetine büyük katkı sağladığı ve basınç dağılımının kaçak kütle akışından ve boşluk içindeki yerel dönme hızından çok etkilendiği vurgulandı.

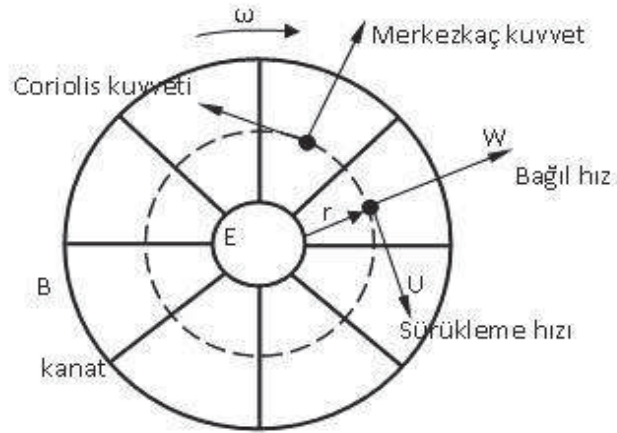
Wei Han ve ark. [17] yapmış oldukları çalışmada, vidalı santrifüj pompadaki katı-sıvı iki fazlı kararsız akışın belirli bir devir sırasında CFD yazılımı kullanılarak simüle etti. Sarmal çıkıştaki minimum basınç değerinin, maksimum pervane yarıçapı sarmalın dilini döndürdüğünde ve maksimum pervane yarıçapı arasında döndüğünde oluştuğunu göstermektedir. Maksimum yarıçap konumu, eksenel itme değişiklikleri üzerinde çok fazla etkiye sahiptir. Eksenel periyodik değişimin sayısal simülasyonun belirli devirde bir maksimum ve minimum değeri vardır. Aksiyal, maksimum yarıçapın sarmalın dilini döndürdüğü maksimum değerdir ve maksimum yarıçap sarmalın dilinden uzak olduğu zaman minimum değerdir.

P. Kalinichenko ve A. Suprun [18] bir santrifüj pompa rotorunun eksenel dengelenmesinin bir düğümünün geliştirilmesiyle ilgili temel öneriler sundu. Hidrostatik dengeleyici cihazların yapısal çözümlerini gözlemişlerdir. Mevcut dengeleme cihazlarıyla karşılaştırma yaptı. Santrifüj pompanın bir rotorunun eksenel dengelenmesinin gözlenen modları, balans pistonuna, hidrolik dayanağa ve benzeri cihazlara kıyasla daha etkili ve güvenilir olduğunu belirtti. Kendinden hizalı bir yakanın eksenel olarak rahatlatılması sisteminde uygulanması, pompanın eksenel gabaritesini azaltabilir ve bir ürünün metal tüketimini azaltabilir olduğunu ifade etti. Pompa rotorunda yapılan değişiklik ile hacim ve mekanik enerji kaybını azaltarak verimliliği artırdıklarını belirtti.

BÖLÜM 3. SANTRİFÜJ POMPANIN TANIMI

Dönmekte olan çarkın kanatları arasında bulunan sıvı tanecikleri ivmelendirilip çevreye savrulması prensibiyle çalışan pompa tiplerine ‘rotodinamik’ ya da ‘santrifüj pompa’ denir [3].

Santrifüj pompalar, turbo makinalarında olduğu gibi çark adını verdiğimiz bir ana elemanın, sabit eksen etrafında bir açısal hıza sahip olup dönmesiyle çalışan bir sistemdir. Basit tabirle, merkezkaç çark iki disk arasına koyulan kanatlar sayesinde çalışmaktadır. Daha sonra disklerden biri mile bağlanır. Uygulama sırasında akışkan parçacıkları, çarka giriş yaptıktan sonra $u = \omega \cdot r$ çevresel hızına sahip olup, dönme ekseninde dönerek w bağıl hızıyla çarka göre hareket eder ve çarkı terk eder.



Şekil 3.1. Santrifüj pompanın çalışma prensibi [2]

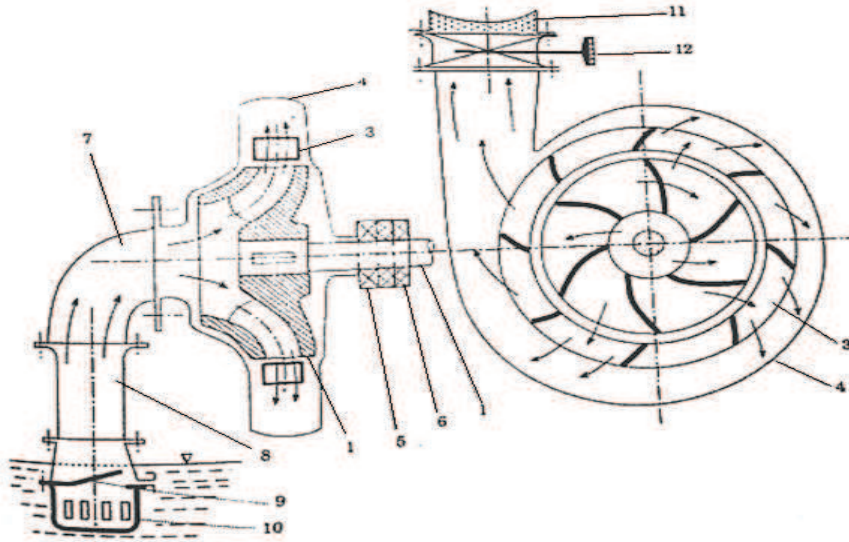
Akışkanla dolmuş olan çark, eksen etrafında dönmeye başladıktan sonra, merkezkaç kuvvetlerinin altında kalmaya başlar ve B yüzeyinden dışarı çıkar. Böylece E yüzeyinden giren akışkan B yüzeyinden yüksek basınçla dışarı çıkar.

Mutlak hız olan c ; w ve u hızlarının vektörel toplamı olarak tanımlanmaktadır. w ve u hızlarının şiddetleri ve yönleri ile bir eşkenar dörtgen kenarları oluştururlar. Böylelikle, bu üç hız bir üçgen oluşturmaktadır. Hesaplamalar yapılırken sanki sonsuz sayıda çok fazla kanat varmış gibi düşünülerek, akış iplikçilerinin kanadı izlediğini ve akışın tek boyutlu olduğu kabul edilir.

Girişleri çarpmasız kabul edildiğinde, kanat başlangıç girişi bağıl hızına teğettir. Yani pompalarda girişin w_1 hızı ile yaptığı açı β_1 olarak adlandırılır ve kanat profili ile aynı yöndedir. Ayrıca kanat sonunun çıkışının teğeti ile w_2 hızının oluşturduğu açı ise β_2 olarak adlandırılır ve aynı yöndedir. Eğer girişi çarpmasız olarak sağlamak ve buna bağlı olarak kayıpları önlemek istendiğinde girişteki ilk kanat elemanının yönüyle girişin bağıl hızının yönü aynı olmak zorundadır [2].

3.1. Santrifüj Pompanın Ana Elemanları

Santrifüj pompalar birçok elemandan oluşmaktadır.



Şekil 3.2. Santrifüj pompanın elemanları [3]

1. Pompa mili: Çark bağlantısı kama ile olup, elektrik motorundan aldığı tahrikle çarkın dönmesini sağlar.
2. Çark: Üzerinde kanatların bulunduğu parçadır. Çarkın dönüş hareketiyle sıvı molekülleri ivmelenerek çevreye dağılır. Çevreye savrulma kuvvetine santrifüj kuvvet denir. Çarklar açık, yarı açık ve kapalı olmak üzere 3 çeşittir.
3. Dağıtıcı: Çarktan gelen sıvının kinetik enerjisinin basınç enerjisine dönüşerek çevreye olan hareketini sağlar.
4. Salyangoz: Çarkı dışarıdan çevreleyen aynı zamanda pompanın dış muhafazası konumunda olup, sıvının izlediği yolu oluşturarak çıkışını sağlar.
5. Mil Yatağı: Mil, genel olarak teflon, bronz, gibi özel malzemelerden yapılmış yataklarda ya da rulmanlı yataklarda dönme sağlar.
6. Salmastra Kutusu: Çarkın içine hava sızmaması için sızdırmazlık elemanları (çeşitli keçeler, yağ keten ipler vb.) kullanılır. Pompa ilk çalıştığında içerisinde hava tanecikleri mevcuttur. Çarkın hızı onları dışarıya atabilecek bir santrifüj kuvvet uygulayamamaktadır. Sıvının emilimi söz konusu olmadığı için basılamaz. Bu nedenle ilk başta çark içerisine sıvı dolumu sağlanır, böylece pompa çalışmaya hazır hale gelir. Eğer pompa çalışma sırasında, çarkta hava sızıntısı oluyorsa, sıvı yine emilip basılması sağlanamaz. Pompa füzuli enerji harcamış olur. Bu nedenle bu tür makinelerde salmastra kutusu çok önemlidir. Buralarda sıklıkla arızalar gözlemlenmektedir.
7. Emme Dirseği: Deve boyunu dirsek türünü kullanırsak enerji kaybını azaltabiliriz.
8. Emme Borusu: Akışkanın giriş ağzına ulaşmasını bu boru yardımıyla sağlayabiliriz.

9. Dip Klapesi: Pompanın çalışması esnasında klappenin yukarıda bulunması durumunda suyun geçişi sağlanırken, pompa durduğunda klape suyun ve kendi ağırlığından dolayı kapanmış olur. Böylelikle pompanın ilk çalışmasında doğrudan sıvı emilir ve pompanın ilk çalışma zorluğu ortadan kaldırılmış olur.
10. Süzgeç: Emme borusuna koyulan, çarka giriş yapan büyük molekülleri engeller.
11. Basma Borusu: Akışkanın pompadan çıkış yaptıktan sonra, istenilen yere ulaşmasını bu boru sayesinde sağlayabiliriz.
12. Çıkış Vanası: Çıkış vanası vasıtasıyla basılan debi kontrol edilir. Tamamen kapalı olduğunda, su çıkışı gözlemlenmezken sadece su emilir ve çark döner. Vana açılmasıyla su çıkışına müsaade edilir [3].

3.2. Temel Parametreler ve Tanımlamalar

Santrifüj pompaların performans analizleri yapılırken bir takım parametrelere ihtiyaç vardır. Pompadan geçen akışkanın kütlesek debisini $\dot{m}$ ile ifade ederiz. Bu temel parametrelerden biri olan kütlesek debidir. Sıkıştırılmaz akış için ise hacimsel debi, Q ile ifade edilir. Genellikle hacimsel debi kütlesek debiye göre daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.1)$$

H ile ifade ettiğimiz pompa net yükü bir uzunluk boyutundadır. Pompa performansı, giriş ve çıkış arasındaki Bernoulli yükünde meydana gelen değişim olarak tanımlanır. Pompanın basma yüksekliğindeki su seviyesi olarakta tanımlanabilmektedir [18].

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{çıkış}} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_{\text{giriş}} \quad (3.2)$$

Giriş ve çıkış çapları aynı olan, yükseklik farkı olmayan bir pompadaki sıkıştırılamaz akışı göz önüne alırsak;

$D_{\text{çıkış}} = D_{\text{giriş}}$ ve $z_{\text{çıkış}} = z_{\text{giriş}}$ özel durumu için;

$$H = \frac{P_{\text{çıkış}} - P_{\text{giriş}}}{\rho g} \quad (3.3)$$

olarak tanımlanır. Bu durumdaki net yük, basınç artışına eşittir.

Net yük, akışkana verilen faydalı güçle orantılıdır. Akışkanımız su olmasa bile bu güç, hidrolik güç olarak tanımlanmaktadır.

$$W_{\text{hidrolik güç}} = \dot{m}gH = \rho gQH \quad (3.4)$$

Bütün pompalarda, kanat yüzeylerindeki akış ayrılmaları, iç kaçaklar, sürtünme, türbülans yitimi vb. nedenlerden dolayı tersinmez kayıplar mevcuttur. Bu yüzden, pompaya sağlanan mekanik enerjinin, hidrolik güçten daha fazla olması beklenir. Terminolojide, pompaya verilen harici güç, mil gücü olarak tanımlanır. Döner bir mil tarafından iletilen güç;

$$W_{\text{mil}} = \omega T_{\text{mil}} \quad (3.5)$$

olarak ifade edilir. ω , milin açısal hızıdır ve (rad/s) olarak tanımlanır. T_{mil} ise mile verilen torktur.

Pompa verimi ise faydalı gücün verilen güce oranıdır [19].

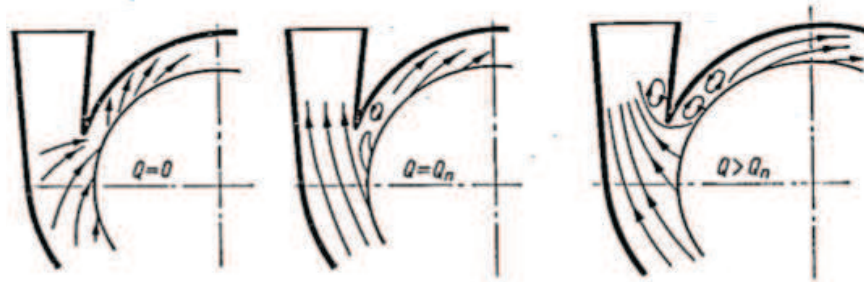
$$\eta_{\text{pompa}} = \frac{W_{\text{Hidrolik güç}}}{W_{\text{mil}}} = \frac{\rho gQH}{\omega T_{\text{mil}}} \quad (3.6)$$

BÖLÜM 4. HİDROLİK KUVVETLER

Santrifüj pompaların çalışması sırasında akan sıvıdan dolayı, kinetik enerji basınç enerjisine dönüştürülür. Bu yüksek basınçlı sıvı sürekli olarak çarkın çevresinin her tarafına akar ve aynı zamanda pervave ve gövde/gövde kapağı arasındaki boşluklara da ulaşır. Bu yüzden basınçlı sıvı, pervanenin çıkış kanalları ile örtülü kısımlar üzerinde basınç uygular. Bu basıncın sonucunda oluşan kuvvetlerden biri, mil eksenini boyunca oluşan aksiyel kuvvettir. Yanal doğrultuda oluşan kuvvet, farklı basınç oluşumlarından kaynaklanmaktadır. Sarmal yönde oluşan kuvvet ise radyal kuvvettir. Sıkışmış basınca maruz kalmış sıvının pervane üzerine etki etmesi sonucu aksiyel itme oluşmaktadır [20].

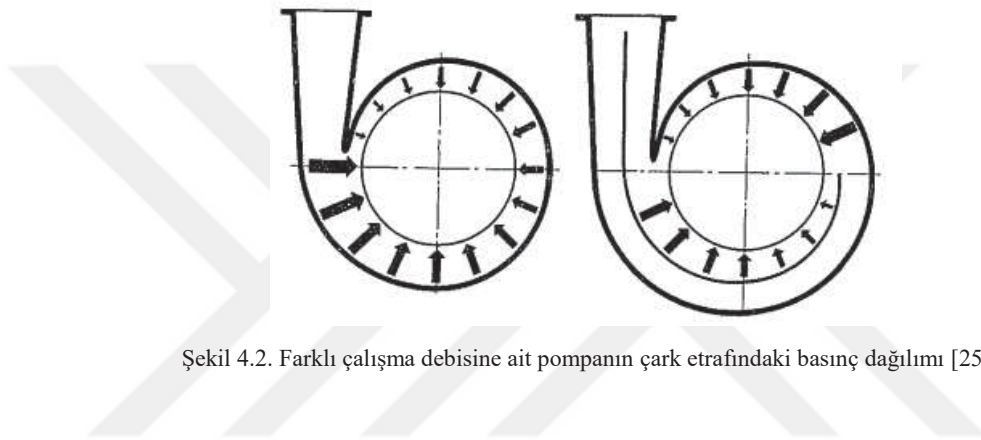
4.1. Radyal Kuvvetler

Gövde ve çarklar santrifüj pompalarda belirli bir çalışma noktası prensibine göre tasarlanmaktadır. Bu prensipte tasarlanan çark etrafındaki statik basıncın dağılımı oldukça homojendir. Bu nedenle basınç farkından kaynaklı nominel çalışma değerlerinde çark yüzeyine etki eden radyal kuvvetler en düşük seviyededir. Fakat santrifüj pompanın tasarım noktasının dışında işletmeye alındığında gövde ile akışkanın çarkı terk ediş açıları arasındaki uyum bozulmaktadır. Bu nedenden dolayı gövde içindeki çark etrafında basınç dağılımı artar [21].



Şekil 4.1. Farklı çalışma koşullarında dil bölgesi hız profilleri [25]

Çark etrafındaki basınç dağılımlarını incelediğimizde homojen yapıda olduğu görülüp ve çark yüzeyine etki eden radyal kuvvetlerin ise büyüklüğü basınç dağılımlarının farkı ile orantılı olarak arttığı gözlemlenir. Çark etrafında homojen halde olmayan basınç, gövde içerisinde çalkantı oluşmasına sebebiyet verir. Çalkantılar, kanat geçişinin frekansına ve onun daha yüksek harmoniklerine etki eder. Bu durumlar titreşim ve gürültüye neden olmaktadır. Gövde ve çark arasında bulunan boşluk en düşük seviyede olduğunda, etkileşim en yüksek seviyede olur. Bu etkileşim çark kanat çıkışının şeklinden ve dil yapısından dolayı da etkilenmektedir.

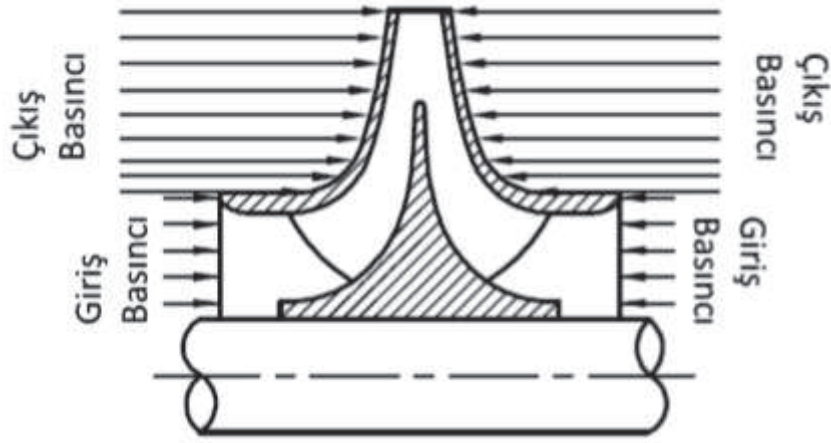


Şekil 4.2. Farklı çalışma debisine ait pompanın çark etrafındaki basınç dağılımı [25]

Bu sebeplerden dolayı da çarka etkiyen radyal kuvvetler oluşmaktadır. Bu yükleri mil ve rulmanlar belirli bir yüke kadar taşıyabilmektedir. Fazla olduğunda ise mil sehime uğramakta ve bundan dolayı çark etrafındaki boşluklar kapanarak sabit elemanlar ile dönen çark arasında sürtünme olmaktadır. Ayrıca milde malzeme yorulması da gözlemlenmektedir. Bu yüzden radyal kuvvetlerin belirlenmesi mekanik tasarım açısından önemlidir [21].

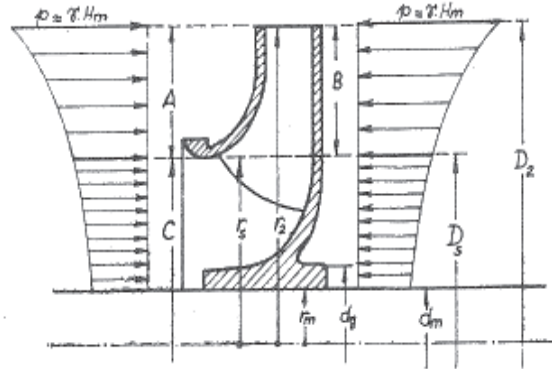
4.2. Eksenel Kuvvetler

Santrifüj pompalarda eksenel kuvvetler, eksenel yöndeki (mil ekseni) basınç farklılıklarından dolayı oluşmaktadır. Tek kademeli uçtan emişli pompalarda eksenel kuvvet oluşması görülürken, çift emişli pompalarda ise tasarımdan dolayı basınçlar karşılıklı olarak birbirini dengelemektedir.



Şekil 4.3. Çift emişli çarkta kuvvetlerin dengelenmesi [20]

Uçtan emişli çarklarda, çark bir giriş basıncına maruzdur. Bu basıncın etkisiyle direkt olarak çarkın mil göbeği alanı etkilenmektedir. Atmosfer basıncı giriş basıncından küçük ise; kuvvetin yönü çarkın arka kısmına doğrudur, büyük ise çarkın emme ağzına doğrudur. Çarkın önü giriş basıncı ve çark yanakları da çıkış basıncı etkisi altında olduğundan dolayı çarka etkiyen ve dengelenmemiş kuvvetler bulunur [22].



Şekil 4.4. Çarkın ön ve arka yüzeylerinde ki basınç dağılımı [22]

Özellikle kademeli pompalarda çok büyük değerlere ulaşan bu kuvvetin bir dengeleme şekli ile muhakkak giderilmesi gerekir.

Şekil 4.4.'te görüldüğü gibi çarkın ön tarafındaki A yüzeyi ile arka taraftaki B yüzeyinde, basınç dağılımlarından dolayı basınç kuvvetleri birbirini dengelemektedir. C halkasına gelen basınç kuvvetleri ise, çarkın önünde vakum olduğu için

dengelenmemiştir. Bu kuvvetlerden dolayı çark milin emme tarafına doğru kuvvet altında kalır. Kabaca hesaplar için itme kuvvetini [22],

$$F = \frac{\pi (D_s^2 - d_m^2)}{4} p \quad (4.1)$$

formülüyle ifade edebiliriz. Burada yazılan p basıncını labirentteki kaçak kayıpları ihmal edilirse, pompanın manometrik yüksekliğine tekabül eden $p = \rho \cdot g \cdot H_m$ olarak kabul edebiliriz.

Gerçeğe daha yakın hesaplama yapmak istersek, suyun çarka giriş ve çıkışındaki hareket miktarındaki değişiminden doğan F_2 hidrolik kuvvetini de hesaba katmalıyız. Bu kuvvet, basınç farkından dolayı oluşan itme kuvvetinin ters yönünde olduğundan dolayı toplam itme kuvvetini küçültür.

Toplam itme kuvvetinin eksenel iz düşümü;

$$F_{\text{Toplam}} = F_1 - F_2 \quad \text{olur.} \quad (4.2)$$

Çarkın girişindeki ortalama hız C_0 olarak tanımlanırsa, pompa içinden geçen akışkanın yön değiştirmesinden dolayı oluşan hidrolik itme kuvveti pompa eksenini üzerindeki izdüşüm değeri,

$$F_2 = \rho \cdot Q_t \cdot C_0 \quad \text{olur.} \quad (4.3)$$

Deneysel sonuçlardan hareketle, çarkın açısal hızı ω ise, su kütlesinin $\omega/2$ açısal hız ile cebri vorteks hareketi yaptığı kabul edilerek, basınç yayılışları gerçeğe çok yakın değerler vermektedir. Bu durumda oluşan itme kuvveti hesaplanabilir. Herhangi bir r yarıçapı için,

$$\Delta h = \frac{1}{2g} \left(\frac{\omega}{2} \right)^2 (r_2^2 - r^2) = \frac{\omega}{8g} (r_2^2 - r^2) \quad (4.4)$$

çark girişine göre çarkın r yarıçapındaki basınç artışı,

$$h = H_m - \frac{\omega^2}{8g}(r_2^2 - r^2) \quad (4.5)$$

Bir çark için basınç farkından doğan eksenel itme kuvveti :

$$F_1 = \int_{r_m}^{r_s} 2\pi r \rho g h dr = 2\pi \rho g \int_{r_m}^{r_s} H_m - \frac{\omega^2}{8g}(r_2^2 - r^2) r dr \quad (4.6)$$

Bu integralin sonucu;

$$F_1 = \pi \rho g (r_s^2 - r_m^2) \left[H_m - \frac{\omega^2}{8 \cdot g} \left(r_2^2 - \frac{r_s^2 + r_m^2}{2} \right) \right] \quad (4.7)$$

bulunur.

Çarkın emme tarafına yönelmiş olan toplam eksenel itme kuvveti;

$$F_{\text{Toplam}} = F_1 - F_2 \quad (4.8)$$

olduğundan dolayı, değerleri yerine yazarsak ve $\omega^2 r_2^2 = U_2^2$ olduğunu da göz önüne alarak,

$$F_{\text{Toplam}} = \pi (r_s^2 - r_m^2) \left[H_m - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \left(1 - \frac{r_s^2 + r_m^2}{2r_2^2} \right) \right] - \rho Q_T C_0 \quad (4.9)$$

bağıntısıyla bulunur [22].

BÖLÜM 5. EKSENEL KUVVETLERİN BELİRLENMESİ

5.1. Eksenel Kuvvetlerin Oluşması

Tek taraflı uçtan emişli santrifüj pompalarda eksenel yükten kurtulmak kaçınılmazdır. Bu kuvvetleri yok edemeyebiliriz fakat olabildiğince dengelemeli ve özel önlemler almak gerekir.

Bir önceki bölümde de tanımlandığı gibi; çarka etki eden eksenel kuvvet, eksenel doğrultuda bulunan dengelenmemiş kuvvetlerden dolayı oluşmaktadır. Tüm bu kuvvetlerin toplamı bize eksenel kuvvetin büyüklüğü ve yönünü vermektedir. Bilindiği üzere çift emişli çarklarda bu kuvvet tasarım gereği kendiliğinden dengelenmektedir.

Uygulamalarda;

1. Çark ağızlarını besleyen kanalların düzgün ve eşit olmamasından dolayı,
2. Pompanın emme flanşına yakın bir dirsek bulunması,
3. Pompa gövde yan yüzeylerinin simetrik olmamasından kaynaklanan çark yanaklarına eşit olmayan basınç uygulanmasından,
4. Eksenel boşluklarda kaçak debilerin farklı olması

gibi nedenlerden ötürü eksenel denge sağlanamamaktadır. Çark giriş kısmında pompa giriş basıncına ve çıkış kısmında ise pompanın çıkış basıncına yakın bir basıncın etkisine maruz kalmaktadır. Fakat basma hücresindeki bölümde olan çark yüzeylerinin

üzerinde basınç düzgün dağılmaktaysa; pompanın üretmiş olduğu net basınç ile dengelenemeyen halka alanının çarpımı sonucu eksenel kuvvetin değerini bulabiliriz.

Gerçek koşullarda ise kapalı bir çarkın ön ile arka yüzeyleri arasındaki basınç dağılımları düzgün değildir ve gövde ile çark arasında bulunan sıvı dönmektedir. Çarkın çevresinde bulunan basınç değeri çark göbeğindeki basıncın değerinden büyüktür [21].

Basınç farkı arttıkça eksenel kuvvette artmaktadır. Eğer artan bu kuvvete bir önlem alınmaz ise eksenel kuvvetin tamamı pompanın bu yükü taşıyan yatağı tarafından karşılanmak zorundadır [23].

5.2. Eksenel Kuvvetin Hesaplanmasında Farklı Analitik Yöntemler

5.2.1. HI yöntemi

Bu yöntemde hesaplama yapmak istiyorsak pompa çarkı ile gövde arası boşluğunun çaplarının orası 0,25 – 0,5 mm arasında olması gerekmektedir. Özgül hız ise 10 – 67 arasında bir değere tekabül etmelidir.

Bu yöntemle eksenel kuvveti incelerken 4 başlık altında eksenel kuvvetin büyüklüğünü hesaplayabiliriz.

HI' ya göre eksenel kuvvet hesabı ise [20];

$$F_e = Hg\rho[(\overline{K_B}A_B) - (\overline{K_F}A_F)] - 1.000p_sA_h + 70.000A_{BAL} \quad (5.1)$$

Bu formülde yer alan K_B ve K_F çark ön ve arka yanaklarındaki ortalama faktör değeridir. Bu değerler Şekil 5.2.'den bulunabilir.

Öncelikli olarak hesaplaması yapılacak pompanın verilerinden yararlanılarak Tablo 5.1.'den; K_A okunur.

$$\frac{D_{\text{ça}}}{D_{\text{ç}}} \text{ değeri bulunur.} \quad (5.2)$$

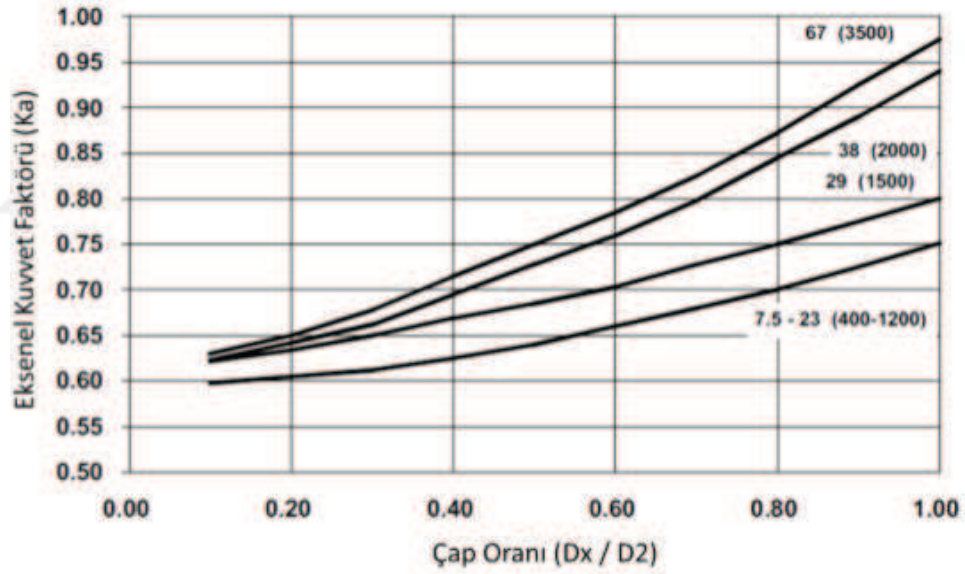
Çap oranına bakılarak Tablo 5.1'den K_{AA} değeri okunur. Bu durumda K_B ise;

$$\bar{K}_B = \frac{K_A + K_{AA}}{2} \text{ bulunur.} \quad (5.3)$$

Aynı işlemleri K_F için yaptığımızda ise; K_F değeri bulunur.

Formülde yer alan 70.000 değeri deneysel çalışmaların sonucunda bulunmuştur.

Dengeleme deliklerinin alanı, çark aşınma halkasının alanının 1/3' ü ise çark arka hücreindeki basınç giriş basıncından 70.000 Pa daha büyüktür.



Şekil 5.1. Farklı özgül hızlardaki çark yanaklarında olan basınç dağılımları [20]

Momentumdan kaynaklı eksenel kuvvet değeri ise;

$$F_{em} = \frac{98 \cdot \gamma \cdot Q^2}{D_{\text{çe}}^2} \text{ ile hesaplanır.} \quad (5.4)$$

Buradaki γ özgül ağırlıktır. Bu yöntemde, çark ön ve arka yanaklarında meydana gelen basınç farklılıkları ise deneysel tecrübelerle elde edilir. Momentum hesabında ise çark kaçakları ihmal edilebilir. Çark arka hücresi basıncı, dengeleme delik alanı ile arka aşınma halkası arasında ilişkilendirilerek eksenel kuvvet hesabına dahil edilir [21].

5.2.2. Gulich yöntemi

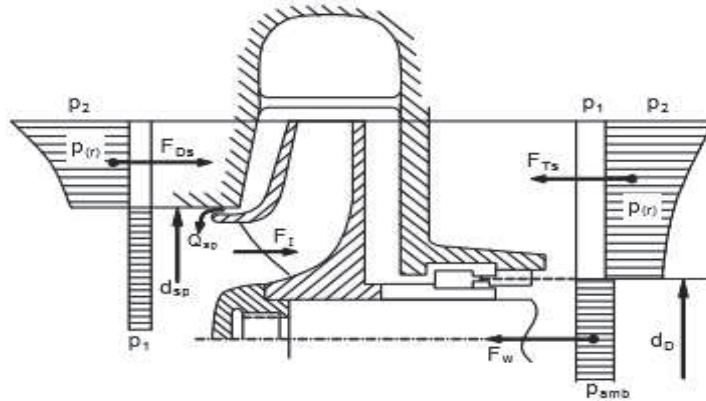
Bu yöntemde göre yapılan hesaplamalarda, eksenel kuvveti hesaplayabilmek adına çark çıkışındaki statik basınçların değerini bilmemiz gerekir. Bunu da ön dönmeyi ihmal ederek pompanın basma yüksekliği değeri üzerinden hesaplayabiliriz.

$$\Delta p_{\text{çark}} = \rho g H \left(1 - \frac{\psi}{4\eta_h} \right) \frac{\eta_{h,\text{çark}}}{\eta_h} \quad (5.5)$$

$$\Psi = \frac{2 g H}{u_2^2} ; u_2 = \frac{\pi D_\text{ç} N}{60} \quad (5.6)$$

Çark hidrolik ve pompa hidrolik verimi tasarım değerlerinden alınarak pompa özgül hızına dair yaklaşık değerler bulunabilir. Çark yanaklarına etkiyen basınç ise çapa bağlı değiştiğinden dolayı yanaklarda oluşan kuvvetleri bulmak için basıncın yarıçapa bağlı alanı üzerinden integral hesabıyla sağlanır.

$$F = 2\pi \int p \cdot r \cdot dr \quad (5.7)$$



Şekil 5.2. Basınç dağılımı ve eksenel kuvvetler

Bir yanağa etkiyen kuvvet ;

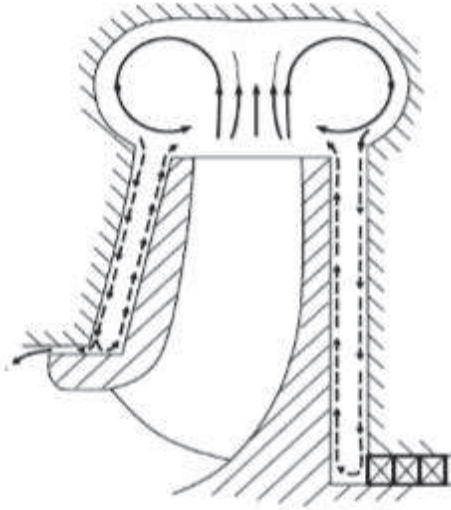
$$F = \pi r_2^2 \left\{ (1 - x^2) \Delta p_{\text{çark}} - \frac{\rho}{4} u_2^2 (\bar{k})^2 (1 - x^2)^2 \right\} \quad (5.8)$$

Burada $x = x_{\text{ça}} = D_{\text{ça}}/D_{\text{ç}}$ ya da $x = x_{\text{çö}} = D_{\text{çö}}/D_{\text{ç}}$ ifadeleriyle ön veya arka yanak için hesaplanır.

Sızdırmazlık etkisini bulmak için ise aksel kuvvet düşürme katsayısı bulunmalıdır.

Şekil 5.3.' te görüldüğü üzere akış farklı yönlerde akmaktadır ve buradaki ortalama dönme faktörü çark kenar boşluklarında meydana gelen basıncın farkının ölçümü ile bulunur.

$$\bar{k} = \sqrt{\frac{2(p_2 - p)}{\rho u_2^2 \left(1 - \frac{r^2}{r_{\text{ç}}^2}\right)}} = \sqrt{-\frac{c_p}{\left(1 - \frac{r^2}{r_{\text{ç}}^2}\right)}} \quad (5.9)$$



Şekil 5.3. Çark - Gövde arasındaki akış [21]

Kaçak debileri eşit kabul edersek;

$$F_{\zeta 1} = \frac{\pi}{4} (D_{\zeta \ddot{o}}^2 - D_{\zeta a}^2) \left\{ \Delta p_{\zeta} - \frac{\rho}{2} \bar{k}^2 u_2^2 \left(1 - \frac{D_{\zeta \ddot{o}}^2 + D_{ms}^2}{2D_{\zeta}^2} \right) \right\} \quad (5.10)$$

Ön ve arka aşınma halkalarının farklı olması durumunda;

$$F_{\zeta 2} = \frac{\pi}{4} (D_{\zeta \ddot{o}}^2 - D_{\zeta a}^2) \left\{ \Delta p_{\zeta} - \frac{\rho}{2} \bar{k}^2 u_2^2 \left(1 - \frac{D_{\zeta \ddot{o}}^2 + D_{\zeta a}^2}{2D_{\zeta}^2} \right) \right\} \quad (5.11)$$

Çark giriş basıncından dolayı ve momentumun değişimine bağlı olarak meydana gelen kuvvetlerde eksenel kuvveti oluşturan etmenlerdir. Çark giriş basıncı atmosfer basıncından büyük olduğunda eksenel kuvvet çark arka tarafına doğru oluşacaktır.

$$F_m = \frac{\rho Q C_{1m}}{g} \quad (5.12)$$

c_{1m} , çarkın girişindeki meridyenel mutlak hızı temsil eder.

$$F_g = \frac{\pi \cdot D_{ms}^2}{4} (p_{atm} - p_g) \quad (5.13)$$

Dengeleme deliğinin var olduğu çarklarda eksenel kuvvetin toplam değeri şöyledir.

$$F_e = (0,1 - 0,2)F_{\zeta 1} + F_{\zeta 2} - F_m + F_g \quad (5.14)$$

Tüm yapılan bu hesaplamalar sonucunda meydana gelen eksenel yükün değerini yaklaşık olarak bulabiliriz [25].

Gulich yöntemine göre hesaplamalarımızı yapacak olursak,

Tablo 5.1. Analizi yapılan pompanın temel parametreleri

DEBİ	: 8,33 kg/s
BASMA YÜKSEKLİĞİ	: 33 Hm
DEVİR SAYISI	: 2900 d/dak.
ÇARK ÇAPI	: 174 mm

Tablo 5.2. Analiz sonucu belirlenen pompanın özellikleri

ρ	: 998,21 kg/m ³	$D_{\text{ç}}$	: 0,174 mm
Q	: 0,00868 m ³ /s	$D_{\text{ça}}$	: 0,0896 mm
C_{1m}	: 4,8 m/s	$D_{\text{çö}}$	: 0,086 mm
u_2	: 26,42 m/s	D_{ms}	: 0,0228 mm

(5.5) nolu formülde değerleri yerine koyarak,

$$\Delta p_{\text{çark}} = 171207,63 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \text{ bulunur.}$$

(5.6) nolu denklemden;

$$\Psi = 0,92 ; u_2 = 26,42 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ elde edilir.}$$

(5.9) nolu denklemden;

$$\bar{k} = 0,0425 \text{ değerine ulaşılır.}$$

(5.10) nolu denklemdeki kuvvet hesaplanarak;

$$F_{\text{ç1}} = -84,64 \text{ kg değeri bulunur.}$$

(5.11) nolu denklemdeki kuvvet hesaplanarak;

$F_{\zeta 2} = -84,68 \text{ kg}$ değeri bulunur.

(5.12) nolu formüldeki F_m değeri için bulunan sonuç;

$F_m = 4,23 \text{ kg'}$ dır.

(5.13) nolu denklemden ise;

$F_g = 4,2 \text{ kg}$ bulunmuştur..

Bulunan bu değerleri (5. 14) nolu denklemde yerine koyarak;

$$F_e = (0,1 - 0,2)F_{\zeta 1} + F_{\zeta 2} - F_m + F_g$$

$F_e = -75,40 \text{ kg}$ sonucuna ulaşılır.

Eğer bunu Newton birimine çeviricek olursak;

$$F_e = -75,40 \times 9,81 = -739,67 \text{ N olur.}$$

Burada bulunan kuvvetin değeri yaklaşık olarak bulunmuştur. Eksi işaret çıkması yönü ifade etmektedir ve kuvvetin yönü çarkın emme bölgesine doğrudur.

BÖLÜM 6. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ (HAD, CFD)

Santrifüj pompalarda hidrostatik dengesizlik yüzünden kuvvetler oluşmaktadır. Bu kuvvetlerden biride eksenel kuvvetlerdir. Çift emişli pompalarda bu kuvvet kendiliğinden dengelenirken, tek emişli pompalarda eksenel kuvvete maruz kalmak kaçınılmazdır. Bu yüzden bu kuvveti azaltmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır.

Genel olarak bir pompanın tasarlanabilmesi için; debi, basma yüksekliği ve devir sayısına ihtiyaç duyulur. Buna bağlı özgül hız belirlenerek pompa tipi seçilir. Amprik metodlarla diğer parametreler belirlenir (çap, çark, kanat sayısı, kanat açıları vb.). Her ne kadar bu amprik metodlar tasarımcıya, geometrinin sınırları hakkında bilgi verse de, deneysel tecrübeler sayesinde bazı seçimler esas alınır [24].

Tasarımcı; gerçek hayatta akışın nasıl bir yol izlediğini göremezken, HAD yöntemiyle akışın en karanlık ve ucu noktasındaki durumunu bile inceleyip yorumlayarak tasarımını geliştirmektedir. Ortaya çıkaracağı ürünün verimini de artırmak için çalışmalarını bu bilgiler sayesinde artırabilir.

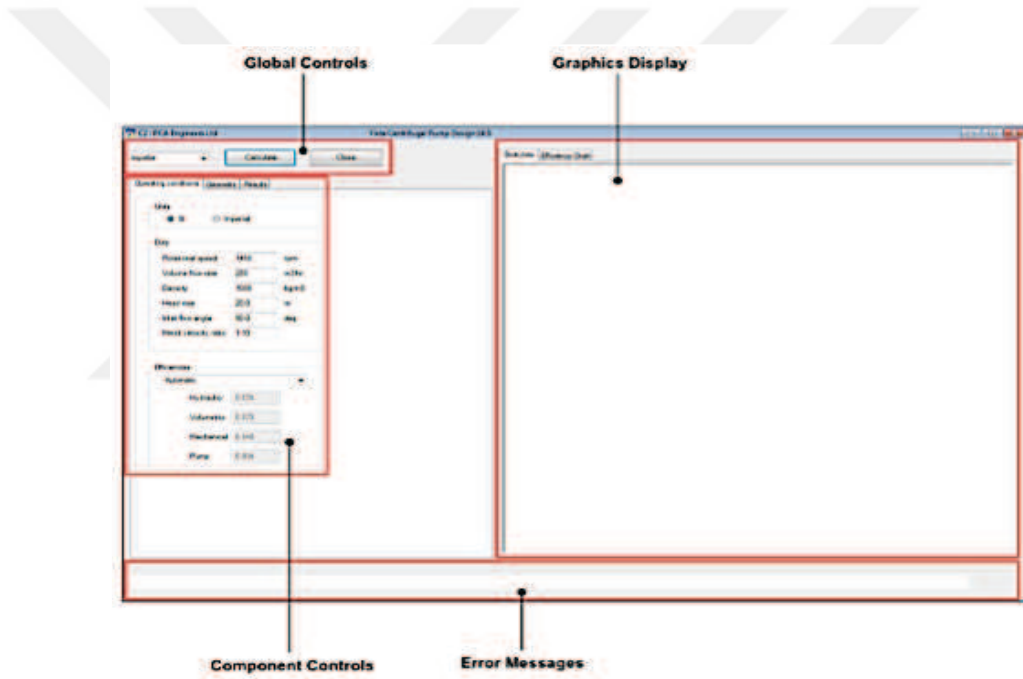
6.1. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Tanımı

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği (Computational Fluid Dynamics - CFD) ; akışkan ve ısı transferi analizlerinin yapılmasında ve performansının incelenmesinde kullanılmaktadır. Bu program içerisinde sıcaklık ve akış ile ilgili verilere ulaşırken, değişik parametrelerin dağılımlarının (hız, basınç, sıcaklık vb.) elde edilmesi için süreklilik, momentum ve enerji denklemlerini bilgisayar ortamında sayısal olarak çözdürmektedir.

Hesaplama akışkanlar dinamiği, çeşitli akışkanların çoğu koşulda analizini yapmayı sağlayan bir yöntemdir. Bu yöntemde, süreklilik, momentum ve enerji denklemleri esas alınır ve bu denklemlerin sayısal çözümlemesiyle akış içindeki basınç, hız ve sıcaklık dağılımları gibi birçok parametrelere bağlı bilgiler elde edilir [24].

6.1.1. Vista CPD aracı

Santrifüj pompalarda eksenel yükü incelemek üzere, ANSYS programı içerisinde Vista CPD' de, 2900 devirde yaklaşık olarak 30 metre yüksekliğe basması hedeflenen ve ortalama saatte 36 ton işleme kapasiteli bir pompa tasarımı yapılmıştır.

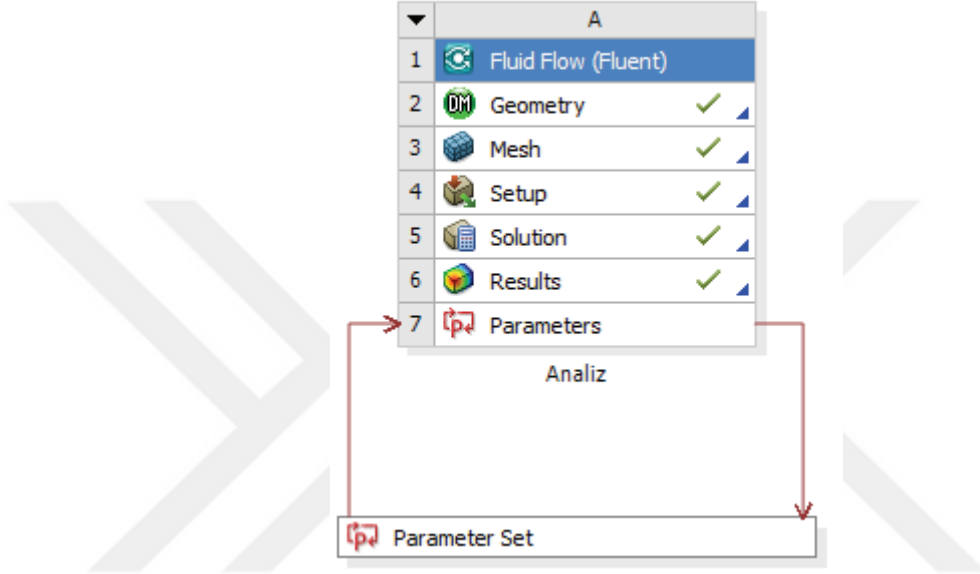


Şekil 6.1. Vista CPD - Blade Dizayn modül arayüzü

Tablo 5.1.'deki değerlerle bu araçta pompanın dizaynı yapılmıştır. Buradan alınan çark ve salyangoz modelleri SolidWorks'te katı model haline getirilmiştir. Salyangoz ve çark için bazı düzenlemeler yapılarak montajı sağlanmıştır.

6.1.2. Fluent modülünde hazırlanması

Bu modülde; Vista CPD’de tasarımı yapılan, SolidWorks’te montajı sağlanan çark ve salyangoz parçalarının öncelikli olarak geometrisi hazırlanmaktadır. Montaj parçalarının aktarımı yapıldıktan sonra, akış alanları ve katı parçalar dikkatle belirlenip ağ yapısı oluşturulmak üzere mesh modülü için hazır hale getirilir.



Şekil 6.2. Fluent modülü işlem aşaması

Üzerinde çalışmasını yapacağımız parametreleri dikkatle hazırlayıp akış alanlarını buna göre belirlememiz gerekir. Akışa, giriş ve çıkış gibi tanımlamalar yapılarak geometri kısmı tamamlanmış olur.



Şekil 6.3. Santrifüj pompanın montaj görünümü

6.1.3. Çözüm ağı yapısının oluşturulması

HAD yöntemiyle ANSYS' te analizleri yapılan çalışmalarda, çözüm ağı yapısının önemi büyüktür. Çözüm ağının kalitesi iyi olursa, çalışmanın sonucu o kadar gerçeğe yakın olur ve doğruya bir adım daha ulaştırır. Belirli bir noktadan sonra çözüm ağ yapısına olan bağımsızlığını da tespit etmek önemlidir.



Şekil 6.4. Akış alanlarında ağ yapısının oluşturulması

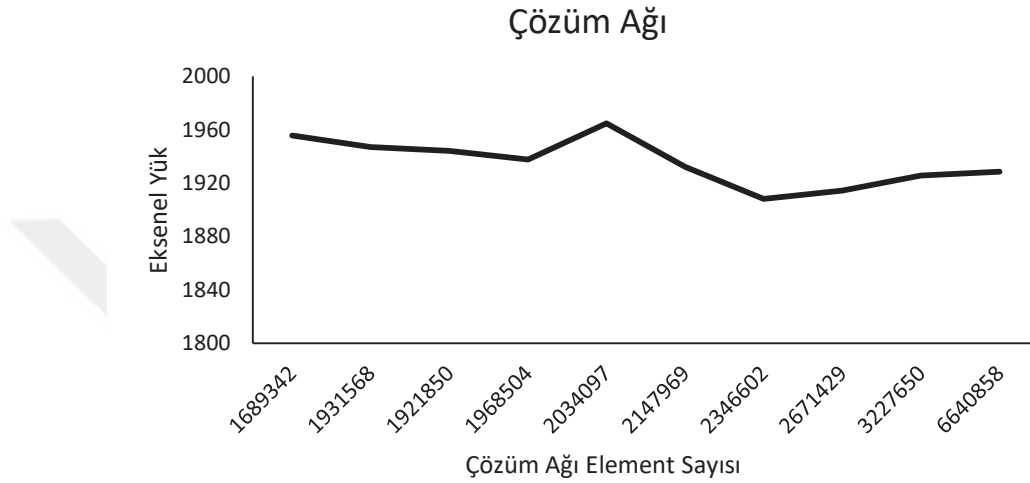
Yapılan bu ağ örme işleminde, akış alanları arasındaki ağların bağlantılarının sağlıklı olduğuna dikkat edilmelidir. Ağ yapısının yoğunluğuna ve kullanılan bilgisayarın kapasitesine bağlı olarak ağ örme işlemimiz gerçekleşeceğinden, bu ağ kalitesine göre çözümleme işleminde elde edilen sonuç gerçeğe yakın olmaktadır..



Şekil 6.5. Ağ yapısının yakından görüntüsü

6.1.4.Çözüm ağı

Çalışmalarımıza başlamadan önce kullanılan ağ yapısının, yeterliliğini görebilmek adına ağ bağımsızlığı incelenmiştir. Bu çalışmada düşük çözüm ağı element sayılarından başlayarak yeterli olması beklenen çözüm ağı element sayısı belirlenmiştir.



Şekil 6.6. Mesh bağımsızlığının belirlenmesi

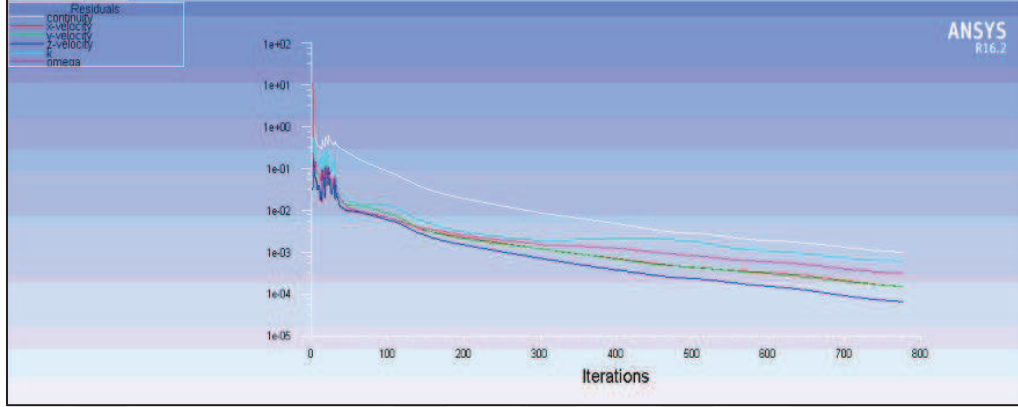
Bundan sonraki çalışmalarımızda ise yaklaşık olarak 3250000 element ile ağ örme işlemi sağlanacaktır. Bu değerin yeterli olduğu görülmüş ve çözümleme işlemimiz bu element sayısı ile gerçekleşecektir.

6.1.5.Çözüm yöntemi

Çözümleme işlemi için ağ yapısını oluşturduğumuz akış hacimleri, çözümlemeyi yapacağımız bir sonraki adıma aktarılır. Burada ilgili sınır koşulları girilir. Gerekli tanımlamalar yapılır. Denklemlerin çözülebilmesi için geçerli yöntem seçilir (simlec). İterasyon sayısı da belirlendikten sonra analiz başlatılır.

Süreklilik, momentum ve türbülans denklemleri oluşturulan sayısal ağda bütün elementler için çözümleme yapılır. Belirlenen yakınsama kriterine göre ilgili adımlar çözüldükten sonra, bu değere ulaştığında çözüm işlemi son bulmaktadır. İterasyon

sayısı arttıkça, iterasyonlar arasındaki değişim azalarak yakınsama sağlanması beklenmektedir.



Şekil 6.7. Çözümleme işleminde iterasyon sayısı ve yakınsaması

Bir pompada sonlu hacimler yönteminin kullanılmasını istiyorsak şu yöntemleri sırasıyla takip etmeliyiz,

1. Pompa tasarımı yapılarak, 3 boyutlu katı model oluşturulmalıdır.
2. Bu katı modelden akış hacmi çıkarılmalıdır.
3. Birden fazla akış hacmimiz var ise bu akış hacimlerini tek tek oluşturulmalı ve birbirine bağlantısı sağlanmalıdır.
4. Her bir yüzeye sınır tipi tanımlanmalıdır.
5. Oluşturulan akış hacimleri çeşitleri tanımlanmalıdır
6. Oluşturulan bu sayısal aę, asıl çözücüye nakledilmelidir.
7. Oluşturulan sınır koşullarının ve diğer parametrelerin sayısal değerleri girilmelidir.
8. Türbülans modeli ve çözüm yöntemi seçilmelidir.

9. Yakınsama kriterleri belirlenmelidir.

10. Çözüm ilklendirilmelidir.

11. İterasyon başlatılmalıdır.

Pompanın çalıştığı koşullar ve bilgisayara girilen değerlere uygun ise ve akış hacminde düzgün bir ağ yapısı oluşturulduysa, belirlenen yakınsama kriterleri sonucunda çözümlene duracaktır. Eğer herhangi hata var ise yakınsama sağlanmaz. Bu durumda işlem adımları kontrol edilmelidir. Gerekli durumlarda ise yöntem değişikliğine gidilerek, iterasyon tekrar başlatılıp yakınsama sağlanması beklenmelidir [24].

BÖLÜM 7. EKSENEL KUVVETİ ETKİLEYEN PARAMETRELERİN HAD İLE İNCELENMESİ

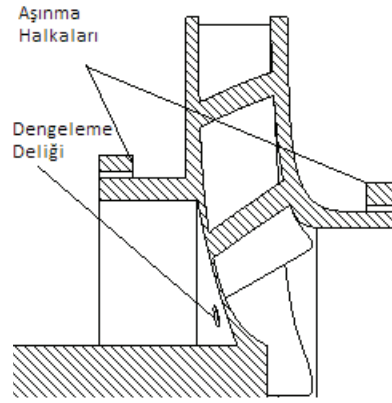
Tek kademeli santrifüj pompalarda aksenel kuvveti dengelemek amacıyla; kapalı çarklarda dengeleme delikleri kullanılırken, yarı açık çarklarda dengeleme kanatçıkları kullanılmaktadır. Bu çalışmada kapalı çark için aksenel yükün nelere bağlı olarak nasıl değiştiği incelenmiştir.

Çarkın hem ön hem de arka kısmına aşınma halkaları konulur. Arka aşınma halkası ile çark göbeği arasındaki boşlukta meydana gelen basıncı düşürebilmek için, çark kanatlarının alt kısmına gelecek şekilde dengeleme delikleri ile aksenel kuvvetin etkisi düşürülmektedir.

Koyulacak olan aşınma halkasının çapı önemlidir. Aşınma halkasının içeriden veya dışarıdan da kullanımına dikkat etmek gerekir.

Pompalarda, manometrik yükseklikler çok büyük olmadığı için toplam aksenel kuvvetin değeri pompanın çalışma şartlarına göre 100-200 kg arasında değişmektedir. Bu değerdeki kuvvetler, çarkın arka yüzeyine açılmış olan ve basınçları eşdeğer kılan dengeleme delikleri ile karşılanabilmektedir [22].

Çarkın arka aşınma halkasından geçen kaçak debi dengeleme delikleri sayesinde çarkın emme bölgesine iletilir. Buraya verilen akış ile emme bölgesinde bulunan akış ters yönde karşılaştıkları için burada bir düzensizlik oluşur [21].



Şekil 7.1. Çark kesiti - Aşınma halkası ve dengeleme delikleri

Çarkın arka yüzeyine açılan dengeleme deliklerinin sayısına ve çapına dikkat edilmelidir. Genellikle kanat sayısı kadar delik tayin edilirken, pompa büyüklüğüne ve buna bağlı eksenel kuvvetin büyüklüğüne göre delik çapı açılmalıdır. Ayrıca, yarı açık çarklarda çark arka yüzeyine radyal halde kanatlar ekleyerek, eksenel kuvveti yaratan basınç farkını azaltmak mümkün olabilir. Ancak bu kanatlar da çark kanadı gibi çalışacağı için güç tüketimi sağlayacağı gözden kaçırılmamalıdır.

Saatte 36 ton kapasiteli ve 30 metre yüksekliğe basan, 2900 devirde çalışacak şekilde bir pompa tasaramı Vista CPD’de oluşturularak, SolidWorks’te salyangoz ve çark parçalarında düzenleme yapıp montajı sağlanmıştır. Daha sonra ANSYS programına aktarılarak çözümlmeleri yapılmıştır.

Çalışma kapsamındaki eksenel yükü etkileyen parametreler sırasıyla incelenerek en son olarak bir pompa önerisinde bulunulmuştur. Pompa çarkı üzerinde herhangi bir işlem yapılmadan eksenel kuvvet incelemesi yapılmıştır. Daha sonra çark ile gövde kapağı arasındaki mesafe, aşınma halkasının dışarıdan koyulması ile çaptaki değişimi, dengeleme delikleri, debinin etkisi, aşınma halkası boşluğu ve aşınma halkasının içeriden kullanılması sonucu gibi eksenel yükü etkileyen parametreler kapsamında çalışma yapılmıştır.

7.1. Çark – Gövde Kapağı Mesafesinin Eksenel Yüke Etkisi

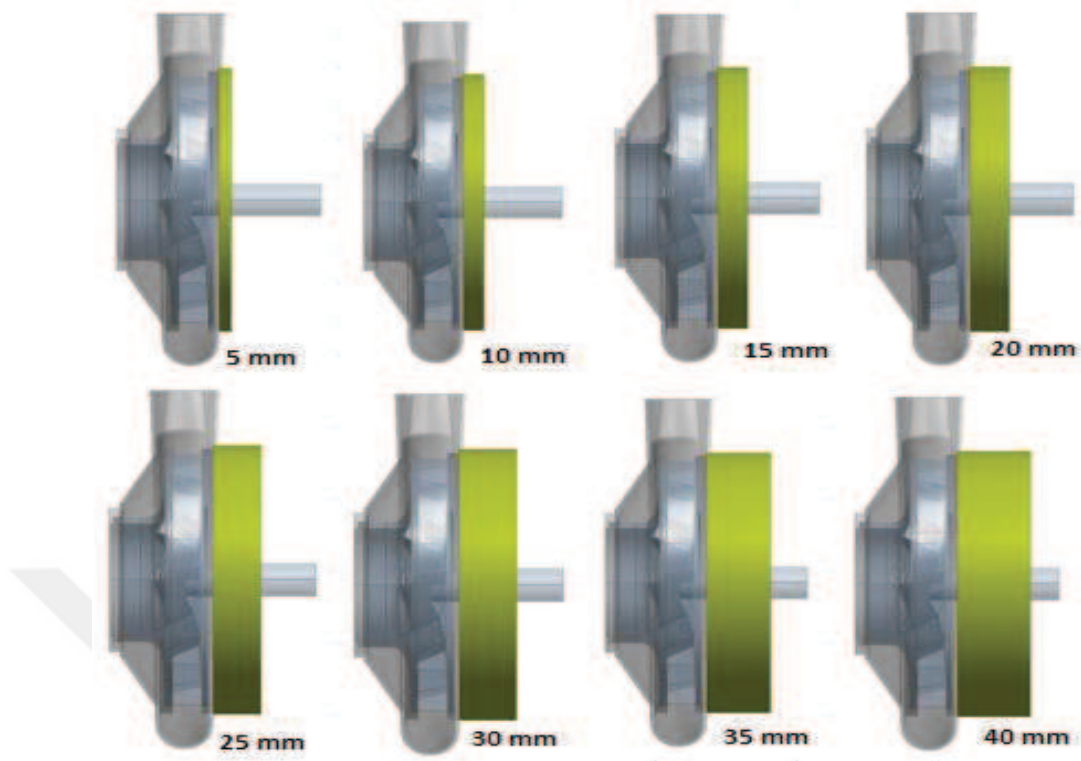
Belirli çalışma değerinde çalışması beklenen pompanın öncelikli olarak, çark ile gövde kapağı arasındaki mesafeye bağlı olarak eksenel kuvvet incelenmiştir. SolidWorks'ten alınan çarkta, aşınma halkası ve dengeleme delikleri kullanılmamıştır. Burada çarkın yalın halde karşılaşılabileceği eksenel yükün büyüklüğü ve yönü gözlemlenmek istenmiştir.

Burada, çark salyangozun içine tam oturtularak, mile bağlanıp çarkın gövde kapağına kadar belirli boşluk mesafeleri bırakılarak arkaya kaçan akışkanın eksenel yüke etkisi incelenmiştir. Akışkan olarak su kullanılmıştır.



Şekil 7.2. Santrifüj pompanın ön ve arka görünümü

Çark arkası ile salyangoz arkası gövde kapağı arasındaki mesafe, arka uzunluk olarak tanımlanmış olup; bu mesafe uzadıkça eksenel yük, basma yüksekliği ve verim değerleri analiz sonuçlarında elde edilmiştir.



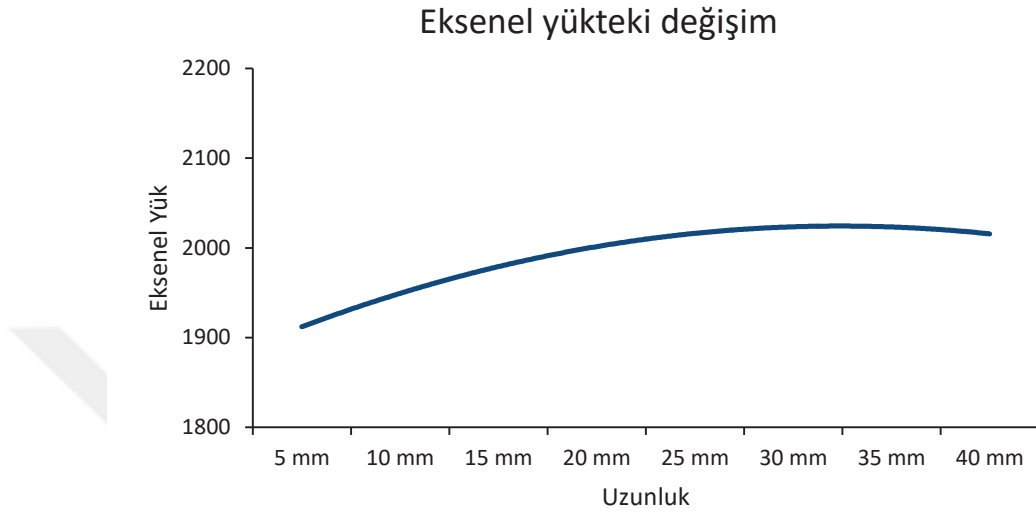
Şekil 7.3. Salyangoz ve gövde kapağı arasındaki mesafe

Tablo 7.1. Mesafeye bağlı analiz sonuçları

Uzunluk (mm)	Eksenel yük (N)	Basınç (P)	Debi (kg/s)	Hidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim %
5	1932,1	297141	10	2985,8	5820,4	51,3
10	1946,2	297321	10	2978,6	5782,1	51,5
15	1980,1	296469	10	2935,7	5728,4	51,2
20	2013,3	297304	10	2950	5742,1	51,4
30	2041,1	298040	10	2978,9	5756	51,8
35	2010,4	298305	10	2988,4	5756,2	51,9
40	2020,2	296573	10	2971,1	5766,1	51,5

Analiz sonuçlarına bakıldığında, sayısal hesaplama sonuçları birbirine yakın çıkan değerler arasında çok büyük farklar görülmemektedir. Eksenel yük başta olmak üzere, verim ve basma yüksekliğini ciddi şekilde etkilememektedir. Eksenel yükte ufak bir artış görülürken, değerlerdeki düzensizliğin nedeni sayısal hesaplanmalardan kaynaklanmaktadır. Bu yöntemler çözüm fonksiyonlarının farklılığından veya ağ

yapısından kaynaklı olarak değişmektedir. Genel olarak baktığımızda sonuçlar birbirine yakın çıkmıştır ve tutarlı kabul edilir.



Şekil 7.4. Çark – Gövde kapağı mesafesinin eksenel yüke etkisi

Sonraki adımlar için, tasarım olarak uygun geometri belirlenmelidir. Genellikle aşınma halkası kullanıldığı için mesafe boyutu buna bağlı değişmektedir. Montaj kolaylığı açısından, aşınma halkaları ve salmastra yuvaları dikkate alınarak uygun arka uzunluk değeri belirlenmelidir.

7.2. Aşınma Halkası Kullanımının Eksenel Yüke Etkisi

Aşınma halkası kullanımı kaçak akışları engellemek adına çok önemlidir. Gövde ile çark arasına koyulan bu parça, pompanın yüksek basıncı ile alçak basınç bölgelerini birbirinden ayırır ve aşındığı zaman değiştirilmesi gerekir.

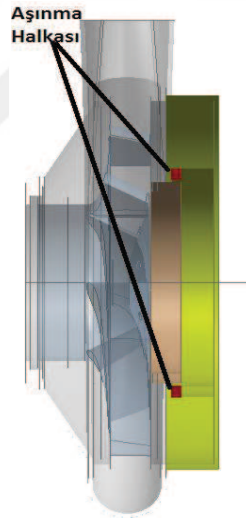
Eğer aşınma halkaları kullanılmasaydı gövde ile çark birbirine çok yakın bir şekilde çalışmak zorunda kalır ve daha sonradan değiştirilmeleri maliyetli olurdu.

Yapılan analizlerde aşınma halkası öncelikle çarkın arka tarafında bileziğin dışından koyularak incelenmiştir.

7.2.1. Dış aşınma halkasının arka boşluğa göre etkisi

Aşınma halkaları kullanılma amacı kaçak akışlara engel olmak ve ileride pompada daha fazla maliyet oluşmasını önlemektir. Yapılan analizde kaçak kayıplar için ayrı bir hesaplama yapılmaz iken, eksenel yük üzerinde durulmuştur. Diğer veriler için ise genel verime bakılarak yorum yapılmaktadır.

Arka uzunluğun eksenel yük üzerinde etkisinin az olduğunu söylemiştik. Aşınma halkası ile birlikte tekrar çözümleme yaptığımızda uzunluğa bağlı olarak, eksenel yüke etkisinin çok fazla olmadığını, tekrar sonuçlardan görebilmekteyiz.

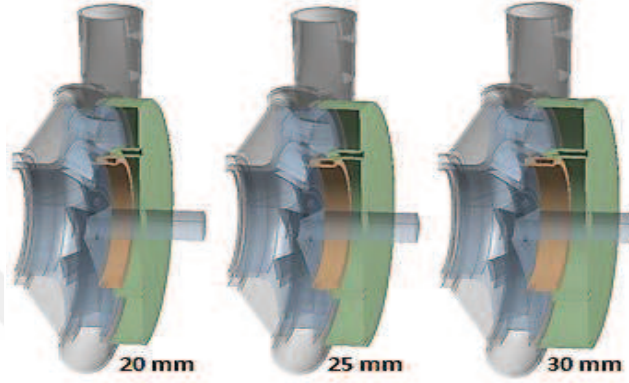


Şekil 7.5. Çark arka bilezik dışındaki aşınma halkası

Yapılan analizlerde, aşınma halkalarının deliksiz bir şekilde kullanımında eksenel yük üzerindeki etkisinin çok fazla olmadığı sonucuna ulaşılmaktadır. Çark arkası ile salyangoz kapağı arasındaki mesafe arttıkça, eksenel yükteki değer çok küçük oranda değişmektedir. Çark arkası ile salyangoz kapağı arasındaki mesafeye bağlı olarak eksenel yükün ciddi oranda değişmediği sonucuna ulaşılır.

Tablo 7.2. Dış aşınma halkası için analiz sonuçları

112,6 mm İç Çapında Aşınma Halkalı - Dengeleme Deliği Yok						
Uzunluk (mm)	Eksenel yük (N)	Basınç (P)	Debi (kg/s)	Hidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim%
20	2016,7	299208	10	2997,5	5799,6	51,7
25	2041,7	290172	10	2986,9	5736,3	50,3
30	2086,1	292545	10	2930,7	5765,9	50,8



Şekil 7.6. Gövde kapağı mesafesine bağlı aşınma halkası tasarımı

7.2.2. Dış aşınma halkası çapındaki değişime göre etkisi

Çark üzerindeki her boşluk akışkan ile doludur. Bu boşluklardan dolayı çarka etkiyen kuvvetler oluşmaktadır.

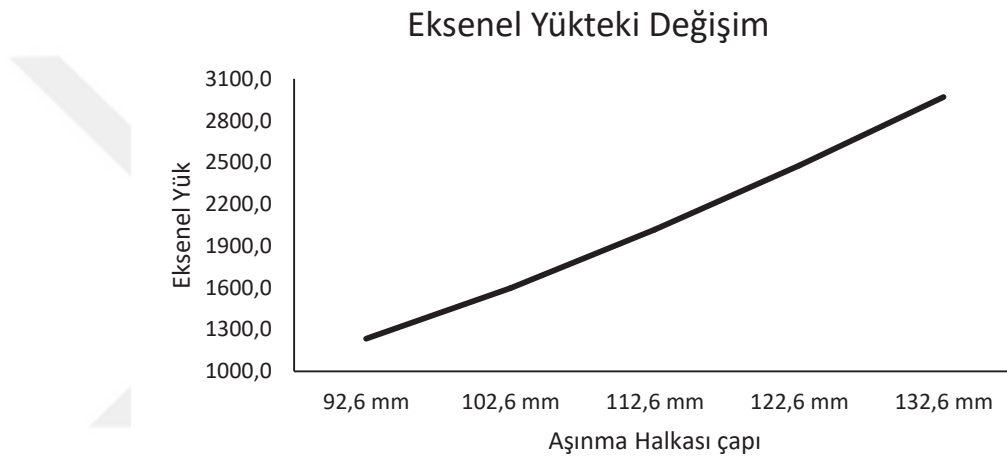
İncelemeleri yapmak üzere uygun görülen çark ile gövde kapağı arasındaki mesafe 20 mm olarak kabul edilmiştir. Bu değerde çark arkasında çeşitli çaplarda aşınma halkalarının analizleri yapılmıştır. Aşınma halkası kaçak akış boşluk mesafesi bu çalışmalarda 1,5 mm kabul edilerek çözümlemeler yapılmıştır.

Tablo 7.3. Dış aşınma halkası çapındaki değişimin analiz sonuçları

A. Halkası İç Çapı	Eksenel yük (N)	Basınç (P)	Debi (kg/s)	Hidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim %
20 mm						
Yalın halde	2013,3	297304	10	2950,0	5742,1	51,4
92,6 mm	1232,7	283081	10	2835,9	5831,6	48,6
102,6 mm	1597,8	308686	10	2992,4	5760,5	51,9
112,6 mm	2016,7	299208	10	2997,5	5799,6	51,7
122,6 mm	2478,0	300564	10	3011,1	5789,8	51,3
132,6 mm	2969,5	309475	10	2968,3	5747,5	51,7

Çark arka hücrelerinde aşınma halkası için bilezik yok iken yani çark yalın haldeyken, tablodan okunan değer çarkın arka kısmında tanımlanan su ile ilgilidir.

Çark giriş ağız ve çark arkasındaki yüksek basınç bölgeleri dışındaki yanaklardaki dengeyi korumak adına, çark üzerindeki eksenel kuvveti dengelemek için bilezik ve aşınma halkasının çapı dikkatli seçilmelidir. Çark giriş ağızına yaklaşık değerlerde aşınma halkasının çapını belirlemek yanaklardaki dengeyi korumak adına önemlidir.



Şekil 7.7. Dış aşınma halkası çapındaki değişime göre etkisi

Aşınma halkası çapı arttıkça, eksenel yükümüz artmaktadır. Bu tanımladığımız su hacmiyle doğru orantılıdır. Deliksiz durumda çarkın arka kısmında bir akışkan geçişi olmayacağı için olay sadece arka taraftaki akışkanın miktarı ile ilgilidir. Daha fazla miktarda akışkan orada öncelikle statik basıncı yükseltir ve dönme etkisiyle meydana gelen basınçta artış olur. Bu basınçtan dolayı meydana gelen basınç yarıçapın karesiyle orantılı olarak artmaktadır. Bu yüzden çark giriş çapından daha büyük bir halka koyduğumuzda eksenel kuvvetimizde etkilemektedir. Yüzey artışına bağlı basınç artışı, eksenel kuvveti artırmaktadır [19].

Çarka etkiyen kuvvetler göz önüne alındığında ve dengeleme delikleri açılacağından dolayı en uygun aşınma halkası çapı, giriş ağızından biraz büyük olmalıdır. Deliklerin

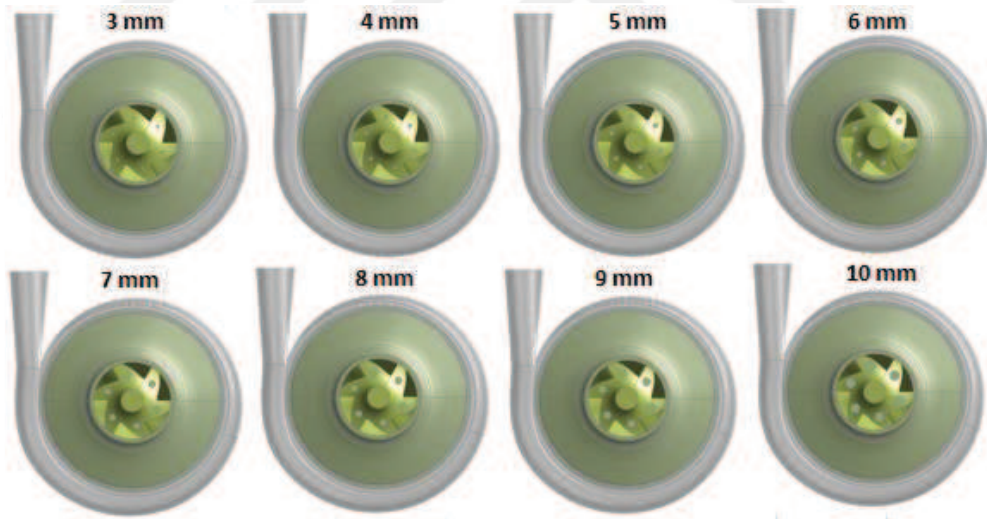
konumu itibariyle, giriş ağzından küçük aşınma halkası çapı, tercih etmek doğru olmaz.

7.3. Dengeleme Deliklerinin Eksenel Yüke Etkisi

Eksenel kuvvet, kapalı çarklarda dengeleme delikleri yarı açık çarklarda ise dengeleme kanatçıklarıyla sağlanır.

Kapalı kanatlarda aşınma halkası kullanım sonucu, çark arka bileziğnin iç kısmında kalan kuvveti azaltmaya yönelik dengeleme delikleri açmamız gerekmektedir.

Kullanılan dengeleme deliklerinin sayısı, çapı ve konumu önemlidir. Yöntemde kullanılmış olan dengeleme delikleri 6 adet olup, kanat arasına ve girişe koyulmasına özen gösterilmiştir.



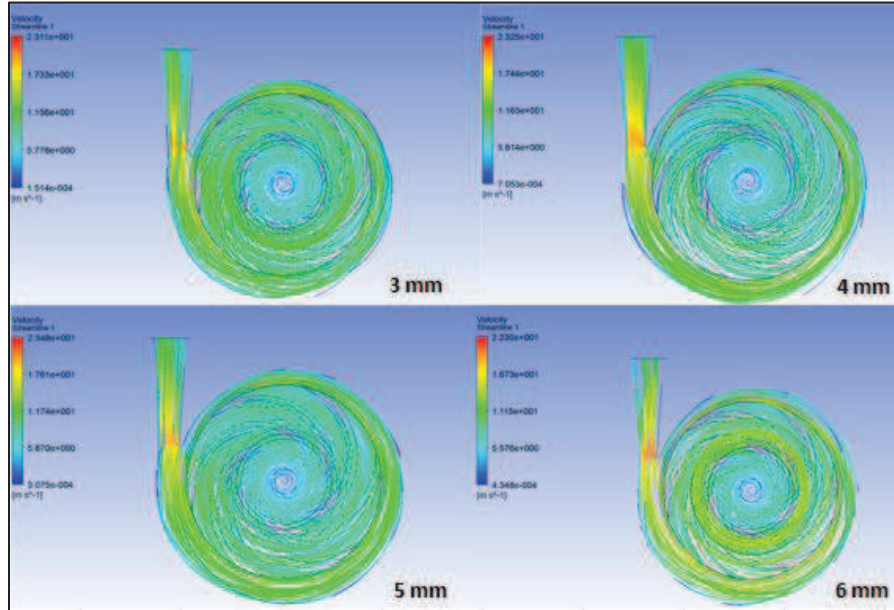
Şekil 7.8. Aşınma halkası iç kısmına deliklerin açılması

Şekil 7.8.' de görüldüğü gibi, pompada çark arka bilezik kısmının içinde kalan bölgeye 6 adet dengeleme deliği açılmıştır. Sırasıyla analizlerde 3–10 mm arasında delik çapları incelenerek eksenel yük üzerinde etkisi araştırılmıştır.

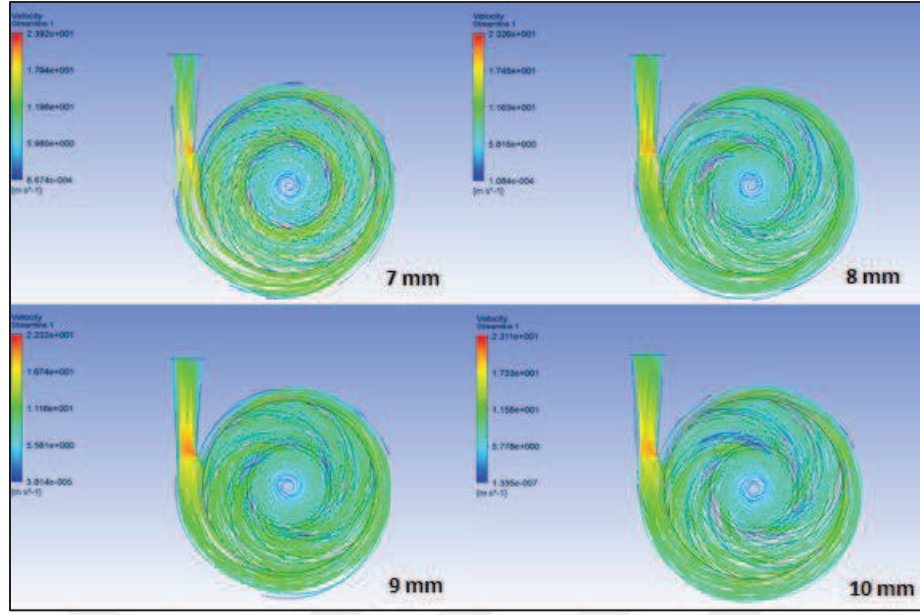
Tablo 7.4. Dengeleme deliklerinin çapına göre analiz sonuçları

Deliksiz	Eksenel Yük (N)	Basınç (P)	Debi (kg/s)	Hidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim %
Yalın Hal	2013,3	296604	10	2950,0	5742,1	51,37
A. Halkalı	2016,7	299208	10	2997,5	5799,6	51,68
Delik Çapı (mm)	20 mm Uzunlukta ve Aşınma Halkası Çapı : 102,6 mm 1,5 mm boşluklu					
3	1492,1	292321	10	2930,1	5950,7	49,24
4	1364,4	283169	10	2836,8	6083,2	46,63
5	1186,4	276270	10	2767,7	6221,7	44,48
6	867,1	272641	10	2713,7	6262,2	43,33
7	736,3	269899	10	2663,9	6298,9	42,29
7,5	701,1	263475	10	2639,5	6310,8	41,82
8	688,4	237507	10	2379,4	6430,4	37,00
9	522,8	237774	10	2382,1	6443,2	36,97
10	407,9	231692	10	2321,1	6485,6	35,79

Analiz sonuçlarında elde edilen verilerle Tablo 7.4.' te görüldüğü üzere, delik çapının eksenel yük üzerinde etkisi yüksektir. Delik çapı arttıkça eksenel yük azalmaktadır. Fakat buna bağlı olarak verimde düşmektedir. Özellikle 7,5 mm çaptan sonra verimdeki ciddi bir düşüş gözlemlenmiştir. Bu pompa için kritik delik çapı olduğunu söyleyebiliriz.



Şekil 7.9. 3, 4, 5 ve 6 mm delik çapları için hız – Akım çizgileri



Şekil 7.10. 7, 8, 9 ve 10 mm delik çapları için hız - akım çizgileri

Tablo 7.5.'te görüldüğü gibi, dışarıdan koyulan aşınma halkasının çapı 102,6 mm olup kaçak akış boşluk mesafesi 1,5 mm' dir. 5 mm dengeleme delikleriyle, çark ile gövde kapağı arasındaki mesafe boşluğuna bakılarak eksenel yük üzerinde etkisi olup olmadığı incelenmiştir.

Tablo 7.5. 5 mm dengeleme deliği çapına ait farklı uzunluktaki analiz sonuçları

Aşınma Halkası Çapı : 102,6 mm 1,5 mm boşluklu ve Delik Çapı : 5 mm						
Uzunluk (mm)	Eksenel Yük (N)	Basınç (P)	Debi (kg/s)	Hidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim %
15	1159,9	272173	10	2726,6	6154,8	44,30
20	1186,4	276270	10	2767,7	6221,7	44,48
25	1235,9	279096	10	2796,1	6214,2	45,00
30	1144,1	266292	10	2768,3	6261,8	44,21
35	1265,7	278154	10	2796,6	6259,1	44,68
40	1317,2	278427	10	2799,3	6253,4	44,76

Bu analizdeki amaç aşınma halkası ve dengeleme deliği kullanılarak, mesafeye bağlı değişimi gözlemlemektir. Aşınma halkasız ve dengeleme deliksiz analizde olduğu gibi burada da eksenel yükte mesafeye bağlı bir artış görülmektedir. Bu artış pompa tasarımında uygun uzunluk değeri belirlenirken ihmal edilebilir.

7.4. Debinin Eksenel Yüke Etkisi

Dengeleme delikleri ile eksenel yük azaltılabilmektedir. Pompanın çalışma şartlarında, dengeleme deliklerinin çapa bağlı olarak basınç ve verim üzerinde etkisi vardır.

Pompanın çalışma debisi saatte 36 ton olarak ön görülürken, diğer debi değerleriyle de analizler yapılarak eksenel yük, basınç ve verim üzerinde etkisi incelenmiştir.

Tablo 7.6. Farklı debi değerlerindeki analiz sonuçları

102,6 mm Çapında 1,5 mm Boşluklu Aşınma Halkası					
Debi (kg/s)	Eksenel Kuvvet (N)	Basınç (P)	Hidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim %
6,667	1175,93	354999	2371,05	5188,54	45,70
7,5	1162,15	341057	2562,54	5424,14	47,24
8,333	1152,77	325749	2719,36	5665,82	48,00
9,167	1161,28	304582	2797,14	5939,07	47,10
10	1186,38	276270	2767,68	6221,7	44,48
10,833	1126,26	263773	2861,81	6349,56	45,07

Debinin eksenel yük üzerinde etkisi vardır. Fakat çalışma noktasına bağlı olarak eksenel yükün büyüklüğü değişiklik gösterebilmektedir. Bu pompa için girilen debi değerleri arasındaki büyüklüğe bağlı olarak küçük bir değişme vardır. Genel olarak baktığımızda, debi azaldıkça eksenel yük artmaktadır.

Tasarımlarda pompanın çalışma debisi 36 ton / saat ve basma yüksekliği 30 metre olarak öngörülmüştü. Montaj esnasında yapılan düzenlemeler ve kullanılan aşınma halkası ile deliklerin etkisiyle, pompanın çalışma noktası değişmiştir.

Çıkan sonuçlardan da görüldüğü gibi pompanın çalışma debisi 8,333 kg/s olarak belirlenmiştir. Bu debi değerinde eksenel yükteki artış göz ardı edilemez. Pompadaki eksenel yükü azaltmaya yönelik çalışmalar, pompanın tasarım noktasındaki debi değeri göz önüne alınarak yapılmalıdır.

7.5. Aşınma Halkası Boşluğunun Eksenel Yüke Etkisi

Şu ana kadar yapılan tüm çalışmalarda, aşınma halkası boşluğu 1,5 mm mesafede kullanılmıştır. Genellikle, aşınma halkası ve çark arasındaki boşluk 0,5 mm ile 2 mm arasında değişmektedir.

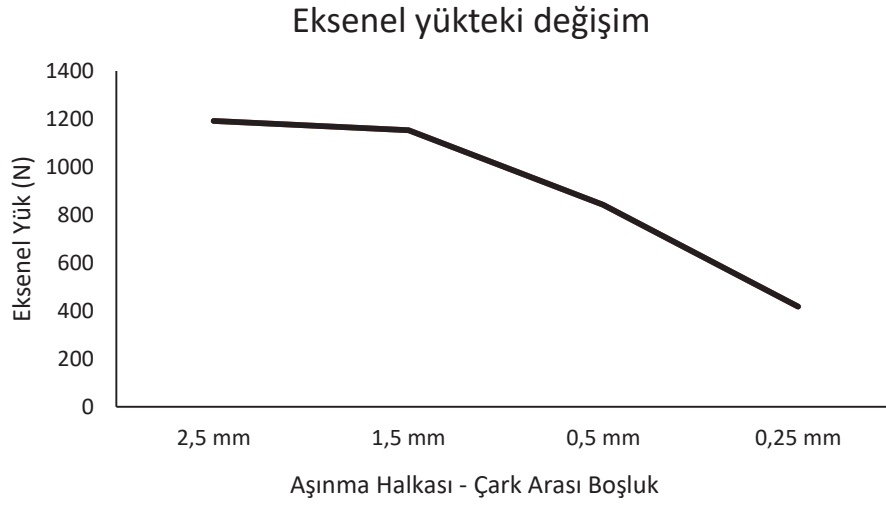
Yapılan çözümlemelerden sonra pompanın debisi 8,333 kg/s olarak belirlenmiştir. Değişimi daha iyi anlamak amacıyla aşınma halkası ile çarkın arka bileziği arasındaki mesafe 0,25 mm ile 2,5 mm arasında incelenmiştir.

Analiz sonuçlarıyla çark bileziğini dışarıdan saran aşınma halkasının kaçak akış sızdırma mesafeleri Tablo 7.7.'de görülmektedir. Aralık genişledikçe akış daha fazla olmakta kaçak akış verimide etkilemektedir. Buradaki sızdırma boşluğunun eksenel yük üzerinde de etkisi yüksektir.

Tablo 7.7. Dış aşınma halkası kaçak akış aralığına bağlı analiz sonuçları

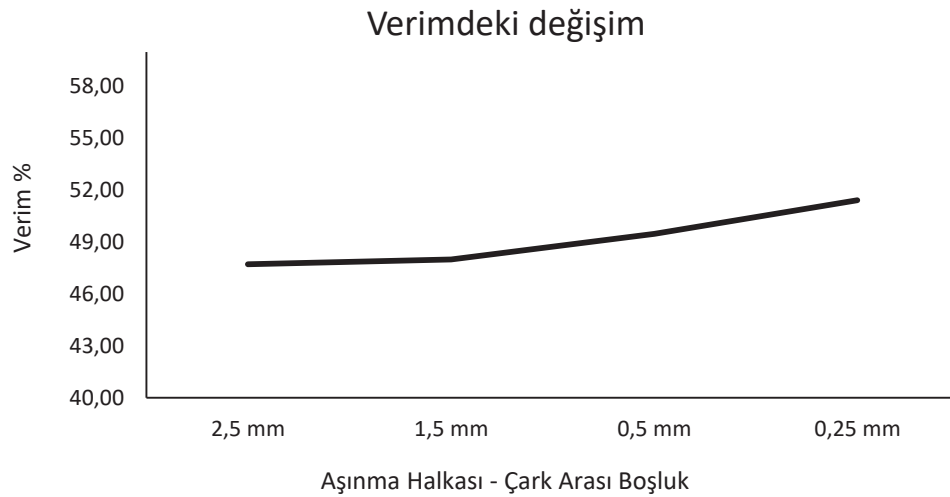
Debi : 8,33 kg /s - A. Halkası İç Çapı: 102,6 mm					
Boşluk Mesafesi (mm)	Eksenel Kuvvet (N)	Basınç (P)	Hiidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim %
2,5	1192,12	323674	2702,04	5662,62	47,72
1,5	1152,77	325749	2719,36	5665,82	48,00
0,5	842,023	330835	2761,82	5582,92	49,47
0,25	418,345	338288	2824,04	5492,13	51,42

Aşınma halkası ile çark bileziği arasındaki mesafe 0,5 mm' den az olduğu anda tehlike olmaya başlayabilir. Pompa elemanlarının zarar görmemesi ve kaçak akışın fazlalaşıp verimi düşürmesini engellemek adına bu mesafeye dikkat etmek gerekir.



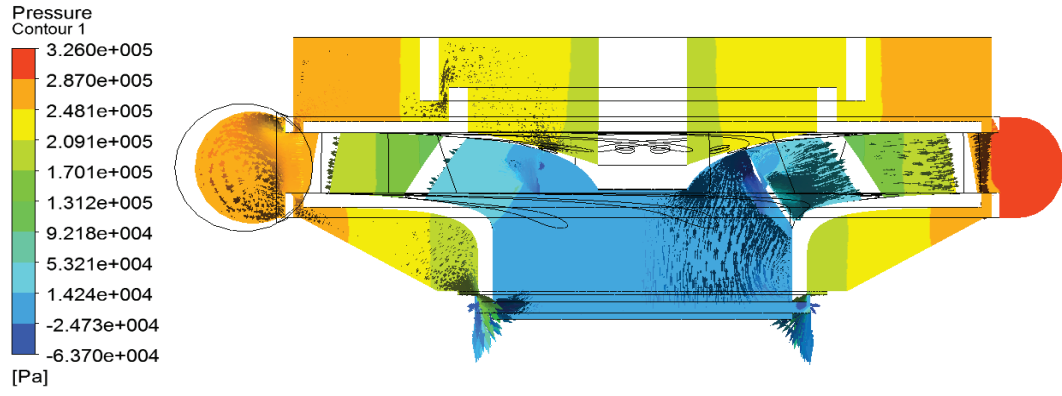
Şekil 7.11. Dış aşınma halkası sızdırma mesafesinin eksenel yükü etkisi

Aşınma halkası ile çark bileziği arasındaki mesafe 0,5 mm’ den az olduğu anda tehlike olmaya başlayabilir. Pompa elemanlarının zarar görmemesi ve kaçak akışın fazlalaşıp verimi düşürmesini engellemek adına bu mesafeye dikkat etmek gerekir.

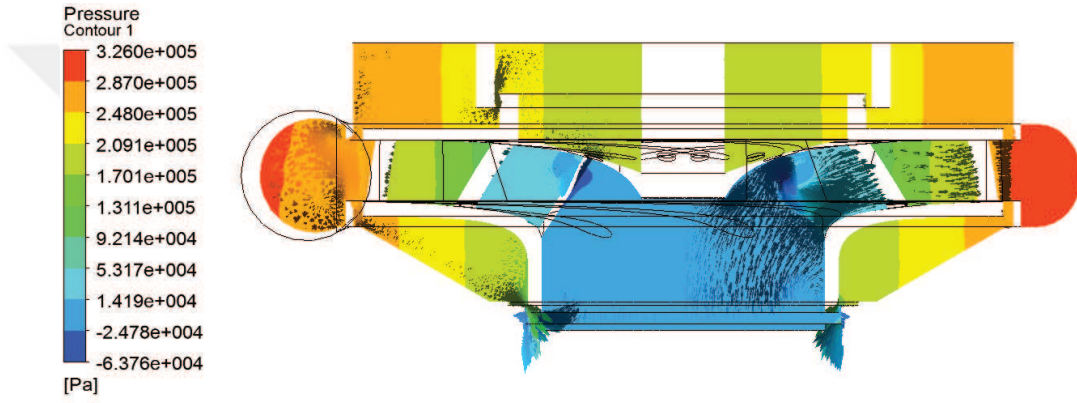


Şekil 7.12. Dış aşınma halkası sızdırma mesafesinin verime etkisi

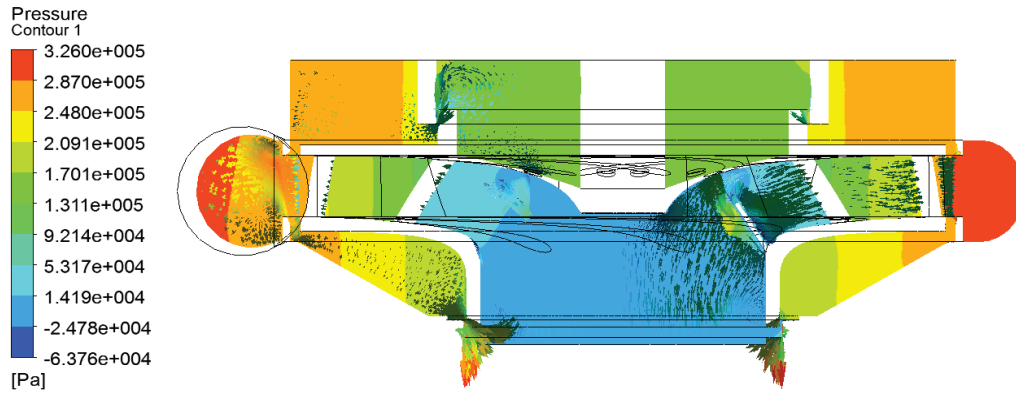
Dönen çark bileziği ile gövdedeki aşınma halkası arasındaki mesafe 0,7 mm seçilmiş olup aşınma bileziği çalışan kısım uzunluğu ise, $L = (0,12 / 0,16) \cdot D_i$ formülünden yararlanılarak yaklaşık 8 mm seçilmiştir [26].



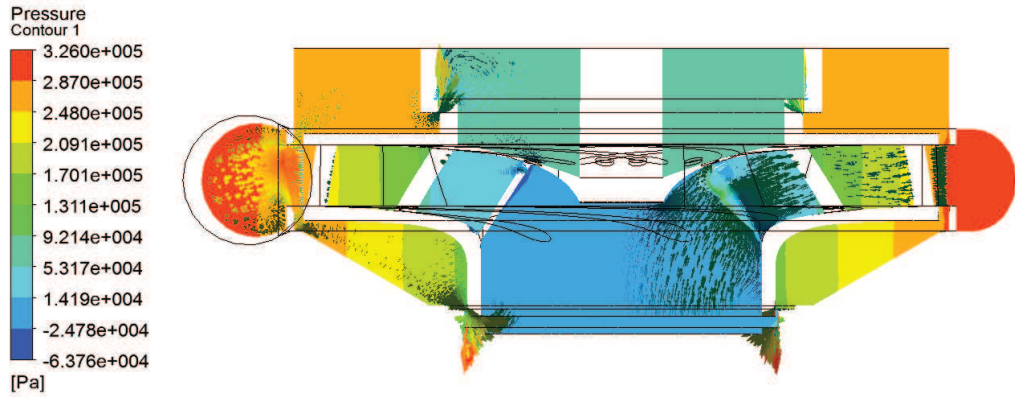
Şekil 7.13. 2.5 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi



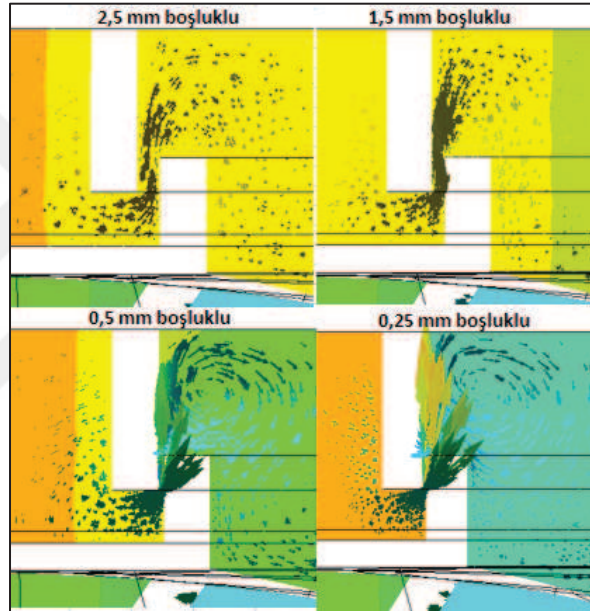
Şekil 7.14. 1.5 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi



Şekil 7.15. 0.5 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi



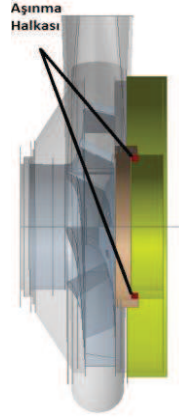
Şekil 7.16. 0.25 mm boşluklu aşınma halkasında basıncın incelenmesi



Şekil 7.17. Aşınma boşluklarındaki geçişler

7.6. Aşınma Halkasının İçerden Koyulması Sonucu Eksenel Yüke Etkisi

Buraya kadar yapılan çalışmalar sonucunda; 20 mm arka uzunluğa sahip pompanın arka çark bileziğinin iç çapı 89,6'dır. Et kalınlığı 5 mm'dir. Aşınma halkası, salyangoz kapağındaki bilezikte olup, çark arka hücrendeki bileziğin iç kısmında olacak şekilde tasarlanmıştır. Aşınma halkası gövde kapağındaki bilezikte yer almaktadır. Bu tasarım sonucu eksenel yük üzerindeki etkisi incelenmiştir.



Şekil 7.18. Çark arka bilezik içine aşınma halkası koyulması

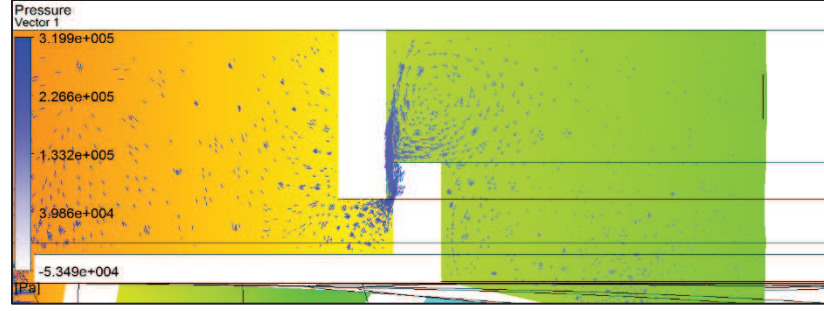
Bu tasarım sonucunda, aşınma halkasının çalışan kısmın çapı 88,2 mm'dir. Çarktaki dönen bilezik ile arasındaki kaçak akış sızma mesafesi 0,7 mm'dir.

Eksenel yük hesabı gövde kapağı mesafesine bağlı olarak değişen analizlerde incelenmiştir.

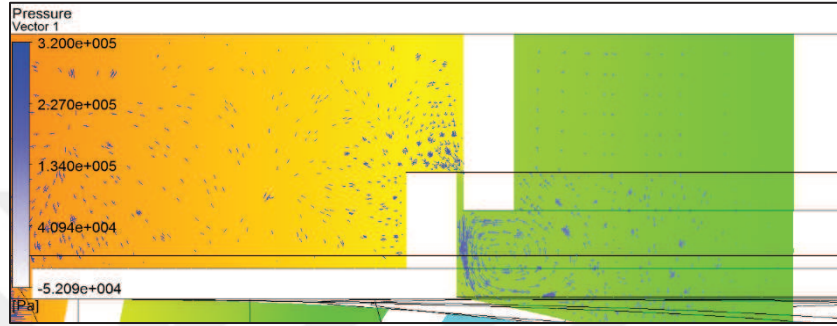
Tablo 7.8. İç aşınma halkası analiz sonuçları

88,2 mm dış çapında - 0,7 mm boşluklu aşınma halkalı Çap 5 mm dengeleme delikli						
Uzunluk (mm)	Eksenel Kuvvet (N)	Debi (kg/s)	Basınç (P)	Hidrolik Güç (W)	Mil Gücü (W)	Verim %
20	729,9	8,333	335262	2798,7	5626,5	49,74
30	759,8	8,333	337173	2814,7	5642,9	49,88
35	761,6	8,333	339999	2838,3	5629,5	50,41
40	766,1	8,333	338411	2825,1	5638,6	50,12

Analiz sonuçlarına bakıldığında, aşınma halkasının çark arka bileziğine içerden koyulması sonucu eksenel yükte azalma görülmüştür. Akışın doğrudan deliklere yönelmesinden kaynaklı azalma olduğunu söyleyebiliriz. Burada çeşitli analizlerde aradaki mesafe 0,7 mm olacak şekilde arka uzunluğa bağlı incelemeler yapılmıştır. Daha önceden kaçak akış için sızma mesafesinin etkisini incelemiştik. Aynı hususlar burada da olduğu için tekrar incelemeye gerek görülmemiştir.



Şekil 7.19. Aşınma halkasının dışarıdan koyulması



Şekil 7.20. Aşınma halkasının içeriden koyulması

Literatürü incelediğimizde ve günlük hayatta kullanılan pompalara baktığımızda, aşınma halkası çapı, hemen hemen çark çapının yarısı kadar olmaktadır.

BÖLÜM 8. SONUÇ ve ÖNERİLER

Endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan santrifüj pompaların tasarım ve imalatının bilgisayar ortamında hazırlanması önemlidir. Yapılan bu çalışmalar neticesinde bilgisayar destekli programlar kullanılmaktadır. Bu programlar sayesinde, üretim maliyetleri azalırken, imalatı yapılacak olan ürünün simülasyon esnasındaki akış hareketlerini gözlemlemek mümkündür.

Ar-Ge çalışmaları kapsamında bilgisayar destekli programların, üretim maliyetini azaltmasının yanında ileride yaşanılabilinecek problemlere de ışık tutmaktadır.

Santrifüj pompalarda radyal ve eksenel kuvvetler oluşmaktadır. Bu çalışmada hidrolik kuvvetlerden biri olan eksenel kuvvet üzerinde çalışma yapılmıştır.

Eksenel yük, çift emişli pompalarda tasarım gereği kendiliğinden dengelenirken tek emişli pompalarda dengelenememektedir. Fakat azaltılmasına yönelik çalışmalar yapılmaktadır.

Yapılan bu çalışma da tek emişli kapalı çarka sahip santrifüj pompada eksenel yükü etkileyen parametreler incelenmiştir. Eksenel yükü etkileyen parametreler belirlenirken, hangi parametrenin ne kadar etkilediği gözlemlenmiştir.

Eksenel yükü etkileyen parametrelerden çark ile gövde kapağı arasındaki mesafe, aşınma halkasının çark arka bileziğine dıştan ve içten koyulması, dengeleme delikleri ve debinin etkisi incelenmiştir.

Yapılan çözümlmelerde öncelikle çözüm ağının bağımsızlığı saptanmıştır. Daha sonra çark yalın halde incelenerek çark ile gövde kapağı arası mesafenin eksenel yük üzerinde etkisi olup olmadığı belirlenmiştir. Bu çalışma sonucunda, çark ile gövde kapağı arasındaki mesafenin uzunluğu arttıkça eksenel yükteki artış çok azdır. Tasarım olarak uygun görülen uzunluk belirlenerek, eksenel yükteki bu artış göz ardı edilebilir.

Aşınma halkası kullanımının eksenel yüke etkisini incelemek amacıyla 20 mm, 25 mm ve 30 mm çark ile gövde kapağı arasındaki mesafeler olacak şekilde 3 farklı analiz yapılmıştır. Bu analizlerde aşınma halkası öncelikli olarak, çark arka bileziğini dışardan saracak şekilde tasarlanmıştır. Sadece aşınma halkası kullanılan bu analizlerde, halkanın iç kısmında dengeleme deliği kullanılmamıştır. Bu mesafelere göre yapılan çözümleme sonuçlarında, çark arkasındaki boşluk mesafesinin eksenel yük üzerinde etkisi görülmemiştir. Aşınma halkasız analizlerde olduğu gibi eksenel yük değeri, mesafe uzadıkça az miktarda artmıştır ve verimde ise bir değişiklik görülmemiştir.

Dışarıdan koyulan aşınma halkasının çapını artırdığımızda ise eksenel yükte ciddi bir artış görülmüştür. Eksenel yükteki bu artış, verimi etkilemezken yanaklardaki dengeyi korumak adına en uygun aşınma halkası çapı belirlenerek dengeleme delikleri kullanılmıştır.

Uygulamalarda kullanılan aşınma halkası çapı genellikle emme ağzından biraz büyük olan çaptır. Halka iç bölgesinde kalan yerde eksenel kuvvetin değeri büyük olduğu için, bu kuvveti azaltmaya yönelik 6 adet dengeleme deliği kullanılmıştır.

Dengeleme delikleri kanatların giriş kısmına ve ortalarına denk gelecek şekilde açılarak, 3 mm'den 10 mm'e kadar farklı delik çaplarıyla analiz edilerek eksenel yük ve verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çıkan sonuçlarda eksenel yükü dengelemek amacıyla; eksenel kuvvetin büyüklüğünü azalırken, verime olan zararı gözden kaçırılmamalıdır. Pompanın çalışma kapasitesine uygun delik çapı 5 mm tercih edilmiştir. Normalde düşük çıkan verimi iyileştirme çalışmaları bu değer üzerinden devam edilerek sağlanmalıdır.

Dışarıdan koyulan aşınma halkası çapı ve dengeleme deliklerinin çapı belirlenmiştir. Debinin eksenel yük üzerindeki etkisini incelemek amacıyla saatte; 24 ton, 27 ton, 30 ton, 33 ton, 36 ton ve 39 ton gibi çeşitli debi değerleriyle pompa analizleri yapılmıştır. Çalışmanın başında, saatte 36 ton ve 30 metre basma yüksekliğine sahip parametreler öngörülürken, pompada yapılan değişiklikler ile pompanın yeni çalışma noktasının debisi saatte 30 ton olarak belirlenmiştir. Basma yüksekliği değeri ise yaklaşık olarak 33 metredir. Debi değeri azaldıkça eksenel kuvvetin şiddeti artmaktadır. Çalışma noktası debisindeki verimi incelediğimizde ise en uygun ve en yüksek verim bu debi değerindedir.

Dışarıdan koyulan aşınma halkasının, dönen çark bileziği ile arasındaki mesafesinin eksenel yük üzerinde etkisi önemlidir. Mesafe azaldıkça geçişler daha zor olduğundan, asıl hedef olarak aşınma halkası iç kısmında biriken eksenel yükü azaltmaktadır. Mesafe azaldıkça verimde artış görülmektedir. Aşınma halkası ile çark arka bileziği dönen kısım arasındaki mesafesi genellikle 0,5 mm'den düşük olmaması tercih edilmelidir. Bu yüzden en 0,7 mm boşluk uygun görülmüştür. Aşınma halkası çalışma mesafesi ise literatürde yer alan formüller yardımıyla 8 mm olarak belirlenmiştir.

Tüm bu çalışmaların sonucunda aşınma halkası çapının, dengeleme deliğinin ve sızdırma mesafesinin etkisi gözlemlenmiştir. Bu çalışmalar çerçevesinde aşınma halkası içten koyularak belirlenen çap ve sızdırma boşluk mesafesiyle analiz edilmiştir. Çıkan sonuçta, kaçak akışın dengeleme deliklerine daha iyi yöneldiği belirlenerek eksenel yükte azalma gözlemlenmiştir. Bu azalma değeri ise dikkate alınacak büyüklüktedir.

Vista CPD'de tasarımı, SolidWorks'te montajı ve Fluent'te analizi yapılan bu santrifüj pompanın verimi genel olarak düşüktür. Pompa çark tasarımını iyileştirmeye yönelik, kanat ve çarkın formunda düzenlemelerle verim iyileştirme çalışmaları yapılmalıdır.

Kavitasyon analizinde de görüldüğü gibi, kavitasyon oluşumu gözlemlenmemektedir. Pompa çarkının iyileştirilme çalışmaları sonucunda, kavitasyon çalışmasını tekrar yapmakta fayda vardır.

Genel olarak bu çalışmada eksenel yükü etkileyen parametreler incelendiğinden dolayı, bir başka pompanın verimi yüksek olsa bile bu çalışmada incelenen parametreler diğer pompalar için eksenel yükü etkileyen faktörlerdir. Etkinin aralığı hakkında öngörü yapmak zordur. Fakat azalma ya da artış hakkındaki bilgilere buradaki çalışmalar ışık tutmaktadır.

Tüm bu çözümlemeler çervesinde hedef olarak eksenel yükü etkileyen parametrelerin üzerinde durulduğu için, tasarım yapılırken bu çalışma kapsamındaki önerilere dikkat edilmelidir. Kavitasyon oluşmasında engellemek ve verimi yükseltirken eksenel yükü olabildiğince azaltmak bir pompa tasarımcısının dikkat etmesi gereken hususlardır.

Tek emişli santrifüj pompalarda eksenel yükün oluşması kaçınılmazdır. Fakat eksenel yükü azaltmak mümkündür. Tüm bu çalışmaların sonucunda, saatte 30 ton çalışma kapasiteli 30-33 metre arasında basma yüksekliğine sahip 2900 devirde çalışan ve 174 mm çark çapına sahip bir pompa tasarlamak için eksenel yükü azaltmak açısından öneride bulunabiliriz. Bu pompanın tasarımında çark ile gövde kapağı arasındaki mesafe 20 mm olmakla beraber, dikkat etmemiz gereken hususlardan olan aşınma halkasının çapı 88,2 mm olarak içerden olacak şekilde kullanılmadılır. Kaçak akış mesafesi diye ifade ettiğimiz aşınma halkası boşluğu 0,7 mm olmalıdır. Aşınma halkasının çalışma mesafesi ise 8 mm'dir. Bu pompa çalışma noktası için 5 mm dengeleme deliği kullanılmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] <http://tarikhvemedeniyyet.org.>, Eriřim Tarihi: 09.02.2016.
- [2] <http://www.bilgiustam.com/santrifuj-pompa-nedir-nasil-calisir.>, Eriřim Tarihi: 10.02.2016.
- [3] Yalçın, K., Birinci Baskı, Hacimsel ve Santrifüj Pompalar / Santrifüj Pompaların Proje Hesabı ve Çizimi Çözümlü Problemler, Çağlayan Kitapevi, 229-232, 1998.
- [4] D. O. Baun, R. D. Flack, A Plexiglas Research Pump With Calibrated Magnetic Bearings / Load Cells for Radial and Axial Hydraulic Force Measurement, Journal of Fluid Engineering, 126-132, 1999.
- [5] Budea, S., Axial Balance in Centrifugal Pumps – Back Labyrinth Versus Dorsal Vanes, 19-24, 2015.
- [6] Godbole, V., Patil, R., S. S. Gavade, Axial Thrust in Centrifugal Pumps Experimental Analysis, 15th International Conference on Experimental Mechanics, Paper Ref:2977, 1-14, 2012.
- [7] Zhao W. G., M. Y. He, C. X. Qi, Y. B. Li, Research on the Effect of Wear Ring Clearances to the Azial and Radia Force of a Centrifugal Pump, 6th International Conference on Pumps and Fans with Compressors and Wind Turbines, 2013.
- [8] Salvadori, S., Gatta, S. D., Adami, P., Bertolazzi, L., Development of A CFD procedure for the Azial Thrust Evaluation in Multistage Centrifugal Pumps, European Conference 7th Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Athens, 2007.
- [9] Lei, C., Yiyang, Z., Zhengwei, W., Yexiang, X., Ruixiang, L., Effect of Aial Clearance on the Efficiency of a Shrouded Centrifugal Pump, Journal of Fluids Engineering, 1-10, 2015.

- [10] Ibrahim, A. A., Balancing Axial Thrust in the Single – Suction One Stage Centrifugal Pump by Hidraulic Balance Holes, Journal of Babylon University Engineering Sciences, 2016.
- [11] Dick E., Vierendeels JS, Voorde JV, Performance Prediction Of Centrifugal Pumps With CFD-Tools, Task Quarterly 5 No 4, 579–594, 2001.
- [12] Chalghoum, I., Elaoud, S., Akrou, M., Taieb, E. H., Transient behavior of a centrifugal pump during starting period, Applied Acoustics, Volume 109, 82–89, 2016.
- [13] Grapsas, Vasilis, Numerical Study and Optimal Blade Design of a Centrifugal Pump by Evolutionary Algorithms, Knowledge-based Intelligent Information and Engineering Systems. Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [14] Spence, R., Teixeira J. A., A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump, Computers & Fluids 38.6, 1243-1257, 2009.
- [15] Jinjing, Z., Jiegang, M., Shuihua, Z., Hequan L., Hui,W., The Impact of Balance Hole Radial Position of Centrifugal Pump on Azial Force and External Characteristics, Applied Mechanics and Materials Vols., 130-134, 2012.
- [16] Gatta, S. D., Salvadori, S., Adami, P., Bertolazzi, L., CFD Study For Assessment Of Axial Thrust Balance In Centrifugal Multistage Pumps, Conference on Modelling Fluid Flow (CMFF'06), The 13th International Conference on Fluid Flow Technologies Budapest, Hungary, 6-9, 2006.
- [17] Han, W., Ma, W., Li, R., Li, Q., The Numerical Analysis of Radial Thrust and Axial Thrust in The Screw Centrifugal Pump, International Conference on Advances in Computational Modeling and Simulation, 176-181, 2012.
- [18] Kalinichenko, P., Suprun, A., Effective Modes of Axial Balancing of Centrifugal Pump Rotor, XIIIth International Scientific and Engineering Conference “HERVICON-2011”, 111-118, 2012.
- [19] Çengel, Y. A., Cimbala, J. M., Akışkanlar Mekaniği, Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel Yayınları, 738-745, 2008.
- [20] G., Vasant, P., Rajashri, S., S., Gavade, Axial Thrust in Centrifugal Pumps– Experimental Analysis, 15th International Conference on Experimental Mechanics, Paper Ref. : 2977, 2012.
- [21] Çakır, E., Santrifüj Pompa Performansının ve Hidrolik Kuvvetlerinin Belirlenmesi, İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2013.

- [22] Baysal, B. K., Tam Santrifüj Pompalar, Hesap, Çizim ve Konstrüksiyon Özellikleri, İ.T.Ü Makine Fakültesi, Su Makinaları Kürsüsü, İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası, 1979.
- [23] Aydoğan, O., Pompa Seçimi ve Santrifüj Pompa Tipleri, Ar-ge Mühendisi, MAS – DAF Makine Sanayi A. Ş.
- [24] Karamanoğlu, Y., Mobedi, M., Ertöz, A. Ö., Pompa Tasarımının Geliştirilmesinde Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğinin Kullanılması, VII. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, 351-361, 2006.
- [25] Johann, G. F., Centrifugal Pumps, Second Edition, Springer Edition, 507-536, 2008.
- [26] Çallı, İ., Uygulamalı Hidrolik Makinaları, 2011.

ÖZGEÇMİŞ

Mert Turan, 21.10.1990'da Kadıköy'de doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Kadıköy'de tamamladı. 2008 yılında General Ali Rıza Ersin Lisesi'nden mezun oldu. 2009 yılında başladığı Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'den 2013 yılında mezun oldu. 2013 yılında Sakarya Üniversitesi, Makina Mühendisliği Enerji Anabilim dalında yüksek lisans yapmaya başladı. 2013 - 2015 yılları arasında özel bir firmanın Tübitak projesinde Makine Mühendisi olarak çalıştı. 2015-2016 öğrenim yılında yüksek lisans hayatını yurt dışında devam ettirdi. Daha sonra Sakarya Üniversitesi'ne geri dönerek yüksek lisans tezini tamamladı.