

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

**DİŞLİ POMPA KAPAĞININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ
KALINLIK OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cüneyt KURNAZ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIMI VE İMALAT

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Murat ÖZSOY

Ocak 2017

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DIŞLI POMPA KAPAĞININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ
KALINLIK OPTİMİZASYONU**

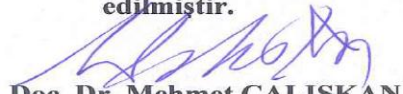
YÜKSEK LİSANS TEZİ


Cüneyt KURNAZ

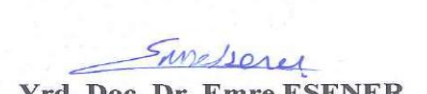
Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIMI VE İMALAT

Bu tez 30/01/2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.


Doç. Dr. Mehmet ÇALIŞKAN
Jüri Başkanı


Yrd. Doç. Dr. Murat ÖZSOY
Üye


Yrd. Doç. Dr. Emre ESENER
Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçlarını 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.

Cüneyt KURNAZ

30.01.2017

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Murat ÖZSOY'a ve desteğini hiçbir zaman esirgemeyen sevgili eşim İlke KURNAZ'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	viii
ÖZET.....	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Çalışmanın Amacı.....	1
1.2. Çalışmada İzlenecek Yol.....	1
BÖLÜM 2.	
HİDROLİK POMPALAR.....	2
2.1. Dıştan Dişli Pompalar	2
2.2. Dişli Pompa Parçaları	9
BÖLÜM 3.	
SONLU ELEMANLAR METODU.....	12
3.1. Sonlu Elemanlar Metodu Uygulama Adımları	14
3.1.1. Pre – processing (İşlem öncesi).....	15
3.1.2. Solution (Çözüm)	15
3.1.3. Post – processing (Son işlem)	16

BÖLÜM 4.

OPTİMİZASYONA GENEL BAKIŞ	17
4.1. Optimum Tasarım Problemlerinin Formile Edilmesi.....	18
4.1.1. Tasarım değişkenleri.....	19
4.1.2. Hedef fonksiyonu	20
4.1.3. Tasarım sınırlamaları	21
4.1.3.1. Doğrusal ve doğrusal olmayan sınırlamalar	21
4.1.3.2. Eşitlik ve eşitsizlik sınırlamaları.....	22
4.2. Optimizasyonda Mühendislik Uygulamaları	23

BÖLÜM 5.

POMPA KAPAĞININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL ANALİZİ	24
5.1. Pompa Kapağının Desing Modeler’da Geometrik Modelinin Oluşturulması	24
5.2. Pompa Kapağının Yapısal Analizi.....	25

BÖLÜM 6.

POMPA KAPAĞININ OPTİMİZASYONU	34
6.1. Design Exploration	34
6.2. Design Exploration ile Optimizasyon Uygulama Adımları	35
6.3. Pompa Kapağının Design Exploration ile Optimizasyonu	36
6.3.1. Design exploration modülüne giriş	36
6.3.2. Aday tasarımların tanımlanması.....	38
6.3.3. Tasarım değişkenleri için sınırlamaların tanımlanması.....	38
6.3.4. Optimizasyonun gerçekleştirilmesi.....	39
6.3.5. Optimizasyon sonuçlarının değerlendirilmesi.....	40
6.3.5.1. Ağırlık ve toplam yer değiştirme etkileşimi	40
6.3.5.2. Ağırlık ve asal gerilme etkileşimi	40
6.3.5.3. İdeal sonucun grafikte gösterilmesi	41
6.4. Optimizasyonun Sonucu	41

BÖLÜM 7.

DENEYSEL ÇALIŞMA	42
7.1. Testlerin Amacı	42
7.2. Testlerin Yapılışı.....	42
7.2.1. Fonksiyon (Performans) testi	42
7.2.1.1. Test programı	43
7.2.1.2. Test düzeneği	43
7.2.2. Statik ömür testi	44
7.2.2.1. Test odası	44
7.2.2.2. Test programı	45
7.2.2.3. Test tezgahı ve düzeneği	45
7.3. Test Sonuçları.....	46
7.3.1. Statik ömür testi öncesi fonksiyon (Performans) test sonuçları.	46
7.3.2. Statik ömür test sonuçları	47
7.3.3. Ömür testi sonrası fonksiyon (Performans) test sonuçları	47
7.4. Testin Doğrulanması	48
7.4.1. Yüzey çatlak metodu	48
7.4.2. Yüzey çatlak kontrolü	49

BÖLÜM 8.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER	50
8.1. Sonuçların Karşılaştırılması.....	50
8.2. Öneriler	50
KAYNAKLAR.....	52
ÖZGEÇMİŞ	54

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

b	: Dış genişliği
d	: Delik çapı
d_i	: İç çap
d_o	: Dış çap
d_t	: Taksimat dairesi çapı
f	: Elemana etki eden kuvvet vektörü
$f(x)$: Hedef fonksiyonu
k	: Eleman rijitlik matrisi
m	: Modül
n	: Devir sayısı
P	: Pompa gücü
P_{max}	: Çıkış basıncı
t	: Et kalınlığı
u	: Elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörü
WB	: Workbench
V	: Akışkan hızı
V_k	: Kinematik viskozite
z	: Dış sayısı
β	: Dönme açısı
Δp	: Çalışma basıncı
V	: Pompanın bir devirde bastığı teorik akışkan miktarı
V_0	: Bir dişin içine dolan akışkan hacmi
η_v	: Volümetrik verim
η_T	: Toplam verim
Q_e	: Pompanın bir devirde bastığı gerçek akışkan miktarı
Q_T	: Pompanın bir devirde teorik olarak bastığı akışkan miktarı

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1. Klasik dıştan düz dişli tip pompa kesiti ve çalışma prensibi	3
Şekil 2.2. Alüminyum gövdeli örnek düz dişli tip pompa tasarımları	4
Şekil 2.3. Döküm gövdeli örnek düz dişli tip pompa tasarımları	4
Şekil 2.4. Pompa içerisindeki basınç bölgeleri	9
Şekil 2.5. Pompa parçaları	11
Şekil 3.1. Düğüm noktaları	13
Şekil 3.2. Bir, iki ve üç boyutlu elemanlara örnekler	13
Şekil 3.3. Sonlu eleman modellemesinde eleman sayısının etkisi	14
Şekil 4.1. Optimum tasarım akış diyagramı	18
Şekil 4.2. Çeşitli kesitler ve bunlara ait tasarım parametreleri	20
Şekil 4.3. (a) Minimum bulma ($f(x)$), (b) Maksimum bulma ($-f(x)$)	21
Şekil 4.4. (a) Eşitlik sınırlaması, (b) Eşitsizlik sınırlaması	22
Şekil 5.1. Referans alınan pompa kapağı	24
Şekil 5.2. Gövde katı modeli için tanımlanan parametreler	25
Şekil 5.3. Gerilme - Yer değiştirme hesaplaması	25
Şekil 5.4. Engineering Data	26
Şekil 5.5. Design Modeler	26
Şekil 5.6. t_1 Kalınlığının parametrik hale getirilmesi	27
Şekil 5.7. t_2 Kalınlığının parametrik hale getirilmesi	27
Şekil 5.8. Model (Mechanical)	28
Şekil 5.9. Fixed support ile civatalı bağlantının kurgulanması	28
Şekil 5.10. Basınç bölgelerini ayırmakta kullanılan burç keçesinin teknik resmi ..	29
Şekil 5.11. Yüksek basıncın kapağa etki ettiği alan	29
Şekil 5.12. Düzgün ve yeterli sayıda elemanlara ayrılmış ağ optimizasyonu	30
Şekil 5.13. Ağ optimizasyonunun asal gerilme üzerindeki etkisi	30
Şekil 5.14. Ağ optimizasyonunun toplam yer değiştirme üzerindeki etkisi	31

Şekil 5.15. Solution penceresinde görüntülenebilecek çözümler.....	31
Şekil 5.16. Gövde analizinde görüntülenecek sonuçlar	32
Şekil 5.17. Çözüm komutu “Solve”	32
Şekil 5.18. Maksimum asal gerilme için referans alınacak değer.....	33
Şekil 5.19. Toplam yer değiştirme için referans alınacak değer	33
Şekil 6.1. Maksimum asal gerilmenin parametre olarak tanımlanması	36
Şekil 6.2. Maksimum yer değiştirmenin parametre olarak tanımlanması.....	37
Şekil 6.3. Optimizasyonun Ansys WB'e dahil edildiği pencere	37
Şekil 6.4. Seçilen tasarım noktaları.....	38
Şekil 6.5. t_1 değeri için seçilen sınırlamalar	38
Şekil 6.6. t_2 değeri için seçilen sınırlamalar	39
Şekil 6.7. Ağırlık ve toplam yer değiştirme etkileşimi	40
Şekil 6.8. Ağırlık ve asal gerilme etkileşimi	40
Şekil 6.9. Optimum sonuçların grafiklerle gösterilmesi	41
Şekil 6.10. Optimum sonuç.....	41
Şekil 7.1. Test programı	43
Şekil 7.2. Test düzeneği	44
Şekil 7.3. Test odası	45
Şekil 7.4. Test programı	45
Şekil 7.5. Test tezgahı	46
Şekil 7.6. Test düzeneği	46
Şekil 7.7. Ömür testi öncesi verim değerleri.....	47
Şekil 7.8. Ömür testi sonrası verim değerleri.....	47
Şekil 7.9. Sıvının yüzey süreksizliklerine penetrasyonu ve yüzeye çıkımı	48
Şekil 7.10. Yüzey çatlak kontrol adımları.....	48
Şekil 7.11. Yüzey çatlak kontrolü	49

TABLULAR LİSTESİ

Tablo 2.1. Hidrolik sistemlerde önerilen akış hızı	8
Tablo 6.1. Optimizasyon	39
Tablo 8.1. Başlangıç ve sonuç.....	50



ÖZET

Anahtar kelimeler: Optimizasyon, Hidrolik Pompa, Ansys, Dişli Pompa, Hidrolik

Bu çalışmada, düz dişli tip hidrolik pompalarda, kapak tasarımına ait optimizasyon çalışması yapıldı. Pompa kapağı parametrik olarak 3 boyutlu tasarlandı. Oluşturulan model için sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme ve yer değiştirme hesaplamaları yapıldı. Deformasyona uğrayan kapakta oluşan gerilme yığılmalarını engellemek ve gerilme değerlerini emniyetli değerde tutmanın yanında, tasarım sınırlarının aşılmamasına dikkat edildi. Sonlu elemanlar hesaplamaları ile elde edilen verilerle yapılan optimizasyon çalışması sonucunda pompa kapağının kalınlığında iyileştirmeye gidildi.

COMPUTER AIDED MASS OPTIMIZATION OF HYDRAULIC GEAR PUMP COVER

SUMMARY

Keywords: Optimization, Hydraulic Pump, Ansys, Gear Pump, Hydraulic.

In this study, an optimization analysis of the hydraulic gear pump cover has been conducted. The sample of hydraulic pump cover have been modelled as parametric 3 dimensions. Stress and deformation analysis of the modelled hydraulic pump cover has been realised with using finite element method. To prevent the value of stress concentration on the hydraulic pump cover and keep the stress values on the safe side, design inputs were not exceed. According to the analysis results of this optimization study; wall thickness of the hydraulic pump cover has been reduced.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Hidrolik sistemlerin ve hidrolik pompaların kullanımı tarihte çok öncelere dayanır. Fakat dişli tip pompaların bugünkü kullanım esaslarının oturması ve parametrelerinin belirlenmesi II. Dünya Savaşı yıllarında, ihtiyaçların giderilmesi yolunda doruk noktaya çıkmıştır. Hatta günümüzde kullanılan ve tasarlanmış dişli tip pompaların hemen hemen hepsi o yıllarda yapılan çalışmalar sonucu olarak aynı temel özellikleri yansıtmaktadır [1].

Günümüz endüstrisinde maliyetler devamlı artmakta ve rekabet koşulları gün geçtikçe zorlaşmaktadır. Ağırlaşan şartlar firmaları maliyetleri düşürmeye zorlamaktadır. Bu nedenlerle en iyi tasarım ile en az malzeme kullanarak ihtiyacı giderecek ürünler üretmek bir zorunluluk haline gelmiştir.

1.1. Çalışmanın Amacı

Bu çalışmada ANSYS WB kullanılarak mevcut bir dişli pompa kapağı tasarımına kalınlık optimizasyonu yapılacaktır. Böylece dişli pompa kapağının en az malzeme ile üretilmesi amaçlanmıştır.

1.2. Çalışmada İzlenecek Yol

Çalışmada kapak bilgisayar ortamında parametrik olarak tasarlanacaktır. Belirlenen parametreler ANSYS WB içinde tanımlanacaktır. Tasarım tamamlanıp parametreler tanımlandıktan sonra sonlu elemanlar yöntemiyle statik mukavemet ve optimizasyon hesaplamaları yapılacaktır. Elde edilen simülasyon sonuçlarının doğrulanması için deneysel çalışma yapılacaktır. Elde edilen simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar karşılaştırılarak çalışma tamamlanacaktır.

BÖLÜM 2. HİDROLİK POMPALAR

Hidrolik pompalar mekanik enerjiyi (moment, hız) hidrolik enerjiye (debi, basınç) dönüştürmelidirler. Ancak pratikte istenen gereksinimler daha çeşitlidir. Hidrolik pompa seçiminde aşağıdaki noktaların göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

- Kullanılacak akışkan
- İstenilen basınç aralığı
- İstenilen devir sayısı
- Minimum ve maksimum çalışma sıcaklığı
- Minimum ve maksimum viskozite değerleri
- Montaj (borulama vs.)
- Tahrik tipi (akuplaj vs.)
- Beklenen servis ömrü
- Maksimum gürültü seviyesi
- Kolay bakım imkanı
- Maliyet

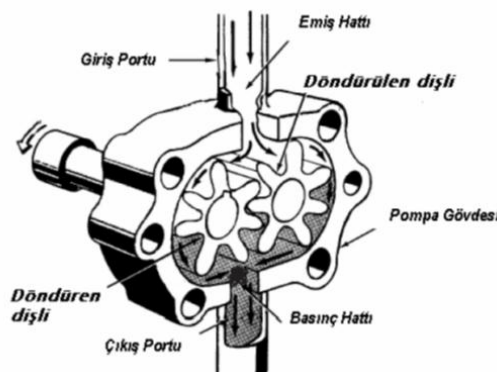
Tüm pompaların ortak özelliği hepsinin deplasman prensibine göre çalışmasıdır. Buna göre pompa içinde mekanik olarak sızdırmazlığı sağlanmış odacıklar oluşturulur. Bu odacıklardaki akışkan, pompanın girişinden (emiş portu) çıkışına (basınç portu) aktarılır. Pompadaki bu iki port arasında doğrudan bir bağlantı olmadığından, bu pompalar yüksek sistem basınçlarında çalışmaya elverişlidirler [1].

2.1. Dıştan Dişli Pompalar

Hidrolik pompaların, kullanım alanı en geniş tiplerinden biri dişli pompalardır [1]. Hidrolik güç iletimi ve kontrol sistemlerinde, düzenli iletim sağlamaları, basit yapıları,

yüksek kapasiteli olmaları, maliyet yönünden uygunlukları, diğer pompalara göre montaj kolaylıkları gibi avantajlı yönlerinden dolayı yüksek basınçlı dişli pompalar en çok kullanılan ve tercih edilen basınç üreten ünitelerdir. Dişli tip pompalar takım tezgâhlarında, taşıtlarda, ağır makine aksamlarında ve kimya sanayinde kullanılırlar. Dişli pompalar dıştan dişli, içten dişli ve eksenel akışlı dişli pompalar olmak üzere üç grupta toplanırlar. Dıştan dişli pompalarda düz, helisel ve V dişliler kullanılmaktadır [2].

Bir dişli pompa basit olarak, üzerinde giriş ve çıkış delikleri bulunan gövde, biri tahrik motoruna bağlı döndüren ve döndürülen dişlilerden oluşur. Tahrik motoru döndüren dişliyi harekete geçirdiğinde döndürülen dişliyi kavrar ve döndürür. Dişli çarkın üzerindeki dişlerin birbirini kavraması ve ayrılmaları artan ve azalan hacimler meydana getirir. Emişte dişlerin birbirlerinden ayrılmaları ile oluşan vakum akışkanın pompa gövdesine girmesini sağlar. Diş boşlukları ve pompa gövdesi arasında sınırlanan akışkan taşınarak pompanın basma ağzına iletilir. Dişli pompalarda pompanın emme ağzında atmosfer basıncının altında bir basınç, basma ağzında ise sistem basıncı vardır. Dişli pompalardaki basınç farkı ise pompa gövdesinin, yatakların ve dişlilerin büyük eksenel ve radyal kuvvetlere maruz kalmasına neden olmaktadır. Bu kuvvetlerin büyüklüğü dişli geometrisi, dişli boyutları, debi ve çalışma basıncıyla orantılı olarak değişmektedir. Dişler her iki dişlinin dış çevresine düz açıldığı için dıştan düz dişli pompa olarak adlandırılırlar (Şekil 2.1) [3].



Şekil 2.1. Klasik dıştan düz dişli tip pompa kesiti ve çalışma prensibi [3].

Dişli pompalarda kullanılan dişlilerin, sistemin basınç dengesizliğinden ötürü oluşacak deformasyonlara dayanıklı olması gerekir. Bu nedenle dişlilerin iyi kalite çelikten imal edilmesi, çok hassas işlenmesi ve yüzey sertleştirilmesi için gerekli ısıtım işlem esnasındaki çarpılmaların en az düzeyde olması gerekir. Dıştan düz dişli tip pompalarda gürültü seviyesi diğer tip diş pompalara göre daha yüksektir. Dişli pompalarda gürültüyü azaltmak ve hacimsel verimi artırmak için tasarımcılar tarafından dişlinin diş profilinde, diş yüksekliğinde, temel açıklığında ve alt kesme miktarında değişiklikler yapmaktadırlar [4].

Pompananan akışkanın hacmi diş derinliğine ve dişli genişliğine bağlıdır. Bununla beraber helisel dişlilerin kullanıldığı dişli pompa tasarımlarında daha az gürültü ve dişlilerin birbirlerini uyumlu kavraması söz konusudur. Fakat maliyet ve imal yönünden düz dişlilere göre daha masraflıdır [5]. Şekil 2.2’de alüminyum gövdeli örnek dişli pompa tasarımları verilmiştir [6]. Şekil 2.3’te döküm gövdeli örnek dişli pompa tasarımları verilmiştir [6].



Şekil 2.2. Alüminyum gövdeli örnek düz dişli tip pompa tasarımları [6]



Şekil 2.3. Döküm gövdeli örnek düz dişli tip pompa tasarımları [6].

Dişli pompaların gövdeleri genelde dökme demirden, çelik dökümden, alüminyum alaşımlardan ve kimyasal maddelerin kullanıldığı tasarımlarda paslanmaz çelikten imal edilirler [2]. Gövde ve iç dişliler giriş ve çıkış bağlantılarını içine alacak şekilde işlenmiş ve delinip dış açılmış olduğu için yan kapaklar cıvata ile bağlanabilir. Yan kapaklarda cıvata için delinmiş, ortadaki gövde ile yan kapaklar arasında tam merkezlenmiş olup bir gemce elde etmek için pimlenebilir. Yan kapaklar aynı zamanda mil destek yataklarının takılabileceği şekilde işlenmiştir. Bu yataklar yüksük veya sürtünmesiz tipte olabilirler. Tahrik mili etrafındaki yan kapak akış kaçağını dengelemek için sızdırmazlık araçlarıyla alıştırılabilir. Pompa dişlilerinin yataklanmasında gövde içerisinde bulunan özel yatak tasarımları kullanılabildiği gibi pompa kapaklarından da yataklama yapılabilir [4].

Dişli pompaların kapasitesi de önemli bir konudur. Diş boşluklarının pompa içerisindeki giriş yatağı arasından geçerken akışkan ile ne derece dolacağı kapasiteyi belirleyen önemli bir etkidir. Diş boşluklarının tam dolması şu şartlara bağlıdır [5].

- Dişlilerin dönme hızına
- Giriş ve çıkış yataklarının şekline
- Akışkanın giriş ağzındaki basınca
- Akışkanın giriş ağzındaki hızına
- Pompalanan akışkanın viskozitesine
- Sıvı içerisinde taşınan hava mevcudiyetine

Bununla beraber diş boşluklarının herhangi bir sebepten dolayı sıvı ile eksik dolması halinde, hacimsel verim dolayısıyla pompa kapasitesi düşer, pompa elemanlarına zarar verir ve pompa ömrü azalacaktır. Diş boşluklarının giriş ağzında sıvı ile tam dolmaması halinde girişten çıkışa doğru yaklaşıldıkça bu boşluklar dolacaktır. Bunun nedeni diş boşluklarına akan ters sıvı akışı yani çıkıştan girişe doğru olan kaçaklardır. Pompa çıkışında çarpmalara ve titreşime neden olur. Dişlilerin ve diş yataklarının zamansız aşınması ortaya çıkar, pompa verimi düşer [5].

Pompanın çalışması sırasında, dişli çiftinin pompa gövdesiyle uyumlu bir şekilde çalışabilmesi ve kuru sürtünmenin olmaması için, dişlilerin pompanın tüm gövdesiyle belirli bir boşlukta ve belirli bir kalınlıktaki yağ filmi ile çalışması gerekmektedir. Aynı zamanda basınç dağılımında değişimler olacağı için özellikle büyük çaplı dişlilerin kullanıldığı yüksek debili ve yüksek basınçlı dişli pompalarda dişli çark - pompa gövdesi arası boşluğun, bu boşluklardan giriş ve çıkış basınç farkından dolayı kaçan akışkan miktarının, dişli çarkın dişlerine ve pompa gövdesine etki eden basıncın optimum olarak belirlenmesi ve bunların yorumlanması tasarımcılar açısından hayati önem taşımaktadır. Bu sebeplerden ötürü düşük basınçlarda bu boşluğun 5 - 20 μm , yüksek basınçlarda ise 2,5 - 10 μm . olması önerilmektedir. Benzer şekilde pompa kapakları ile dişli çark yan yüzeyleri arasındaki yağ film boşluğunu kontrol etmek için yanal yüz aralık değeri ve dişli mili ile yataklar arası yağ film boşluğu da çalışma şartlarına uygun değerde olmalıdır. Aynı zamanda uygun yağ film kalınlıkları moment kaybını da en aza indirecektir [7].

Bazı tasarımlarda dişli pompa yatakları da sistem içi aynı yağlama sisteminden yararlanır. Böyle durumlarda yağ seçiminde hem dişli takımları hem de dişli yatakları göz önünde tutulmalıdır [4]. Dişli pompalar farklı basınçlarda ve kapasitelerde çalışacak şekilde imal edilirler. Bunun için sürekli çalışmalarda çalışma sıcaklıkları 0°C ile 80°C, aralıklı çalışmalarda -20°C ile 100°C arasında olmaktadır. Kullanılacak yağ iyi kalite ve üretici firmanın tavsiyeleri dikkate alınarak seçilmelidir [8].

Dişli pompanın debisi diş büyüklüklerine bağlı olarak hesaplanır. Burada,

V_0 : Bir dişin içine dolan akışkan hacmi (cm^3)

v : Pompanın bir devirde bastığı teorik akışkan miktarı (lt/dk)

Q_T : (Teorik debi) Pompanın belli devirde bastığı teorik akışkan miktarı (lt/dk)

Q_e : (Efektif debi) Pompanın belli devirde bastığı gerçek akışkan miktarı (lt/dk)

η_v : Volümetrik verim

η_T : Toplam verim

n : Devir sayısı (dev/dk)

- m : Modül (cm)
 b : Diş genişliği (cm)
 z : Diş sayısı
 d_t : Taksimat dairesi çapı (cm)
 Δp : Çalışma basıncı (bar)
 P : Pompa gücü (kw)

olmak üzere; teorik debi (Denklem 2.3), efektif debi (Denklem 2.4) ve çalışma basıncı (Denklem 2.5) aşağıdaki denklemler kullanılarak ifade edilebilir [8].

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d_t \cdot m \cdot b}{z} \quad [\text{cm}^3] \quad (2.1)$$

$$V = 2 \cdot z \cdot V_0 \quad [\text{cm}^3] \quad (2.2)$$

$$Q_T = V \cdot n = \frac{\pi \cdot d_t \cdot m \cdot b \cdot n}{1000} \quad [\text{lt/dak}] \quad (2.3)$$

$$Q_e = Q_T \cdot \eta_v \quad [\text{lt/dak}] \quad (2.4)$$

$$\Delta p = \frac{P \cdot \eta_T \cdot 600}{Q_e} \quad [\text{bar}] \quad (2.5)$$

Yukarıdaki denklemlere ek olarak pompa gövdesine akışkanın girişi ve çıkışı için optimum bir giriş-çıkış çapının belirlenmesi önemlidir. Bu çapların belirlenmesi aşağıdaki Tablo 2.1 yardımı ile Q_e (lt/dk): efektif debi, V (m/s): hız, d (mm): delik çapı olmak üzere aşağıdaki denklem ile bulunabilir (Denklem 2.6) [8].

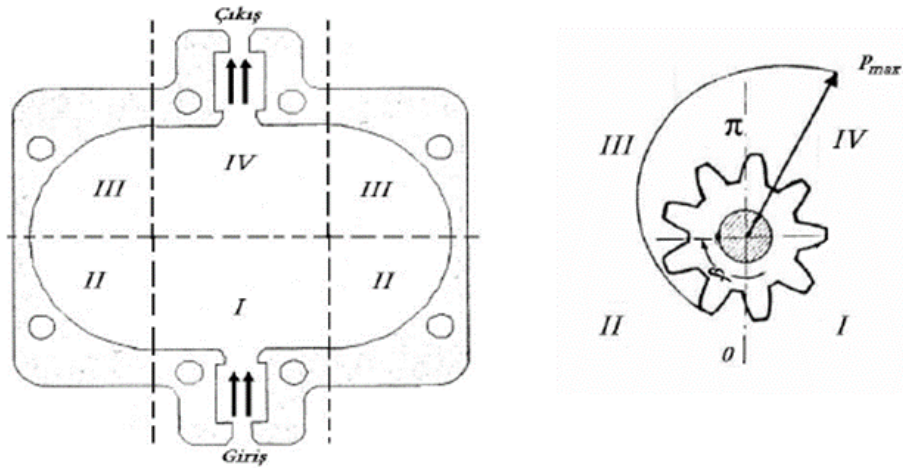
$$d = 4,607 \sqrt{\frac{Q_e}{V}} \quad [\text{mm}] \quad (2.6)$$

Tablo 2.1. Hidrolik sistemlerde önerilen akış hızı [8].

GİRİŞ HATTI		ÇIKIŞ HATTI		DÖNÜŞ HATTI
Kinematik Viskozite (V _k) (mm ² /s)	Akışkan Hızı V (m/s)	Basınç Δp (bar)	Akışkan Hızı V (m/s)	Akışkan Hızı V (m/s)
160	0,6	25	2,5 – 3	1,7 – 4,5
100	0,75	50	3,5 – 4	
50	1,2	100	4,5 – 5	
30	1,3	200	5 – 6	
		>200 ise V=30 – 150 mm/s	6	

Pompanın çalışması sırasında akışkanın temasta olduğu pompa gövdesinin iç yüzeylerine, ön ve arka kapaklara etki eden basınç kuvveti ve dişli yataklarının gövde içerisinde bulunduğu tasarımlarda, giriş ve çıkıştaki basınç farkından dolayı dişlilerin yataklara uyguladığı yatak kuvvetleri pompa gövdesinin deformasyonuna sebep olur. Pompa gövdesine gelen kuvvetler pompanın her yüzeyinde aynı değildir. Giriş ve çıkıştaki basınç farkından dolayı, gövde yüzeylerine etkiyen basıncın girişten çıkışa doğru lineer olarak arttığı söylenebilir. Bu tip pompaların pozitif iletimli olması dişlilerin ve pompa gövdesinin aynı anda farklı hidrolik basınçların ve buna bağlı kuvvetlerin etkisinde kalmasına sebep olmaktadır. Dişli pompanın girişinden çıkışına doğru olan basınç dağılımı Şekil 2.4'te gösterilmekte olup aşağıdaki denklem ile ifade edilebilir. Burada basıncın yükselmeye başladığı nokta referans alındığında; P_{max}: Çıkış basıncı, β : Dönme açısıdır (Denklem 2.6) [7].

$$P = P_{\max} \cdot \frac{\beta}{\pi} \quad (2.7)$$



Şekil 2.4. Pompa içerisindeki basınç bölgeleri [7].

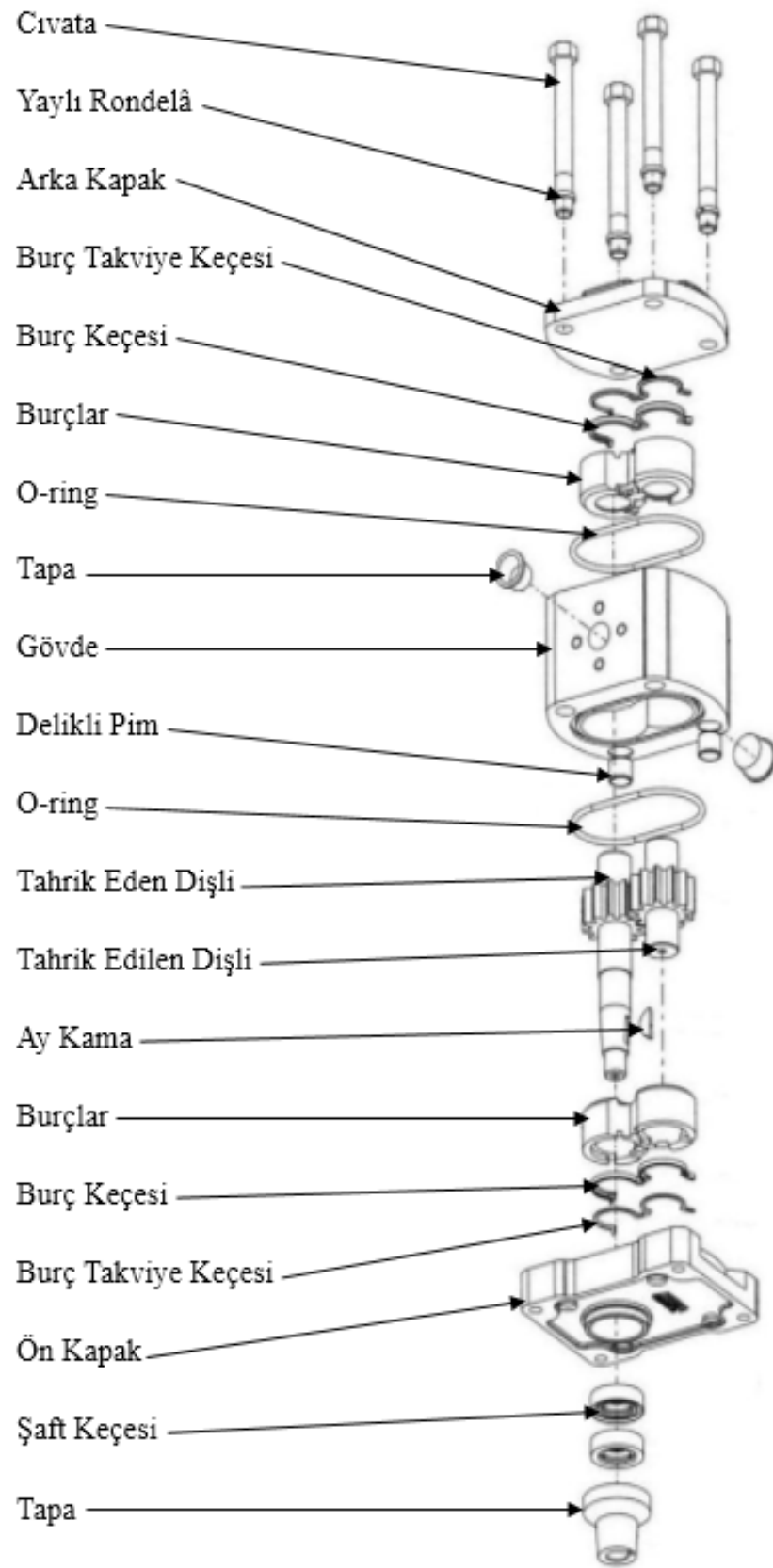
Şekil 2.4'te gösterildiği gibi, pompanın çalışması esnasında hiçbir bölgede çıkıştan girişe doğru akışkan kaçığının olmadığı kabulü ile basınç, I. bölgeden IV. Bölgeye doğru lineer artmaktadır. I. Bölge giriş basıncı bölgesidir ve sıfır basınç kabul edilebilir. Fakat pratikte, özellikle yüksek basınçlı pompalarda giriş ve çıkış basınç farkının yüksek olmasından dolayı bu bölgedeki atmosfer basıncının altındaki basınç pompa içerisinde kavitasyon olayını meydana getirmektedir. Kaviteasyonu önlemek için ise pompa girişi düşük basınçlı başka bir pompa ile beslenir. II. Bölge düşük basınç ve dişlilerin gövde içerisinde yatakladığı tasarımlarda yatak kuvvetlerinin etkisinde kalır. III. bölgede ise daha çok dişler arasına sıkışan, taşınan akışkanın IV. bölgeye yaklaştıkça artan bir etkisi görülür. IV. bölge ise tamamen çıkış basıncının etkisinde kalan bölgedir [7]. Tezimizin konusu olan arka kapağın en çok yük altında kaldığı bölgede IV. bölgededir.

2.2. Dişli Pompa Parçaları

Hidrolik dişli pompa örneğinin tüm alt parçaları Şekil 2.5'te gösterilmiştir [6].

- Tapa: Şaftı darbelere karşı koruma görevi yapan pompa elemanıdır.
- Şaft Keçesi: Ön kapakta, şaftın çıktığı bölgeden yağ kaçağı olmasını engellemek için kullanılan pompa elemanıdır.

- Ön Kapak: Pompanın kullanılacağı yerde montajının yapılması için gerekli bağlantı delikleri ön kapak üzerindedir. Arka kapak ile birlikte pompa gövdesinin içerisindeki elemanları bir arada tutan pompa elemanıdır.
- Ay Kama: Pompanın şaftının tahrik almasını sağlayan parçadır.
- Burç Takviye Keçesi : Burcun üzerinde, burç keçesinin üzerine yerleştirilerek yağın basınçlı bölgeden emiş bölgesine geçerek iç kaçak oluşmasını engeller.
- Burç Keçesi: Burcun üzerinde, burç takviye keçesiyle birlikte basınç bölgesinden emiş bölgesine oluşabilecek iç kaçakları engeller.
- Burç: Pompanın tahrik eden ve tahrik edilen dişlilerinin yataklanmasını sağlar. İç kaçak olmasını engelleyen burç keçelerini üzerinde bulundurur.
- Tahrik Eden Dişli: Pompanın aldığı tahrik ile pompanın çalışmasını sağlayan dişlisidir.
- Tahrik Edilen Dişli : Tahrik edilen dişlinin tahrik etmesiyle dönen pompanın diğer dişlisidir.
- O-Ring: Gövde ile ön kapak ve gövde ile arka kapak arasından oluşabilecek kaçakları engelleme görevini yapar.
- Delikli Pim: Gövde ile ön kapağın kılavuzlanıp kolay ve düzgün montaj yapılmasını sağlar.
- Port Tapaları : Pompaya fabrikada ilk çalışma testi yapıldıktan sonra, içindeki yağın etrafa yayılmaması için kullanılan tapalardır.
- Gövde : Pompa dişlilerinin yağı emiş hattından basınç hattına taşıdığı pompanın ana kısmıdır.
- Cıvata : Pompa gövdesini ön ve arka kapak ile birlikte belirli bir tork değeriyle bir arada tutan pompa elemanıdır.
- Yaylı Rondela: Cıvatanın çalışma esnasında titreşim ile kendi kendine sökülmesini engellemek için kullanılan pompa elemanıdır.
- Arka Kapak: Ön kapak, cıvatalar ve gövde ile birlikte pompayı bir arada tutan pompa elemanıdır.

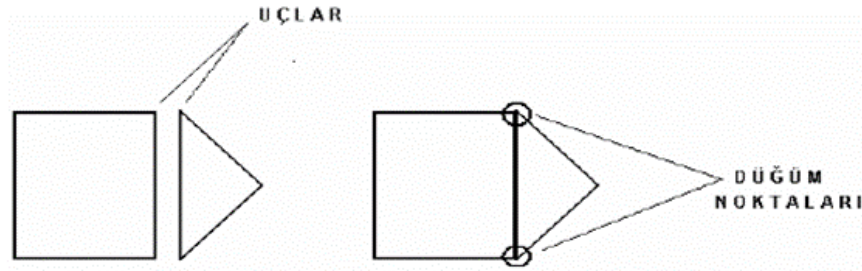


Şekil 2.5. Pompa parçaları [6].

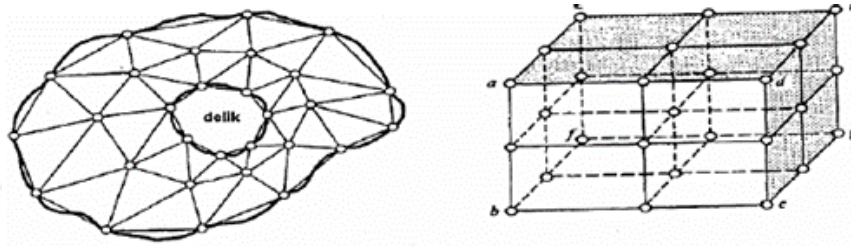
BÖLÜM 3. SONLU ELEMANLAR METODU

Sonlu elemanlar metodu (Finite Element Method = FEM), çeşitli alanlardaki mühendislik problemlerine yaklaşık çözümler bulmak için kullanılan bir sayısal analiz tekniğidir. Bu metod 50'li yıllarda uçak-uzay endüstrisinde karmaşık yapıların gerilme analizlerinin yapılabilmesi amacı ile geliştirilmiştir [9]. Metodun esasları üzerinde yapılan çalışmalar ve farklı disiplinlerdeki problemlere uygulanabilirliği ile bugün biyomekanikten nükleer teknolojiye kadar birçok problemin çözümünde kullanılmaktadır. Özellikle gelişen teknoloji ile bilgisayarların güçlenmesi, metodun yaygınlaşmasını sağlamış ve sonlu eleman metodu ile çözüm veren çeşitli bilgisayar paket programları ortaya çıkmıştır. Özellikle karmaşık yapılara sahip problemlerin çözümü sağlanabilmiştir. Geliştirilen sonlu elemanlar metodu paket programları ile çözümü istenen problemin verilerinin hazırlanması, çözümlenmesi ve sonuçların değerlendirilmesi bilgisayar ortamında kolaylıkla görülebilmektedir [10]. Bugün piyasada en çok kullanılan Sonlu Elemanlar metodu paket programları arasında ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, COSMOSWORKS yazılımları örnek verilebilir.

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, daha önce davranışı belirlenmiş olan “n” tane sonlu elemana ayrılır, temel olarak metodun adı buradan gelmektedir. Elemanlar birbirlerine uçlarından düğüm noktaları (nod) ile tekrar bağlanırlar (Şekil 3.1). Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Elemanlar, yapının şekline ve çözüm yaklaşımına göre tek boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu olarak seçilebilir (Şekil 3.2). Yapı, elemanlara bölüldükten sonra her elemana ait eleman rijitlik matrisi hesaplanır. Daha sonra tüm yapıya ait olan tümel rijitlik matrisi oluşturulur [9].



Şekil 3.1. Dügüm noktaları [9]



Şekil 3.2. Bir, iki ve üç boyutlu elemanlara örnekler [9].

Çözüm; temel gerilme - birim yer değıştirme ifadelerini komşu elemanlardan, düğüm noktaları üzerinden aktarılan kuvvetler sistemi kullanarak her bir elemandaki çökmelerin hesaplanmasıyla elde edilir. Gerilmeler birim şekil değıştirmelerden elde edilir. Her düğüm noktasındaki kuvvet diğer düğüm noktalarındaki kuvvetlere bağlıdır. Elemanlar yay sistemine benzer davranır ve tüm kuvvetler dengede olana kadar şekil değıştirirler. Bu da aynı zamanda çözülmesi gereken lineer denklemler sistemini ifade eder. Rijitlik matrisi tatbik edilen kuvvetler nedeni ile düğüm noktalarının ne kadar yer değıştirdiğini tanımlayan bir yay sabiti olarak düşünülebilir. Matris formu; $\{f\}$ elemana etki eden kuvvetler vektörü, $[k]$ elemanın rijitlik matrisi, $\{u\}$ elemanın düğüm noktalarındaki yer değıştirme vektörü olmak üzere şu şekilde ifade edilir [9].

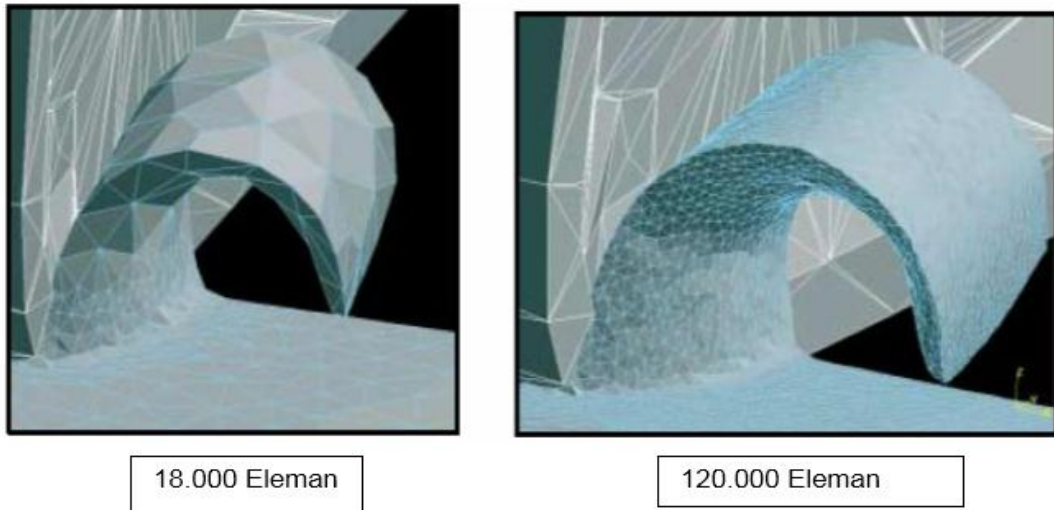
$$\{f\} = [k] \cdot \{u\} \quad (3.1)$$

Tümel rijitlik matrisi, sistemi oluşturan tüm elemanlar için ise; $\{F\} = \sum \{f\}$ her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler, $[K] = \sum [k]$ tüm elemanların rijitlik matrislerinin toplanmasıyla oluşan sistemin rijitlik matrisi, $\{U\}$ yer değıştirme vektörü olmak üzere şu şekilde ifade edilir [9].

$$\{F\} = [K] \cdot \{U\} \quad (3.2)$$

Bu ifadeye bilinmeyenler, yer değiştirmelerdir. Uygun işlemin tatbiki ile yer değiştirme vektörü eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılarak hesaplanır.

Sonlu elemanlar metodunda eleman sayısı ve tipinin seçimi önemlidir. Bu seğim yapılacak analiz türüne göre en uygun yaklaşımla yapılmalıdır. Teorikte küçük boyutlu ve çok sayıda eleman kullanmak çözümlün doğruya yaklaşımını artıracaktır. Ancak yapılacak doğru yorumlarla, yapı şeklinin karmaşıklığına göre uygun eleman büyüklüğü ve tipinin seçimi ile kritik bölgelerin eleman boyutunu küçültmek, daha az kritik bölgelerde büyük boyutlu eleman kullanmak geçerli bir yöntemdir. şekil 3.3'te bir talaş kaldırma işleminin sonlu eleman modellemesi eleman sayısının etkisi görölmektedir [9].



şekil 3.3. Sonlu eleman modellemesinde eleman sayısının etkisi [9]

3.1. Sonlu Elemanlar Metodu Uygulama Adımları

Sonlu elemanlar metodu ile çözüml yapan birbirinden farklı paket programlar kullanılmasına rağmen bu metodun temel uygulama adımları hepsinde aynıdır. Bu adımlar en genel haliyle üç aşamada gerçekleştirilir. Pre-processing (işlem öncesi), Solution (çözüml) ve Post-processing (işlem sonrası) aşamaları [11].

3.1.1. Pre – processing (İşlem öncesi)

Bu adım problemin geometrik modelinin (çizgiler, alanlar ve hacimlerden oluşan model) ve yapının sonlu eleman modeli ağ örgüsünün (mesh yapısı) kurularak hesaplamaya hazır hale getirilmesi için yapılan işlemlerin bütünüdür. Ve bu aşamada takip edilen işlem adımları şu şekilde açıklanır.

- Modelleme: Öncelikle problemin geometrik yapısı oluşturulur. Bu geometrik yapı analiz programının içerisinde oluşturulabileceği gibi bilgisayar destekli katı model programları tarafından oluşturulup uygun formatlarda analiz programı içerisine alınabilir.
- Eleman seçimi: Uygun eleman seçimi için ilk etapta sonlu elemanlar metodu hakkında belli bir teorik bilgiye ihtiyaç vardır. Eleman seçimi, yapılan analiz türüne ve yapının geometrik şekline göre yapılır. Eleman kullanımı problemin çözümü üzerinde doğrudan etkilidir.
- Malzeme özelliklerinin belirlenmesi: Belirli bir yük altında analizi yapılan yapının davranışı, malzemesinin belirli değerlerine bağlıdır. Bu değerler malzeme özellikleri altında Elastisite modülü, poisson oranı, ısıl genleşme katsayısı ve benzeri gibi değerlerdir.
- Sonlu eleman modeli ağ örgüsü oluşturma (Meshing): Bu adım geometrik yapının önceden davranışı belirlenmiş belli sayıda elemana bölünmesidir. Bu adım içerisinde elemanın boyutları geometriye bağlı olarak paket program tarafından otomatik veya boyutların el ile verilmesiyle belirlenir.
- Yüklerin ve sınır koşullarının belirlenmesi: Bu adım genel olarak problemi tanımına uygun şekilde, yapıya verilen yüklerin ve sınır şartlarının (Serbestlik derecelerinin belirlen ağ) uygulanmasıdır.

3.1.2. Solution (Çözüm)

Çözüm işlemi kabaca, yükleri ve sınır koşulları belli olan modelin sonlu sayıda oluşturulan elemanları arası kurulan denklemlerin çözülmesi ve sonuçların ortaya çıkarılmasıdır. Kullanılan paket programlarda, genel olarak bir sonlu elemanlar çözücüsü üç'e ayrılır. Bunlar ön çözücü, matematik motoru ve son çözücüdür. Ön

Çözücü modeli okur ve modeli matematiksel Şekilde formülize eder. Ön işlem aŐamasında tanımlanan tüm parametreler ön çözücü tarafından kontrol edilir. Ön tanımlamalarda herhangi bir eksiklik bulursa matematik motorunun devreye girmesini engeller. Model doğruysa, çözücü devreye girerek eleman direngenlik matrisini oluşturur ve yer değiştirme, basınç gibi sonuçları üreten matematik motorunun çalıŐtırır. Sonuçlar, son çözücü tarafından düğüm noktaları için deformasyon miktarı ve gerilme gibi değerleri üretir [9].

3.1.3. Post – processing (Son işlem)

Analiz sonuçlarının elde edilmesinden sonra sonuçlarının görselleŐtirilmesi ve değerlendirilmesi bu aşamada gerçekleŐir. Paket programlarda sonuçlar liste halinde alınabildiği gibi çeşitli Őekillerde ekranda görüntülenebilir ve deformasyon animasyonu yapılabilir [11].

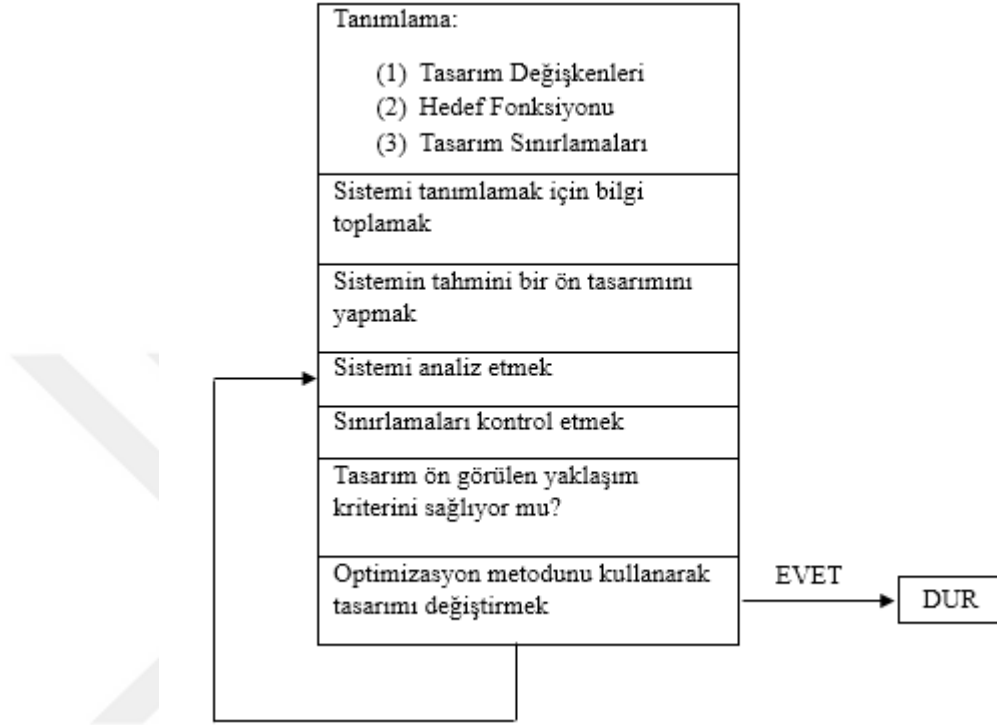
BÖLÜM 4. OPTİMİZASYONA GENEL BAKIŞ

Optimizasyonun matematiksel anlamı, bir fonksiyonun maksimum veya minimum değerini veren durumların bulunması işlemidir.

Günümüzde teknolojinin hızla gelişmesi ve rekabetin artmasıyla birlikte endüstride sadece çalışan bir sistem tasarlamak birçok durum karşısında geçerliliğini kaybetmek üzeredir. Can alıcı nokta en iyiyi yaratmaktır. Buradaki “en iyi” kavramı tasarlanan bir sistemin çalışma şartlarına göre en az masrafla, en çok iş görebilirliği olarak kabaca söylenebilir. En iyileme, optimum bir sistem tasarlayarak, optimizasyon problemi olarak formüle edilip çözümlenebilir. En basit tabiri ile bir optimizasyon problemi, en iyiden kastedilen manaları hedef alıp, matematiksel fonksiyonla temsil ederek, belirtilen sınırlar dahilinde bu fonksiyonun minimum veya maksimum değerinin bulunmasıdır [12]. Böyle bir problemin temelde üç önemli bileşeni vardır. Bunlar “Tasarım değişkenleri”, “Tasarım sınırlamaları” ve “Hedef fonksiyonu”dur. Bilgisayarların da gelişmesiyle birlikte üretime ve ürün tasarımına bilgisayarlar da dahil olmuştur. Özellikle üretim ve sistem tasarımında kullanılan bilgisayar destekli tasarım, üretim ve analiz paket programlarının optimizasyon tekniklerine uyarlanması ile bu programlar altında çalışan optimizasyon modülleri üreticinin yaptığı sistem tasarımlarında optimizasyona gitmesini çok kolaylaştırmıştır. Böylece üretim öncesi tüm tasarlanan ürün için sınırlamalar ve iş görebilirlik, zaman ve maliyet kaybını en aza indirerek tartışılmaktadır. Bir optimum sistem tasarımı için şekil 4.1’deki işlem sırası kullanılır [12].

Ansys WB ile optimizasyon iki şekilde gerçekleştirilebilir. Birincisi Şekil optimizasyonu (shape optimization) diğeri hedef optimizasyonu (Goal Driven Optimization) dur. Şekil optimizasyonunda var olan geometrinin yük taşımayan

bölgeleri çıkartılır veya kritik bölgelere ilaveler yapılabilir. Bu çalışmada kullanılan hedef optimizasyonunda ise seçilen parametreler (kalınlıklar) optimum hale getirilir.



Şekil 4.1. Optimum tasarım akış diyagramı [12].

4.1. Optimum Tasarım Problemlerinin Formile Edilmesi

Bir tasarım optimizasyonunu tanımlamak için üç şey gerekmektedir [13].

- Tasarım değişkenleri
- Tasarım sınırlamaları
- Hedef fonksiyonu

İlk olarak sistemi tanımlamak için tasarım değişkenleri olarak adlandırılan bir değişken seti belirlenir. Daha sonra bu değişkenlere tahmini olarak sayısal değerler atanarak sistem oluşturulur. Bu aşamada sistemin arzu edilen şekilde çalışıp çalışmayacağı önemli değildir. Çünkü hedef fonksiyon doğrultusunda, işlem sonrası optimum değerler belirlenecektir.

Tüm sistemler, kaynaklar, malzeme dayanımı, sistemin cevabı, sistem elemanlarının boyutları v.b gibi bazı tasarım sınırlamaları içerisinde çalışacak şekilde tasarlanırlar. Bu sınırlamalar tasarım değişkenlerine bağımlı olarak tanımlanırlar. Eğer bir tasarım tüm sınırlamaları sağlıyorsa, sistem uygundur (feasible). Eğer belirtilen sınırlamalar sağlanmıyorsa sistem uygun değildir (infeasible). Böyle bir durumda yapılan tasarım kullanışlı olabilir ancak, başka uygun tasarımlarda olabileceğinden en iyisi olmayabilir. Bir tasarımın diğer bir tasarımdan daha iyi olup olmadığını anlayabilmek için bir kriter gereklidir. Bu kritere “Hedef fonksiyonu” denir. Hedef fonksiyonu da tasarım değişkenlerine bağlı olarak tanımlanır [13].

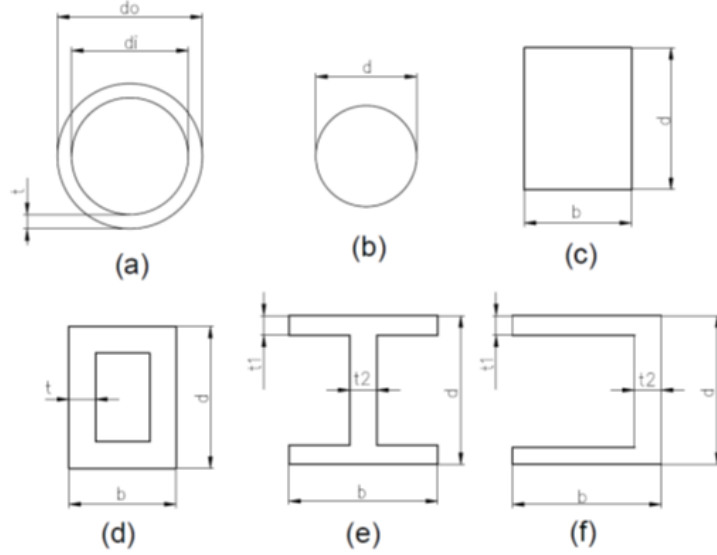
Bir problem karşısında optimum çözümü elde etmek için doğru bir yaklaşım ile doğru bir formülasyonu yapmak çok önemlidir. Problem çözümü sırasında kritik sınırlamalardan herhangi birinin unutulması veya gereğinden fazla sınırlamalarla problem formülasyonuna gidilmesi, tasarım problemini çözülemez bir hale getirmektedir [12].

4.1.1. Tasarım değişkenleri

Bir sistemin tasarımını tanımlamak için seçilen değişkenlere tasarım değişkenleri denir. İlk olarak bu değişkenlere rastgele değerler verilerek sistem oluşturulur. Tasarım değişkenlerinin doğru seçilmesi gerekmektedir. Bunlar, mümkün olduğu kadar birbirlerinden bağımsız olmalıdırlar. Bazen bağımlı tasarım değişkenleri seçilmişse de, bu, problem formülasyonunun gereksiz yere karmaşık hale gelmesine neden olur. Örneğin Şekil 4.2'de (a)'ya ait ki boru şekli ele alınırsa, tasarım değişkeni olarak iç çap (d_i), dış çap (d_o), ve et kalınlığı (t) söylenebilir. Fakat burada t 'nin d_i ve d_o 'ya bağımlı olduğu gözden kaçmamalıdır.

Mesela; $d_i = 10$, $d_o = 12$ ve $t = 2$ olarak alınamaz. Çünkü $t = 0,5 \cdot (d_o - d_i)$ dir. Eğer problemi d_i , d_o ve t 'yi tasarım değişkenleri olarak alıp tanımlarsak, $t = 0,5 \cdot (d_o - d_i)$ 'yi de sınırlama olarak almak zorunda kalırız. Böylece problem gereksiz yere karmaşık

hale getirilmiş olur. Tasarım değişkenleri olarak d_i ve d_o 'ı almak daha uygun ve yeterlidir. Şekil 4.2'de bazı kesitler ve buna ait değişkenler gösterilmiştir [12].



Şekil 4.2. Çeşitli kesitler ve bunlara ait tasarım parametreleri [12].

Problemin tasarım değişkenlerini belirlemek için aşağıdakiler dikkate alınır. [12].

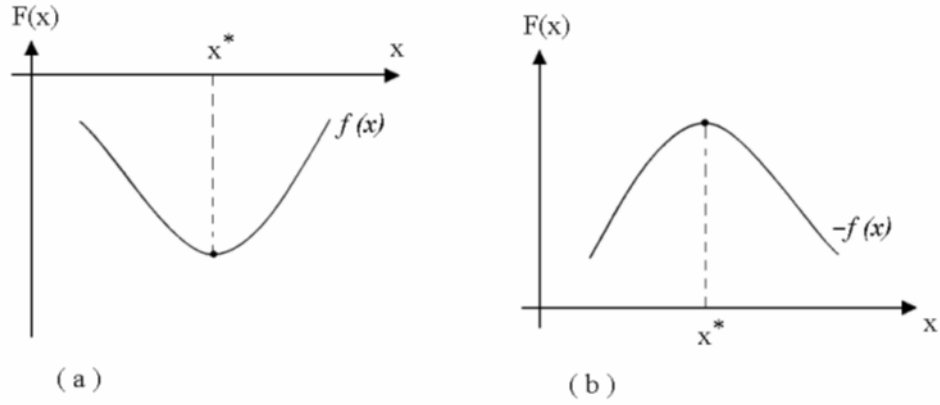
1. Tasarım değişkenleri olabildiğince birbirinden bağımsız olarak alınmalıdır.
2. Bir tasarım problemini doğru olarak formüle edebilmek için minimum bir sayıda tasarım değişkeni gerekir.

4.1.2. Hedef fonksiyonu

Bir sistem ile ilgili birden fazla ve bazıları diğerlerinden daha uygun tasarım olabilir. Bunları birbirleri ile kıyaslamak için bir kritere ihtiyaç duyulur. İşte bu kritere optimum tasarım problemi için hedef fonksiyonu denir [12]. Bu fonksiyon tasarım değişkenlerine bağımlıdır. x tasarım değişkeni vektörü olmak üzere, hedef fonksiyonu $f(x)$ olarak gösterilir.

Hedef fonksiyonunu doğru seçmek, tasarım işleminde çok önemlidir. Minimum maliyet, maksimum kar, minimum enerji, minimum ağırlık gibi birçok hedef

fonksiyonunu kullanılmaktadır. Eğer hedef fonksiyonunu maksimum kar problemindeki bir maksimum bulma problemi ise $-f(x)$ olarak alınır (Şekil 4.3) [12].



Şekil 4.3. (a) Minimum bulma (f(x)), (b) Maksimum bulma (-f(x)) [12].

Bir çok tasarım probleminde, hedef fonksiyonu ve bunun tasarım değişkenleri ile nasıl bir ilişkisi olacağı açık değildir. Genelde bu tip problemler birçok alt probleme ayrılarak, her birinin tasarım optimizasyonu yapılarak çözülür. Örneğin bir binek arabanın optimizasyonu için tasarım değişkenleri nelerdir? Hedef fonksiyonu nedir? Ve tasarım değişkenleri ile ifade edilecek fonksiyonel hali nasıldır? Bu oldukça karmaşık bir problemdir. Fakat problem, kapılar, yan paneller, tavan, süspansiyon sistemi, iletim sistemi vb. alt problemlere ayrılıp her biri optimize edilerek çözülebilir [12].

4.1.3. Tasarım sınırlamaları

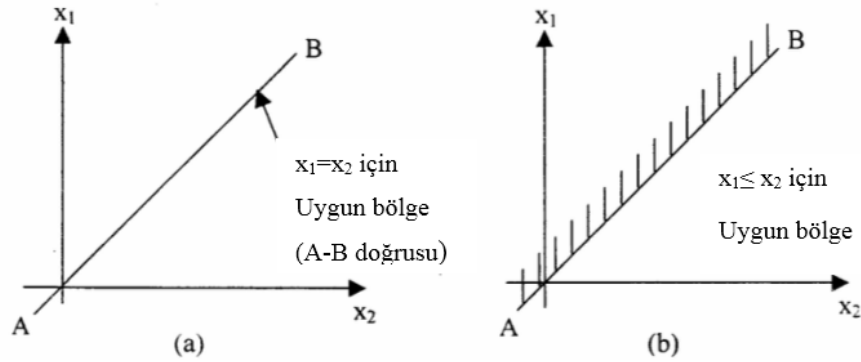
4.1.3.1. Doğrusal ve doğrusal olmayan sınırlamalar

Bir çok sınırlama fonksiyonu tasarım değişkenlerinin sadece birinci derecedeki terimlerini içerir. Bunlar doğrusal sınırlamalar olarak adlandırılır. Eğer tasarım değişkenlerinin daha yüksek derecedeki terimleri varsa, bunlara doğrusal olmayan sınırlamalar denir [13].

4.1.3.2. Eşitlik ve eşitsizlik sınırlamaları

Tasarım problemleri eşitlik ve eşitsizlik sınırlamaları içerebilir. Örneğin; istenen operasyonu yapabilmek için bir makine parçasının tam olarak Δ kadar hareket etmesi gerekiyorsa, bunu bir eşitlik sınırlaması olarak ele almamız gerekir. Uygun bir tasarım tüm eşitlik sınırlamalarını tam olarak sağlamalıdır.

Eşitsizlik sınırlamalarında ise, hesaplanan değerlerin bazı değerlerin üzerine çıkmaması veya bazı değerlerin altına düşmemesi istenir. Örneğin; gerilme değeri malzeme emniyet gerilmesi sınırını aşmamalı, malzemede oluşacak deformasyon belirtilen sınırları aşmamalı vb. Eşitsizlik sınırlamalarına göre bir çok uygun tasarım olabilir. Fakat eşitlik sınırlamalarına göre uygun tasarım bulmak daha zordur (Şekil 4.4) [12].



Bu durumu daha iyi anlayabilmek için Şekil 4.4 incelenecektir. Şekil 4.4 (a) $x_1=x_2$ eşitlik sınırlamasını göstermektedir. Bu sınırlamaya göre uygun tasarımlar A-B doğrusu üzerinde bulunmalıdır. Fakat sınırlama Şekil 4.4 (b) deki gibi $x_1 \leq x_2$ eşitsizlik sınırlaması şeklinde yazılırsa uygun bölge çok daha geniş olacaktır. A-B doğrusu üzerindeki veya altında kalan bölgenin içindeki herhangi bir nokta uygun tasarımı vermektedir [12].

4.2. Optimizasyonda Mühendislik Uygulamaları

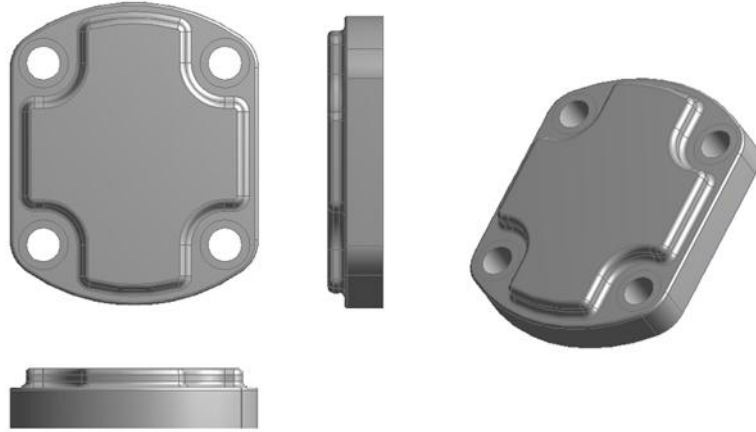
Optimizasyon herhangi bir mühendislik probleminde kolayca uygulanabilir. Önemli olan amaç fonksiyonunu sağlamak için kullanılacak parametreleri ve kısıtlamaları yani optimizasyon değişkenlerini iyi belirlemektir. Optimizasyonun kullanılabileceği farklı alanlarda mühendislik uygulamalarına dair aşağıda birkaç örnek verilmiştir;

- Uzay yapıları ve uçakların minimum ağırlıkta tasarımı için,
- İnşaat yapılarının minimum maliyetlerde tasarımı ve yapımı için,
- Su kaynak sistemlerinin maksimum karlılıkta tasarımı için,
- Yapıların deprem, rüzgar ve diğer tip düzensiz zorlanmalarda minimum ağırlıkta tasarımı için,
- Mekanizmalar, kamlar, dişliler, ve diğer makine elemanlarının optimum tasarımı için,
- İletim makinelerinin minimum maliyeti için tasarım çalışmalarında,
- Minimum üretim maliyeti için metal kesme işlemlerinde,
- Elektrik ağlarının optimum tasarımında,
- En kısa yol problemlerinde,
- Boru hattı sistemlerinin tasarımında,
- Sanayi için şehir seçimlerinde,
- Kontrol sistemlerinin optimum tasarımında,
- Amaç olarak minimize ya da maksimize edilebilecek her türlü problemde,
- Endüstri mühendislerinin amaç aldığı her türlü yöneylem çalışmasında, optimizasyon metotları kullanılır [13].

BÖLÜM 5. POMPA KAPAĞININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL ANALİZİ

5.1. Pompa Kapağının Desing Modeler’da Geometrik Modelinin Oluşturulması

Şekil 5.1'de görüldüğü gibi pompa kapağının bilgisayar destekli tasarımı Ansys yazılımının bir modülü olan Design Modeler yardımıyla parametrik olarak tasarlanarak optimizasyona en uygun hale getirildi.

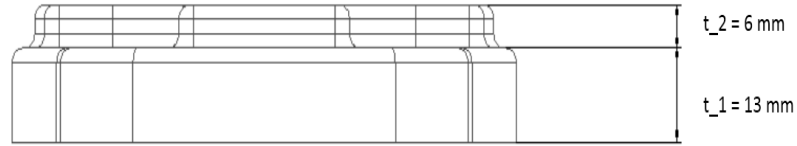


Şekil 5.1. Referans alınan pompa kapağı

Bu çalışma ile tekrar tekrar çizime gerek kalmadan değişik boyutlara sahip bir çok kapak elde edilebilecektir. Kapak ilk etapta tasarlanırken belli bir bilgi birikimi ve tecrübe ile en iyi sonuç en hızlı ve kolay şekilde elde edilebilir

Parametrik tasarım, seçilen parametrelerin, belirlenen ve ulaşılan sınır değerlerine göre şekillendiği tasarım şeklidir. Bu çalışmada t_1 ve t_2 kalınlıkları parametre olarak seçildi. Mevcut tasarıma ait olan $t_1 = 13$ mm ve $t_2 = 6$ mm parametre değerlerinin,

belirlenen sınır şartları ve kuvvetlere göre en küçük olduğu durum bulunacaktır (Şekil 5.2).

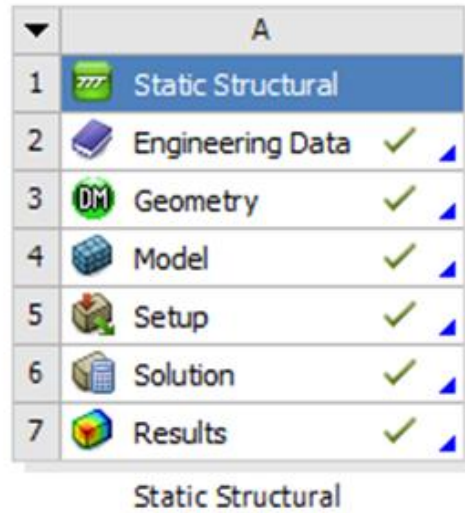


Şekil 5.2. Gövde katı modeli için tanımlanan parametreler

5.2. Pompa Kapağının Yapısal Analizi

Pompa kapağının kalınlık optimizasyonu çalışmasında Ansys Workbench sonlu elemanlar paket programı kullanıldı. Ansys WB kullanıcıya hitap eden ara yüzüyle, Ansys Classic'e göre daha kolay anlaşılabilen, yeni nesil bir sonlu elemanlar paket programıdır (Şekil 5.3).

Ansys Workbench'in içinde çok çeşitli modüller bulunmaktadır. Bu çalışmada mevcut kapak kullanılarak statik gerilme hesaplaması yapılacaktır



Şekil 5.3. Gerilme - Yer değiştirme hesaplaması

Engineering Data kısmında hesaplamada kullanılacak malzemenin tüm mekanik verileri hazır şablonlardan seçilebileceği gibi, kullanıcı tarafından da atanabilir.

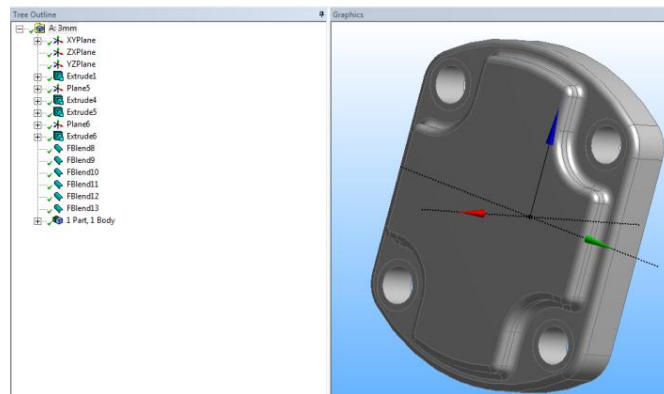
Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		S...	Description
2	Material			
3	GGG 50			
4	Structural Steel			Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: GGG 50				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Density	7100	kg m ⁻³	
3	Isotropic Elasticity			
4	Derive from	Young's Modulus and...		
5	Young's Modulus	1.7E+05	MPa	
6	Poisson's Ratio	0.275		
7	Bulk Modulus	1.2593E+11	Pa	
8	Shear Modulus	6.6667E+10	Pa	
9	Tensile Yield Strength	300	MPa	
10	Tensile Ultimate Strength	460	MPa	

Şekil 5.4. Engineering Data

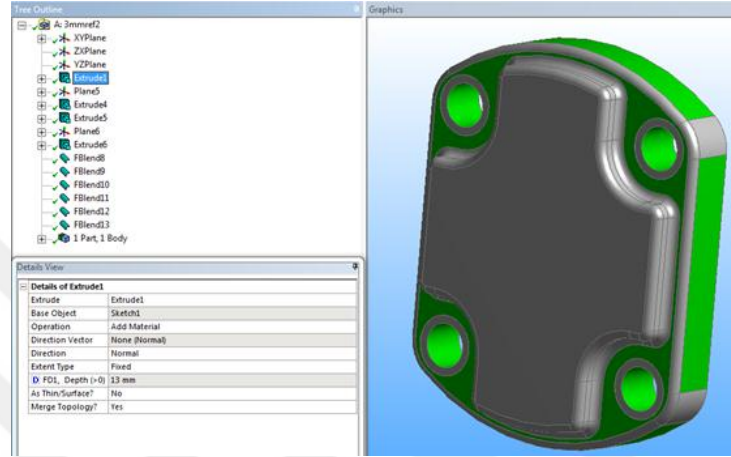
Kapak malzemesi ISO EN 1563'e göre GGG 50 (Küresel Grafitli Dökme Demir) seçildi ve GGG50'ye ait uygun mekanik değerleri, program içine manuel olarak girildi [14].

Kapak Ansys programının içinde Geometri kısmında tasarlandı. Bu şekilde, farklı bir katı model programıyla çizildiğinde aktarımlar ve dosya formatı değiştirme sırasında oluşabilecek veri kayıplarının veya aktarım esnasında meydana gelen format dönüştürememe problemlerinin önüne geçildi. Ayrıca Design Modeler da diğer katı model programlarından aktarılan datalar üzerinde de değişiklikler yapmak mümkündür (Şekil 5.5).

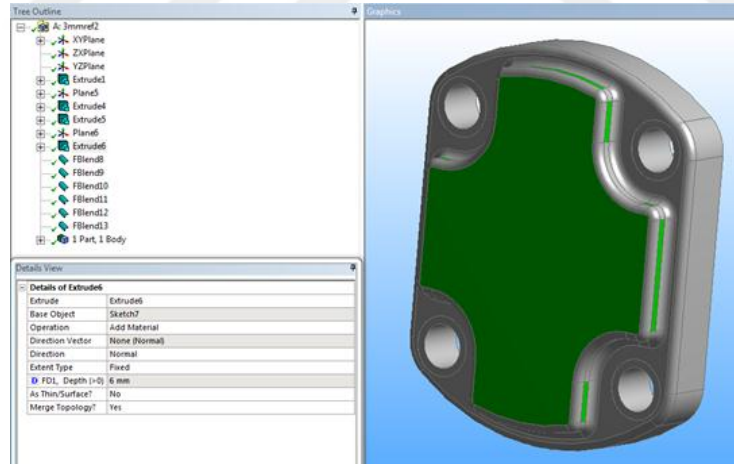


Şekil 5.5. Design Modeler

Ansys Workbench'in içinde parametrik yapabilecek tüm değişkenlerin yanında her zaman şekil 5.6 ve 5.7'de de görüldüğü gibi bir kutucuk bulunur. Bu kutucuk tıkladığında seçilen değişken parametrik hale getirilir. Tasarımda t_1 ve t_2 ölçülerinin kalınlıklarını optimum seviyeye indirmek için bu ölçüler parametrik hale getirilir.

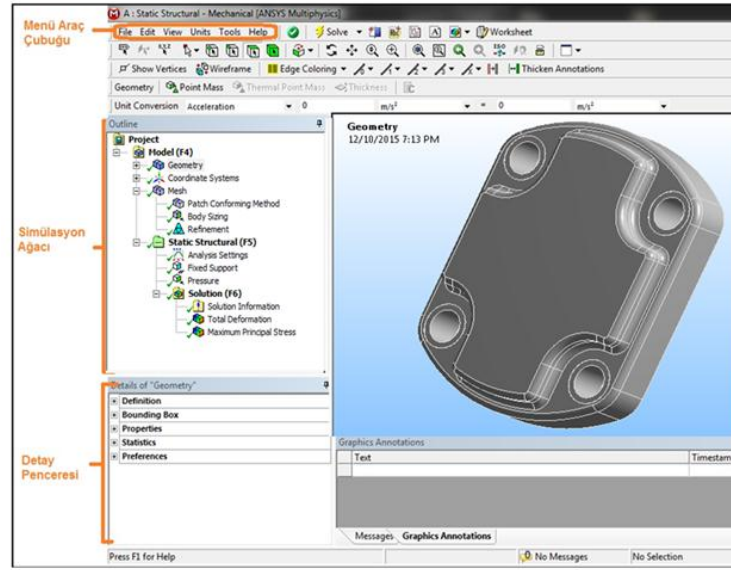


Şekil 5.6. t_1 Kalınlığının parametrik hale getirilmesi



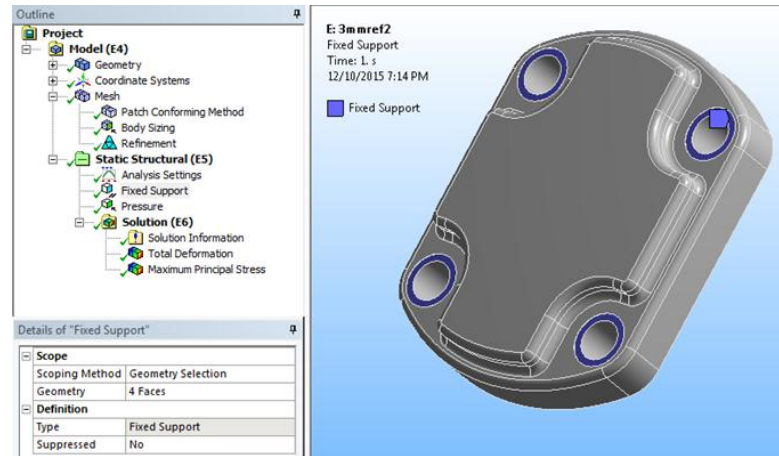
Şekil 5.7. t_2 Kalınlığının parametrik hale getirilmesi

Model (Mechanical) kısmı hesaplama için gerekli sınır şartlarının girildiği ve hesaplamaların yapıldığı kısımdır (Şekil 5.8).



Şekil 5.8. Model (Mechanical)

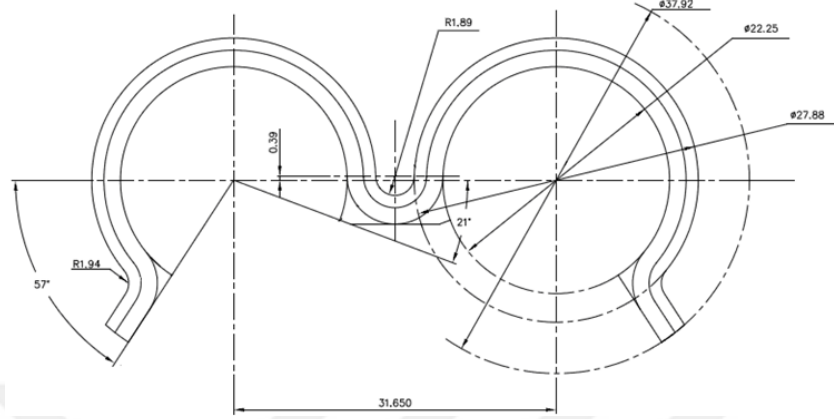
Pompa kapağının civata yardımıyla pompa gövdesine bağlandığı kısmı modellemek amacıyla, civata başının altındaki pul çapı büyüklüğündeki bölgeye fixed support uygulanarak kapak sabitlendi. Bu komut, katı model üzerinde seçilen bölge ile parçanın tüm eksenlerde dönme ve yer değiştirmesini kısıtlayan komuttur (Şekil 5.9).



Şekil 5.9. Fixed support ile civatalı bağlantının kurgulanması

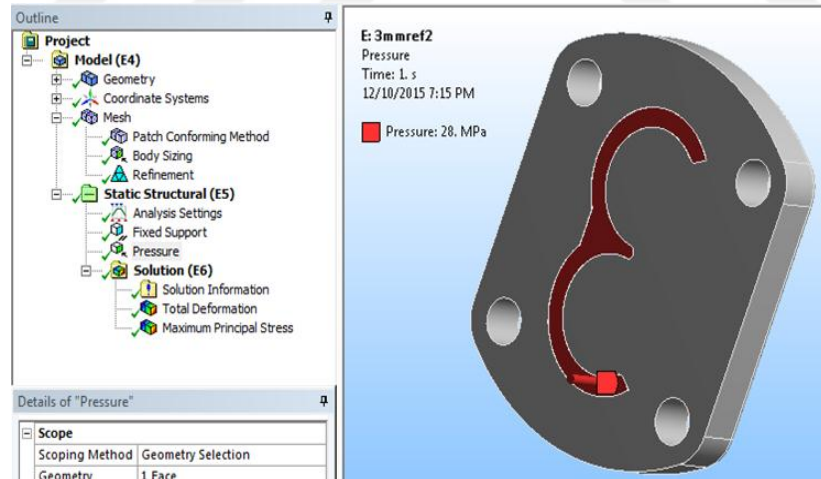
Pompanın içerisinde her bölgeye eşit basınç gelmediği tezin başlangıcında pompa tanıtılırken belirtildi. Pompa kapağına yüksek basınç, pompanın çıkış tarafında ve sadece gövde ile burç keçeleri arasındaki bölgeden etki eder. Sistem serbest dolaşım

basıncı da keçe ile pompanın giriş tarafı arasında kalan bölgeye etki eder. Basıncı bölgelerini ayıran burç keçesinin ayrıntılı teknik resmi görülmektedir (Şekil 5.10).



Şekil 5.10. Basıncı bölgelerini ayırmakta kullanılan burç keçesinin teknik resmi

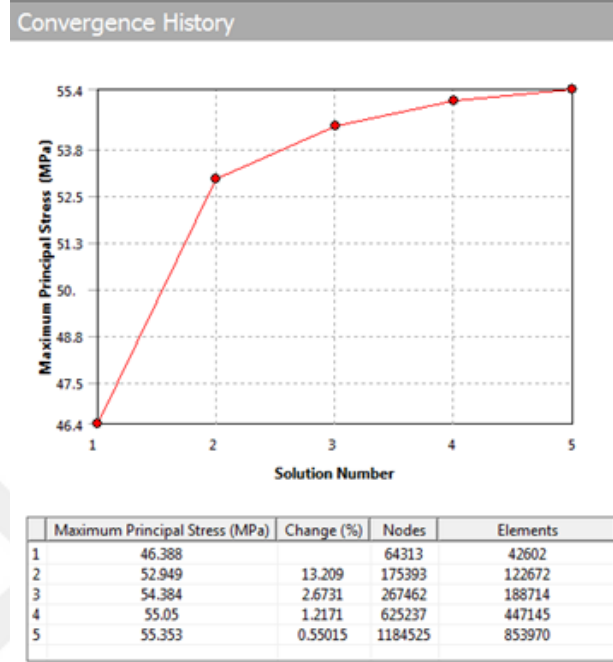
Yüksek basıncın kapağa etki ettiği bölgenin modellenmesi ayrıntılı olarak görülmektedir (Şekil 5.11). Optimizasyonu yapılacak kapağın kullanıldığı pompalar maksimum 280 bar (peak).basıncıta yani 28 MPa basınçta çalışmaktadır.



Şekil 5.11. Yüksek basıncın kapağa etki ettiği alan

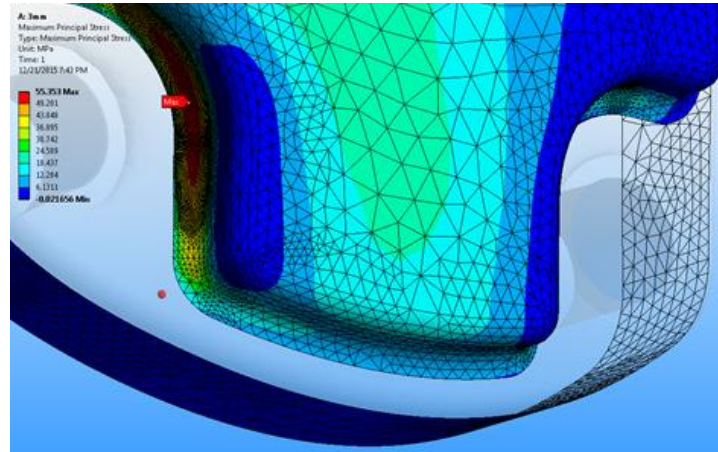
Sonlu eleman modelinin oluşturulmasında ağ yapısı son derece önemlidir. En sağlıklı model çözümüne düzgün ve yeterli sayıdaki elemanlara ayrılmış bir ağ optimizasyonu ile ulaşılabilir. Bu sebeple, model ilk olarak 3mm büyüklüğündeki ağ yapısı ile oluşturuldu. Daha sonra en sağlıklı sonucu elde etmek için, çıkan sonuçlar arasındaki

fark %1 olana kadar ağ yapısı otomatik olarak arttırıldı. Çıkan sonuçlar ve matematiksel modellere ait ağ yapısı aşağıdaki şekilde görülmektedir.(Şekil 5.12).



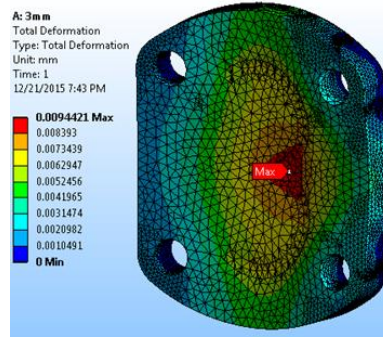
Şekil 5.12. Düzgün ve yeterli sayıdaki elemanlara ayrılmış ağ optimizasyonu

Düzgün ve yeterli sayıdaki elemanlara ayrılmış ağ optimizasyonun asal gerilme üzerindeki etkisi 55,353 MPa olarak bulunmuştur (Şekil 5.13).



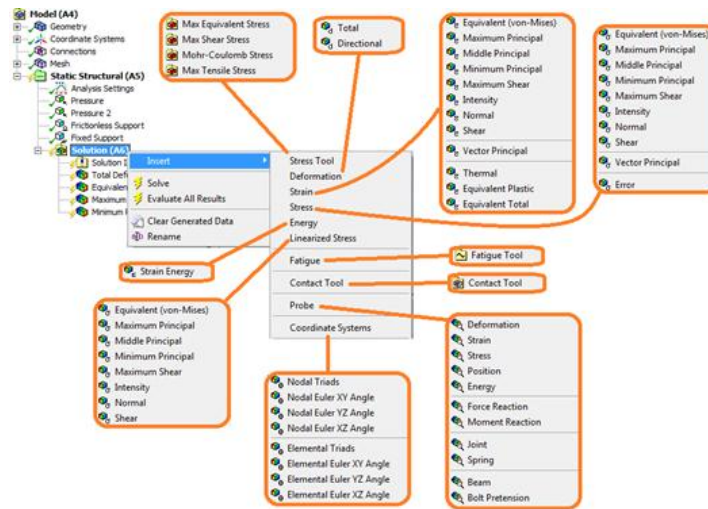
Şekil 5.13. Ağ optimizasyonun asal gerilme üzerindeki etkisi

Düzgün ve yeterli sayıdaki elemanlara ayrılmış ağ optimizasyonun toplam yer değiştirme üzerindeki etkisi 0,009 mm olarak bulunmuştur (Şekil 5.14).



Şekil 5.14. Ağ optimizasyonun toplam yer değiştirme üzerindeki etkisi

Pompa kapağına etki eden yükler, sınır şartları, kapağın ağ yapısı tanımlanıp kapağın sonlu eleman modeli oluşturulduktan sonra çözüm işlemine geçilebilir. Çözüm işlemi için analiz sonrası, görüntülenmesi istenilen sonuçların seçilmesi gerekir. Bu seçimler yapılan analize göre değişiklik göstermektedir. Yapılan analiz çeşidine göre modele tanımlanan yükler karşısında modelin gerilme, deformasyon, termal ve elektromanyetik analiz sonuçları alınabilmektedir. Bu işlem simülasyon ağacındaki “Solution” dalı yardımıyla yapılmaktadır. Şekil 5.15'te “Solution” dan görüntülenebilecek çözümler gösterilmektedir. Sonuçlar alt dallar halinde sıralanmıştır. Bu sonuçlardan istenilen sonuç seçebileceği gibi hepsini de seçip görüntüleme olanağı vardır. Çözümler tüm model için seçebileceği gibi özel bölgeleri, alanları ve parçaları tanımlayarak özel seçimlerde yapılabilir. Seçilen çözümler “solution” dalı altında sıralanmaktadır.



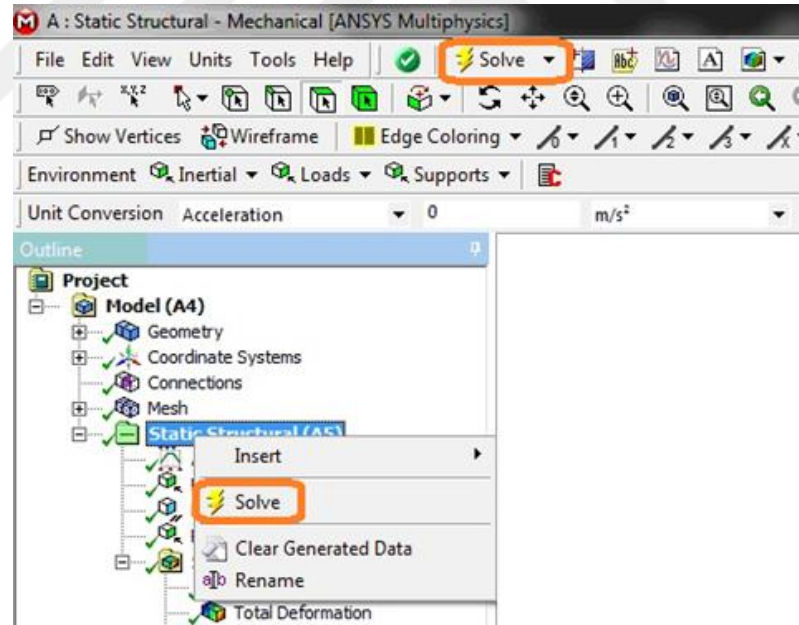
Şekil 5.15. Solution penceresinde görüntülenebilecek çözümler

Pompa kapak analizinde görüntülenecek sonuçlar için maksimum asal gerilme (Max. Principal Stress) ve toplam yer değiştirme (Total Deformation) seçildi (Şekil 5.16).



Şekil 5.16. Gövde analizinde görüntülenecek sonuçlar

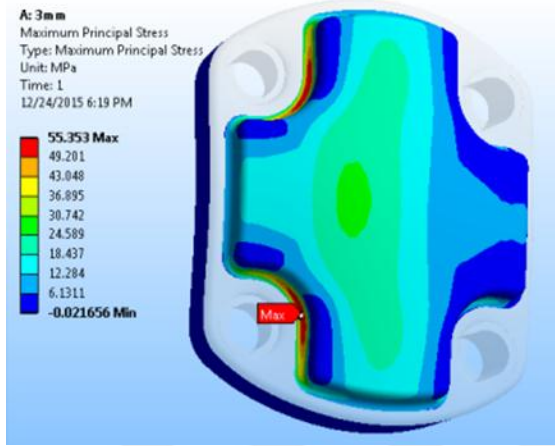
Görüntülenecek sonuçlar seçildikten sonra “Solve” komutu ile çözüm işlemi başlatılır. Solve komutuna 2 farklı şekilde ulaşılabilir. Birincisi Static Structural’a sağ tıklayarak çözüm başlatılabilir veya genel araç çubuğunda bulunan “solve” ikonu ile aynı işlem yapılabilmektedir. “Solve” komutunun kullanımının görseli gösterilmektedir (Şekil 5.17). Solve komutu kullanılarak çözüm yapıldıktan sonra daha önceden seçilen sonuçlara simülasyon ağacından erişilebilir ve buradan görüntülenebilir.



Şekil 5.17. Çözüm komutu “Solve”

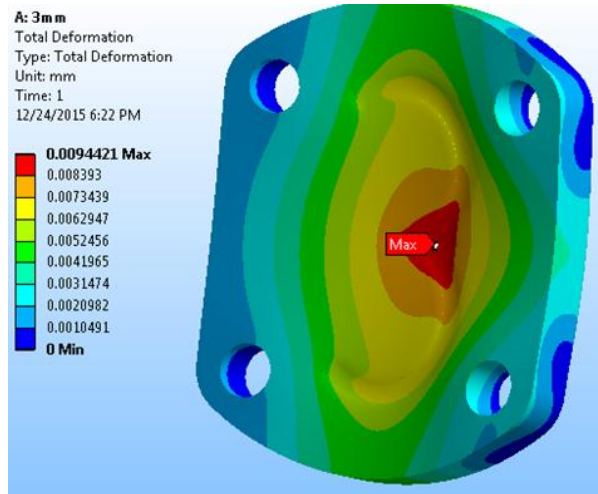
Optimizasyon çalışması için seçilmiş bölgeler Şekil 5.18'de görüldüğü gibidir. Dikkate alınacak değerler kapak üzerinde kalınlık değişiminin olduğu basınç tarafındaki bölgede oluşan gerilme değerleridir Burada maksimum asal gerilme, 55,353 MPa

olarak kapağın çıkış tarafındaki kesit değişiminde oluşmaktadır. Optimizasyon sırasında bu değer referans alınarak kapak kalınlığı belirlenecektir.



Şekil 5.18. Maksimum asal gerilme için referans alınacak değer

Pompa kapağı analizi sonrası ortaya çıkan toplam yer değiştirme değeri 0,009 mm olarak kapağın orta kısmında oluşmaktadır. Toplam yer değiştirme beklenen yerde olduğu için optimizasyonda bu değer referans alınacaktır (Şekil 5.19).



Şekil 5.19. Toplam yer değiştirme için referans alınacak değer

BÖLÜM 6. POMPA KAPAĞININ OPTİMİZASYONU

Günümüz endüstrisinde maliyetler şirketlerin ayakta kalması için asgari seviyede tutulmalıdır. Bu nedenle yapılacak olan optimizasyon çalışmaları büyük önem arz etmektedir. Pompa kapağının analizi tamamlandıktan sonra optimizasyona geçilebilir. Yapılan analiz sonuçlarına bakıldığında gövde üzerinde oluşan maksimum gerilme değerleri malzemenin akma değerinin altındadır. Ayrıca analiz sonunda elde edilen maksimum yer değiştirme değerleri de pompanın çalışmasını engelleyemeyecek kadar küçüktür.

Elde edilen değerler kapağın ilk tasarımında sorun olmadığını ama kalınlık optimizasyonu ile inceltilebileceği ön görüşünü vermiştir. Bu nedenle katı modeli tasarlanıp ANSYS WB ile analizi yapılan parça, yine ANSYS WB ile bilgisayar ortamında optimize edilecektir. Optimizasyon için ANSYS WB içerisinde yer alan Design Exploration modülü kullanılacaktır.

6.1. Design Exploration

Design exploration, parça veya montaj analizlerinin sonucunu değerlendirmek ve tasarlamak için, ANSYS WB içerisinde yer alan güçlü bir optimizasyon modülüdür. Bu modül ile tasarımcılar tasarladıkları konfigürasyonlar üzerinde başka bir programa veya modüle geçiş yapmadan bu modül içerisinde çalışabilirler. Design exploration içerisindeki “Goal Driven Optimizastion” (GDO) (Amaçlanan Optimizasyon) yaklaşımı ile istenilen optimum tasarıma ulaşılabilir. Design exploration ara yüzü tasarımcılar için oldukça basit ve anlaşılır bir yapıya sahiptir. Bu nedenle kullanıcının yapmış olduğu tasarımı burada geliştirmesi ve değerlendirmesi çok kolay olmaktadır. Bu kolaylık ve yenilik birçok üreticinin sanal ortamdaki optimizasyon çalışmalarını üzerine gitmesini ve araştırmalarına yön vermesine yardımcı olmaktadır.

6.2. Design Exploration ile Optimizasyon Uygulama Adımları

Design explorer ile optimizasyon çalışması belirli uygulama adımları sırası ile gerçekleştirilir. Bu uygulama adımları aşağıda maddelerde verilmektedir. [15].

1. Çalışmanın Design Explorer Penceresine Aktarımı

- Parça veya montaj geometrisinin ANSYS WB (Geometri) de parametrik modellenmesi
- Parametrik modelin simülasyon penceresine aktarılması
- Simülasyon sonrası geometri parametrelerine ek olarak girdi ve cevap parametrelerinin tanımlanması
- Modelin design explorer penceresine aktarılması

2. Aday Tasarımların Yaratılması

- Tasarım değişkenlerine ve sınırlamalarına bağlı otomatik tasarım noktalarının hazırlanması
- Design explorer çöz komutu ve tasarım noktalarına ait çözümlerin elde edilmesi
- Aday tasarım noktalarının oluşturulması
- Hedef fonksiyona bağlı tasarım noktası çözümlerinin ve simülasyon sonrası çıkan cevap değerlerine göre yeni tasarım noktalarının oluşturulması
- Aday tasarım noktalarına ait çözümlerin grafiksel ve sayısal dokümantasyonu ve raporlama

3. En iyi tasarımın belirlenmesi

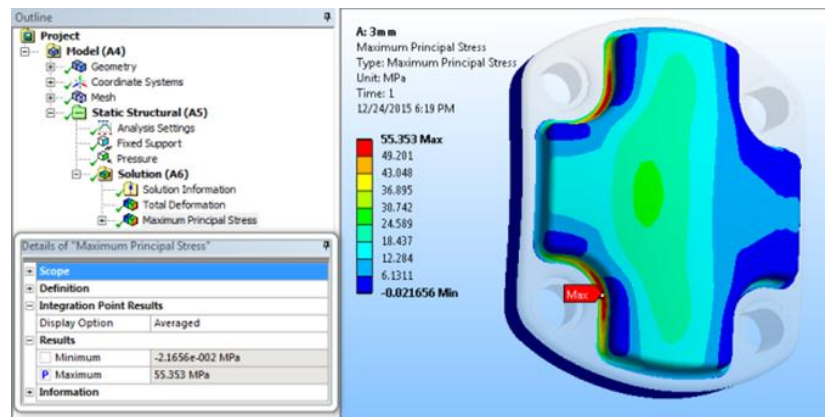
- Aday tasarımlar arasından hedef fonksiyonuna ve tasarım sınırlamalarına en uygun referans tasarımın belirlenmesi

- Elde edilen en iyi tasarım parametrelerinin katı model yazılımına aktarılarak parça veya montaj geometrisinin en iyi tasarım parametrelerine bağlı güncellenmesi

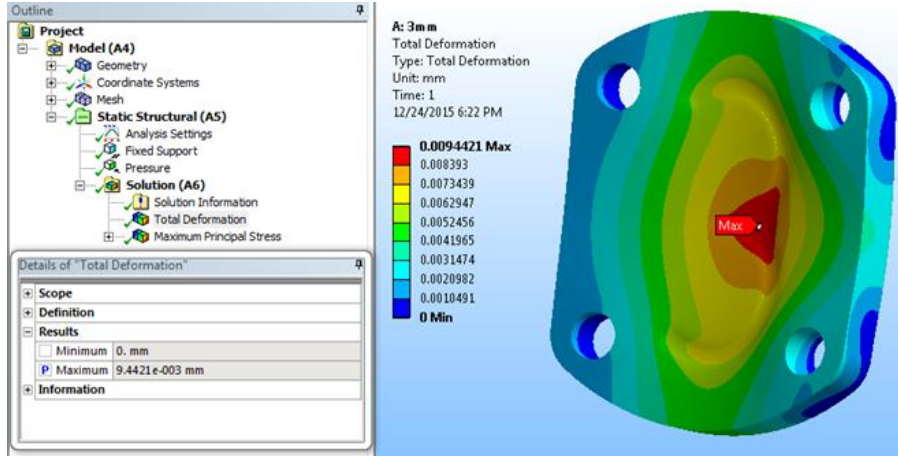
6.3. Pompa Kapağının Design Exploration ile Optimizasyonu

6.3.1. Design exploration modülüne giriş

Pompa kapağının parametrik modeli Ansys Geometri ortamında modellendi. Gerilme ve yer değiştirme analizi Design Modeler modülünde yapıldıktan sonra gerekli parametrelerin tanımlanmasıyla optimizasyon modülü Design exploration'a geçildi. Optimizasyon modülüne geçmeden önce tasarım parametrelerinin ve sonuç - cevap parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Belirlenen parametreler pompa gövdesinin katı modeli oluşturulurken kullanılan parametreler ve simülasyon sonrası belirlenen sonuç-cavap parametreleridir. Pompa gövdesinin oluşturulmasında kullanılan tüm parametreler Design Exploration penceresine otomatik olarak aktarılmaktadır. Fakat optimizasyon çalışmasının amacı optimum kalınlığın belirlenmesi olduğu için tüm geometri parametreleri kullanılmamıştır. Kullanılacak parametreler ve optimizasyonu istenen değerler devam eden bölümlerde açıklanacaktır. Bu doğrultuda simülasyon sonrası belirlenen maksimum asal gerilme (Şekil 6.1) ve maksimum yer değiştirme cevap parametreleri değerleri (Şekil 6.2) optimizasyon modülüne aktarılmak üzere işaretlenerek tanımlandı.

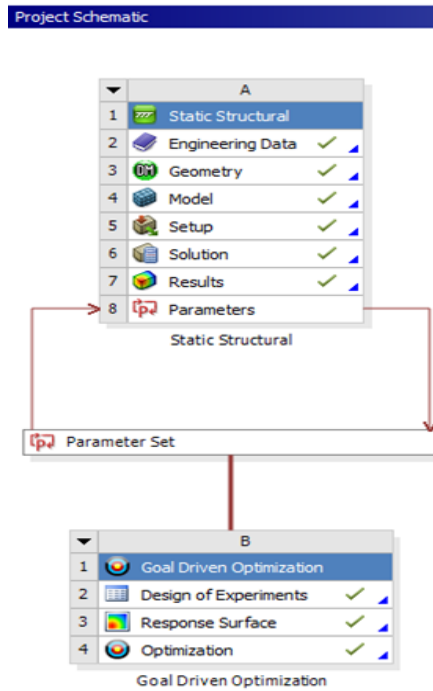


Şekil 6.1. Maksimum asal gerilmenin parametre olarak tanımlanması



Şekil 6.2. Maksimum yer değıştirmenin parametre olarak tanımlanması

Cevap değerlerinin parametre olarak tanımlanmasıyla simülasyon sekmesinden ana sekme olan proje (Project) sekmesine geçilir. Bu sekme bir çok Ansys WB işlevinin yönlendirildiği ve Design Exploration çalışmasına hangi optimizasyon metodu ile devam edileceğinin tanımlandığı ana penceredir. Pompa kapağının optimizasyon çalışması için pencere içerisinden Design Exploration “Goal Driven Optimization” linki tıklanarak optimizasyon Ansys WB ara yüzüne dahil edildi (Şekil 6.3).



Şekil 6.3. Optimizasyonun Ansys WB'e dahil edildiği pencere

6.3.2. Aday tasarımların tanımlanması

Aday tasarımlar parameter set kısmından oluşturulur. Kapak optimizasyonunda 11 adet tasarım noktası seçildi. Ansys Workbench seçilen değerlere göre maksimum yer değiştirme, ağırlık ve gerilmelerini hesapladı. Yapılacak olan optimizasyon çalışmasının ardından seçilip hesaplanan bu değerler aralığında en optimum sonuca ulaşılmaya çalışılacaktır. Aşağıda seçilen tasarım noktaları ve bu noktalara göre Ansys'in hesaplamış olduğu sonuçlar görülmektedir (Şekil 6.4).

Table of Design Points						
	A	B	C	D	E	F
1	Name	P95 - t1	P96 - t2	P97 - Total Deformation Maximum	P98 - Solid Mass	P99 - Maximum Principal Stress Maximum
2				mm	kg	MPa
3	Current	13	6	0.0094421	0.83254	55.353
4	DP 1	12	5	0.011228	0.75138	58.378
5	DP 32	9	5	0.016966	0.6022	88.439
6	DP 2	11	4	0.01389	0.67022	60.007
7	DP 30	9	4	0.018975	0.57077	74.859
8	DP 34	10	4	0.016113	0.6205	69.006
9	DP 15	9	3	0.021663	0.53972	68.415
10	DP 28	8	3	0.02667	0.48999	82.658
11	DP 31	10	3	0.017998	0.58944	58.407
12	DP 23	10	2	0.020103	0.5587	55.78
13	DP 26	8	2	0.030991	0.45924	79.368
14	DP 33	9	2	0.024612	0.50897	65.994

Şekil 6.4. Seçilen tasarım noktaları

6.3.3. Tasarım değişkenleri için sınırlamaların tanımlanması

Optimizasyon çalışması yapılabilmesi için Tasarım noktalarımızın belirli sınırları olmalıdır. Bu sınırlar “Goal Driven Optimization” ’in içerisinde “Design Experiments” ’in içinde belirtilmektedir.

Pompa kapağının optimum kalınlığını bulmak için yapılacak optimizasyon çalışmasında ilk parametre (t_1) kapağın alt kademesinin kalınlığıdır (Şekil 6.5).

Properties of Outline A5: P95		
	A	B
1	Property	Value
2	General	
3	Units	
4	Type	Design Variable
5	Classification	Continuous
6	Values	
7	Lower Bound	8
8	Upper Bound	13
9	Initial Value	13

Şekil 6.5. t_1 değeri için seçilen sınırlamalar

Pompa kapağının optimum kalınlığını bulmak için yapılan optimizasyon çalışmasında ikinci parametre (t_2) kapağın üst kademesinin kalınlığıdır (Şekil 6.6).

Properties of Outline A6: P96		
	A	B
1	Property	Value
2	General	
3	Units	
4	Type	Design Variable
5	Classification	Continuous
6	Values	
7	Lower Bound	2
8	Upper Bound	6
9	Initial Value	6

Şekil 6.6. t_2 değeri için seçilen sınırlamalar

6.3.4. Optimizasyonun gerçekleştirilmesi

Tüm tasarım noktaları ve tasarım sınırlamaları belirlendikten sonra “Goal Driven Optimization” ın içerisindeki “Optimization” sekmesinin içerisine girerek optimizasyon işlemine geçilmektedir.

Tablo 6.1'de görülen “Optimization Study” kısmından belirlenen parametre ve sınır değerleri baz alınarak, yapılacak çalışmanın tüm detayları girilir. Optimum kapak çalışmasında t_1 ve t_2 kalınlıkları ve ağırlığın minimize edilmesini bu kısımda yapılan seçimler belirleyecektir. Maksimum asal gerilme ve toplam yer değiştirme içinse hedef değeri belirleyerek belirlenen değer altında kalması için “Values <= Target” seçilmektedir. Maksimum gerilme ve toplam yer değiştirmenin verilen sınırların (hedef) altında kalacak şekilde parçanın optimizasyonu gerçekleştirildi (Tablo 6.1).

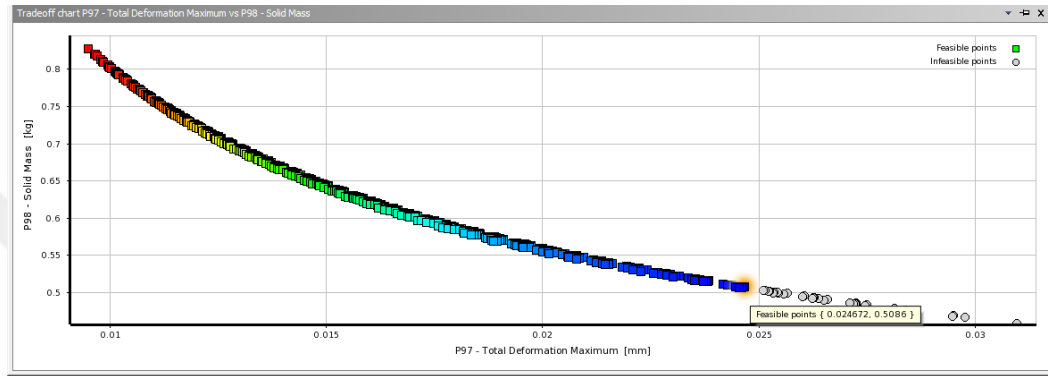
Tablo 6.1. Optimizasyon

Table of Schematic B4: Optimization						
	A	B	C	D	E	F
1		P95 - t_1	P96 - t_2	P97 - Total Deformation Maximum (mm)	P98 - Solid Mass (kg)	P99 - Maximum Principal Stress Maximum (MPa)
2	Optimization Study					
3	Objective	Minimize	Minimize	Values <= Target	Minimize	Values <= Target
4	Target Value			0.025		150
5	Importance	Default	Default	Default	Default	Default
6	Candidate Points					
7	Candidate A	★★ 8.9625	★★★ 2.0489	⇒ 0.024672	★★ 0.5086	★★ 66.878
8	Candidate B	★★ 8.5825	★★★ 2.7208	⇒ 0.024393	★★ 0.51036	★★ 77.082
9	Candidate C	★★★ 8.2525	★ 3.1895	⇒ 0.0245	★★ 0.50842	★★ 85.83

6.3.5. Optimizasyon sonuçlarının değerlendirilmesi

6.3.5.1. Ağırlık ve toplam yer değiştirme etkileşimi

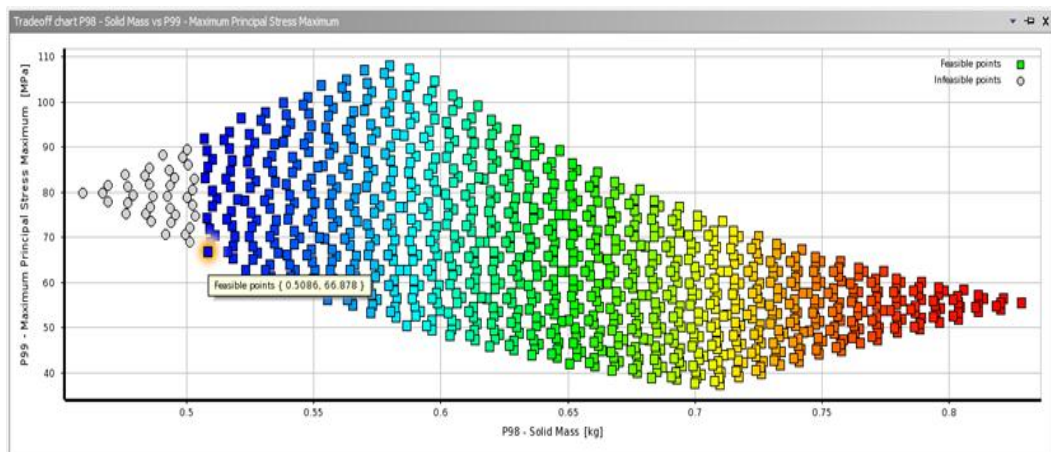
Karar için ANSYS WB'den ağırlık ve toplam yer değiştirme arasındaki değişimin grafiği alındı. Bu grafikte en ideal eşleşme yeşil olan bölgedir (Şekil 6.7).



Şekil 6.7. Ağırlık ve toplam yer değiştirme etkileşimi

6.3.5.2. Ağırlık ve asal gerilme etkileşimi

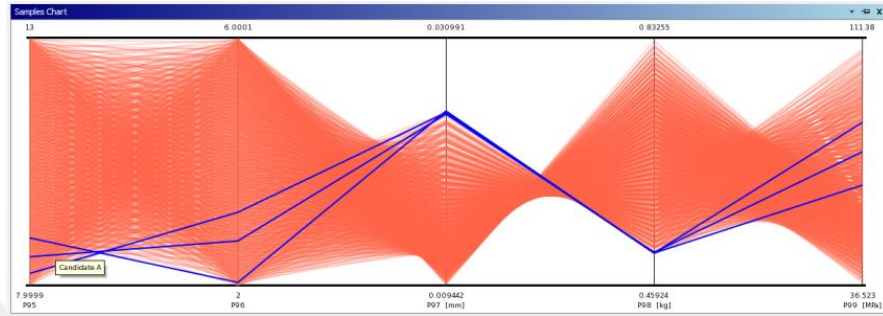
Karar için ANSYS WB'den toplam ağırlık ve asal gerilme arasındaki değişimin grafiği alındı. Bu grafikte en ideal eşleşme yeşil olan bölgedir (Şekil 6.8).



Şekil 6.8. Ağırlık ve asal gerilme etkileşimi

6.3.5.3. İdeal sonucun grafikte gösterilmesi

ANSYS WB verdiği üç sonucun grafiklerle karşılaştırılmış olarak, görsel bir şekilde karşılaştırılmasını verir. Optimizasyonu gerçekleştirilebilmesi için görsel destek önemlidir (Şekil 6.9).



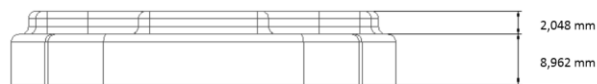
Şekil 6.9. Optimimum sonuçların grafikte gösterilmesi

6.4. Optimizasyonun Sonucu

Optimizasyonun sonucuna ulaşılabilmesi, karar verilebilmesi için ANSYS WB çeşitli grafikler vermektedir. Bu grafiklerden faydalanarak karar verilmektedir.

Ayrıca günümüz rekabet piyasasında maliyetlerde son derece önemlidir. Ağırlıklar maliyetlerle doğru orantılı olacağından ağırlığın düşük, dayanımın da yeterli seviyede olduğu örneği seçmek çalışmayı ticari anlamda da başarılı kılacaktır.

Yapılan analiz ve optimizasyon çalışması sonucunda; Tablo 6.1'de gösterilen Candidate A, pompa kapağı için en uygun örnek olacaktır. Optimimum kalınlık sonuçları; $t_1 = 8,962$ mm. ve $t_2 = 2,048$ mm. olarak ortaya çıkmıştır (Şekil 6.10).



Şekil 6.10. Optimimum sonuç

BÖLÜM 7. DENEYSEL ÇALIŞMA

7.1. Testlerin Amacı

Bilgisayar ortamında yapılan analizler sonucunda veya bazı mukavemet hesapları yaparak kesin sonuca varmak ve bu sonuçları test etmeden saha da kullanmak ticari açıdan oldukça büyük bir risktir. Saha da her zaman kontrol edilemeyen parametreler olma ihtimali vardır. Bu durumları göz önünde bulundurularak yapılan teorik çalışmaları laboratuvar ortamında, saha şartlarında test etmek gereklidir.

Bu nedenle çalışmada yapılan hesaplama ve ardından varılan optimum sonucun doğruluğunu kanıtlamak için pompa kapağı statik ömür ve performans testlerine tabi tutuldu.

7.2. Testlerin Yapılışı

Pompa kapağının kullanıldığı pompa öncelikle belirli devir, basınç, sıcaklık gibi sınır şartlarında fonksiyon (performans) testine tabii tutuldu, verim değerleri alındı ve statik ömür testi sonrası pompa tekrar fonksiyon (performans) testine tabii tutuldu. Statik ömür testi öncesi ile sonrası verim değerleri karşılaştırıldı, pompanın hidrolik olarak belirli sınırlar içinde fonksiyonel kaybı olup olmadığı tespit edildi. Testin doğrulanması kısmında ise pompa kapak yüzeyi çatlak kontrolüne tabii tutularak kapakta çatlama ve kırılma gibi deformasyon olup olmadığı kontrol edildi.

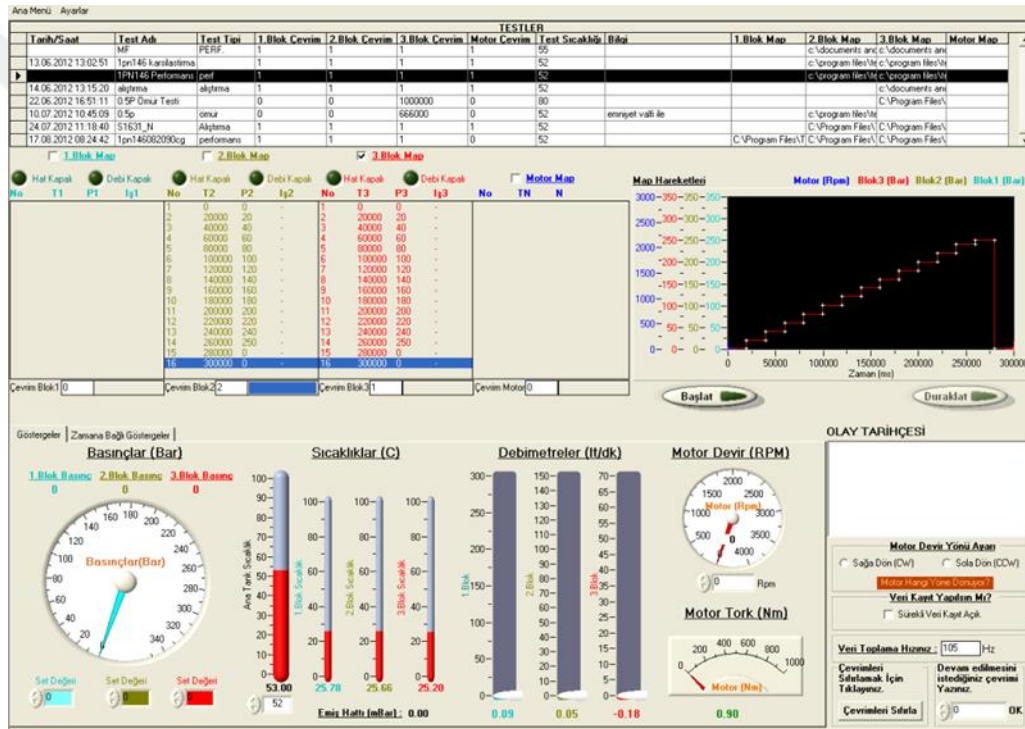
7.2.1. Fonksiyon (Performans) testi

Pompaların performans testleri pompanın veriminin anlaşılması ve üretilen pompanın doğrulanması için yapılır. Pompa basınçsız durumdan, pompanın maksimum çalışma

basıncına kadar olan aralıkta, eşit aralıklarla basınçlandırılır ve her basınç kademesinde debisi debimetreden okunur. Okunan debi pompanın teorik debisine bölünerek verim bulunur ve pompanın performansı elde edilmiş olur.

7.2.1.1. Test programı

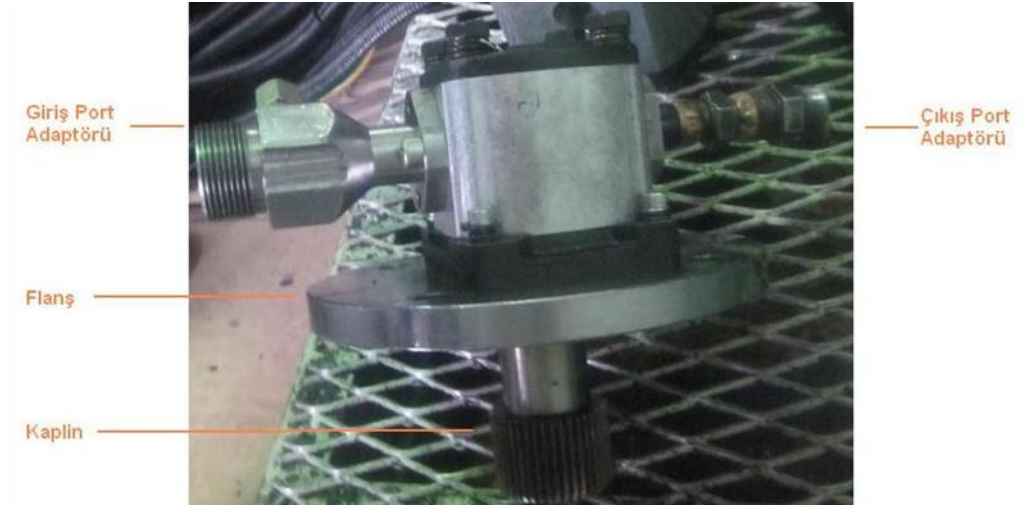
Pompa test tezgahının programı yardımıyla istenen motor devrini, basıncı, sıcaklığı, dönüş yönünü ve süreyi kontrol altında tutmak mümkündür. Bu parametreler kullanılarak pompaya performans ve ömür testleri uygulanır (Şekil 7.1).



Şekil 7.1. Test programı

7.2.1.2. Test düzeneği

Pompa test tezgahına uygun bir flanş yardımıyla bağlanır. Tezgahtın torku kaplin vasıtasıyla pompaya iletilir. Gerekli debiyi tanktan pompaya aktarmak için hidrolik hortum bağlantıları pompa girişi ve çıkışına adaptörler ile bağlanır (Şekil 7.2).



Şekil 7.2. Test düzeneği

7.2.2. Statik ömür testi

Optimum kalınlık sonuca ulaşılan kapak ve pompanın tüm alt parçaları ile montaj yapılan pompa tahrik edilmeden maksimum 280 bar basınçta yani 28 MPa basınçta test edildi. Standartlara göre uygulanan basınç ile birlikte pompa basınçlanma çevrimi 1.000.000 çevrime ulaşırsa kapak testi tamamlanmış olur [16]. Bu standart sürekli bir çevrim altında basınca maruz kalan kapalı alanlı hidrolik akışkan gücü kullanılan parçalarda yapılan ömür testini kapsamaktadır. Testin başarılı olabilmesi iç ve dış kaçak olmamalı, ayrıca optimizasyonu yapılan kapakta çatlama ve kırılma gibi deformasyon görülmemelidir.

7.2.2.1. Test odası

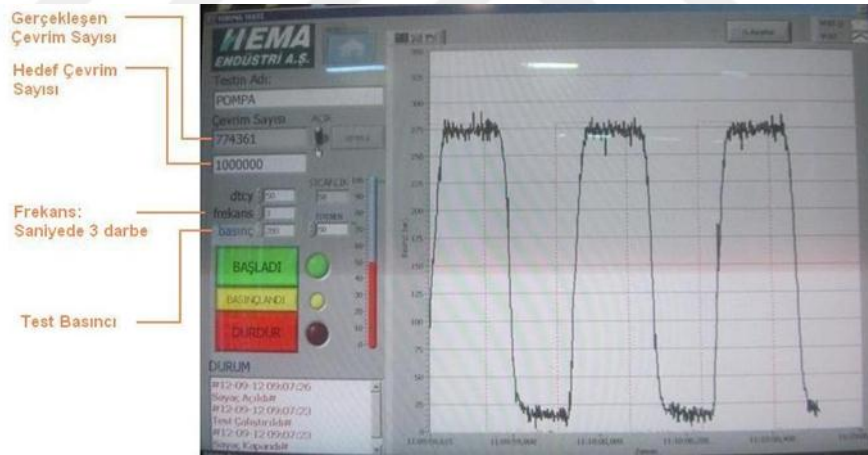
Testler yüksek basınçta yapılacağı için test ortamı işçi sağlığı ve güvenliğine uygun olacak şekilde yapılmalıdır. Bu nedenle testler kapalı tezgahta ve kapalı bir oda içerisinde, bilgisayar ortamından yönetilerek yapıldı (Şekil 7.3).



Şekil 7.3. Test odası

7.2.2.2. Test programı

Test şartları (basınç, sıcaklık, frekans, hedeflenen çevrim sayısı) bilgisayar ortamında belirlenerek test gerçekleştirilir (Şekil 7.4).



Şekil 7.4. Test programı

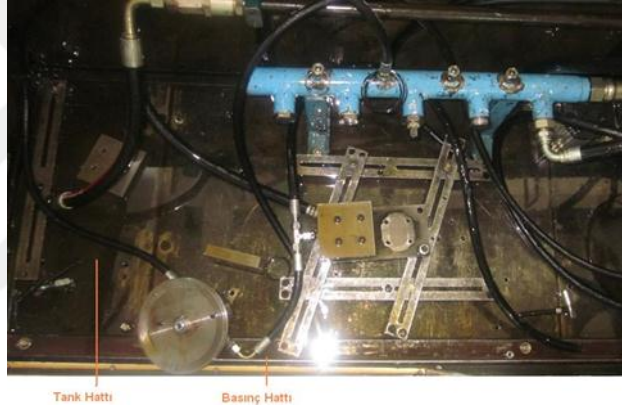
7.2.2.3. Test tezgahı ve düzeneği

Test yüksek basınçta yapıldığı için iş güvenliği nedeniyle test tezgahının etrafı kapalı durumdadır (Şekil 7.5).



Şekil 7.5. Test tezgahı

Test edilen parçaların basıncın etkisiyle tezgah içerisinde kontrolsüzce hareket etmemesi için, tezgahın zemininde parça bağlanması amacıyla kullanılan bağlayıcı yataklar mevcuttur (Şekil 7.6).

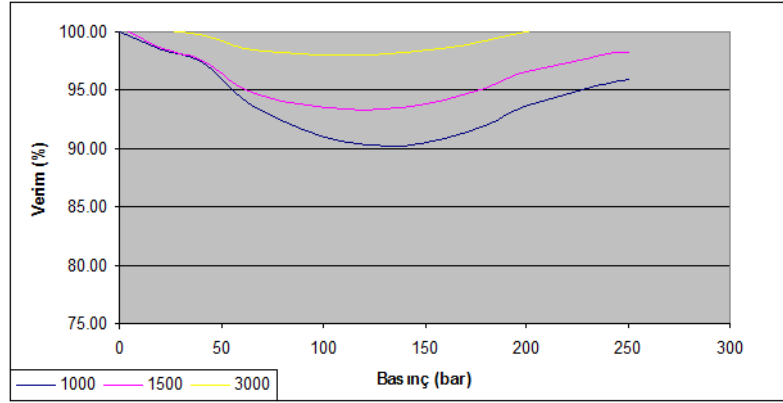


Şekil 7.6. Test düzeneği

7.3. Test Sonuçları

7.3.1. Statik ömür testi öncesi fonksiyon (Performans) test sonuçları

Statik ömür testi öncesinde yapılan 1000, 1500 ve 3000 dev/dak'daki performans test sonuçlarına göre elde edilen verim eğrileri belirtilen devirlerde 120 saniye içerisinde pompanın basınçsız durumdan maksimum basınca çıkarılmasıyla elde edilmektedir (Şekil 7.7).



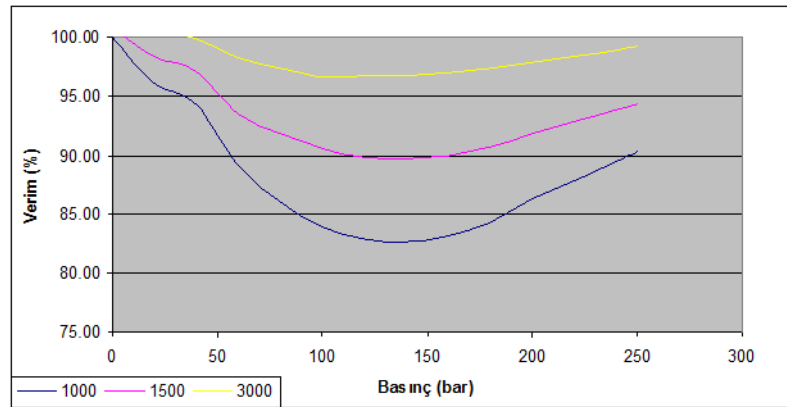
Şekil 7.7. Ömür testi öncesi verim değerleri

7.3.2. Statik ömür test sonuçları

Optimum kalınlık sonuca ulaşılan kapak ve pompanın tüm alt parçaları ile montaj yapılan pompa maksimum 280 bar basınç altında 1.000.000 çevrimi tamamlayana kadar test edildi.

7.3.3. Ömür testi sonrası fonksiyon (Performans) test sonuçları

Ömür testi öncesi ile aynı şartlarda yapılan ömür testi sonrası performans test sonuçlarına göre 1000, 1500 ve 3000 dev/dak'da elde edilen verim eğrileri aşağıdadır. (Şekil 7.8)

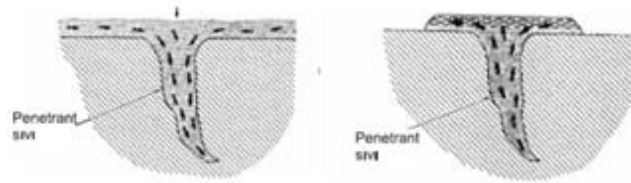


Şekil 7.8. Ömür testi sonrası verim değerleri

7.4. Testin Doğrulanması

7.4.1. Yüzey çatlak metodu

Sıvı Penetrant Muayene Yöntemi malzeme ve imalatların tahribatsız yüzey kontrolünde en yaygın kullanılan, pratik ve güvenilir metotlardan biridir (Şekil 7.9).



Şekil 7.9. Sıvının yüzey süreksizliklerine penetrasyonu ve yüzeye çıkımı

Sıvı Penetrant ile muayene yöntemi sıvıların kapilarite (kılcallık) özelliğine dayalı bir yöntemdir. Penetrant test parçasının yüzeyine uygulanır, sıvının yüzeydeki süreksizliğin içerisine girebilmesi (penetre edebilmesi; penetrant kelime anlamıyla girici, nüfuz edici demektir) için yeterli bir süre beklenir ve parçanın yüzeyi temizlenir. Ardından geliştirici maddenin (developer) uygulanmasıyla sıvı ters kılcallık olayı ile dışarı çıkarak penetrantın yüzeyde belirmesini sağlar. Böylelikle yüzeyde normalde gözle görülemeyen kusurlar, görülebilir hale getirilmiş olur [17]. Yüzey çatlak kontrol adımları görsel olarak aşağıda sıralanmıştır (Şekil 7.10).

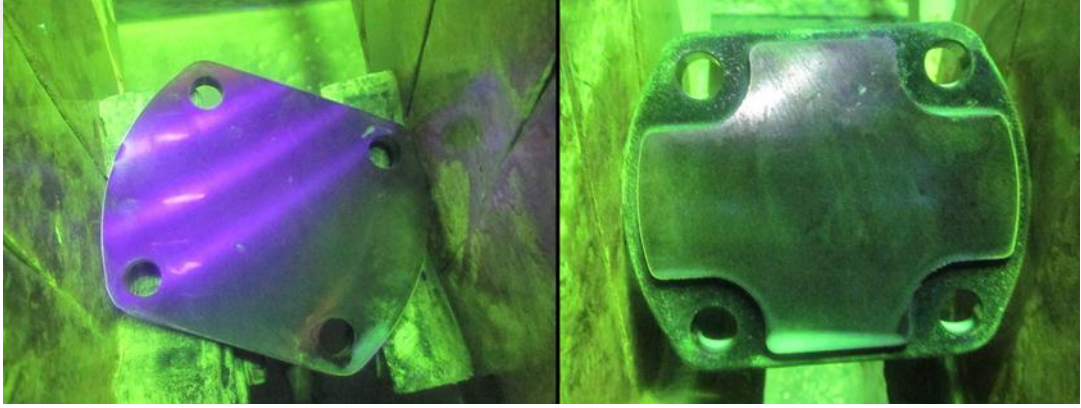


Şekil 7.10. Yüzey çatlak kontrol adımları

7.4.2. Yüzey çatlak kontrolü

İlk çatlak kontrolü statik ömür testinin ortasında (500.000 çevrim) sonunda kontrol amaçlı yapıldı. Ara kontrol sonucunda kapakta herhangi bir çatlak görülmediğinden teste devam edildi.

Son kontrol, statik ömür (1.000.000 çevrim) ve ömür testi sonrası yapılan performans testleri sonunda yapıldı. Elle gözle ve sıvı penetrant muayene yöntemiyle yapılan kontrollerde, pompa kapağında herhangi bir deformasyona rastlanmadı (Şekil 7.11).



Şekil 7.11. Yüzey çatlak kontrolü

BÖLÜM 8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

8.1. Sonuçların Karşılaştırılması

Yapılan sonlu elemanlar analizi ve optimizasyon çalışmasının ardından deneysel testler yapıldı. Bu testler statik ömür ve fonksiyon testleri olup, ömür testi öncesi ve sonrası yapılan performans testlerinde elde edilen verim değerleri karşılaştırıldı. Verim kaybının izin verilen maksimum %10 fark değerleri arasında olduğu görüldü. Değişen kapak kalınlığının, ürünün ömür testi sonrası performansına olan etkisi kabul edilen bu sınırlar içerisinde kalmaktadır.

Deneysel testlerden sonra görsel ve sıvı penetrant yöntemiyle fiziksel kontroller yapıldı. Yapılan kontrollerin ardından kapakta herhangi bir deformasyon gözlenmediğinden optimizasyon çalışması doğrulandı.

Hidrolik dişli pompa kapağının optimizasyon çalışmasında, başlangıç ve optimizasyon durumuna ait değerler aşağıda verilmiştir (Tablo 8.1).

Tablo 8.1. Başlangıç ve sonuç

	t_1(mm)	t_2(mm)	Asal Gerilme (MPa)	Maksimum Yer Değiştirme(μ m)	Ağırlık (g)
Başlangıç Durumu	13	6	55,353	9	832
Optimizasyon Durumu	8,976	2,048	66,878	24	508

8.2. Öneriler

Hidrolik dişli pompa kapağı kalınlık optimizasyonu sonucu edilen yeni ölçülerdeki kapak üretilerek doğrulandı. Bundan sonra hedef pompa gövdesi ve pompa ön

kapağına da kalınlık optimizasyonu uygulanarak en az malzeme sarfiyatıyla ihtiyacı karşılayabilecek ürünler elde etmeyi amaçlamak olmalıdır.

Pompalar dinamik çalışan ürünler oldukları için yapılan tüm bu sonlu elemanlar analizleri ve optimizasyon çalışmalarının ardından, yapılan çalışmalar dinamik testler ile doğrulanmalıdır. Ancak dinamik test tezgahlarının yoğunluğundan dolayı testler gerçekteştirilememiştir.

Bu sebeple bir sonraki aşama olarak, dinamik testlerin üniversite bünyesinde üretilecek manual kontrollü bir dinamik test tezgahı ile yapılması planmaktadır.



KAYNAKLAR

- [1] MMO 2001/292, “Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikler”, 1. Baskı, Yapım Tanıtım Yayıncılık, 2001.
- [2] Sever, E., “Temel Hidrolik”, 2. Baskı Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları, 1994.
- [3] Karabıyık, A., “Dişli Pompalar”, Makine ve Mühendis, cilt 22, sayı: 253, 1978.
- [4] Dikici, A., “Pozitif ve Negatif Tahsisli Dişlilerin Dişli Pompa Verimi Üzerine Olan Etkilerinin Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 1996.
- [5] Başaran, A., “Eşdeğer Devir Sayısında Dönen İmalatı Gerçekleştirilmiş Helis ve Düz Dişli Pompaların Karakteristikleri ve Mukayesesi”, Yüksek Lisans Tezi, Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 1986.
- [6] Hema End. AŞ., “Ürünler-Pompalar”, <http://www.hemaendustri.com.tr>. 03,05,2015.
- [7] Canbulut, F., “Yüksek Basıncılı Pompalarda İç Akışkan Kaçağı, Tahrik Momenti ve Elastik Deformasyonların Teorik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri, 1986.
- [8] Karacan, İ., “Endüstriyel Hidrolik”, 4. Baskı, Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası, 1987.
- [9] Fetvacı, C., “Düz Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellenmesi ve Gerilmelerin İncelenmesi”, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2001.
- [10] Erdem, S., S., “Düz Dişli Çarklarda ANSYS Sonlu Elemanlar Paket Programı ile Gerilme Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1996.
- [11] Çalık, A., “ANSYS ve Uygulamaları”, Bitirme Tezi, Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Zonguldak, 2004.

- [12] Akhoroz, E., “ANSYS Programı ile Dizayn Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 1999.
- [13] Sipahi, E., “Dip Klepesinin ANSYS ile Dizayn Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2004.
- [14] EN 1563, “Founding - Spheroidal graphite cast irons”, December 2011.
- [15] ANSYS Workbench Products Release Notes For V.13.0, 2011.
- [16] ISO 10771-1:2002(E) “Hidrolik Akışkan Gücü - Basınç Altında Çalışan Metal Muhafazaların Yorulma Basıncı Deneyi”, 2002.
- [17] Tepe, E., “Yüzey Tahribatsız Muayene Notları”, Makine ve Mühendis, cilt 50, sayı:597.

ÖZGEÇMİŞ

Cüneyt Kurnaz, 1976 da Çorlu' da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Kocaeli'de tamamladı. 1995 yılında Kocaeli Anadolu Teknik Lisesi, Makine Bölümünden mezun oldu. 1997 yılında Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümüne girdi ve 2001 yılında mezun oldu. 2003 yılından beri özel sektörde görev yapmaktadır.

