



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



YÜKSEK LİSANS TEZİ

**500 BAR ÇALIŞMA BASINÇLI SU JETİ MAKİNESİ
TASARIMI VE İMALATININ İYİLEŞTİRİLMESİ**

Barış KAHVECİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

Danışman

Prof. Dr. M.Hüsnü DİRİKOLU

Şubat, 2015

İSTANBUL

Bu çalışma .25./02./ 2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Makine Mühendisliği programında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

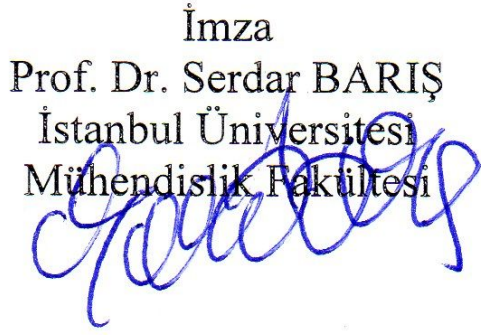
Tez Jürisi:



İmza
Prof. Dr. M.Hüsnü DİRİKOLU (Danışman)
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi



İmza
Prof. Dr. Cevat Erdem İMRAK
İstanbul Teknik Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi



İmza
Prof. Dr. Serdar BARIŞ
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi



İmza
Doç. Dr. Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi



İmza
Doç. Dr. Banu KÖRBAHTİ
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında bilgi birikimi ve tecrübesi ile beni yönlendiren, desteğini eksik etmeyen tez danışmanım Prof. Dr. M.Hüsnü DİRİKOLU' a teşekkür ederim.

Şubat,2015

Barış KAHVECİ

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİL LİSTESİ	v
TABLO LİSTESİ	viii
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ	ix
ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
2. GENEL KISIMLAR	3
2.1. LİTERATÜR TARAMASI.....	3
2.2. SU JETİ MAKİNESİNİN DÜZENEGİ.....	8
2.2.1. Üçlü Resiprokan Pompa.....	8
2.2.2. Titreşim Sönümleyici	10
2.2.3. Tahliye (Unloader) Valfi	12
2.2.4. Basınç Rahatlatma Valfi	12
2.2.5. Devreye Göre Özel Elemanlar	13
2.3. POMPA ÇEŞİTLERİ VE NEDEN RESİPROKAN POMPA	15
2.3.1. Kanatlı Pompa	15
2.3.2. Dişli Pompa	17
2.3.3. Eksenel Pistonlu Pompa.....	19
2.3.4. Neden Resiprokan Pompa.....	22
2.4. RESİPROKAN POMPANIN ÖZELLİKLERİ.....	23
2.4.1. Pompada Deplasman ve Kapasite Kavramı	23
2.4.2. Pompada Emme Basıncı, Basma basıncı ve Diferansiyel Basınç	25
2.4.3. Pompada Kayma (Slip) Kavramı	25
2.4.4. Pompada Hacimsel Verim Kavramı	25
2.4.5. Giriş Gücü, Çıkış Gücü ve Mekanik Verim	26
2.4.6. Pompa Verimi	27
2.4.7. Pistonun Kesit Alanı Ve Strok	27

2.4.8. Piston Yüğü	28
2.4.9. Pistonun Hızı	29
2.5. BİYELİN İNCELENMESİ	30
2.5.1. Biyelin Tanımı	30
2.5.2. Biyel Kolunda Oluşan Kuvvetler	31
2.5.3. Biyelin Kinematiğı	33
2.5.3.1. Piston Pernosu Etrfindaki Dönme Hareketi	33
2.5.3.2. Pistonun Gidip Gelme Hareketi (Resiprokan Hareket)	35
3. MALZEME VE YÖNTEM	38
3.1. OPTİMİZASYONUN İLK AŞAMASI : STROK-PİSTON ÇAPI SEÇİMİ	38
3.1.1. Biyelin Geometrik ve Malzeme Özellikleri	38
3.1.2. Örnek Strok-Krank Çap Değerlerinin Ortaya Atılması	39
3.1.3. Piston Yüklerinin Hesaplanması	40
3.1.4. Cıvata Önderilme Kuvvetinin Hesaplanması	41
3.1.5. Analizin Gerçekleştirilmesi	42
3.1.5.1. Analiz Şeması Ve Krank- Biyel Mekanizmasındaki Montoj İlişkileri	42
3.1.5.2. Sonlu Elemanlar Ağının Oluşturulması	44
3.1.5.3. Sınır Şartlarının Girilmesi	46
3.2. OPTİMİZASYONUN 2. AŞAMASI : BİYEL AĞIRLIK OPTİMİZASYONU	48
3.3. OPTİMİZASYONUN 3. AŞAMASI: MUHAFAZA MALZEME SEÇİMİ	49
4. BULGULAR	52
4.1. OPTİMİZASTONUN İLK AŞAMASININ BULGULARI	52
4.1.1. İlk Modeldeki Transient Analizde Biyel Koluna Ait Sonuçlar	54
4.1.2. İkinci Modeldeki Transient Analizde Biyel Koluna Ait Sonuçlar	55
4.1.3. Üçüncü Modeldeki Transient Analizde Biyel Koluna Ait Sonuçlar	56
4.1.4. İlk Modeldeki Transient Analizde Krank Miline Ait Sonuçlar	57
4.1.5. İkinci Modeldeki Transient Analizde Krank Miline Ait Sonuçlar	58
4.1.6. Üçüncü Modeldeki Transient Analizde Krank Miline Ait Sonuçlar	59
4.2. OPTİMİZASYONUN İKİNCİ AŞAMANIN BULGULARI	60
4.2.1. Eniyileştirilmiş Biyelin Transient Gerilme Analizi Sonuçları	60
4.2.2. Eniyileştirilmiş Biyelin Yorulma Analizi	61
4.2.3. En iyileştirilmiş Biyel İle Elde Edilen Ağırlık Azalışı	62
4.3. OPTİMİZASYONUN ÜÇÜNCÜ AŞAMANIN BULGULARI	63
4.2.1. Muhafazadaki Statik Yapısal Analiz	63

4.2.2. Muhafazadaki Yorulma Analizi	64
5. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	65
KAYNAKLAR.....	66
EKLER.....	67
ÖZGEÇMİŞ.....	68

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 2.1: su jetinin hidrolik devresi	8
Şekil 2.2: Pinli krank mili	9
Şekil 2.3: Eksantrik makaralı krank mili	9
Şekil 2.4: Üçlü Resiprokan pompa	10
Şekil 2.5: Diyaframlı Biriktiriciyi simgeleyen bir çizim	10
Şekil 2.6: Diyaframlı Biriktirici	11
Şekil 2.7: Tahliye valfi ve Basınç rahatlatma valfi	13
Şekil 2.8: Yüzey temizlemek için kullanılan bir su jetinin devresi	14
Şekil 2.9: Kanatlı pompa	15
Şekil 2.10: Kanatlı pompanın hareketi	16
Şekil 2.11: Kanatlı pompanın elemanları	16
Şekil 2.12: Basınç duyarlı ve basınç duyarsız değişken debili pompa	17
Şekil 2.13: Dıştan dişli pompada hareket	17
Şekil 2.14: İçten dişli pompa	18
Şekil 2.15: Gretor pompa	19
Şekil 2.16: Eksenel pistonlu pompa	20
Şekil 2.17: Eksenel pistonlu pompanın elemanları	20
Şekil 2.18: Eksenel pistonlu pompada hareket	21
Şekil 2.19: Değişken debili eksenel pistonlu pompa	21
Şekil 2.20: Resiprokan pompalarda piston konum ve sayısına göre akış karakteristiği	24
Şekil 2.21: r faktörünün tanımlayan bir çizim	26
Şekil 2.22: Strok ve piston alanını tanımlayan bir çizim	28
Şekil 2.23: Krank pinli krank modeli	28

Şekil 2.24: İçten yanmalı motor biyeli	30
Şekil 2.25: Su Pompası Biyeli	31
Şekil 2.26: 4 noktanın 2 noktaya indirgenmesi	31
Şekil 2.27: Krank-biyel mekanizması	32
Şekil 2.28: Biyelin krank açısına bağlı açısal hızı	34
Şekil 2.29: Biyelin krank açısına bağlı açısal ivmesi	34
Şekil 2.30: Krank-biyel mekanizmasındaki uzunluklar	35
Şekil 2.31: Pistonun krank açısına bağlı hızı	36
Şekil 2.32: Pistonun krank açısına bağlı ivmesi	36
Şekil 3.1: Biyel kolunun geometrik ölçüleri	38
Şekil 3.2: Ansys zamana bağlı analiz işlem şeması	42
Şekil 3.3: Parça geometrileri arasındaki montaj bağlantıları	43
Şekil 3.4: Workbench’de krank-biyel mekanizması	44
Şekil 3.5: Krank-biyel mekanizmasına atanan sonlu elemanlar ağı	45
Şekil 3.6: Sınır şartlarının girilmesi	46
Şekil 3.7: Sırasıyla ilk modelde 1. 2. ve 3. pistonlara girilen piston yükleri	47
Şekil 3.8: Cıvata öngerilme kuvvetinin uygulanışı	48
Şekil 3.9: Biyelde ağırlık optimizasyonu yapılacak bölgeler	48
Şekil 3.10: Muhafaza kapağı geometrisi	49
Şekil 3.11: Muhafaza için sınır koşulları	51
Şekil 4.1: İlk modelin analiz yakınsama grafiği	52
Şekil 4.2: İlk modeldeki biyel için maksimum gerilme-zaman yakınsama grafiği	53
Şekil 4.3: İlk modelde biyel kolundaki maksimum gerilme dağılımı	54
Şekil 4.4: İlk modelde biyeldeki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği	54
Şekil 4.5: İkinci modelde biyel kolundaki maksimum gerilme dağılımı	55
Şekil 4.6: İkinci modelde biyeldeki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği	55
Şekil 4.7: Üçüncü modelde biyel kolundaki maksimum gerilme dağılımı	56
Şekil 4.8: Üçüncü modelde biyeldeki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği	56

Şekil 4.9: İlk modelde krank milindeki maksimum gerilme dağılımı	57
Şekil 4.10: İlk modelde kranktaki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği	57
Şekil 4.11: İkinci modelde krank milindeki maksimum gerilme dağılımı	58
Şekil 4.12: İkinci modelde kranktaki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği...	58
Şekil 4.13: Üçüncü modelde krank milindeki maksimum gerilme dağılımı	59
Şekil 4.14: Üçüncü modelde kranktaki maks. gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği	59
Şekil 4.15: Ağırlık optimizasyonu tamamlanmış biyedeki maksimum gerilme dağılımı	60
Şekil 4.16: En iyileştirilmiş biyel geometrisinin zamana göre maksimum gerilme değerlerinin yakınsama grafiği	61
Şekil 4.17: En iyileştirilmiş biyel geometrisi kullanılarak gerçekleştirilen yorulma analizinde tespit edilen 109 çevrimdeki güvenlik katsayıları	61
Şekil 4.18: En iyileştirilmiş biyel geometrisi	62
Şekil 4.19: Muhafazanın tüm bölgelerindeki gerilme dağılımı	63
Şekil 4.20: Muhafazanın akış hacmi yüzeyindeki gerilme dağılımı	63
Şekil 4.21: Akış hacminin yüzeyindeki yorulma güvenlik faktörleri	64

TABLO LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 2.1: pompaların çalışma debi ve basınç aralıkları	22
Tablo 3.1: C95510 alaşımının özellikleri	39
Tablo 3.2: Piston çapı baz alınarak seçilen ilk 5 örnek için strok değerleri	39
Tablo 3.3: Optimizasyonun ilk aşamasında kullanılacak 3 örnek model	40
Tablo 3.4: Seçilen piston çaplarına denk gelen piston yükleri	40
Tablo 3.5: Muhafaza için kullanılacak malzemelerin özellikleri	50

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
A	: Alan, mm ²
V	: Hız
a	: İvme
F	: Kuvvet
m	: Kütle
P	: Basınç
w	: Açısal hız
lt	: Litre
dk	: Dakika
mm	: Milimetre
h	: Saat
rpm	: Devir/dakika
R _{P0,2}	: Akma mukavemeti
B	: Sıvıların sıkıştırılabilirlik faktörü
R	: Pompa geometrisine ait bir faktör
S	: Strok uzunluğu
n	: Krank milinin dönme hızı
D	: Deplasman, resiprokan pompadaki ideal debi
η	: Verim
Q	: Kapasite, resiprokan pompadaki gerçek debi
μ'	: Üçgen profil cıvatada sürtünme katsayısı
ρ'	: Üçgen profil cıvatada sürtünme açısı
Q	: Kapasite, resiprokan pompadaki gerçek debi

Kısaltmalar

Tez çalışması boyunca hiçbir kısaltma kullanılmamıştır.

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

500 BAR ÇALIŞMA BASINÇLI SU JETİ MAKİNESİ TASARIMI VE İMALATININ İYİLEŞTİRİLMESİ

Barış KAHVECİ

İstanbul Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Prof. Dr. M.Hüsnü DİRİKOLU

Su jeti teknolojisi, endüstride kesme, yüzey işleme, yüzey temizliği vb. işlemlerde kullanılmaktadır. Su jeti sisteminde oluşan değişken yüksek debi ve basınçtan dolayı, makine elemanlarının sıra dışı çalışma şartlarına maruz kaldığı ve kısa sürelerde hasara uğradığı endüstriden yapılan geribildirimlerden anlaşılmaktadır. Bu geribildirimler su jetinin gerilme ve ağırlık yönünden optimizasyona ihtiyacı olduğunu gösterir.

Su jeti makinesi ağırlığının önemli kısmını resiprokan pompanın ağırlığı oluşturur . Resiprokan pompanın ağırlık optimizasyonu ise güç aksamı ve pompa muhafazası için ayrı ayrı uygulanır. Bu çalışmada krank-biyel mekanizmasının ağırlık optimizasyonu ve pompa muhafazasının malzeme optimizasyonu yapılmıştır. Tüm optimizasyonlar için Ansys programını kullanılmıştır.

Çalışma öncelikle basıncın 500 Bar ve debinin 16 lt/dk olduğu çalışma şartlarında biyele uygun strok-piston çapı değerinin optimizasyonu ile başlamıştır. Bu optimizasyon biyeldeki ve kranktaki gerilmeler ile yorulma ömrü değerlerine göre yapılmıştır. Çalışmanın sonunda muhafaza döküm kalıbının mevcut olduğu ve dolayısıyla geometrisinin sabit tutulduğu durum için malzeme optimizasyonu yapılmıştır.

Şubat 2015, 81 sayfa

Anahtar kelimeler: Resiprokan, biyel, optimizasyon, su jeti, muhafaza

SUMMARY

M.Sc.THESIS

MANUFACTURING OF A 500 BAR OPERATING PRESSURE WATER-JET MACHINE AND DESIGN OPTIMISATION

Barış KAHVECI

İstanbul University

Institute of Graduate Studies in Science and Engineering

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Prof. Dr. M.Hüsnü DIRIKOLU

Waterjet technology is used in processes such as industrial cutting, surface processing, surface cleaning etc. It is understood with the feedbacks from industry back due to instable high flow rate end pressure, the part of the machine are exposed to unusual working conditions and they are damaged in in short durations. These feedbacks indicate that the water jet needs optimization in stress and weight.

The essential part of the waterjet machine's weight consists of the weight of the reciprocating pump. The optimization of reciprocating pump weight is processed separately for the crank-slider mechanism and pump housing. In this study the weight optimization of connecting rod and material of pump housing were done. Ansys programme was used for all optimizations

Firstly the study started with the optimization of stroke- diameter of piston which is suitable for the connecting rod in working conditions in which the pressure is 500 Pa and the flow rate is 16 lt/dk. This optimization was made according to fatigue life values with the stresses in crank and connecting rods. At the end of the study material optimization was made for the condition in which the housing mould is available therefore its geometry is kept stable

February 2015, 79 pages

Keywords: Reciprocating, connecting rod, optimization, waterjet, housing

1. GİRİŞ

Su jeti ile yüzey temizleme ve kesme, endüstriyel amaçlı malzemelerdeki gelişmelere paralellik gösterecek şekilde, bilinen tüm malzemelerin özellikle de işlenmesi güç malzemelerin işlenmesinde etkili bir yöntem olarak kullanılmaktadır. Su jeti makinelerinin esası; bir basınç artırıcıda basıncı artırılan suyun, bir lüleden geçirilerek çok yüksek hızlara ulaştırılması ve yüksek hızlara çıkarılan bu su jeti hüzmelerinin malzeme yüzeyinde erozyon aşındırma sağlamasıdır.

Su jetlerinin yüksek hızlara ulaşabilmesi devresindeki suya yüksek basınç uygulamasından kaynaklanır. Bu yüksek basınç ihtiyacı haliyle dayanıklı bir pompa tasarımını zorunlu kılar. Çünkü pompada yüksek basınçlı suyun sebep olduğu yük çok büyük değerlere ulaşacak ve pompanın güç aksamını basma gerilmeleriyle zorlayacaktır. Aynı zamanda krank milinin dönüş hızından kaynaklanan atalet kuvvetleri de bu zorlamaya katılacak ve ortaya çözülmesi gereken çok karmaşık bir analiz çıkaracaktır.

Eğer su jeti makinalarının düşük ağırlıklı ve dayanıklı üretilmesi isteniyorsa güç aksamındaki karmaşık yüklemenin dikkate alındığı bir optimizasyon süreci işletilmelidir. Bu çalışmada pompa olarak resiprokan pistonlu pompa esas alınmış olup, pompadaki krank-biyel mekanizması oluşturulup piston yükü, atalet kuvvetleri ve civata ön gerilme kuvveti mekanizmaya girilerek bahsi geçen karmaşık yükleme sağlandı. Girilen bu kuvvetlerle statik ve zamana bağlı dinamik analiz şemaları ANSYS programında oluşturuldu. Bu şemalar her optimizasyon sürecinde gerekli değer değişiklikleri yapılarak 7 defa kullanıldı. Özellikle dinamik optimizasyon analizlerinin üzerinde gerçekleştirildiği Intel i7 işlemcili ve 12 GB RAM ile 1GB GT650M ekran kartına sahip bilgisayarda hesaplama süresinin 12 saati bulduğu gözlemlenmiştir.

Burada analizin bir zorluğundan bahsedilmelidir. Krank biyel mekanizmasının üçlü modelinin karmaşık geometrik yapısını (1 krank, 3 biyel, 3 piston, 2 civata) ifade edebilecek dinamik analizin doğru sonuçlar vermesi için teknik özellikleri güçlü bir bilgisayara veya süper bilgisayara ihtiyaç olduğu görülmüştür. Elde edilen grafiklerdeki

geçişlerin düzgünleştirilmesi, sonlu elemanlar ağındaki eleman sayısının azaltılması ve adım sayısının düşük tutulması yaklaşımlarıyla bilgisayar performans ihtiyacı asgari düzeye çekilmiştir.

2. GENEL KISIMLAR

2.1. LİTERATÜR TARAMASI

Son yıllarda yapılan araştırmalara göre su jeti makinesinin optimizasyonunun çok karmaşık bir işlem olduğu fark edilmiştir. Yapılan bazı araştırmalara göre sadece su jeti lülesinin performansını etkileyen parametre sayısı yirmiye yaklaşmıştır. Tüm bu değişken fazlalığı göz önüne alındığında su jetinin optimizasyonunun ne kadar karmaşık bir süreç olduğu daha iyi anlaşılır.

Su jeti makinesinin fazla eleman içermesi ve her elemanında performansı etkileyen pek çok değişken içerdiği düşünülürse her parametre için yapılan araştırmaların burada değinilmesi mümkün olmadığı görülebilir. Bu yüzden su jeti optimizasyonu ile ilgili en önemli çalışmalardan birkaç tanesine seçilip aşağıdaki gibi özetlenmiştir.

Pai (1996) çalışmasında yorulma ömrünü bir kısıt fonksiyonu olarak kabul etmiş ve biyel şeklinin optimizasyonu buna göre gerçekleştirmiştir. Çalışmada yorulma ömrünü çatlak başlangıcı ve çatlak ilerleme ömürlerinin toplamı olarak tanımlamış ve kırılma mekanizmaları ilkelerine göre belirlemiştir. Çalışmada Sonlu elemanlar yöntemiyle biyeldeki gerilmeler hesaplamış ve bulunan veriler ayrı bir yöntemle toplam ömür hesaplanırken kullanılmıştır. Gerilme ve ömür değerleri bir optimizasyon yönteminde kullanılmış ve hedef fonksiyon ile kısıtlar elde edilmiştir. Çalışmanın sonunda dizayn hassasiyet analizi için sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Optimizasyonu yapılan biyelin mevcut biyele göre % 28 daha hafif elde edildiği belirtilmiştir.

Rab (1996) tarafından yapılan çalışmada kötü bir kazaya sebep olan bir biyelin aldığı hasar araştırılınca cıvata dış profillerinin de krank-biyel mekanizmasında önemli olduğu fark edildi. Çalışmada yapılan sonlu elemanlar analizinde cıvatalardaki ön gerilme, biyelin krank mili ucu ve yataklama elemanı ile arasındaki boşluk, eylemsizlik yükünü ve yanma basıncı dikkate alındı. Sonlu elemanlar analizinin gösterdiği hasar bölgesiyle biyelin kazada aldığı hasar bölgesiyle uyduğu görüldü. Biyelin hasara uğramış ucundaki gerilme konsantrasyon faktörlerini de içeren bir plastisite modeli içeren

detaylı biyel sonlu elemanlar analizi yapıldı. Bu analizden elde edilen civatadaki ortalama gerilme ve gerilme genliği ile parçanın yorulma testinden elde edilen dayanma limitinin karşılaştırılması baz alındı ve yeni yeni dizaynın uygunluğu kontrol edildi.

Shenoy ve Fatemi (2005) tarafından yapılan çalışmada ağırlık ve üretim maliyetini düşürme düşüncesiyle dövme çelik biyel kolu üzerinde kapsamlı bir optimizasyon çalışması yapıldı. Biyelin ağırlığının toplam üretimin maliyeti üzerindeki etkisi az olduğu belirtilerek maliyet ve ağırlık ayrı ayrı ele alındı. Üretim maliyetini azaltmada asıl önemli olan faktörün herhangi bir geometrik eleman değişimiyle elde edilen makine operasyon sayısının azaltılması olduğu belirtildi. Ağırlık azaltılmasında iteratif prosedür kullanıldı. Yaptıkları literatür taramalarından yorulma analizi için daha çok sabit basma ve çekme yükünden oluşan tekrarlı yüklerin baz alındığını belirten yazarlar çalışmalarında buna uymayarak maksimum dinamik çekme ve sabit basma yüklü tekrarlı yük altında gerçekleştirildi.

Shenoy ve Fatemi yorulma analizi sırasında biyel geometrisinde 15 bölge belirlediler. Bu bölgelerden dört bölgenin optimizasyon için uygun olduğu (5,6,7,8 rakamlarıyla tanımlanmış civata ile biyel arasında kalan bölgeler) fakat mukavemet açısından kompleks bir bölge olduğundan burada işlem yapılmadığını belirttiler. Diğer bölgelerde ise yüksek gerilmeler meydana geldiğinden bu bölgelerde dikkatli davranılması gerektiğini belirttiler. Çalışmanın sonucunda optimize edilmiş biyelin mevcut biyeye göre %10 daha hafif ve yüzde 25 daha ucuz şeklinde üretilebileceğini fark edildi.

Chikalthankar ve ark. (2012) tarafından yapılan çalışmada biyel optimizasyonunda sayısal metodolojinin güvenilirliğini anlayabilmenin, tedarik süresinin azaltılması veya maliyet düşümü gibi teknolojik avantajlar yakalamada önemli olduğu belirtildi. Bu noktadan yola çıkılarak biyelin sonlu eleman analizinin güvenilirliğini artırmak için mevcut metodolojisi de geliştirmeler yapıldı. Krank-biyel mekanizmasının uzun ömürlü olması isteniyorsa biyelin yorulma dayanımı dikkate alınması gerektiği vurgulanarak yeni metodolojinin dahilinde geliştirilmiş goodman diyagramı kullanıldı ve gerilme-ömür teorisine göre yorulma dayanımı çalışması yapıldı. Ayrıca yorulma olayının en çok biyelin küçük sonlu bölgelerinde gerçekleştiği belirtildi.

McNeill (1988) tarafından yapılan çalışmada biyel kolu cıvatasının dinamik analizi sadece analitik yöntemler kullanarak incelenmiştir. Bu çalışmada biyel başını biyel kependen ayırmaya çalışan atalet kuvvetlerini elde etmek için dinamiğin basit prensipleri uygulandı. Kuvvet bileşenlerini açığa çıkarmak için Dönen/gidip gelen diye parçalama kavramı kullanıldı. Analizler, atalet kuvvetlerinin cıvata çeki gerilmesini artırmada etkisinin ve biyel kepi ile ana biyel kütlesi arasındaki basıncını azaltmada etkisinin hangi oranda olacağını bulması göz önüne alınınca kompleks olmaya başladığı belirtildi. Bu orana kuvvet oranı dendi ve bu oran cıvatanın gerilme analizini yapmada gerekli olduğu vurgulandı. Kuvvet oranını bulmak ve kuvvet oranını kullanarak yapılacak gerilme analizini gerçekleştirebilmek için metotlar geliştirildi.

Hagiwara ve ark. tarafından yapılan çalışmada krank-biyel mekanizmasının daha az yer kaplayacak şekilde en iyileştirilmesi için cıvata dayanımlarının da en iyileştirilmesi gerekliliğine vurgu yapıldı. Çalışmada optimizasyon için düşük karbonlu martenzitik yapıda HB149 adlı alaşım ile yeni cıvatalar kullanıldı. Deneysel olarak yapılan çalışmada HB149 malzemesinden yapılan cıvata SCr440 malzemesinden yapılan cıvata ile mukavemet açısından karşılaştırıldı. Deneylemlerin sayısı üretim yöntemine kadar geniş yelpazede tutuldu. Çalışmanın sonunda ulaşılan yeni malzemedeki yapılmış yeni cıvata mevcut cıvataya göre yarılma dayanımının %20 daha iyi ve ağırlığının da % 21 daha hafif olduğu gözlemlendi.

He ve ark. (2011) tarafından yapılan çalışmada tripleks pompada krank mili dönerken değişen açılardan dolayı yük dağılımının değişeceğine vurgu yapılarak pompa muhafazasına gelen yüklerinde çok kompleks dağılacığı belirtildi. Bu kompleks dağılımın hangi açı değerinde maksimum gerilmeye sebep olacağını bulabilmek için sonlu elemanlar yöntemi kullanıldı. Çalışmada Abaqus yazılımında 6 farklı yükleme çeşidinde pompa muhafazasının gerilme analizi yapıldı. Analiz kısmındaki 6 farklı yükleme çeşidi olarak krank milinin aldığı 6 farklı açı değeri olan 0°, 30°, 60°, 90°, 120°, 150° seçildi. Çalışmanın sonucunda; rotor açısı 0° ve 30° de sadece 3. krank pini basma halinde pompa muhafazasında oluşan maksimum gerilme en az olduğu , rotor açısı 60° ve 90° de 2. ve 3. krank pinleri birlikte basma halinde iken maksimum gerilme bu durumlarda oluştuğu ve son olarak rotor açısı 120° ve 150° de sadece 2. Krank pini basma halinde iken gerilmelerin ortalama değerlerde olduğu farkedilmiştir. Bu veriler

ışığında pistonlu pompa çalışırken 2 durumun söz konusu olduğu söylenmiştir. Birinci durumda bir silindir basma halinde diğer iki silindir emme halindedir ikinci durumda ise iki silindir basma halinde diğer bir silindir emme halindedir. Açık olarak tüm aç durumları arasındaki maksimum gerilmenin 2. Durumda olduğu anlaşılmıştır.

Han ve Liu (2011) tarafından yapılan çalışmada çoklu-cisim teorisine dayanarak resiprokan pompanın krank-biyel mekanizmasının dinamik model oluşturuldu. Bu model için bir Sonlu elemanlar örneği verildi ve çalışmada geliştirilen prosedürün geçerliliği resiprokan pompadaki tipik krank-biyel mekanizmasının dinamik davranışı analiz edilerek gösterildi. Modelin tasarımcıların elde etmek istedikleri, dönüş hızının artmasıyla pompanın titreşiminin artması ve buna bağlı pompanı çıkardığı sesin artması gibi problemlerde kullanılacak gerekli bilgileri verebilecek mahiyette olduğu vurgulandı.

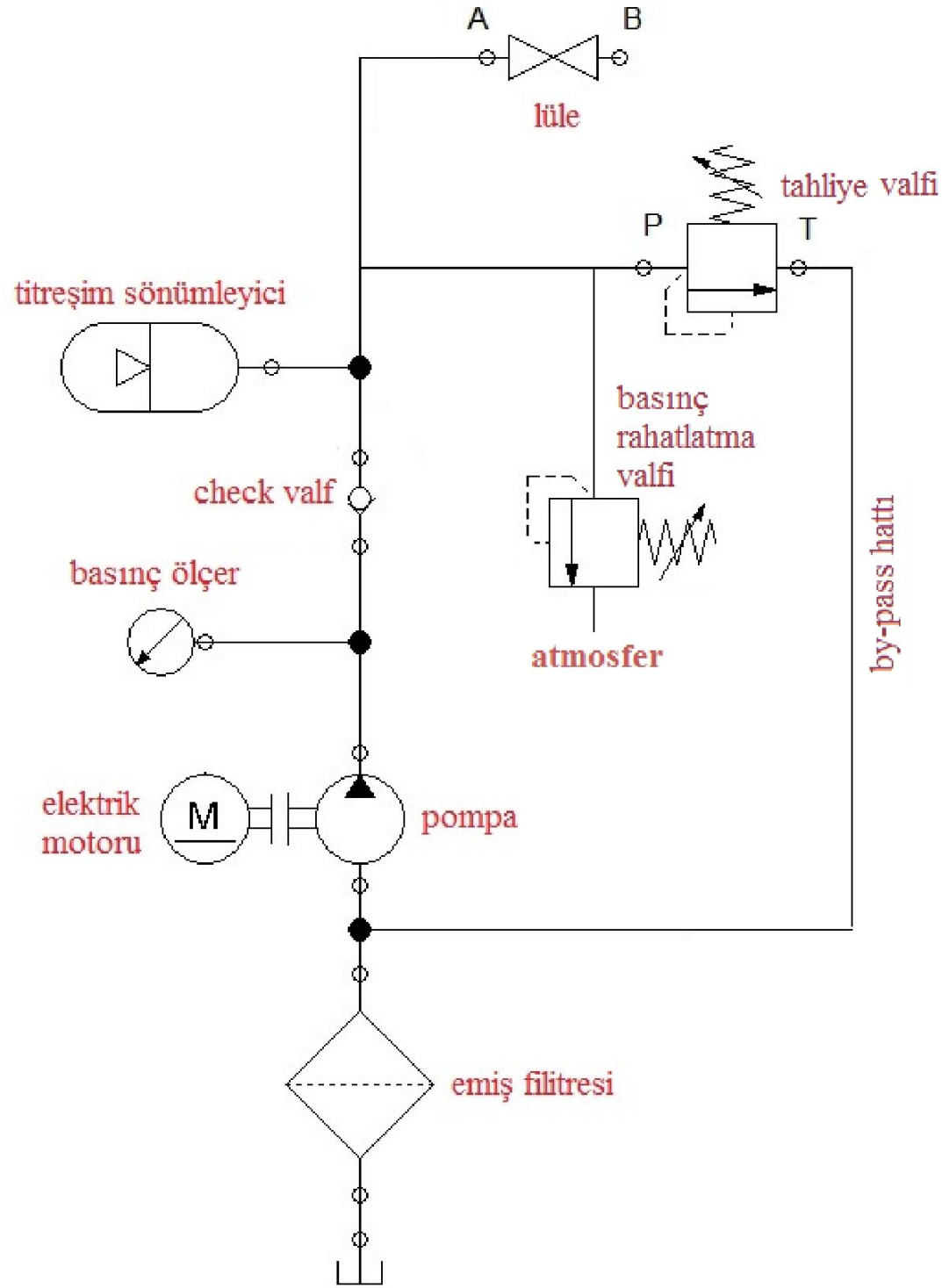
Lee ve ark. (2013) tarafından yapılan çalışmada karıştırma odasının şeklinin su jetinin performansı üzerindeki etkisi araştırıldı. Bunun için mevcut silindirik karıştırma odasına karşın parabolik karıştırma odası tasarlandı. Deneysel metodun kullanıldığı çalışmada parabolik karıştırma odasının performansı silindirik karıştırma odasının performansı ile karşılaştırıldı. Yapılan deney sonunda işlenen malzemenin yüzey pürüzlülüğü 0,15 μm den 2,29 μm ' ye ve lüle açısı 0,0716° ' den 0,143°' ye geliştirildi. Sonuç olarak parabolik şekilli karıştırma odasının havayı, suyu ve yı karıştırmada daha verimli olduğu anlaşıldı.

Zhang ve ark. (2011) tarafından yapılan çalışmada partikülleri hızlandırmak için su jeti lülesinin anahtar yapı olduğu vurgulandı ve lüle çapının su jeti üzerinde önemli bir etken olduğu belirtildi. Deneysel yöntemin kullanıldığı çalışmada lüle yarıçapı ve su jeti kesme performansı arasındaki ilişki araştırıldı. Aynı zamanda hangi değişkenin lüle çapına hangi değişkenin malzeme özelliklerine bağlı olacağı fark edilebilmesi için deneylerde mermer ve bakır örnek malzemesi olmak üzere iki malzeme kullanıldı. Zhang ve arkadaşlarının elde ettikleri bilgiler ışığında malzemenin kesilme derinliğinin ve aralığının lüle çapının azalmasıyla neredeyse düzgün bir çizgiyle azalış gösterdiği fark edilmiştir. Lüle çapı 0,2 mm' den sonra su hüzmesinin malzemeye işleme kabiliyetinin çok düştüğü anlaşılmıştır. Yapılan ölçümlere bakılarak lülenin parça üzerinde çalışır pozisyonda gezerken kesmenin düzgünlüğünün lülenin çapıyla alakalı

olmadığı, malzeme özelliğine bağlı olduğu gözlemlenmiştir. Buna ek olarak yarma açısının ölçüsünün de malzemeye bağlı olduğu lülenin çapıyla alakalı olmadığı fark edilmiştir.

2.2. SU JETİ MAKİNASI DÜZENEGİ

Su jeti makinesinin düzeneği resiprokan üçlü (tripleks) pompa, elektrik motoru, titreşim sönümleyici ve tahliye (unloader) valfini içerir. Eğer tahliye (unloader) valfi tek başına suyu tahliye ederken zorlanırsa sisteme bir de basınç rahatlatma valfi eklenir. Şekil 2.1 de su jeti makinesinin hidrolik devresi görülmektedir.

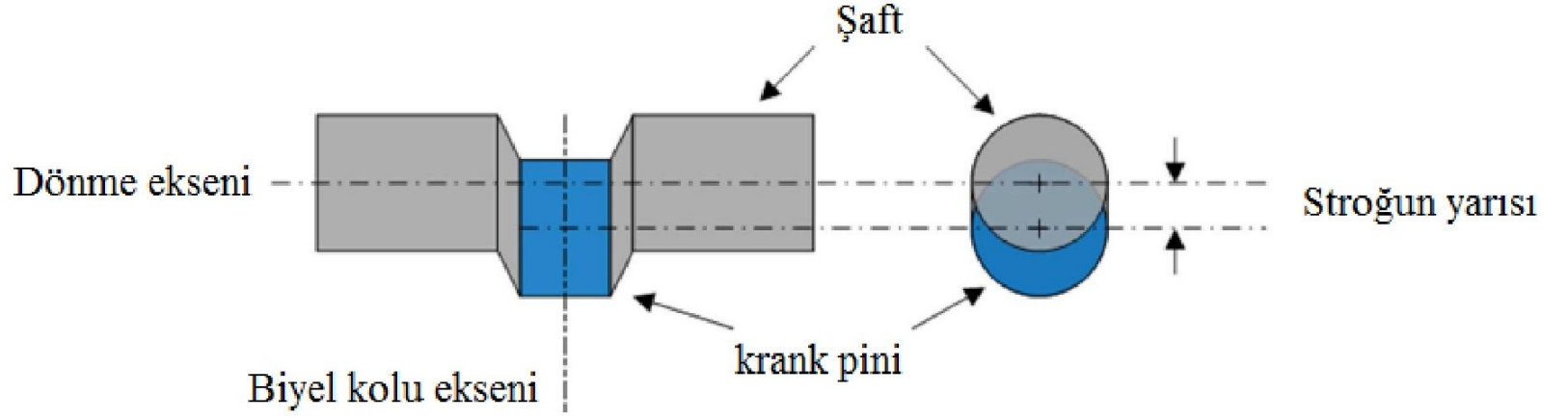


Şekil 2.1: Su jetinin hidrolik devresi

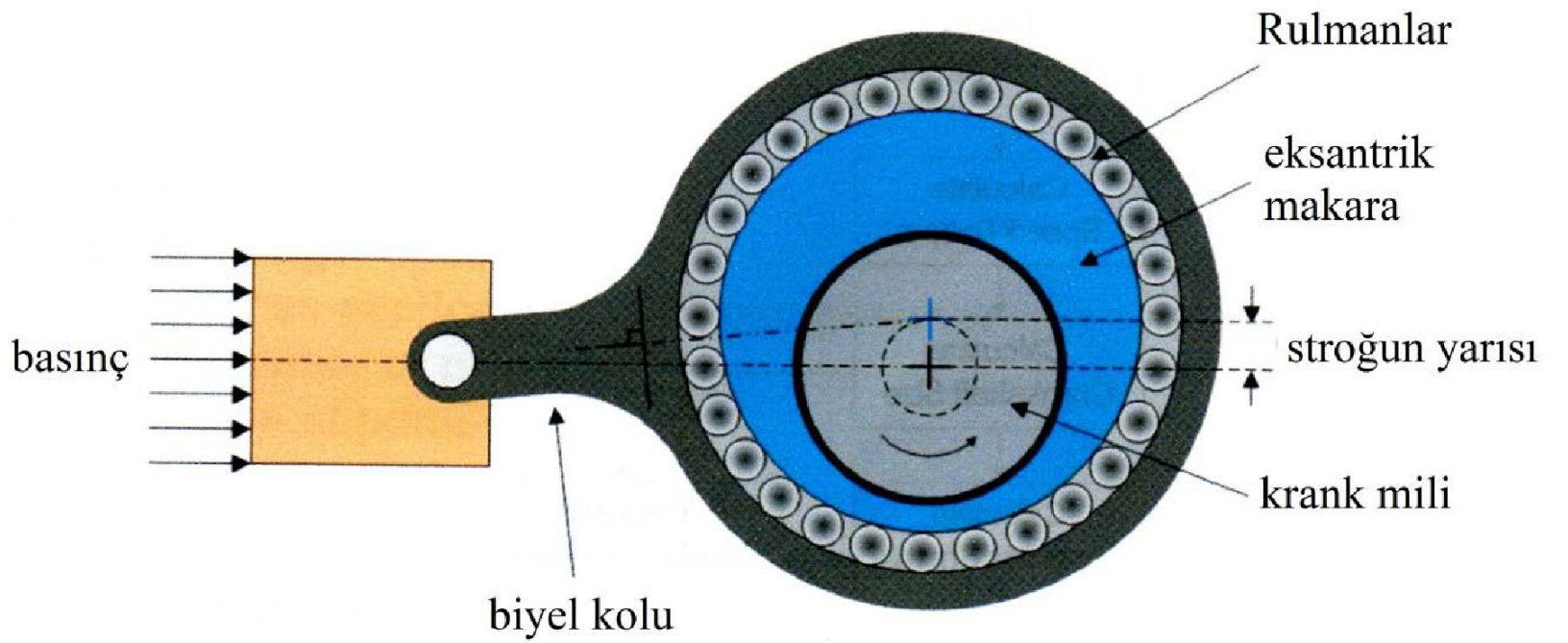
2.2.1. Üçlü Resiprokan Pompa

Resiprokan pompa güç aksamından (krank mili, 3 tane biyel kolu, 3 tane dalgıç tipi piston) ve güç aksamını sabitleyen, ona ev görevi gören muhafazadan (muhafaza kutusu ve muhafaza kapağı) oluşur.

Resiprokan üçlü pompanın güç aksamında 2 tür krank mili kullanılır. Birincisi krank pinli krank mili, ikincisi eksantrik makaralı (sheave) krank milidir. Bu tezde analizi yapılacak pompanın krank mili pinli olandır. Bu krankın krank pinleri birbirine göre 120° açı yapacak biçimde yerleştirilmiştir. Eğer şekil x-x incelenirse bu dizilişin pompa pistonlarının sırasıyla ve eşit aralıklarda su basması için gerekli olduğu görülebilir.



Şekil 2.2: Pinli krank mili

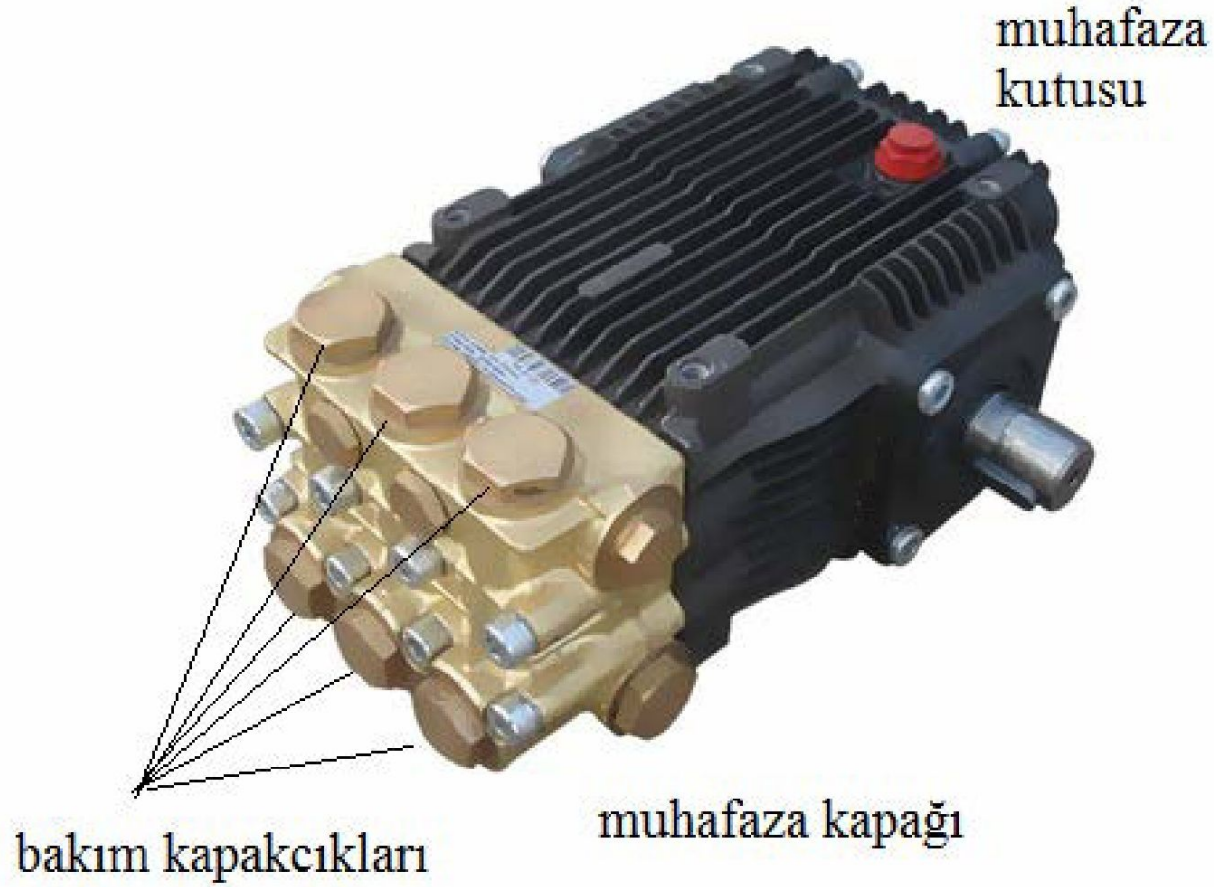


Şekil 2.3: Eksantrik makaralı krank mili

Güç aksamında kullanılan 3 tane biyel ise kranktan gelen hareketi pistonu aktarır. Bunu yapabilmesi için biyelin büyük başlı kısmı krank pinine yataklanmış, küçük başlı kısmı ise küçük bir pimle pistonu yataklanmış olmalıdır.

Pompa içinde güç aksamı mekanik olarak zorlanır ama su basıncına maruz kalan kısım büyük ölçekte muhafaza kapağı olacaktır. Kapağın yanında muhafaza kutusu doğrudan su basıncının etkisine maruz kalmaz. Dolaylı yoldan krankın hareketiyle yataklar üzerinden zorlanır.

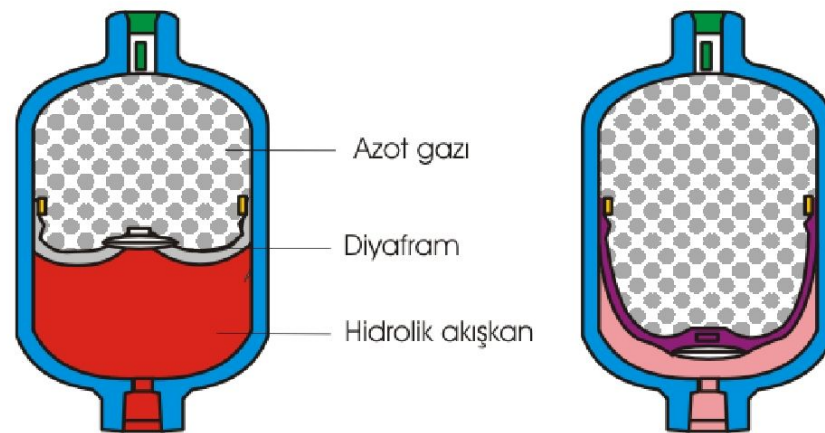
Pompanın valfleri zarar görmüş mü sızdırmazlıklarını kaybetmiş mi, o-halkaları bozulmuş mu gibi arızaların bakımının yapılabilmesi için (pompayla gömülü valfleri yuvalarından çıkarmak için) muhafaza kapağının üzerinde kapakçıklar bulunur. Bu kapakçıkların 3 tanesi emme hattındaki valfler için, diğer 3 tanesi de basma hattındaki valfler içindir.



Şekil 2.4: Üçlü Resiprokan pompa

2.2.2. Titreşim Sönümleyici

Titreşim kontrol elemanı, piston-krank mekanizmasının hareketinden kaynaklanan sıvıdaki yüksek titreşimleri azaltarak pompa mekanizmasını ve diğer bağlı olan boruları korumak kullanılır.



Şekil 2.5: Diyaframlı Biriktiriciyi simgeleyen bir çizim

Titreşim dalgalarının büyüklüğünü ve sistemde nasıl tepkiyi göstereceklerini sistemin aşırı karmaşık ve masraflı analizi olmadan tahmin etmek imkansızdır. Sistemdeki doğal frekansların davranışı kolay tahmin edilebilir olmadığı için dalgalanmanın mümkün oldukça çoğu kaynakta yok edilmelidir.

Titreşim kontrol elemanı için en iyi konum sıvı besleme hattında pompaya mümkün olduğunca yakın ya da dolun pompasının kör flanş tarafına bağlanmalıdır. Her iki konumda da dalgalanmalar emilecektir ve zararlı titreşimler azalacaktır.

Hidrolik sistemlerde çeşitli ihtiyaçlardan dolayı biriktiriciler kullanılmaktadır. Eğer bahsi geçen ihtiyaç titreşim sönümlenmesi ise diyaframlı biriktiriciler kullanılması gerekir. Bu tip biriktiriciler küçük hacimlidirler ve çok yüksek basınçta (750 bar basınçtan yüksek basınçta) çalıştırılmazlar.



Şekil 2.6: Diyaframlı Biriktirici

Temel olarak bu biriktiriciler sıvı ve gaz için değişken hacimli iki bölüm vardır ve bu bölümler şişerek ve sönerek hareket edebilen esnek bir diyaframla birbirinden ayrılmıştır. Bu tip biriktiricilerde gaz ile hidrolik akışkan birbirine değmediği için hidrolik akışkanın içine gaz karışmaz. Diyaframlı biriktiricilerde genel olarak kullanılan gaz azot gazıdır.

Biriktiricinin sıvı dolan bölümü hidrolik sisteme bağlanır ve sistemde basınç yükseldikçe biriktiriciye hidrolik akışkan dolar. Biriktiriciye dolan su diyaframa baskı uygular ve bu basınç gaza iletilir. Doğal olarak gaz yapısı gereği sıkışarak hacmini

daraltır ve biriktiriciye dolan sıvı için hacim genişlemesi sağlanır. Sistem basıncı gaz basıncından daha aşağı düştüğünde de tersi hareket başlar ve gaz ayırma ögesini iterek hidrolik akışkanı sisteme gönderir.

2.2.3. Tahliye (Unloader) Valfi

Su jeti kullanıcısı pompa çalışır halde su basarken lüledeki tetiği bırakırsa su akışı kesilecek ama pompa su basmaya devam edecektir. Buna bağlı olarak sistemde bir anda basınç artışı oluşacaktır. İşte böyle durumda sistemin basınç yükselmesini algılayıp basılan suyu pompanın emme hattına geri yollayan hidrolik bir elemana ihtiyaç vardır. Bu ihtiyacı bir basınç emniyet valfi gibi iş gören tahliye (unloader) valfi üstlenir.

Tahliye hattı açıkken pompa aynı suya emme ve basma hatlarında devridaim yaptırır. Eğer su pompasında tetik kullanılacaksa tahliye valfi kullanmak şarttır. Aksi halde pompada su basmayı kesmek için kullanıcının gidip elektrik motorundan sistemi durdurması gerekir.

2.2.4. Basınç Rahatlatma Valfi

Su jeti makinesi düzeneğinde lüle tetiği bir anda kapatıldığında oluşan yüksek basınç tahliye valfinin suyu boşaltması ve basıncı düşürebilmesi için fazla gelebilir (yani; yüksek basınca hızlı tepki veremeyebilir). Bu durumda ikinci bir emniyet valfi vazifesi görecektir basınç rahatlatma valfi kullanılır. Basınç rahatlatma valfi tahliye valfinden çok yüksek bir basınç değerine ayarlıdır ve tahliye valfinden diğer bir farkı da basınçlı suyu depoya değil atmosfere bırakmasıdır.



Şekil 2.7: Tahliye valfi ve Basınç rahatlatma valfi

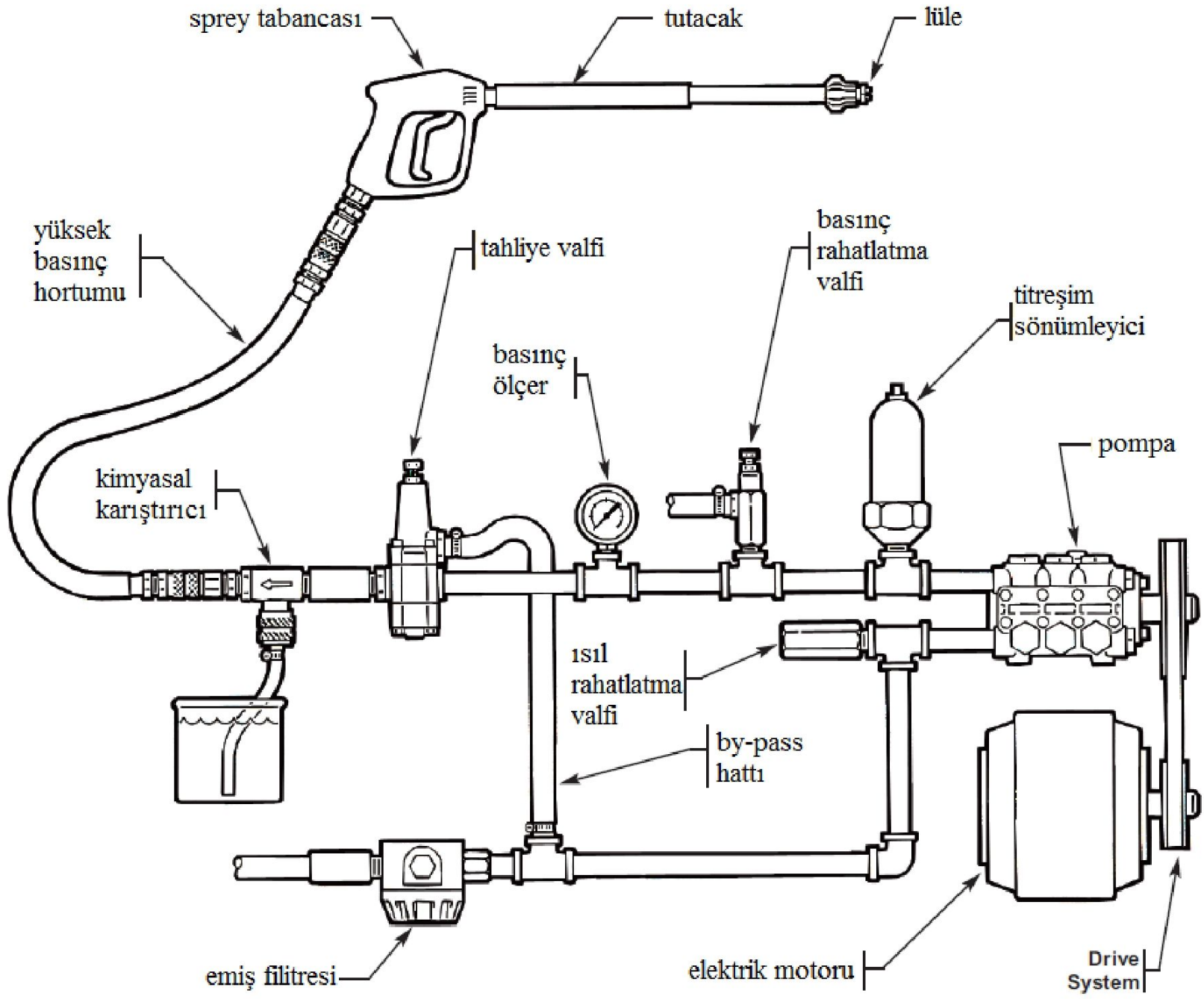
2.2.5. Devreye Göre Özel Elemanlar

Bazı akışkanlar pompanın emme hattında emilirken aşırı ısınmasına sebep olurlar. Bu ısınmanın önlenmesi için emiş hattına ısıl rahatlatma valfi yerleştirilir. 500 bar basınçtaki su jeti makinesinin pompasında basılan akışkanın sudur ve ısıl rahatlatma valfine ihtiyaç yoktur.

Tüm bunların yanında eğer su jeti makinesinin görevi zor bir yüzey aşındırma görevi ise (örneğin metal yüzeyden pas sökme gibi) lüleden hızlandırılarak çıkarılan su hüzmesinin aşındırma yapabilmesi için kimyasal maddelere ihtiyacı vardır. Bu kimyasal maddeler sert, çok ince taneli ve özel üretilmiş kimyasallardır. Sprey tabancasının içine gömülü olarak yerleştirilirler.

Eğer su jetinin görevi yüzey temizleme ise kullanılacak kimyasal madde sıvı bir temizleyicidir. Bu kimyasallar ise sprej tabancasına yakın bir yerde depolanırlar.

Su jeti makinesini hangi görev için seçilmişse seçilsin temel elemanlar devreden devreye değişmez. Aşağıda şekil 2.8' de temizlik amaçlı bir sujetü makinesinin devre şeması görülmektedir. su jeti devresinin bu devreden tek farkı farklı bir lüle tipine sahip olmasıdır.

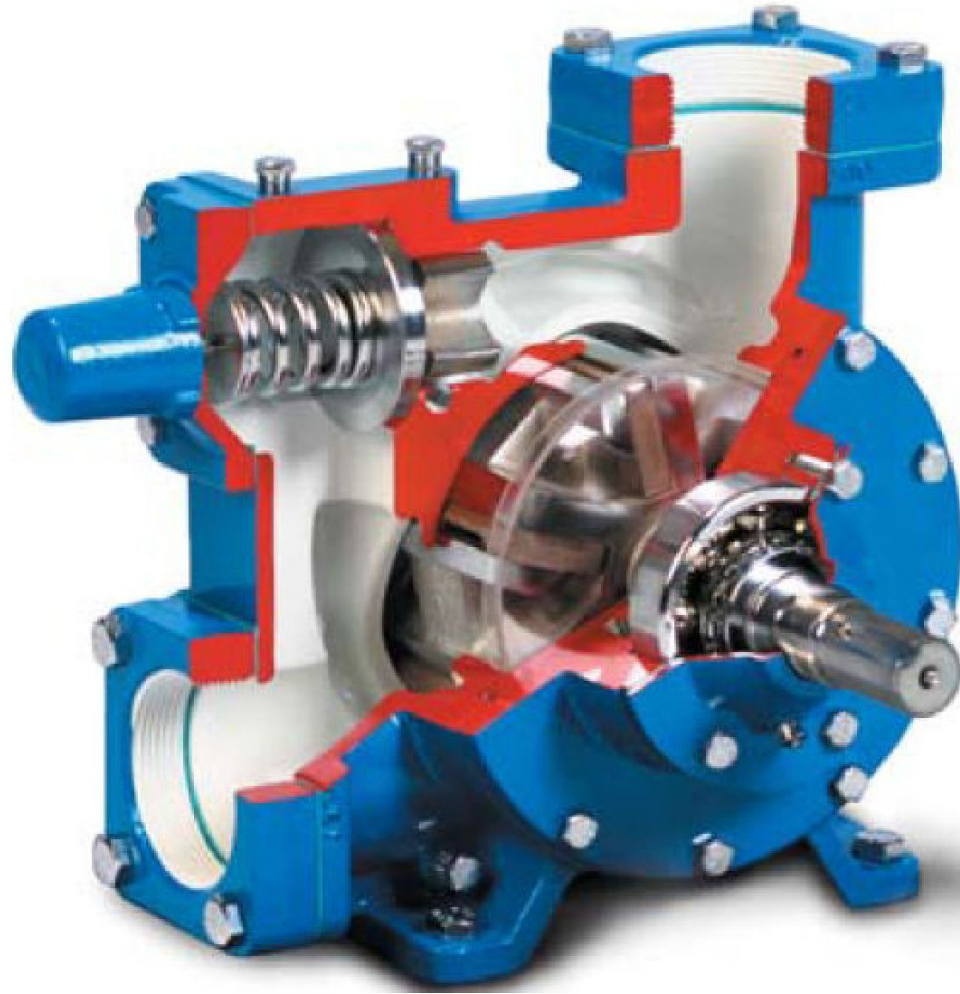


Şekil 2.8: Yüzey temizlemek için kullanılan bir su jetinin devresi

2.3 POMPA ÇEŞİTLERİ VE NEDEN PLUNGER PUMP

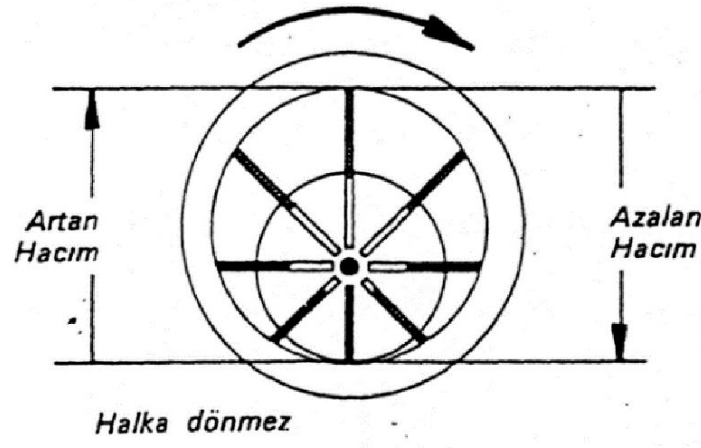
2.3.1. Kanatlı Pompa

Kanatlı pompa, kanatlarını bir halka boyunca hareket ettirerek pompalama hareketi yaratır. Bir kanatlı pompa esas olarak rotor, kanatlar, halka ve üzerinde fasulye şeklindeki giriş ve çıkış delikleri bulunan dağıtım plakasına sahiptir.

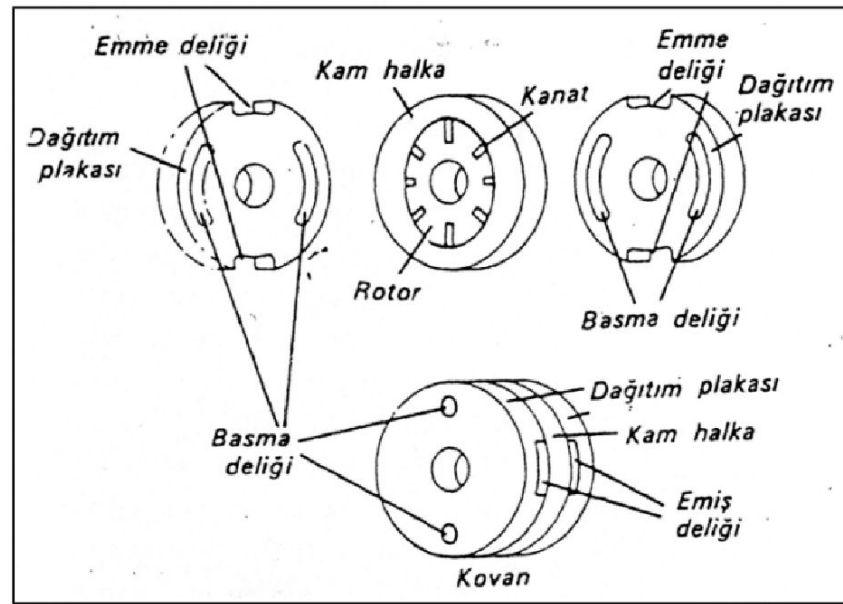


Şekil 2.9: Kanatlı pompa

Üzerindeki yarıklarda kanatlar bulunan pompa rotoru hareketini bağlı olduğu tahrik milinden alır. Rotor döndürüldüğünde kanatlar merkezkaç kuvvetinin etkisiyle dışa doğru savrulurlar ve halka çeperini izlerler (halka dönmez). Rotor halkaya göre kaçık merkezli olarak yerleştirilmiştir. Böylece rotor döndürüldüğünde kanatlar halka boyunca gittikçe büyüyen ve daha sonra küçülen hacimler oluştururlar. İlk bölümde emilen su daha sonraki bölümde basılır. Halka üzerinde giriş çıkış delikleri bulunmadığı için emilen suyu basılan sudan ayırmak için bir dağıtım plakası kullanılır. Dağıtım plakası halka, rotor ve kanatların üzerini örtecek şekilde yerleştirilir. Emiş deliği büyüyen hacme, basma deliği ise küçülen hacme karşı gelecek biçimdedir. Dağıtım plakasındaki delikler gövde üzerindeki emme ve basma ağzları ile bağlantılıdır.



Şekil 2.10: Kanatlı pompanın hareketi



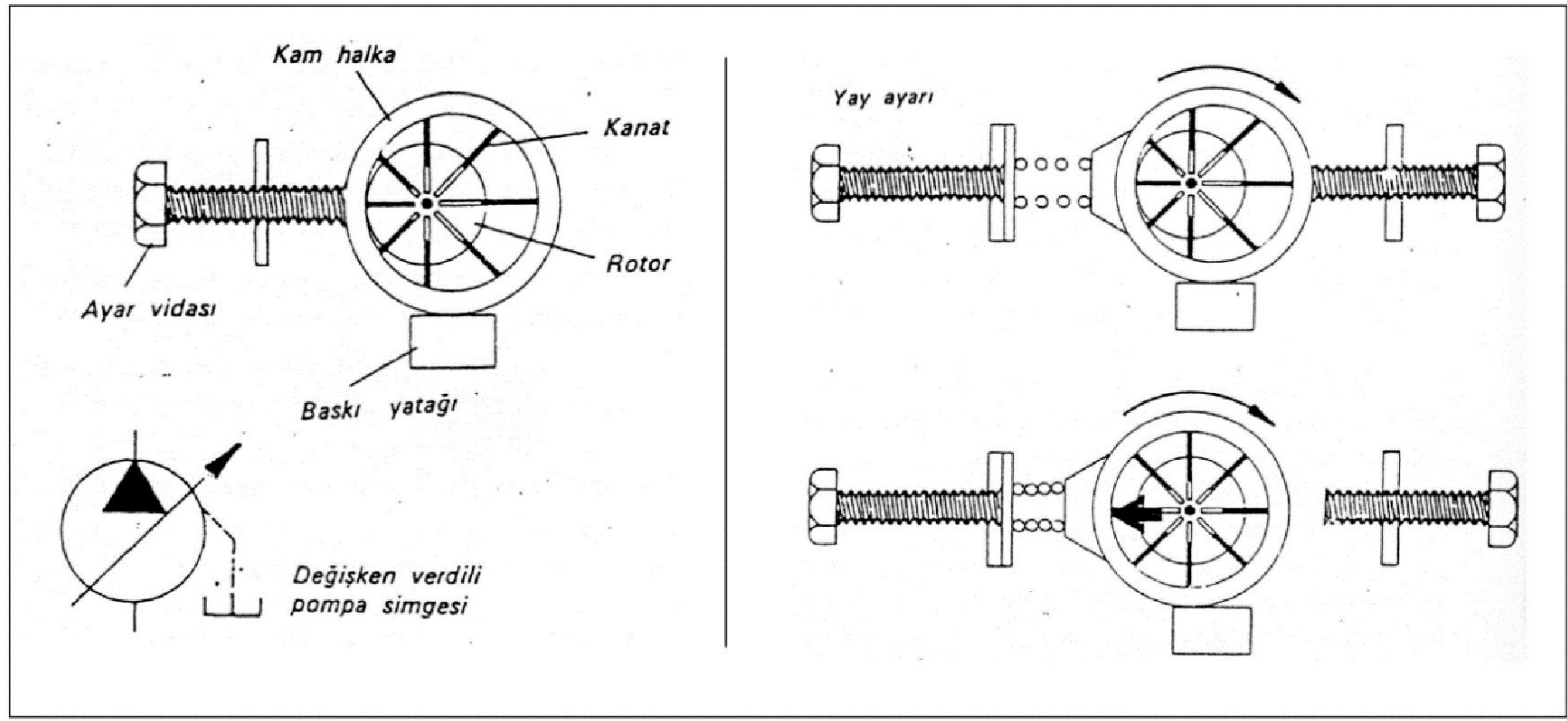
Şekil 2.11: Kanatlı pompanın elemanları

Kanatlı pompalar sabit debili olabildikleri gibi değişken debili de olabilirler. Değişken debili kanatlı pompa esas olarak rotor, kanatlar, serbest hareket edebilen bir halka, halkaya kılavuzluk eden bir baskı yatağı, halkanın konumunu değiştiren ayar vidasından oluşur. Değişken debili dengelenmemiş pompalardır yani halka daire biçimlidir. Halka serbest hareket edebildiği için pompalama düzeneği kovan biçiminde değildir.

Ayar vidası tam sıkılı iken rotor ile halkanın eksenleri kaçıktır ve kanatların stroku, buna bağlı olarak basılan su miktarı en çoktur. Ayar vidası gevşetildiğinde halka hareket eder. Böylece halka eksenini ile motor tarafından çevrilen rotor eksenini arasındaki uzaklık azalır.

Sonuç olarak kanat stroku ve debi azaltılmış olur. Ayar vidası tamamen geri alındığında rotor eksenini ile halka eksenini çakışır. Motorun dönüşünde büyüyen ve küçülen hacimler yaratılmadığı için pompa su basmaz. Böylece bir ayar vidası ile pompanın debisi sıfırdan en çoğa kadar kademesiz olarak değiştirilebilir.

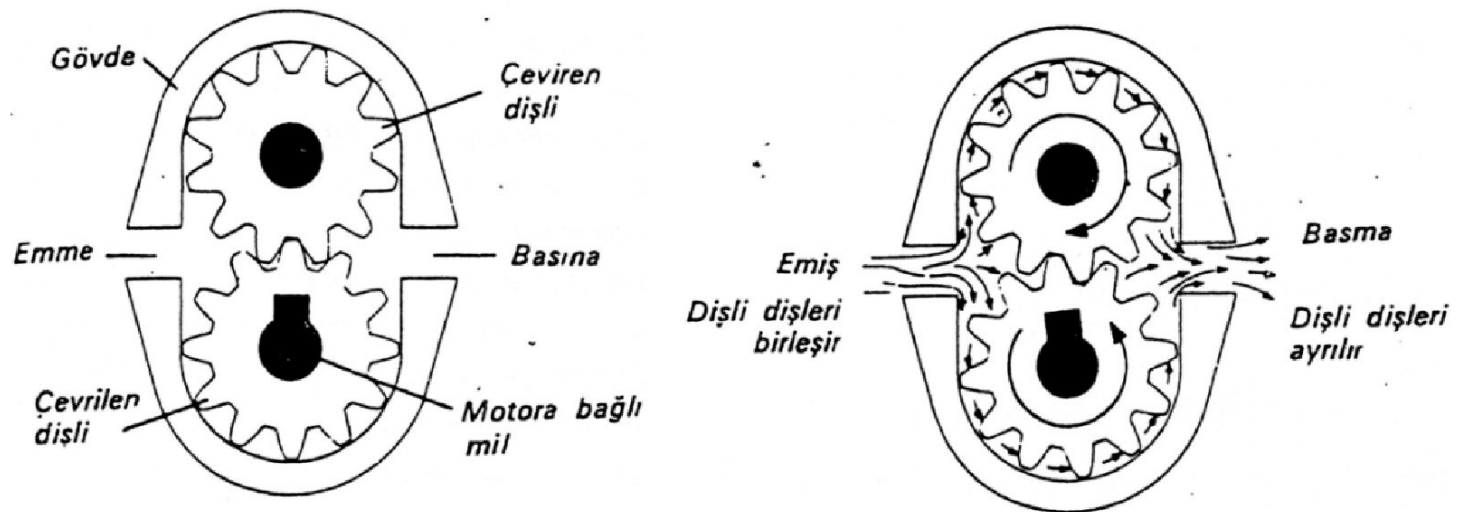
Genellikle değişken debili bir kanatlı pompa ayarlanan belli bir basınçtan sonra su basmaz. Bunu engellemek için pompa, basınç duyarlı üretilir. Basınç duyarlı kanatlı pompa değişken debili pompa ile aynı elemanlara sahiptir, ek olarak halkayı merkezlemek için gerilimi ayarlanabilir bir yay konulmuştur. Halkanın iç çeperine etkiyen basınç, yayın kuvvetini yenecek değere ulaştığında halka merkezini rotor milinin merkezine getirir.



Şekil 2.12: Basınç duyarlı ve basınç duyarlı olmayan değişken debili pompa

2.3.2. Dişli Pompa

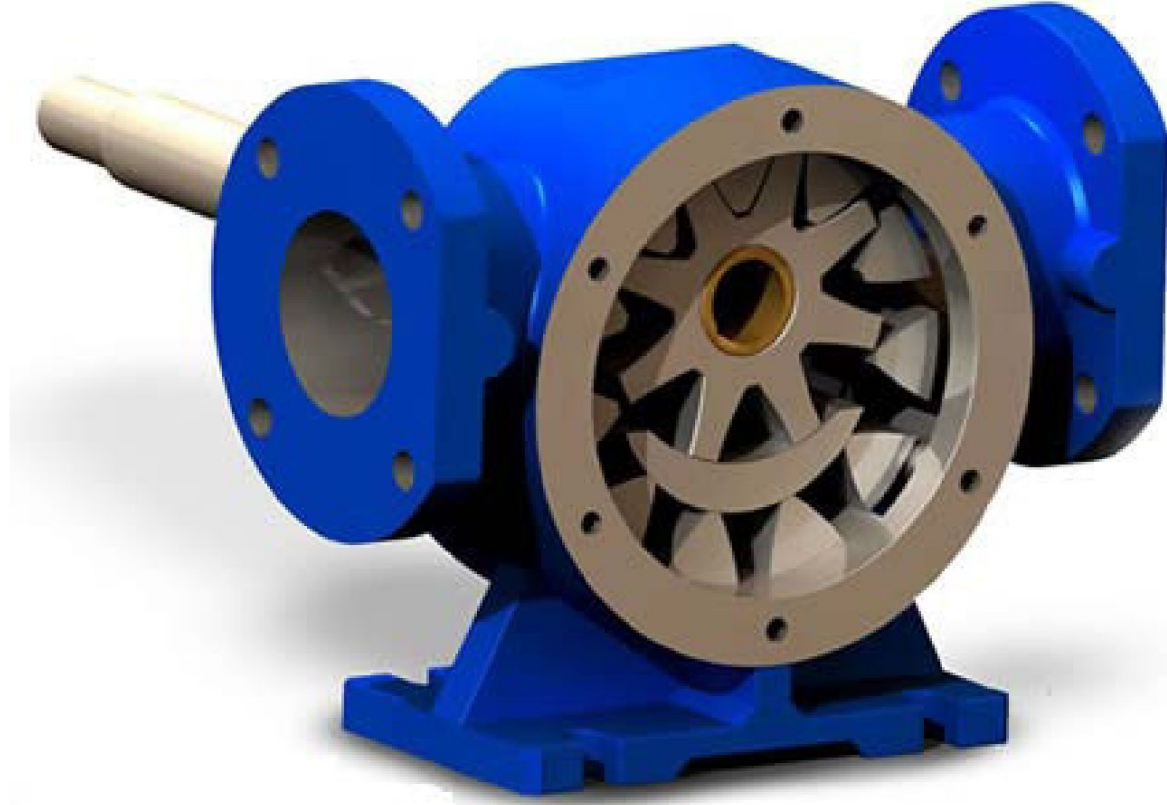
Bir dişli pompa basit olarak üzerinde giriş çıkış delikleri bulunan gövde ve biri tahrik motoruna bağlı çeviren dişli, diğeri çevrilen dişliden oluşur.



Şekil 2.13: Dıştan dişli pompada hareket

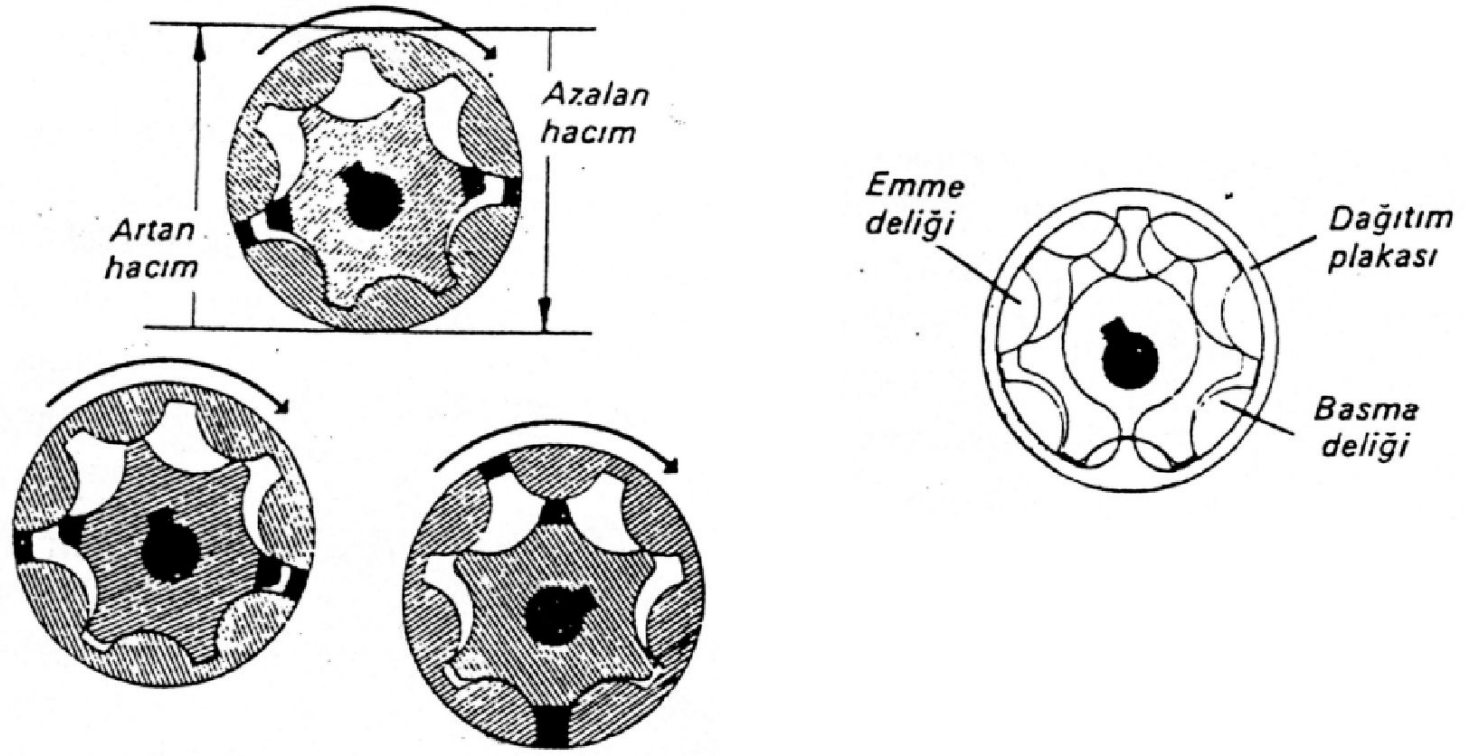
Tahrik motoru çeviren dişliyi döndürdüğünde çevrilen dişliyi kavrar ve döndürür. Dişlilerin birbirini kavraması ve ayrılmaları artan ve azalan hacimler yaratır. Emişte dişlilerin birbirinden ayrılmalarıyla (artan hacim) yağ pompa gövdesine girer, dişliler ve gövde arasında hapsolan su taşınarak basma ağzına iletilir. Bu noktada dişliler birbirini kavrar (azalan hacim) ve suyu sisteme gönderir. Dişli pompalarda sızdırmazlık dişlilerin kendi aralarında ve dişliler ile gövde arasındaki imalat toleranslarına bağlı olarak sağlanmıştır. Dişler her iki dişlinin dış çevresine açıldığı için bu tip dişli pompa dıştan dişli pompa olarak adlandırılır. Genellikle düz, helisel ve V dişli tipleri kullanılır. Ekonomikliği açısından en çok kullanılan tipi düz dişli tiptir.

Dişli pompalarda pompanın emme ağzında atmosfer basıncının altında bir basınç basma ağzında ise sistem basıncı vardır. Bu basınç farkı dişlilere büyük bir kuvvet uygulayarak yatakların kısa sürede bozulmalarına yol açacaktır. Bunu önlemek amacıyla hidrostatik yataklama uygulanır.



Şekil 2.14: İçten dişli pompa

Dişli pompalar dıştan dişli olabildikleri gibi içten dişli de olabilirler. İçten dişli pompa, bir halkanın içine açılmış dişleri kavrayan bir dıştan dişliden oluşur. Endüstriyel sistemlerde en yaygın kullanılan içten dişli pompa tipi gretor pompadır. Gretor pompada ortada çeviren bir dıştan dişli vardır.



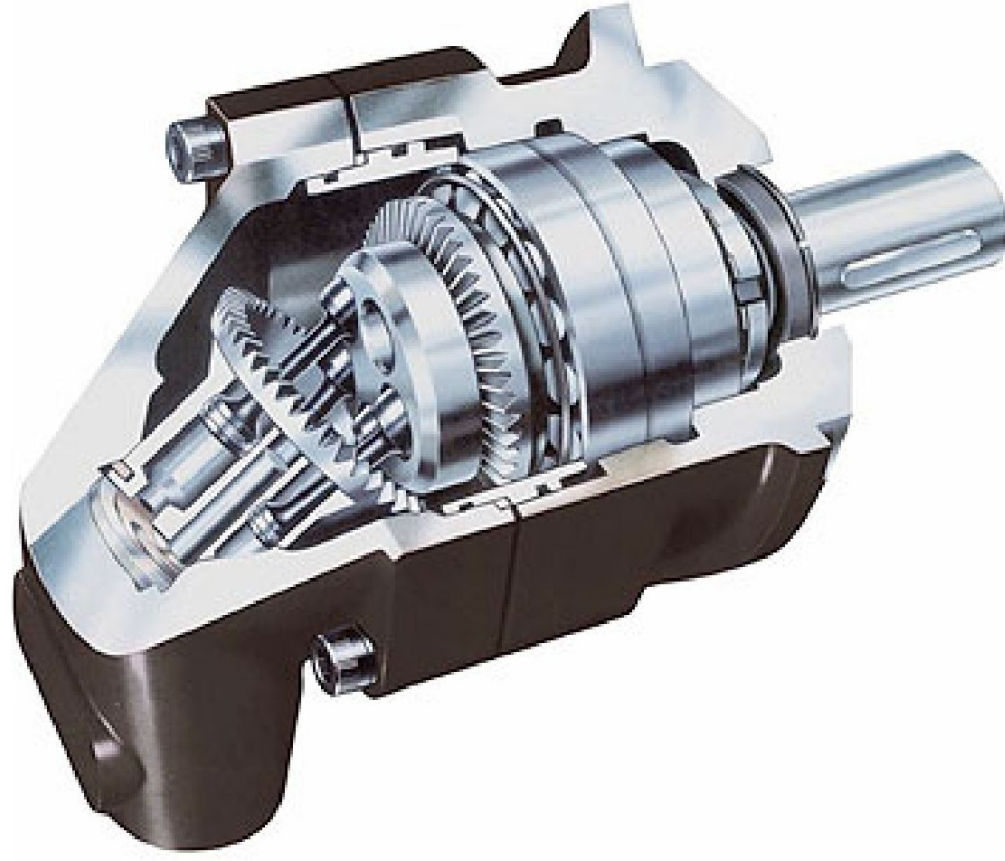
Şekil 2.15: Gretor pompa

Ortakdaki dişli motor tarafından döndürüldüğünde daha büyük olan halka dişliyi döndürür. Dişler birbirinden ayrıldığında artan bir hacim oluşturur ve su pompa gövdesine girer. Pompanın diğer yanında dişliler birbirini kavradığında hacmin küçülmesine bağlı olarak su basılır. Kanatlı pompada olduğu gibi giren su çıkan sudan bir dağıtım plakası yardımı ile ayrılır.

2.3.3. Eksenel Pistonlu Pompa

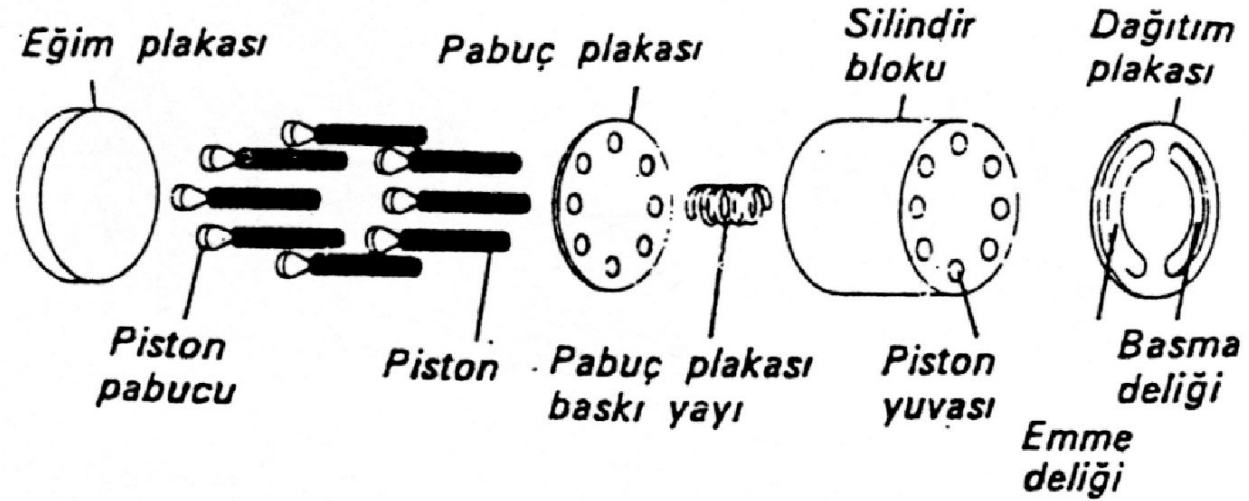
Pistonlu pompalarda pompalama, pistonun silindir içinde ileri geri hareket etmesiyle sağlanır. Pistonlu pompaların birkaç türü olsa da en önemli iki türü : eksenel pistonlu pompa ve resiprokan pompadır. Bu bölümde eksenel pistonlu pompa anlatılacaktır, resiprokan pompa ise ayrı bir başlıkta ele alınacak.

Eksenel pistonlu pompada pistonların eksenine pompa eksenine göre paralel, pistonların konumu ise pompa eksenine göre radyaldır. Eksenel pistonlu pompalar pistonların girip çıkma (emme, basma) hareketini sağlayan yapı türüne göre; eğik plakalı, bloku dönen, bloku sabit ve eğik bloklularak 4 sınıfa ayrılır.



Şekil 2.16: Eksenel pistonlu pompa

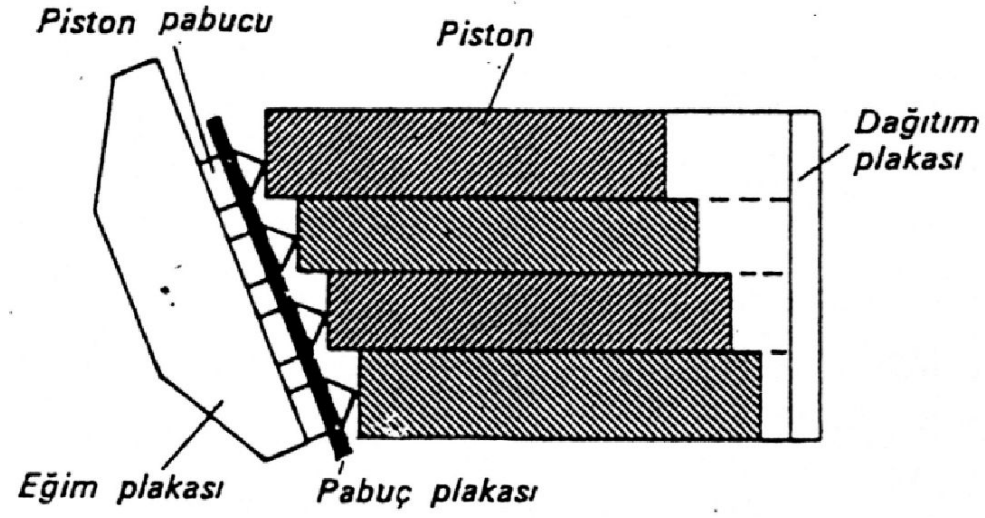
Pompalama mekanizması esas olarak, silindir bloku, pistonlar, piston pabucu eğim plakası, pabuç plakası pabuç plakası baskı yayı ve dağıtım plakasından oluşur.



Şekil 2.17: Eksenel pistonlu pompanın elemanları

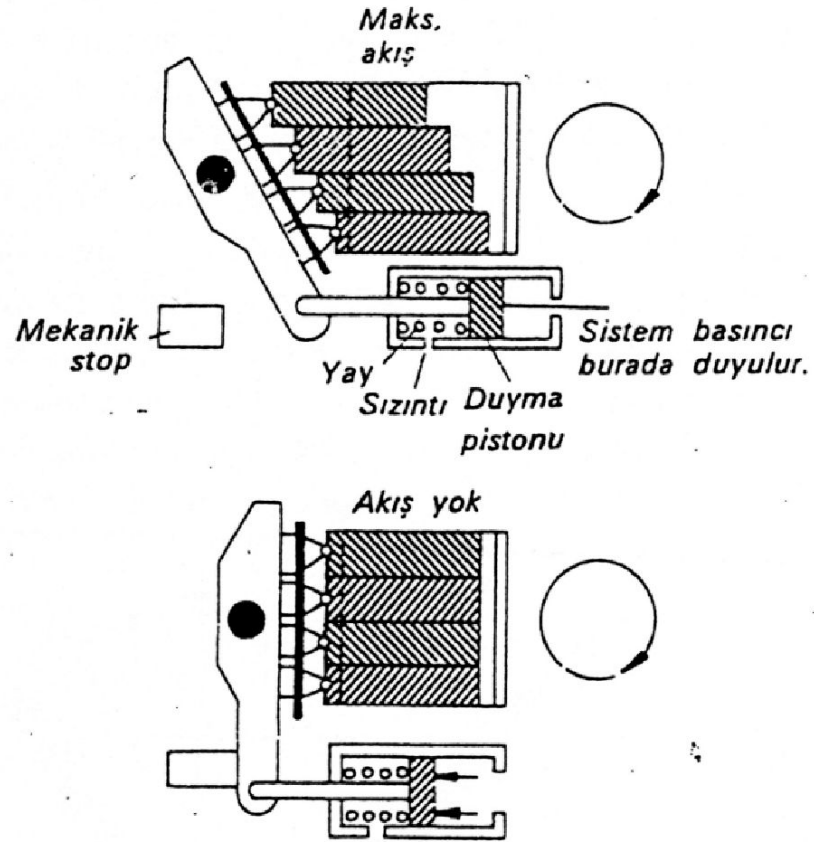
Şekil x-x de bir silindir bloku ve silindirlerden birine yerleştirilmiş piston görülmektedir. Eğim plakası düşeyle bir açı yapacak biçimde bağlanmıştır. Pabuçlar eğim plakası üzerinde hareket ederler.

Silindir bloğu döndürüldüğünde piston pabucu eğim plakasının yüzeyini izler (eğim plakası dönmez). Eğim plakasının açılı olması pistonların silindirde girip çıkma hareketi yapmasını sağlar. Dönmenin bir yarısında piston silindir blokundan dışarıya doğru hareket ederek artan hacim oluşturur. Dönmenin ikinci yarısında ise piston silindir bloğunun içine doğru hareket ederek azalan hacim oluşturur.



Şekil 2.18: Eksenel pistonlu pompada hareket

Eksenel pistonlu pompanın veya herhangi bir pistonlu pompanın basma hacmi pistonların silindir bloğu içindeki hareket strokları ile belirlenir. Pistonlu pompada bunu belirleyen eğim plakasının açısıdır. Piston strokunu dolayısıyla pompa debisini değiştirmek için eğim plakasının açısını değiştirmek yeterlidir. Eğim plakasının açısı farklı değişkenlere bağlı olarak farklı düzenekler aracılığıyla değiştirilebilir.



Şekil 2.19: Değişken debili aksiyonlu pompa

2.3.4. Neden Resiprokan Pompa

Su jeti makinelerinden istenen randıman alınabilmesi için suya yüzey aşındırabilecek derecede yüksek hızlar kazandırabilmesi gerekir. Bernoulli denkleminden suya yüksek hızlar verebilmek için yüksek basınçlara ihtiyaç olduğu bilinmektedir. Su jeti pompasının çalışma basınç aralığında (350-2800) sadece resiprokan pompalar çalıştırılabilir. Diğer pompalar bu denli yüksek basınçlarda çalıştırılmazlar. Çünkü diğer pompaların bahsi geçen basınçlara çıkması için gerekli devir sayıları kullanım limitlerinin dışındadır. Örneğin kanatlı pompada yüksek basınç elde edilmesi uğruna mil yüksek hızda döndürülürse her dönüşte kanatlar pompa bloğuna daha sert sürtüneceğinden uç kısımları parçalanacak ve iş görmez hale gelecektir.

Tipi	Basınç P_{max} bar	Dönme sayısı dev/dk.	P_{max} basıncında debi lt/dk	Genel Verim η_g %
1. Dıştan dişli pompa	120'den 200'e kadar	500'den 3500'e kadar	300	50...90
2. İçten dişli pompa	300	300'den 3000'e kadar	100	60...90
3. Kanatlı pompa — Sabit verdili	200	1000 3500	200	65...85
—Değişken verdili	150	1000 2500	200	70...80
4. Eksenel pistonlu	250'den 350'ye kadar	500'den 3500'e kadar	100...500	80...90
5. Resiprokan Pistonlu	2000	800'den 2800'e kadar	100	85...92
6. Vidalı pompa	160	500'den 3500'e kadar	100	60...80

Tablo 2.1: pompaların çalışma debi ve basınç aralıkları

2.4 RESİPROKAN POMPANIN ÖZELLİKLERİ

Resiprokan pompa sadece yapısal parçaların gücüyle sınırlanan sıvı basma basınçlı pozitif deplasmanlı pompadır. Taşınan Sıvı hacmi veya kapasitesi basınca bağlı olmadan sabittir ve sadece hız değişimiyle değişir.

Resiprokan pompanın genel özellikleri arasında sıvının pozitif deplasmanlı oluşu, pistonun sinizoidal hareketinin sonucunda oluşan yüksek titreşimlerin meydana gelmesi, yüksek hacimde verimli çalışabilmesi, pompanın bakım maliyeti düşük olması gibi özellikler bulunur.

2.4.1 Pompada Deplasman ve Kapasite Kavramı

Resiprokan pompanın deplasmanı bütün pistonlar tarafından birim zamanda süpürülen hacimdir. Deplasman kavramı kayma olayı gibi debi kayıplarının etkisini içermez. Başka bir deyişle ideal debi kavramıdır. Piston kolu hacminin türetilmesi çift taraflı piston tipi pompalarda deplasmanı hesaplarken yapılır. Pompa deplasmanının standart birimi m³/h' dir.

Tek taraflı pompalar için :

$$D = A \cdot s \cdot n \cdot m \cdot 6.10^{-8} \quad (2.1)$$

Çift taraflı pompalar için:

$$(2A - a) \cdot s \cdot n \cdot m \cdot 6.10^{-8} \quad (2.2)$$

A = Pistonun kesit alanı (mm²)

a = Piston rod kesit alanı (mm²)

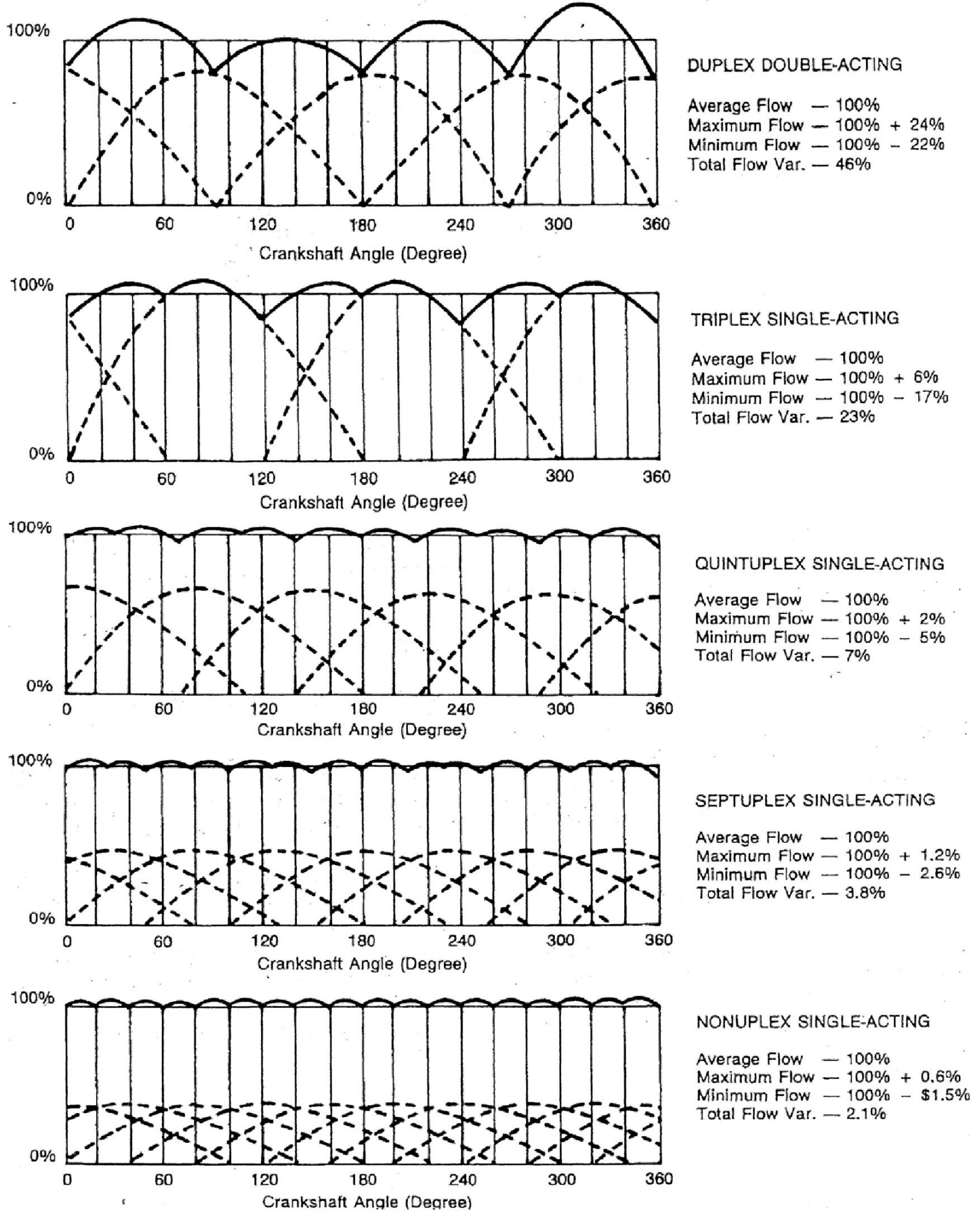
s = strok uzunluğu(mm)

n = krank milinin dakikadaki devir sayısı(rpm)

m = pompadaki piston sayısı

Tek silindirli resiprokan (krank-biyel mekanizmasının git gel hareketi) hareketinde pistonun hızı sinüzoidal değişim gösterir. Eğer tek silindirden resiprokan pompa üretilirse bu pompada değişen hız yüzünden pompa debisi de sabit olmayacaktır. İşte bu pompa debisinin değişimini önleyebilmek için resiprokan pompalar birden fazla

silindirde üretilirler. Böylelikle herhangi bir silindir basma halini bırakıp emme tarafına doğru çekildiğinde diğer bir silindir basma haline geçeceğinden pompa debisi neredeyse sabit olacaktır. Ortalama debi bu silindirlerin krank açısına göre debilerinin toplamıyla açığa çıkacaktır. Şekil 2-20' de farklı sayıda ve tek-çift etkili oluşlarına göre akış oranlarının değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.20: Resiprokan pompalarda piston konum ve sayısına göre akış karakteristiği

Pompada kapasitesi kavramı ise emme durumundaki birim zamandaki toplam hacim girişine denir. Kapasite kavramı hem emme durumunda oluşan gazların etkisini hem de kayma durumundaki kayıpların etkisini içerir. Bu tanım göz önüne alındığında pompa hesaplamalarında kullanılması gereken asıl debi pompa kapasitesidir. Çünkü pompa kapasitesi hacimsel verimin pompa deplasmanına etkisini içerir. Pompa kapasitesi 'Q' ile gösterilir ve birimi m³/h' dır.

$$Q = \eta_v \cdot D \quad (2.3)$$

2.4.2 Pompada Emme Basıncı, Basma basıncı ve Diferansiyel Basınç

Pompanın basma portunun merkez doğrultusundaki sıvı basıncına basma basıncı (Pd), emme portunun merkez doğrultusundaki basınca emme basıncı (Ps), basma basıncı ve emme basıncı arasındaki farka diferansiyel basınç denir.

$$P_{td} = P_d - P_s \quad (2.4)$$

2.4.3 Pompada Kayma (Slip) Kavramı

Dahili ve harici sızıntıların neden olduğu debi kaybına kayma denir. Harici sızıntılar pompa muhafazasından sızan sıvının neden olduğu sızıntılardır. Dahili sızıntı ise pistondan geriye olan sızıntıdan (daha çok çift etkili silindirde dikkate alınır) ve valflerin geç kapanmasından dolayı sıvının geri kaçmasından meydana gelir. Kayma yüzde olarak ifade edilir ve genellikle %1-4 arasında bir değerdir.

$$S = 100 \cdot (B + V + L) / D \quad (2.5)$$

S: % Kayma

B: Muhafazadan dışarı çıkan sızıntı

V: Valflerden geriye doğru kaçan sızıntı

L: Pistondan geriye doğru kaçan sızıntı

2.4.4 Pompada Hacimsel Verim Kavramı

Hacimsel verim pompa kapasitesinin pompa deplasmanına oranı olarak tanımlanır. Hacimsel verim hesabı sistemde dolaşan sıvı maddenin sıkıştırılabilirliğine, pompa muhafazası ve pistonun geometrisine ve kayma (slip) yüzdesine göre yapılır.

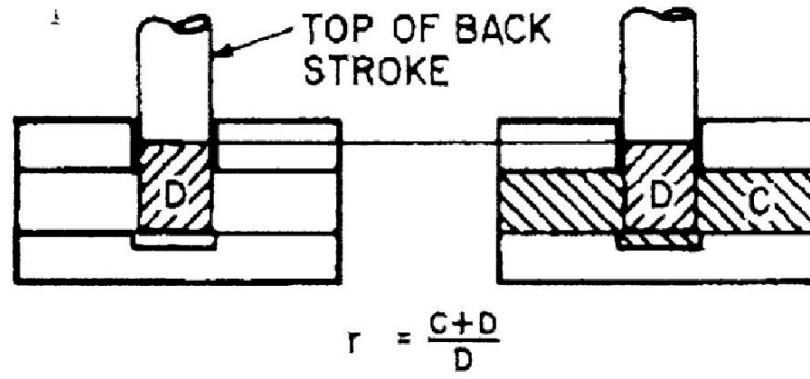
$$VE = 100 \times \frac{1 - (P_{td} \cdot \beta \cdot r)}{1 - (P_{td} \cdot \beta)} - S \quad (2.6)$$

VE: Hacimsel verim

β : Sıkıştırılabilirlik faktörü

r: Pompa geometrisine ait bir faktör

$$r = \frac{D + C}{D} \quad (2.7)$$



Şekil 2.21: r faktörünün tanımlayan bir çizim

Hacimsel verim hesaplanırken pompa geometrisine ait 'r' faktörünün bilinmesi gerekir. Şekil 4-4 'r' faktörünün nasıl bulunduğu sembolize etmektedir. Piston en üst seviyedeyken valfler arasında kalan hacme C hacmi densin. Piston en geride iken piston ve valfler arasında kalan hacmin (C+D), piston deplasmanının bir devirde süpürdüğü hacme oranı 'r' faktörünü verir.

2.4.5 Giriş Gücü, Çıkış Gücü Ve Mekanik Verim

Giriş gücü pompaya enerji vermek için krank şaftına aktarılan güç olarak tanımlanır. Bu mekanik enerji tripleks pompada elektrik motorunun gücüdür. 'P_{in}' sembolü ile ifade edilir. Çıkış gücü ise pompa deplasmanından elde edilen hidrolik güçtür ve 'P_{out}' ile sembolize edilir.

Pompada güç aksamında krank-biyel mekanizmasında, piston-silindir ara yüzeyinde ve basılan sıvının akış hacminde çeperlerde oluşan sürtünmelerden dolayı enerji kayıpları olur. Mekanik verim pompa deplasmanından elde edilen hidrolik enerjinin pompaya aktarılan enerjiye oranı olarak ifade edilir. Tezde üzerinde çalışılan 500 Bar-16 lt/dk özellikli pompanın güç ihtiyacını karşılamak üzere gerekli minimum elektrik motoru gücü aşağıdaki basit yaklaşımla belirlenebilir.

$$P_{pompa} = 500 \text{ Bar} \cdot 101500 \frac{\text{Pa}}{\text{Bar}} \cdot 16 \text{ lt} \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{lt}} \cdot 1/60 \text{ sn} = 13533,3 \text{ W}$$

2.4.6 Pompa Verimi

Pompa alıcısı pompa alırken tek bir verim değeri görmek ister. Hal böyle olunca pompa tasarımcısı tasarladığı pompanın genel verimini tanımlarken hem hacimsel verimin hem de mekanik verimin dahil olduğu bir verim standardı tanımlamalıdır. Bu standart pompa verimidir ve aşağıdaki şekilde hesaplanır:

$$\eta_P = \eta_V \cdot \eta_m = \frac{Q \cdot P_{td}}{36 \cdot P_{in}} \quad (2.9)$$

Bu formüldeki Q debisi m³/h, P_{td} basıncının bar, P_{in} gücü beygir gücü biriminde kullanılır. Formüldeki 36 sayısı birim dönüşümünü sağlayan sayıdır.

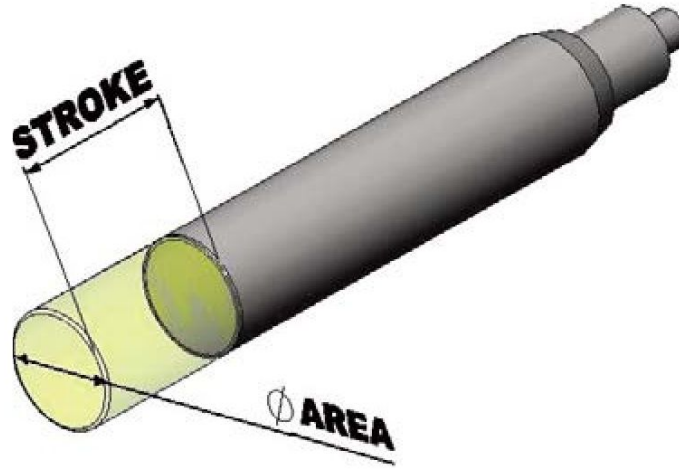
Literatürde yapılan araştırmalarda sıkıştırılabilirlik faktörünün 414 bara kadar olan basınçlarda çalışan pompalarda önemli bir faktör olduğu görülmüştür. Bu çok Yüksek basınçlarda β faktörünün etkisi olacağını gösterir. Eğer pompa çok yüksek basınçta çalışmayacaksa ve sızıntı yapmayacak parçalarla montajı iyi yapılmışsa (ki bu, kayma faktörü olmayacağı anlamına gelir.) hacimsel verim % 100 çok yakın olacaktır. Böyle bir durumda :

$$\eta_V \cong 1 \rightarrow \eta_P = \eta_V \cdot \eta_m \text{ eşitliğinden } \eta_P = \eta_m \quad (2.10)$$

sonucuna ulaşılır. Çok yüksek basınçlarda çalışan ve içerisinde kayma olayı gözlemlenmeyen pompalar için mekanik verimle pompa verimi birbirinin yerine kullanılabilen ifadelerdir.

2.4.7 Pistonun Kesit Alanı Ve Strok

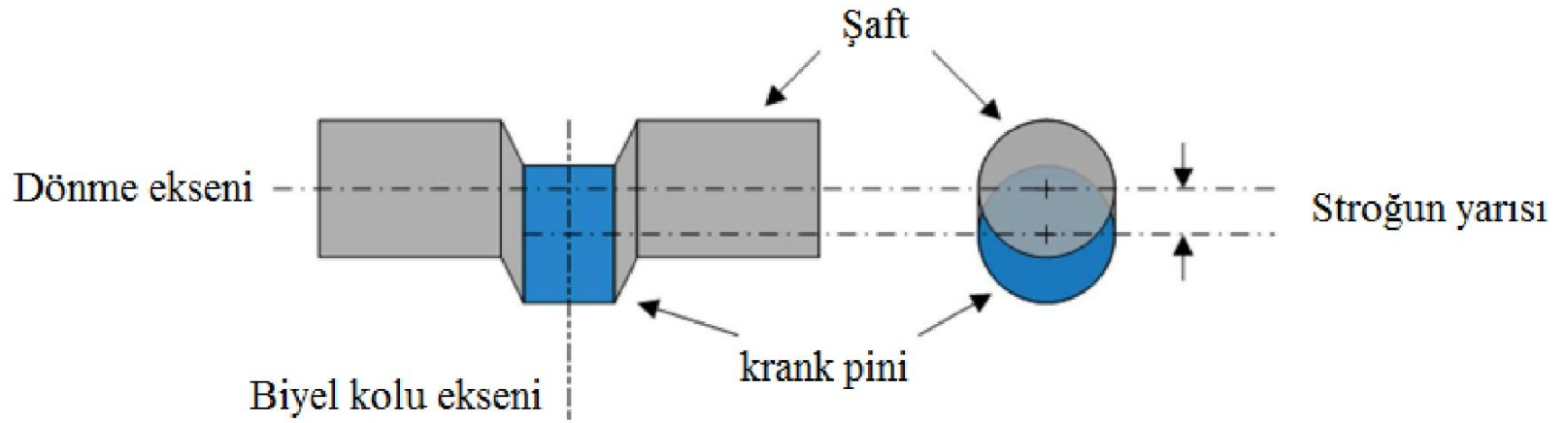
Krank mili 0° ' den 180° ' ye kadar dönüş yaptığında pistonun en dip noktasının geldiği en uç noktaya uzaklığıdır. Başka bir deyişle pistonun alabildiği en fazla aksenal uzunluktur. Sembolize ederken 's' ile gösterilir.



Şekil 2.22: Strok ve piston alanını tanımlayan bir çizim

Piston kesit alanı, adından da anlaşıldığı gibi pistonun suya temas eden kesitin alanıdır. Piston kesitinin çapı 'D' sembolü ile gösterilirse Piston kesit alanı şu eşitlikle bulunur:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2.11)$$



Şekil 2.23: Krank pinli krank modeli

2.4.8. Piston Yüğü

Resiprokan pompalar için Piston yüğü önemli bir güç ve tasarım kriteridir. Piston yüğü piston kesitinin yüzeyindeki sıvı basıncından kaynaklanan kuvvettir. Bu kuvvet direkt olarak güç aksamına iletilir ve normalde maksimum boşaltma basınç oranını belirlemede sınırlayıcı bir faktördür. Piston yüğü direkt olarak pompa boşaltma basıncına ve pistonun çapının karesine orantılıdır.

$$F = P_d \cdot A \quad (2.12)$$

Bazen izin verilebilir sıvı bitiş basıncı, izin verilebilir piston yükünü, tasarlanan piston yükünün altında bir değere sınırlayabilir. Maksimum sıvı basınçlarının limitleri aşmaması önemlidir.

2.4.9 Pistonun Hızı

Pompada piston hızından bahsedilirken pistonun ortalama hızı kastedilmiş olur. Bu hız, 'v' ile gösterilir ve aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$v = \frac{n \cdot s}{30000} \quad (2.13)$$

n: Krank milinin dönme hızı (rpm)

s: Strok

Eğer piston hızı çok küçük seçilirse silindirde yeterince yağlama yapılamaz. Bu da pompada piston hızının bir alt limiti olması gerektiğini gösterir.

Eğer piston hızı çok yüksek seçilirse emme hattında buhar basıncından düşük basınç oluşur. Bu durum boşlum olayına (suda çözülmüş gazın basınç düşümünden dolayı açığa çıkması suda hava boşluğu oluşturması) neden olur. Boşlum olayı da pompada vuruntu yapar ve zamanla kavitasyona sebep olur. Çok yüksek piston hızları aynı zamanda, silindire sürtünmesinden dolayı pistonun ömrünü ve çok hızlı tepki vermeye zorlanmasından dolayı valflerin ömrünü azaltacaktır. Tüm bunlar pompada piston hızının bir üst limiti olması gerektiğini gösterir.

Daha önce yapılan deneysel çalışmalar piston hızının 0,70 m/s ve 1,42 m/s hızları arasında seçilmesi gerekliliğini göstermiştir. (Chapsin W.K. ve Buse F.W., 1986, Displacement Pumps)

2.5 BİYEL KOLUNUN İNCELENMESİ

2.5.1. Biyelin Tanımı

Resiprokan pompalar için biyel kolu önemli bir tasarım unsurudur. Pompada piston ve krank milini birbirine bağlar ve krank milinden gelen gücü pistonlara iletir. Suya pistonlar sayesinde basınç verilen her pompada (eksenel pistonlu pompa, radyal pistonlu pompa ve resiprokan pompalarda) en az bir adet biyel bulunur.

İçten yanmalı motorlarda kullanılan biyel kolu pistonlardan aldığı gücü krank miline iletir. Resiprokan pompalardaki biyeler ise bu işlemin tam tersini yapar.

Motor biyeli ve pompa biyelinin gerilme analizleri temelde benzer olsa da bazı yönlerden farklıdır. Su ve gaz basıncının oluşturduğu gerilmeler arasındaki farklılığın sebebi üretilen gücün hangi yöne doğru aktarıldığıdır. Atalet kuvvetlerinin oluşturduğu gerilmelerin arasındaki fark ise parçaların geometrilerinden kaynaklanır.



Şekil 2.24: İçten yanmalı motor biyeli

Resiprokan pompalarda içten yanmalı motorların aksine strok değerleri çok yüksek değildir. Bu da biyel kolunun daha tıknaz (l değeri; biyelin iki baş kısmının merkezleri arası uzaklığı daha küçük) üretilmesini sağlar. Pompadaki biyelin Düşük l değerli oluşunun gerilme analizine etkisi atalet kuvvetlerinin pompa biyeline etkisinin daha az

olmasıdır. Atalet kuvveti krankın kendi ekseninde dönüşünden kaynaklandığından biyelin ağırlık merkezi kranka ne kadar yakın olursa ondan o kadar az etkilenecektir.



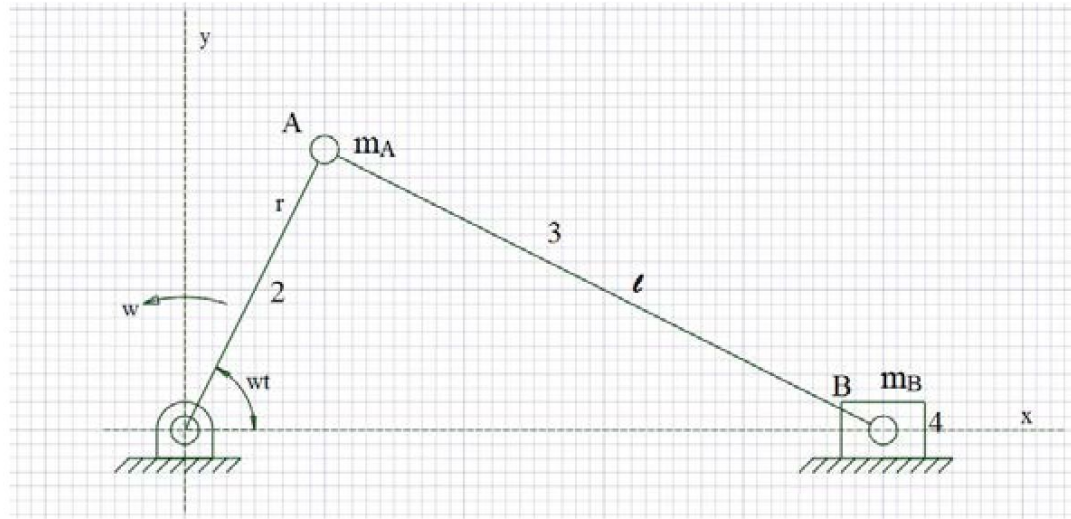
Şekil 2.25: Su Pompası Biyeli

2.5.2. Biyel Kolunda Oluşan Kuvvetler

Resiprokan pompada krank mili sabit hızda dönerken biyel çekmeye ve basmaya maruz kalır. Su basıncının neden olduğu piston yükü krank açısı 180° - 360° leri arasında etki eder ve etkilediği her anda sadece basma kuvveti oluşturur. Atalet kuvvetleri de biyel kolu üzerinde basma kuvvetleri oluşturur fakat bu kuvvetler piston yükünün yanında küçük değerli kalır. Basma kuvvetleri dışında atalet kuvvetlerinin çekmeye ve eğilmeye sebep olan kuvvetler oluşturabildiği bilinmektedir.

Biyel kolunda 180° aralıklarla su basıncının neden olduğu piston yükü vardır. Bu kuvvet krank açısının kosinüs bileşenine göre değerler alır. En yüksek değerini ;

$F = P_d \cdot A$ ifadesiyle piston en uc noktada krank açısı sıfır iken alır.



Şekil 2.26: 4 noktanın 2 noktaya indirgenmesi

Atalet kuvvetlerinin bulunması ise Şekil 2.27 gibi 2 noktaya indirgenen krank-biyel mekanizması kullanılır. Bu şekil kullanılarak gerekli kinematik işlemler yapılırsa A ve B noktalarının ivmeleri ;

$$a_A = -rw^2 \cos(wt) \vec{i} - rw^2 \sin(wt) \vec{j} \quad (2.14)$$

$$a_B = w^2 r \cdot (\cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta) \quad (2.15)$$

şeklinde bulunur. Bulunan a_B ve a_A ivmelerinden atalet kuvvetlerini

$$-m_A a_B = m_A r w^2 \cos(wt) \vec{i} + m_A r w^2 \sin(wt) \vec{j} \quad (2.16)$$

$$-m_B a_B = m_B r w^2 \left(\cos(wt) + \frac{r}{l} \cos(2wt) \right) \vec{i} \quad (2.17)$$

şeklinde çıkarılır. Atalet kuvvetlerini x yönünde ve y yönünde ayrıklaştırılırsa;

$$F_x = (m_A + m_B) r w^2 \cos(wt) + \left(m_B \frac{r}{l} \right) r w^2 \cos(2wt) \quad (2.18)$$

$$F_y = m_A r w^2 \sin(wt) \quad (2.19)$$

şeklinde bulunur. Burada wt li ifadeler birincil atalet momenti, $2wt$ li terime ikincil atalet momenti denir.

Biyele etkiyen atalet kuvvetleri iç atalet kuvvetleri ve dış atalet kuvvetleri diye ikiye ayrılır. Piston pini yuvalarına etki eden dış atalet kuvvetleridir. Bunların sebebi piston, piston pini, pin emniyetleri ve segmanlardır. Bu kuvvetin uç değerlerini eşitlik 2.18' e $wt=0$ ve $wt=180$ ile çözüp gösterebiliriz.

$$F_{I1} = M \cdot r \cdot w^2 (1 + \lambda) \quad (2.20)$$

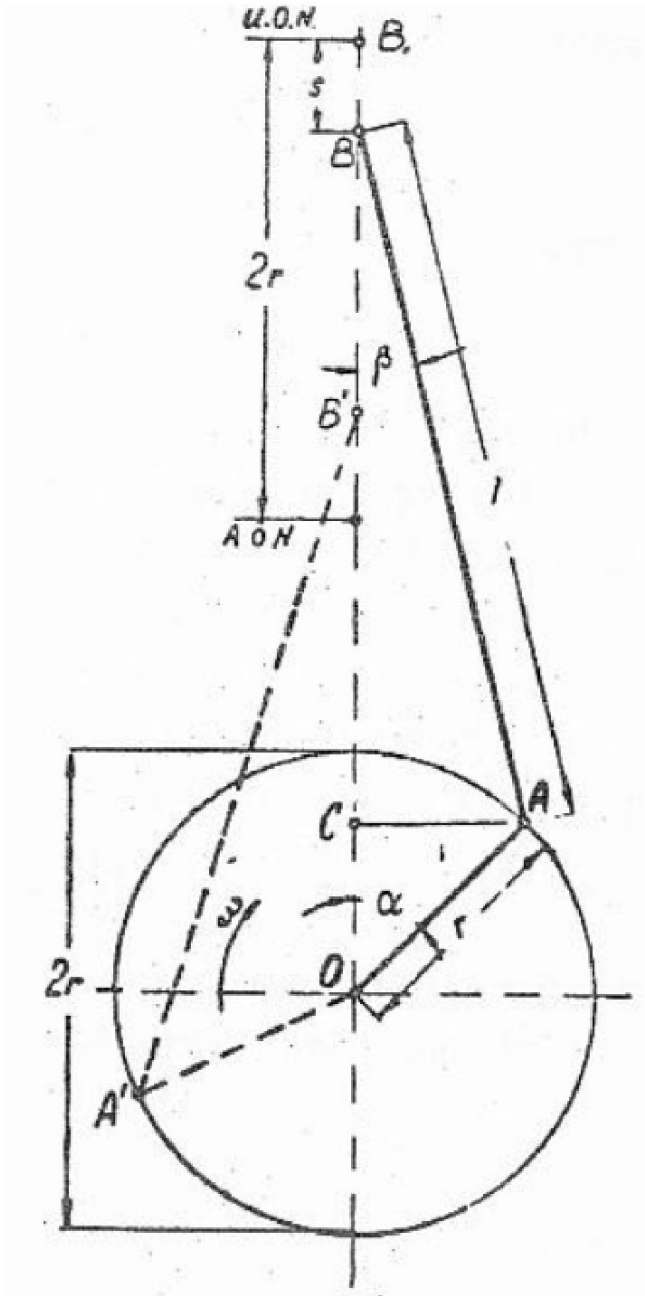
$$F_{I2} = M \cdot r \cdot w^2 (1 - \lambda) \quad (2.21)$$

(M: toplam kütle , F_{I1} ve F_{I2} dış atalet kuvvetleri $\lambda=r/l$)

Dış atalet kuvveti F_{I1} biyel kolunu üst ölü noktada ($\theta=0^\circ$ de) çekmeye zorlar. Dış atalet kuvveti F_{I2} biyel kolunu üst ölü noktada ($\theta=180^\circ$ de) basmaya zorlar.

2.5.3 Biyelin Kinematığı

Biyelin hareketini iki temel harekete ayırabiliriz. Birincisi piston pernosu etrafında dönme hareketi, ikincisi piston sebebiyle gidip gelme hareketidir.



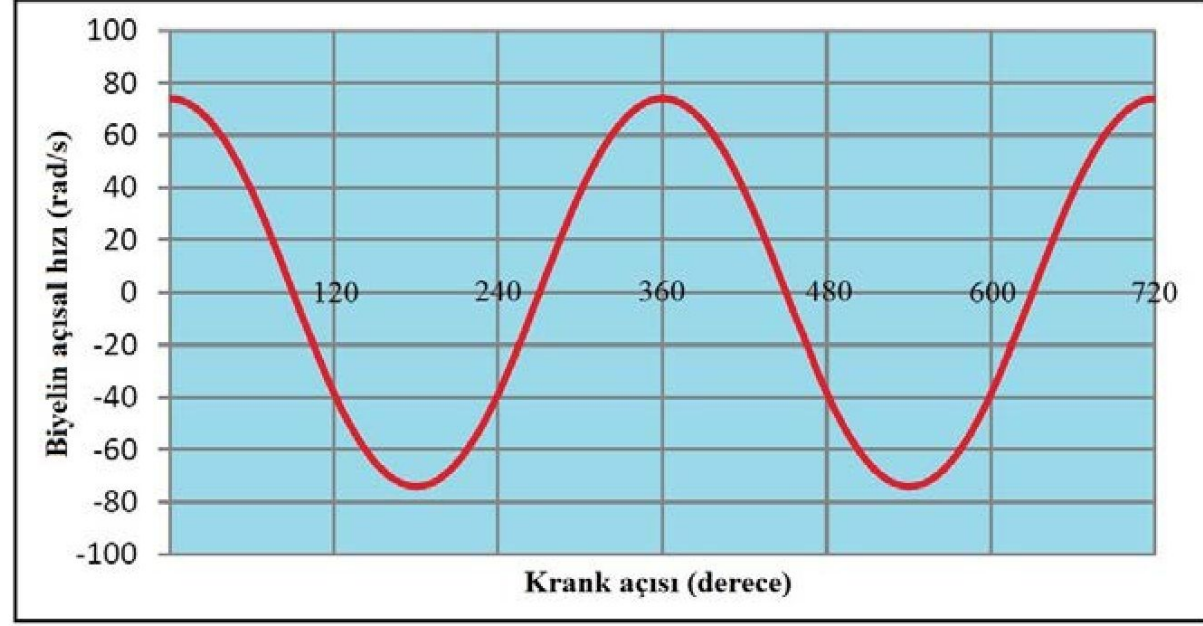
Şekil 2.27: Krank- biyel mekanizması

2.5.3.1. Piston Pernosu Etrafındaki Dönme Hareketi

Şekildeki 2.27' de krank-biyel mekanizmasının örnek bir modeli görülmektedir. B noktasının açısal hızı ;

$$w_B = w \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = w \lambda \frac{\cos \alpha}{\sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)}} \quad (2.22)$$

bağıntısı elde edilir. Örnek bir açısal hızın krank açısına göre grafiği aşağıdaki gibi olacaktır.

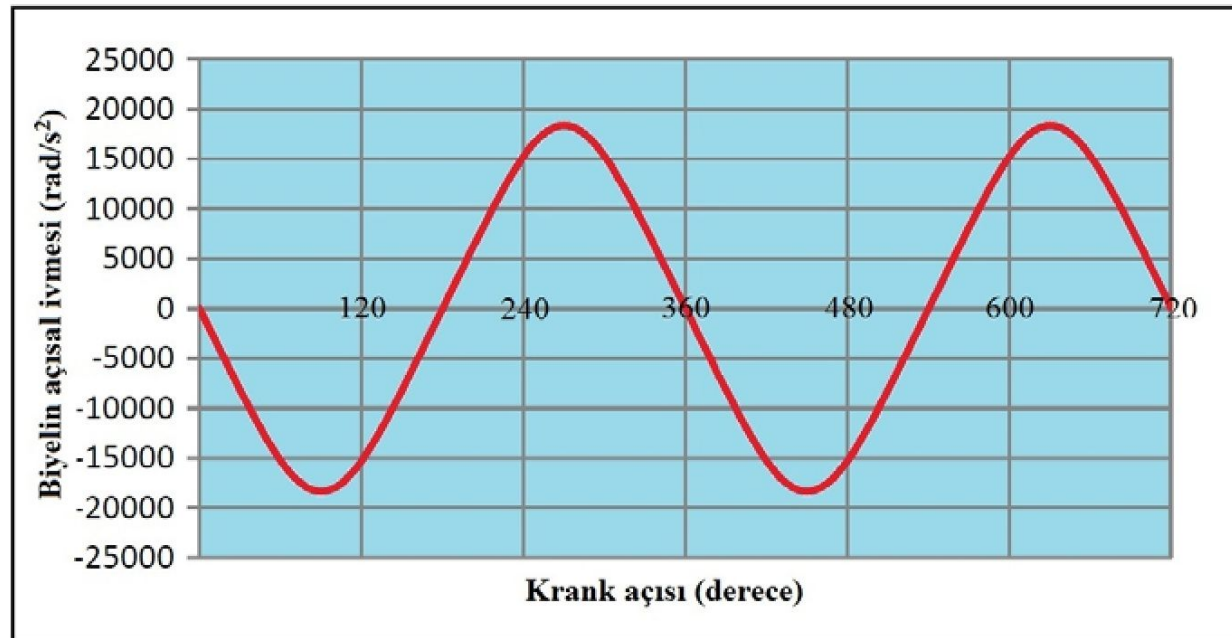


Şekil 2.28: Biyelin krank açısına bağlı açısal hızı

Biyelin açısal ivmesi ise w_B ' nin türevi alınarak ;

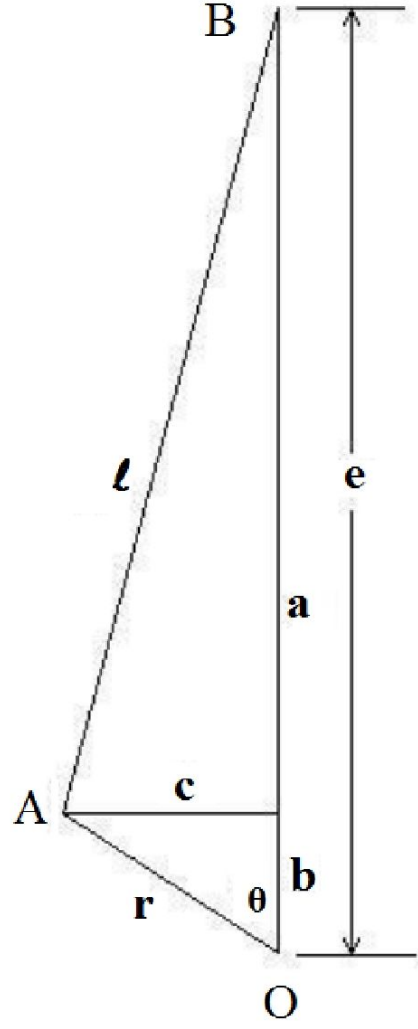
$$\varepsilon_b = \frac{dw_b}{dt} = w^2 \lambda \sin \alpha \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \quad (2.23)$$

şeklinde bulunur. Örnek bir açısal ivmenin krank açısına göre grafiği aşağıdaki gibi olacaktır.



Şekil 2.29: Biyelin krank açısına bağlı açısal ivmesi

2.5.3.2. Pistonun Gidip Gelme Hareketi (Resiprokan Hareket)



Şekil 2.30: Krank-biyel mekanizmasındaki uzunluklar

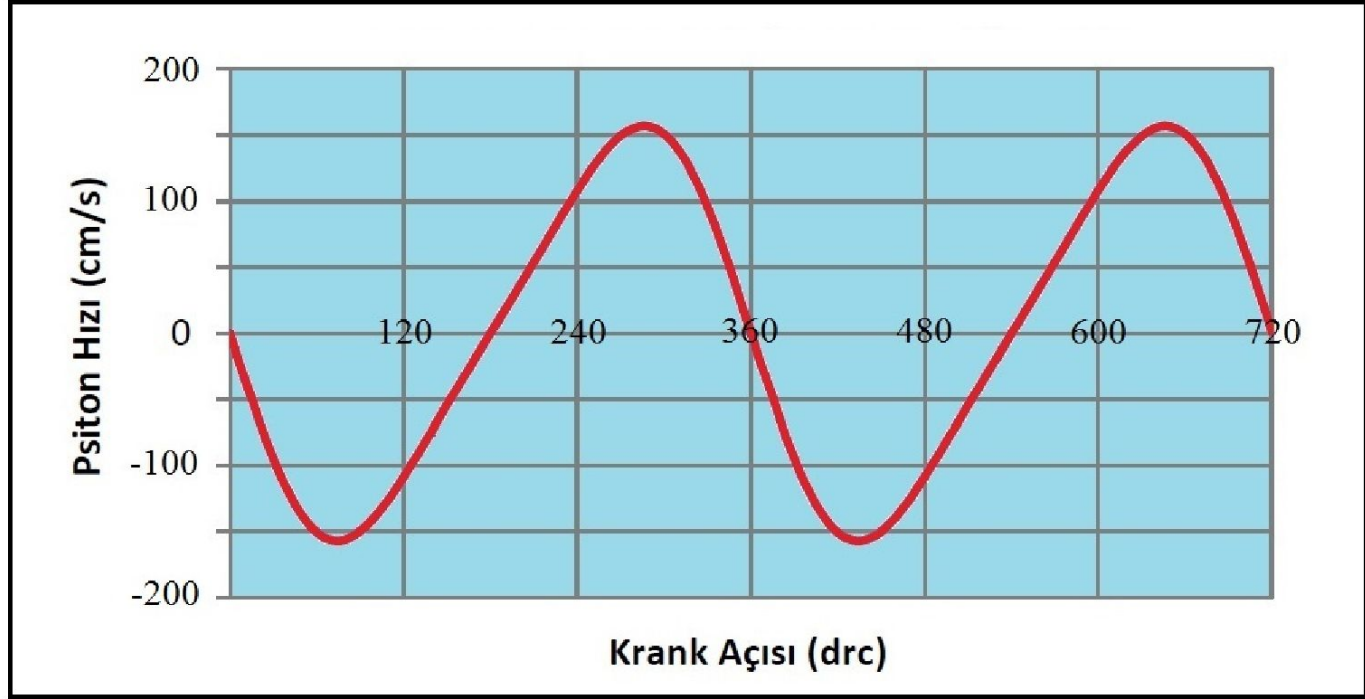
Şekil 2.31' de gerekli kinematik işlemler yapıldığında yer değiştirmenin ifadesi ;

$$e = \cos\theta \cdot r + (l^2 - r^2 \sin^2\theta)^{1/2} \quad (2.24)$$

şeklinde olacaktır. Bu ifadenin türevi alınırsa ;

$$\frac{de}{dt} = -r\omega \frac{\sin\theta + \lambda \cdot \sin 2\theta}{2 \cdot \sqrt{(1 - \lambda^2 \sin^2\theta)}} \quad (2.25)$$

şeklinde pistonun hızını bulmuş oluruz. Örnek bir krank açısına bağlı piston hızı grafiği şekil 2.32' deki gibi olacaktır.

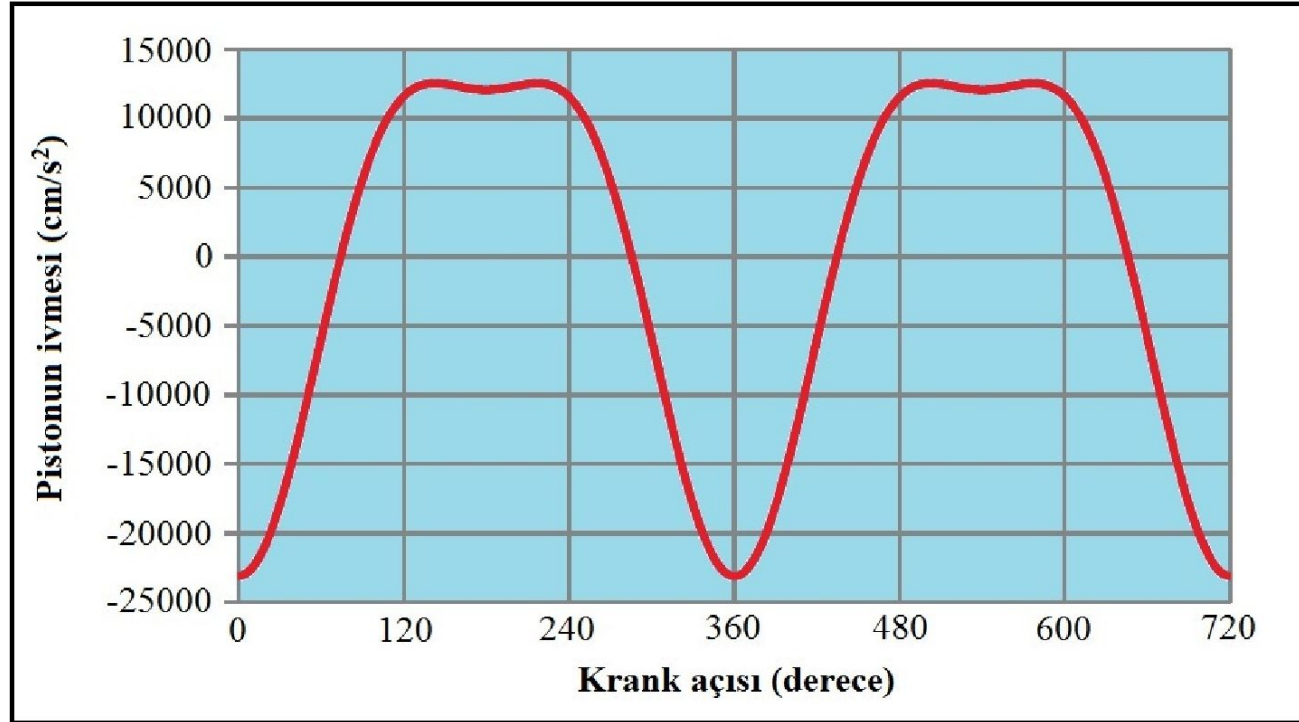


Şekil 2.31: Pistonun krank açısına bağlı hızı

Hız denkleminin türevi alınırsa ;

$$\frac{d^2e}{dt^2} = a_p = w^2 r \cdot \left(\cos\theta + \frac{r}{l} \cos 2\theta \right) \quad (2.26)$$

şeklinde pistonun ivmesi bulunur. Örnek bir krank açısına bağlı piston ivmesi grafiği aşağıdaki gibi olacaktır.



Şekil 2.32: Pistonun krank açısına bağlı ivmesi

Tüm bu inceleme sonunda biyelin ;

- Piston yükü nedeniyle basmaya
- Piston yükü nedeniyle eğilmeye
- Dış atalet kuvvetinin belli açılarında basmaya
- Dış atalet kuvvetinin belli açılarında çekmeye
- Az da olsa dış atalet kuvvetleri nedeniyle eğilmeye
- İç atalet kuvvetleri nedeniyle eğilmeye
- Az da olsa iç atalet kuvvetleri nedeniyle çekilmeye
- Biyel ve krankı birleştiren yataktaki sürtünmenin oluşturacağı gerilmelere
- Piston ve biyeli birleştiren yataktaki sürtünmenin oluşturacağı gerilmelere maruz kalacağını söyleyebiliriz.

Biyelin analizi yapılırken sürtünmeler oldukça küçük boyutlarda kaldığından ihmal edilir. Diğer bir ihmal edilebilir kuvvet ise iç atalet kuvvetidir. iç atalet kuvvetinin sadece eğilmede sezilebilir bir etkisi görülür, ama su pompasının biyelinin boy uzunluğu (yani ; iki merkez arası uzaklık olan l uzunluğu) küçük olduğundan biyelde eğilmeler kayda değer olmayacaktır. Bu yüzden iç atalet kuvvetlerinin yapılacak analizlerde etkisiz kalması beklenmektedir. Ayrıca dış atalet kuvvetlerinin büyüklüğünün biyelin kütlesine bağlı olduğundan 500 bar basınçlı pompada dalgıç tipi pistonun kütlesi küçük olduğundan iç atalet kuvvetlerinin etkisinin az olması beklenmektedir.

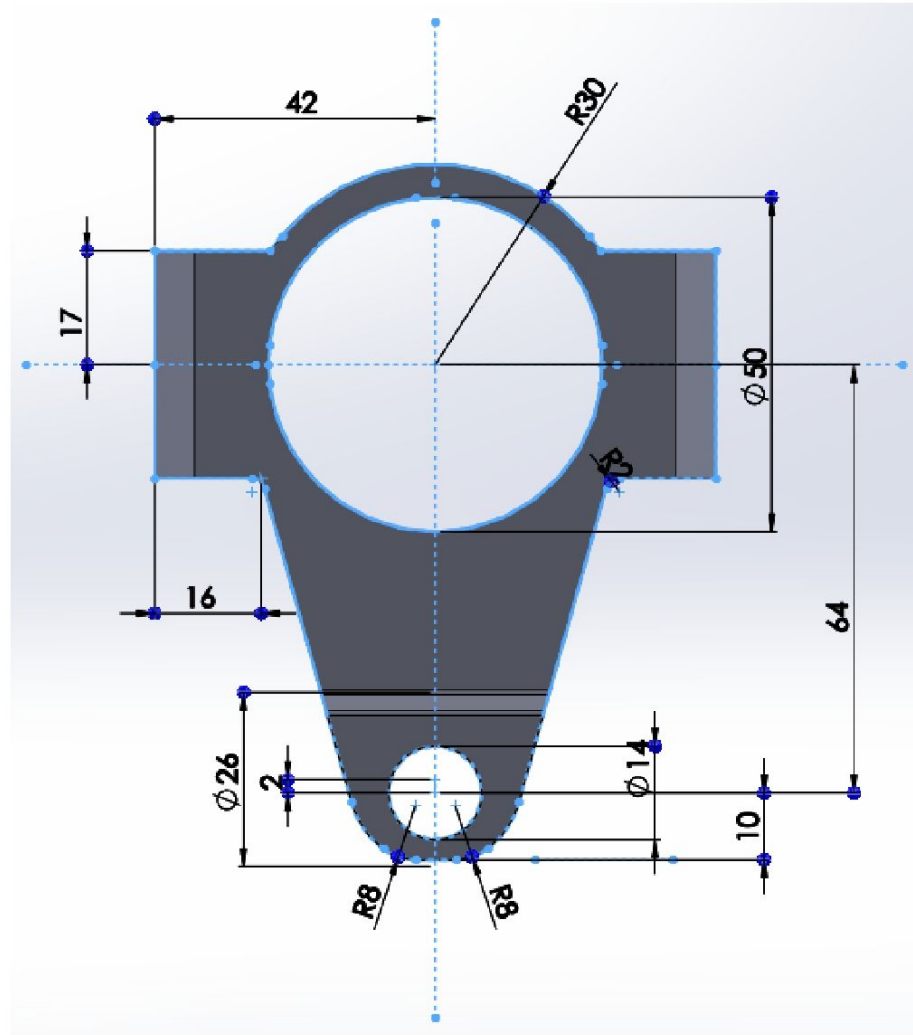
3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu tez çalışmasında su jetinin optimizasyonu sadece resiprokan pompanın optimizasyonu ile sınırlanmıştır. Pompanın optimizasyonu 3 aşamaya ayrılmış, bu 3 aşamada biyel ağırlık açısından ve muhafaza malzeme açısından optimize edilmeye çalışılmıştır. Güç aksamındaki krank mili ise sadece mukavemet açısından birinci aşamada incelenmiş, optimizasyon işlemine tabi tutulmamıştır. Analizdeki tüm aşamalar Ansys yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

3.1. OPTİMİZASYONUN İLK AŞAMASI : STROK-PİSTON ÇAPI SEÇİMİ

3.1.1. Biyelin Geometrik ve Malzeme Özellikleri

Optimizasyonun ilk aşamasında mevcut biyele uygun strok-piston çapı değeri araştırılmıştır. Bu aşamada sadece pistonu gelen yük optimize edilmiş, pistonun geometrisiyle oynanmamıştır. Biyelin malzemesi olarak C95510 alaşımı alınmıştır.



Şekil 3.1: Biyel kolunun geometrik ölçüleri

Biyel malzemesi C95510 alaşımının özellikleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir.

Malzeme	Akma M.	Kopma M.	Elastisite M.	Yoğunluk
C95510	431 Mpa	724 Mpa	110 Gpa	7,53 g/cm ³

Tablo 3.1: C95510 alaşımının özellikleri

3.1.2. Örnek Strok-Krank Çap Değerlerinin Ortaya Atılması

Resiprokan pompaların güç aksamı tasarlanırken en önemli tasarım kriterlerinin strok ve piston çapı olduğu bilinmektedir. Piston çapının değeri, güç aksamındaki tüm elemanlara yayılan piston yükü değerini belirleyen faktör olduğundan tüm aksamı ilgilendirir. Strok değeri ise krank pini yarıçapının iki katı değerinde olduğundan krank milinin geometrisini değiştirir. Yine krank mili geometrisinin değişmesi biyel dahil tüm aksamı ilgilendirir.

Strok ile piston çapı arasındaki bağlantı eşitlik 2.1' deki debi hesabında kurulur. Bu çalışmada kullanılan pompanın debisi 16 lt/dk' dır ve bu değer 0,96 m³/h olarak eşitliğe yerleştirilmelidir. Tüm örneklerde debi sabit tutulacaktır. Krank milinin dönüş hızı ise 800 devir/dk alınmıştır ve tüm örneklerde aynı alınacaktır.

Piston çapı 12, 14, 16, 18, 20 mm şeklinde 5 örnek seçelim. $D = A.s.n.m.6.10^{-8}$ eşitliğini kullanarak bulunan strok değerleri aşağıdaki tabloya yerleştirilmiştir.

Piston çapı(mm)	Strok (mm)	Dönme hızı(rpm)	Debi (lt/dk)
12	58,94	800	16
14	43,30	800	16
16	33,15	800	16
18	26,19	800	16
20	21,22	800	16

Tablo 3.2: Piston çapı baz alınarak seçilen ilk 5 örnek için strok değerleri

Resiprokan pompalarda piston hızının 0,70 m/s ile 0,41 m/s arasında olması gerektiği bilinmektedir. $v = n \cdot s / 30000$ eşitliğinden piston hızları bulunup aşağıdaki tabloya yerleştirilmiştir.

Piston çapı(mm)	Strok (mm)	Piston hızı (m/s)
12	58,94	1,57
14	43,30	1,15
16	33,15	0,88
18	26,19	0,70
20	21,22	0,56

Tablo 3.3: Optimizasyonun ilk aşamasında kullanılacak 3 örnek model

Tablo 3.3' deki verilere baktığımızda ilk ve son örnekteki piston hız değerleri limitlerin dışında kaldığından bu örnekler optimizasyon sürecine alınmayacak. O zaman optimizasyonun ilk aşamasında 3 tane örnek strok-piston çapı değerleri alınacaktır.

3.1.3. Piston Yüklerinin Hesaplanması

Bölüm 2' de piston yükünün $F = P_d \cdot A$ eşitliğiyle bulunduğu bahsedilmişti. Eşitlikte P_d diye simgelenen ifade basınçtır ve analizlerde $50 \cdot 10^6$ Pa (500 bar) değerinde alınacaktır. A sembolüyle simgelenen pistonun kesit alanıdır. Sınanacak 3 Örnek piston çapı için piston yükü bulunup aşağıdaki gibi tablolanmıştır.

Piston çapı(mm)	Strok (mm)	Piston yükü (N)
14	43,30	7696
16	33,15	10053
18	26,19	12723

Tablo 3.4: Seçilen piston çaplarına denk gelen piston yükleri

3.1.4. Cıvata Önderilme Kuvvetinin Hesaplanması

Cıvata ön gerilme kuvvetinin maksimum değeri ;

$$F_{M \max} = \sigma_{\zeta} \cdot A_S = \frac{0,9 \cdot R_{P0,2} \cdot A_S}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left[\frac{4 \cdot \tan(\alpha + \rho')}{1 + \left(\frac{d_3}{d_2}\right)} \right]^2}} \quad (3.1)$$

formülüyle bulunur. Eşitlikteki sembollerin değerleri ;

DIN 13 standartı M6 cıvata için ;

Diş dibi çapı: $d_3 = 4,773 \text{ mm}$

Ortalama çap: $d_2 = 5,350 \text{ mm}$

Gerilim kesit alanı: $A_S = 20,1 \text{ mm}^2$

Helis açısı $\alpha \approx 2,5^\circ$

Çelik-çelik malzeme çifti kuru sürtünme : $\mu \approx 0,15$

$$\mu' = 0,15/0,866 = 0,173 = \tan \rho'$$

$$\rho' = 10^\circ \rightarrow \tan(\alpha + \rho') = 0,22$$

8.8 cıvata kalitesi için $R_{P0,2} = 640 \text{ N/mm}^2$

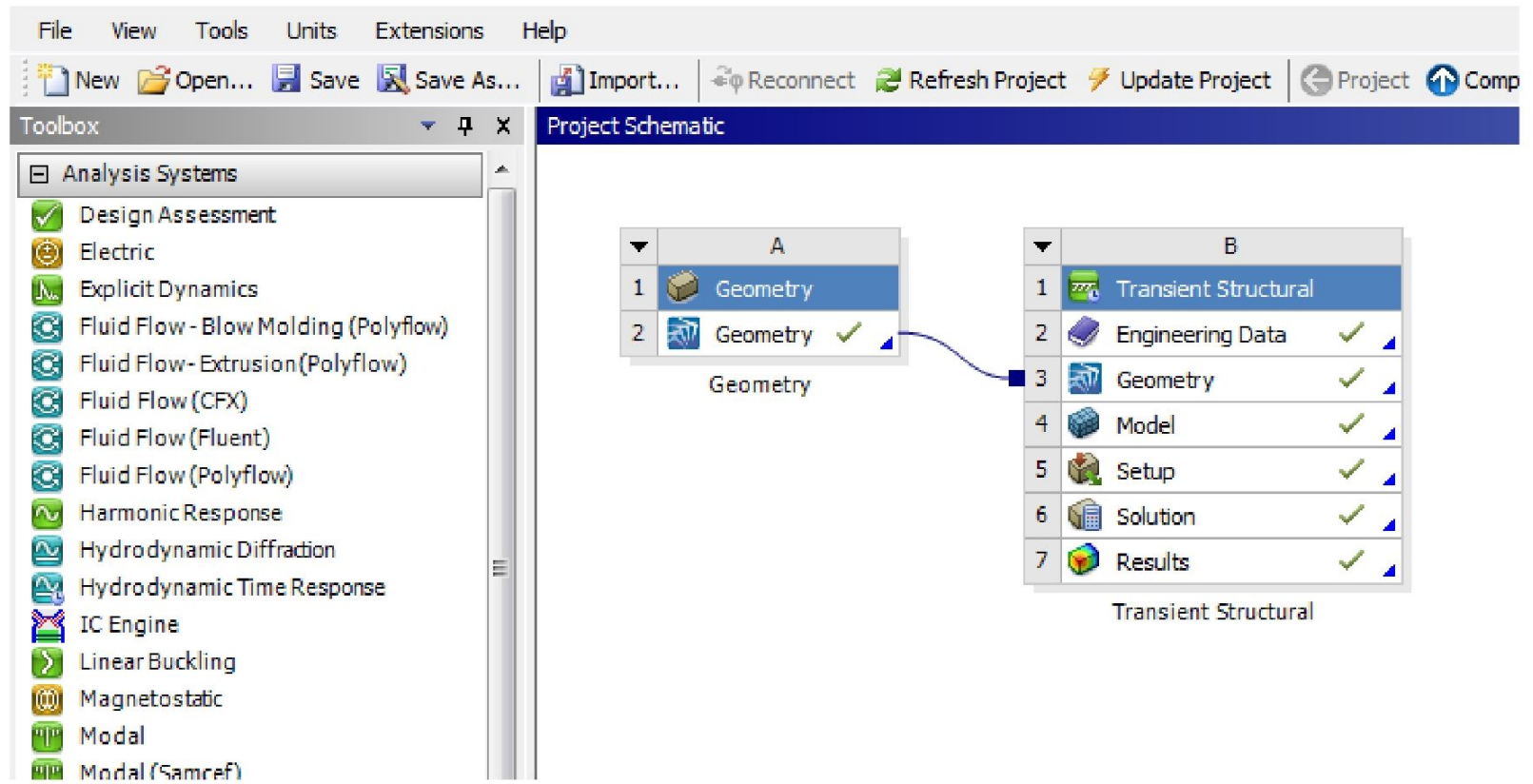
şeklindedir. Bu değerlerle eşitlik 3.1' e girilirse $F_{M \max} = 9016 \text{ N}$ sonucuna ulaşılır.

3.1.5. Analizin Gerçekleştirilmesi

Belirlenen 3 örnek piston çapı-strok değeri için analiz girdileri bulunmuş ve bu değerler kullanılarak 3 tane krank-biyel mekanizması modeli oluşturulmuştur. Tezin bu noktasında modeller üzerinde gerçekleştirilen analizler için izlenen yol anlatılmıştır.

3.1.5.1. Analiz Şeması Ve Krank- Biyel Mekanizmasındaki Montoj İlişkileri

Krank-biyelin hareketinin tam doğru incelenebilmesi için dinamik olarak değerlendirilmelidir. Çünkü değişen krank açısı mekanizmadaki kuvvet dağılımını değiştirdiği için statik değerlendirme yapılması doğru olmaz. Bu yüzden analizi gerçekleştirebilmek için Ansys yazılımının transient structural (zamana bağlı analiz) modülü kullanılmıştır.



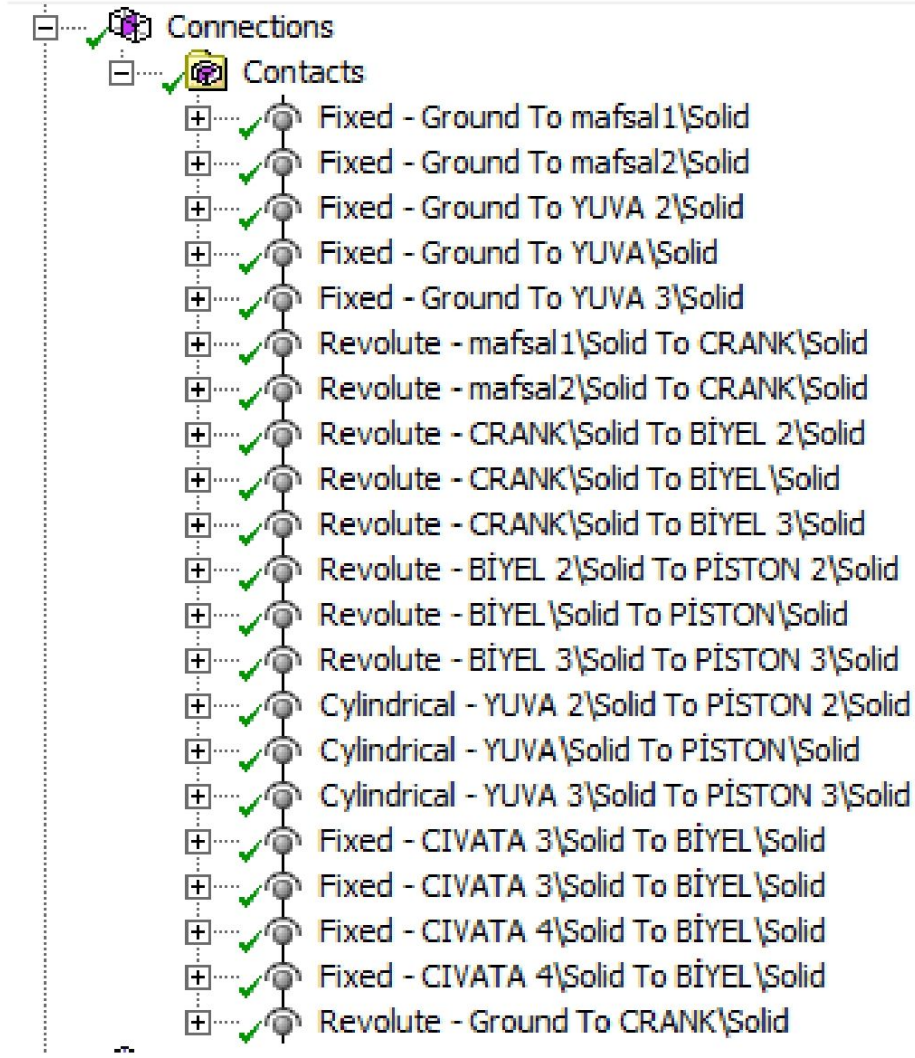
Şekil 3.2: Ansys zamana bağlı analiz işlem şeması

Şekil 3.2' de transient analizin işlem şeması gösterilmektedir. Bu şemada geometri kısmındaki katı model, yine Ansys firmasına ait Spaceclaim katı model oluşturma yazılımında çizilmiş ve transient analizle bağlantısı sağlanmıştır.

Ansys yazılımına herhangi bir katı model programından bir model eklendiğinde Ansys montaj bağlantılarını kendi otomatik değerlendirse de bu değerlendirmeyi çoğunlukla

yanlış yaptığından kullanıcı, part geometrileri arasındaki bağlantıları tanımlamalıdır. Bunun için Ansys işlem ağacındaki connection kısmından gerekli bağlantılar yapılır.

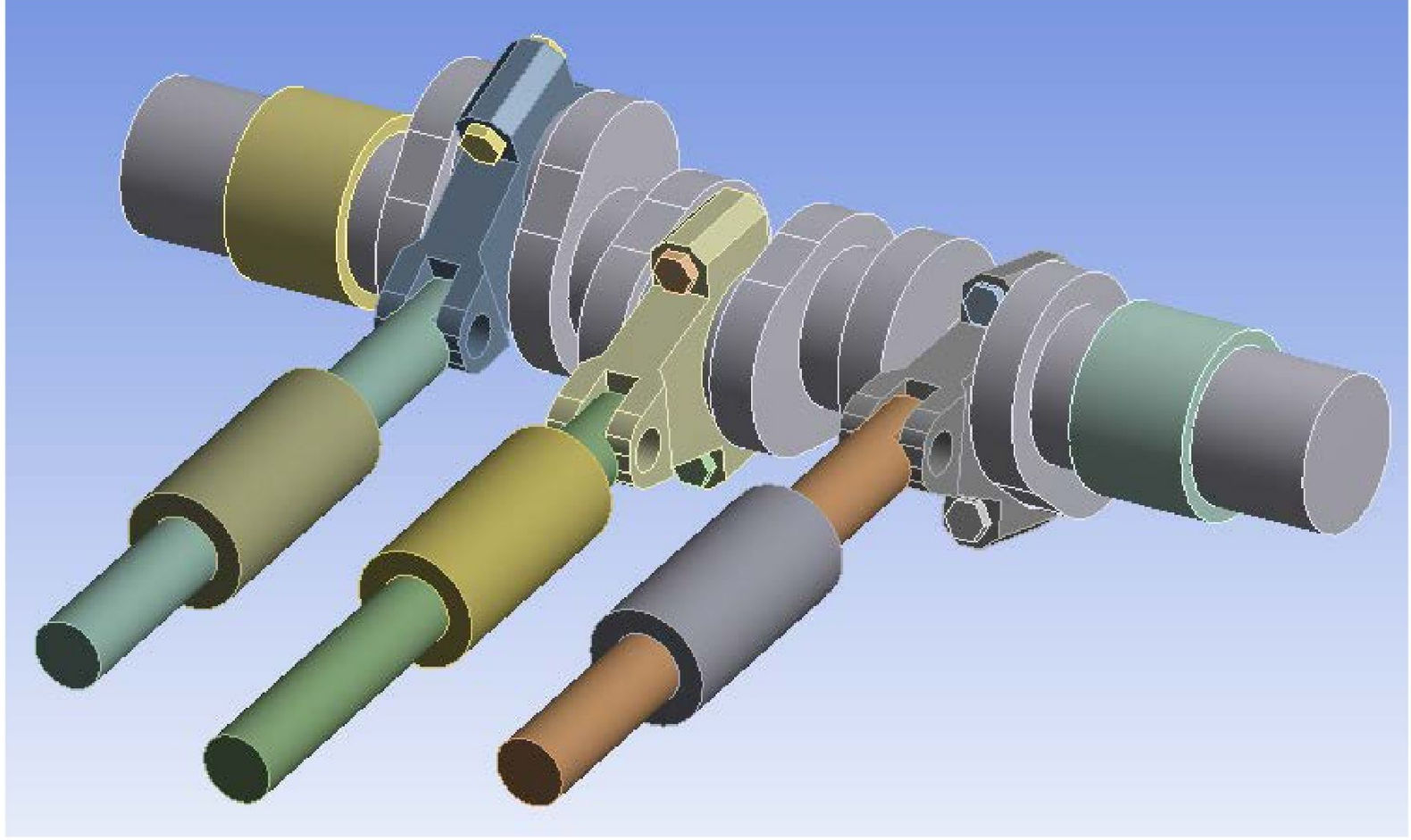
Şekil 3.3’ de gerekli montaj bağlantıları görülmektedir.



Şekil 3.3: Parça geometrileri arasındaki montaj bağlantıları

Montaj bağlantılarından fixed bağlantısı, muhafaza yatağını temsilen çizilmiş mafsal adlı parça ve silindirlere atanmıştır. Bu bağlantıların anlamı bu parçaların hareket etmeyeceğidir. Revolute bağlantısı ise krank ve muhafaza yatağı arasına, biyeler ve krank mili arasında ve biyeler ile silindirler arasına atanmıştır. Bu bağlantının anlamı ise belirtilen yüzey temasında parçaların birbiri etrafında dönebileceğidir. Şemadaki Cylindrical bağlantı pistonlar ve silindirler arasına atanmıştır. Bu bağlantının anlamı parçaların silindir eksenlerinin birbiri üzerinde kayarak hareket edebildiği başka türlü hareket edemediğidir. Şekil 3.3’de sonlarda görülen 4 tane fixed bağlantısı civataların montajını tarif etmek içindir. Bu bağlantıyla 2 tane civatanın baş kısmı biyele oturduğu yüzeye sabitlenmiş ve yine somun kısmı da biyele sabitlenmiştir. Montaj ağacındaki son bağlantı Krank milinin dışarıdan bir etkiyle dönerek hareketi sağladığını ifade etmek için atanmıştır. Buradaki Revolute bağlantısı ‘Ground to crank’ isminden de anlaşılacağı gibi dışarıdan hareket verildiğini anlatır.

Tüm bu montaj bağlantıları ansys programına atantığında mekanizma harekete hazır hale gelir. Şekil 3.4’ de krank-biyel mekanizmasının bağlantılarının tamamlanmış hali gösterilmektedir. Şu durumda mekanizmaya mesh (sonlu elemanlar ağı) atanması yapılabilir.



Şekil 3.4: Workbench’de krank-biyel mekanizması

Krank-biyel mekanizmasındaki biyelle silindiri birleştiren pim elemanı mekanizmaya eklenmemiştir. Çünkü biyel kolu ile piston arasına atanmış ‘revolute’ bağlantısı zaten pimin yapacağı görevi içermektedir.

3.1.5.2. Sonlu Elemanlar Ağının Oluşturulması

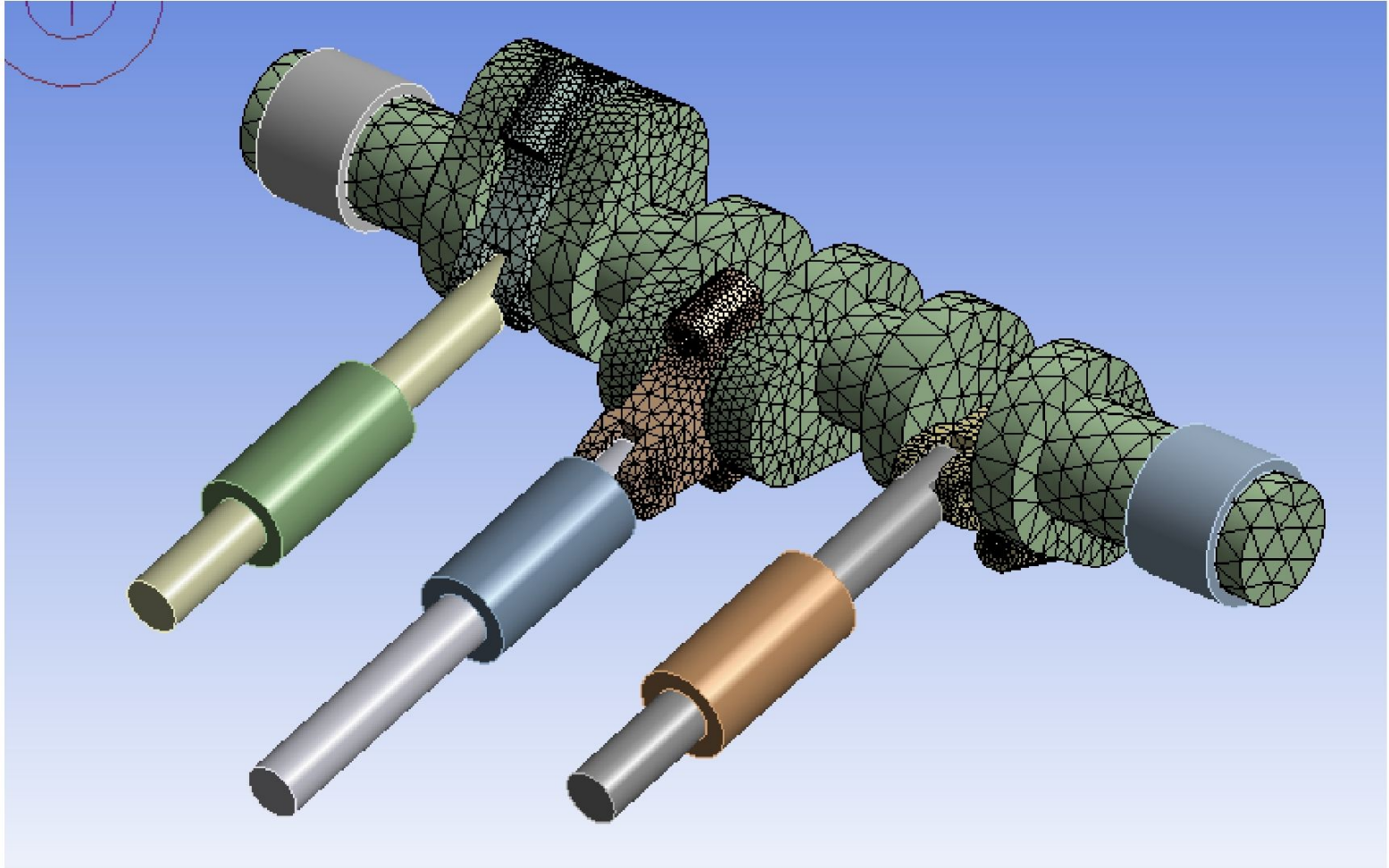
Ansys yazılımının işlem ağacındaki geometri kısmında parça geometrilerine rijit ya da flexible diye seçilen iki seçenek vardır. Rijit geometrinin anlamı parçanın hiç deformasyona uğramadığı mekanizmadaki görevinin sadece gelen kuvvetleri harekete göre dağıtmak olduğudur. Flexible geometrinin anlamı ise parçanın deformasyona uğradığı, üzerine gelen kuvvetlerle şekil değiştirebileceğidir. Rijit geometriler deformasyona uğramadığından başka bir deyişle üzerindeki gerilmenin bir anlamı olmadığından bu parçalara mesh atılmasına gerek yoktur. Bu bilgi uzun süren dinamik analizlerin işlem sürecini azaltmak için önemlidir.

Optimizasyonun ilk aşamasında biyel kolu üzerindeki gerilmelere bakılacağından biyel geometrisi flexible olarak atanmak zorundadır. Yani; biyel koluna mesh atanmak zorundadır.

Dışarıdan girilen (ground to olarak) montaj bağlantıları üzerine sınır şartı tanımlanıyorsa bu parçalara flexible tanımlanmak zorundadır. Krank miline dışarıdan dönme hareketi tanımlanacağından krank miline mesh atanmak zorundadır

Transient analizde üzerine kuvvet ve moment girilen parçalar flexible atanmak zorundadır. Eğer piston yükleri piston kesitinden kuvvet olarak atanırsa pistonun da flexible olarak atanması gerekir ki bu da pistonu da mesh atılması gerektiği anlamına gelir. Pistona atılan mesh zaten uzun olan analiz süresini daha da uzatacaktır. Bu yüzden piston yükü doğrudan silindirik montajın üzerine tanımlanmıştır. Bunun anlamı piston ve silindir montaj ekseninin doğrultusunda sisteme kuvvetin dağılacığıdır. Böylelikle piston geometrisi rijit olarak atanabilir ki bu da pistonu mesh atmak zorunluluğunu ortadan kaldırır.

Tüm bu geometrik tanımlamalarda sonra sonlu elemanlar ağı atanmış ve şekil 3.5' deki mesh ağı elde edilmiştir.

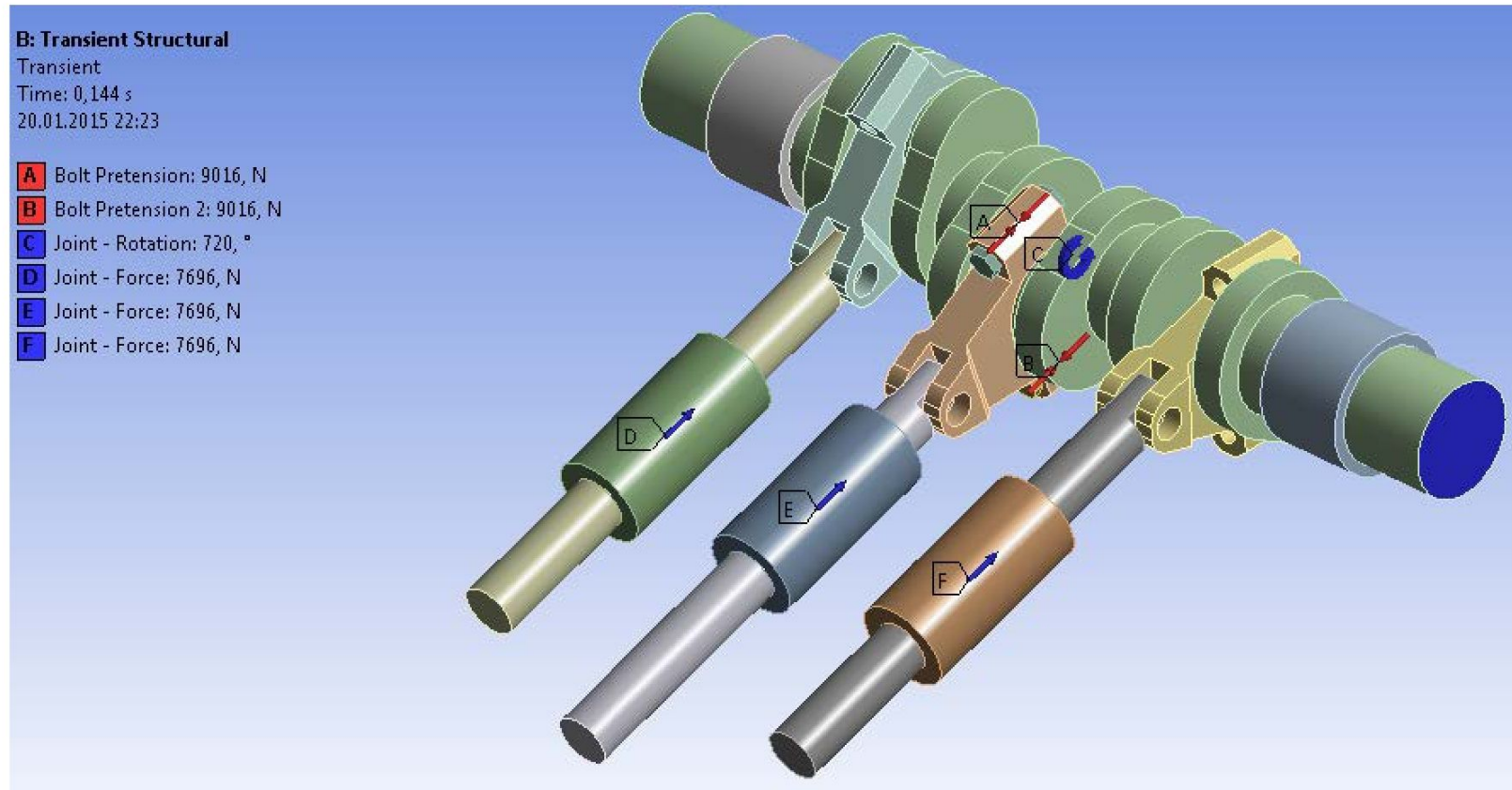


Şekil 3.5: Krank-biyel mekanizmasına atanan sonlu elemanlar ağı

3.1.5.3. Sınır Şartlarının Girilmesi

Sonlu elemanlar ağı oluşturulduktan sonra mekanizmaya gereken sınır şartları şekil 3.6' daki gibi girilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi piston yükü her 3 pistonu da girilmiş, fakat cıvatalara ön gerilme kuvveti sadece ortadaki biyel koluna uygulanmıştır. Dönme hızı krankın uç kısmındaki kesit alanından (şekil 3.6' da mavi olarak görülen kesit) uygulanmıştır.

Burada krank milinden tanımlanan dönmenin 720° ye kadar uygulandığı belirtilmelidir. 360° yapılmamasının sebebi analiz sonuçlarının rayına oturup oturmadığını görebilmektir. Çünkü sonlu eleman analizinde eğer mesh ağı kalitesizse veya geçen zamanı temsil eden adım sayısı az alınmışsa sonuç yakınsamayacaktır. Dönmenin 720 derece alınmasıyla krank ve biyel kolu aynı noktalardan iki kere geçecektir. Eğer birinci turdaki (0° den 360° ye) gerilme değerleri ikinci turdaki (360° den 720° ye) gerilme değerleriyle uyuşmazsa analiz girdileri (mesh ağı, step sayısı, sınır şartları, montaj ilişkileri) gözden geçirilecektir.

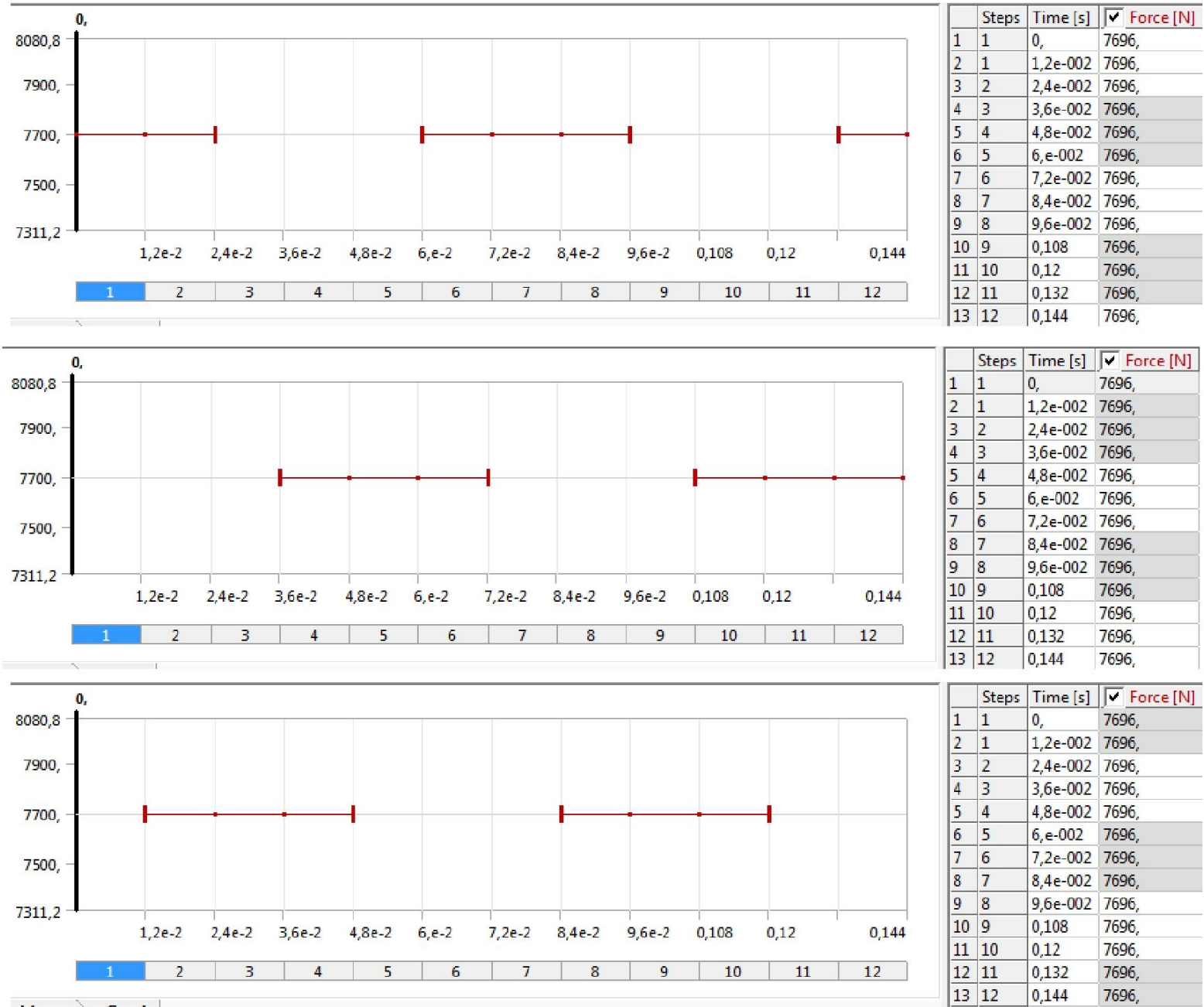


Şekil 3.6: Sınır şartlarının girilmesi

Bu çalışma boyunca başlarda birçok kez analiz sonuçlarının yakınsamadığı krank milinin birinci ve ikinci turlarındaki biyel gerilme değerlerinin uyuşmamasından anlaşılmış ve sonlu elemanlar ağında ve adım sayısında iyileştirmeye gidilmiştir. Yine de bazı zorluklarla karşılaşmış ama değerlendirilebilir sonuçlar elde edilebilmiştir.

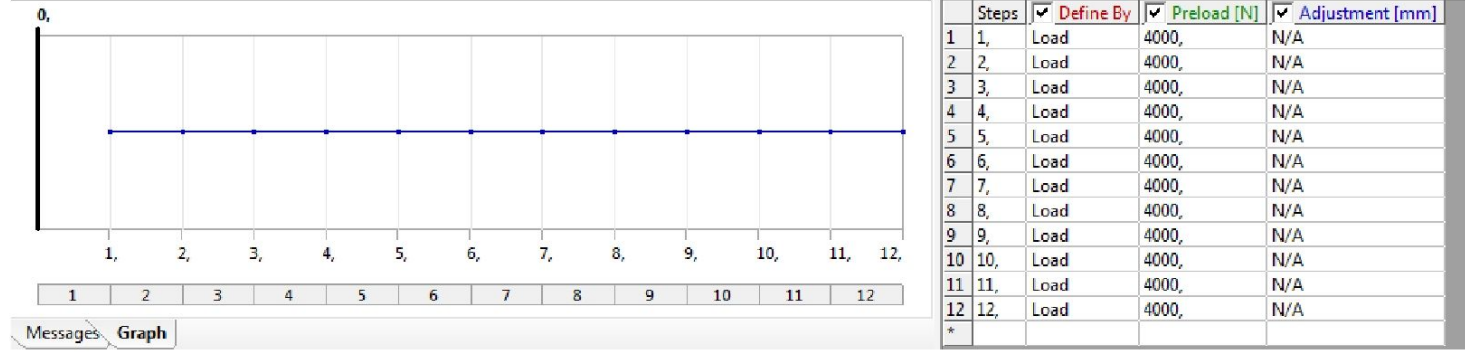
Sınır şartlarının yüklenmesinden önce mekanizma, biyel kolunun açısı 0° olacak konuma, başka bir deyişle ortadaki piston en ileride olacak konuma getirilmiştir. Bu konumdan harekete başlayan piston krank mili 180° dönene kadar emme durumunda olacaktır. Çalışmada emme hattı basınçsız kabul edildiği için 180° boyunca piston yükü oluşmayacaktır. Daha sonra krank 180° den 360° ye doğru hareket edecek ve bu durumlarda piston basınca maruz kalacaktır. Bu durum piston yükünün sürekli değil de kesikli girilmesi gerektiğini gösterir. Şekil 3.7' de ortadaki pistonu girilen kuvvet değeri görülmektedir. Bu şekilde her bir zaman adımı arası krankın 60° dönmesine tekabül etmektedir. Kırmızı çizgili bölgelerde (180° - 360° arasında ve 540° - 720° arasında) pistonu kuvvet uygulanmakta diğer bölgelerde ise kuvvet uygulanmamaktadır.

Ortadaki piston en ileride bulunduğu birinci piston 120° de basma halinin bir kısmında, ikinci piston 240° de emme halinin bir kısmındadır. Bu konuma göre birinci ve üçüncü pistonun piston yükleri de şekil 3.7' de gibi girilir.



Şekil 3.7: Sırasıyla ilk modelde 1. 2. ve 3. pistonlara girilen piston yükleri

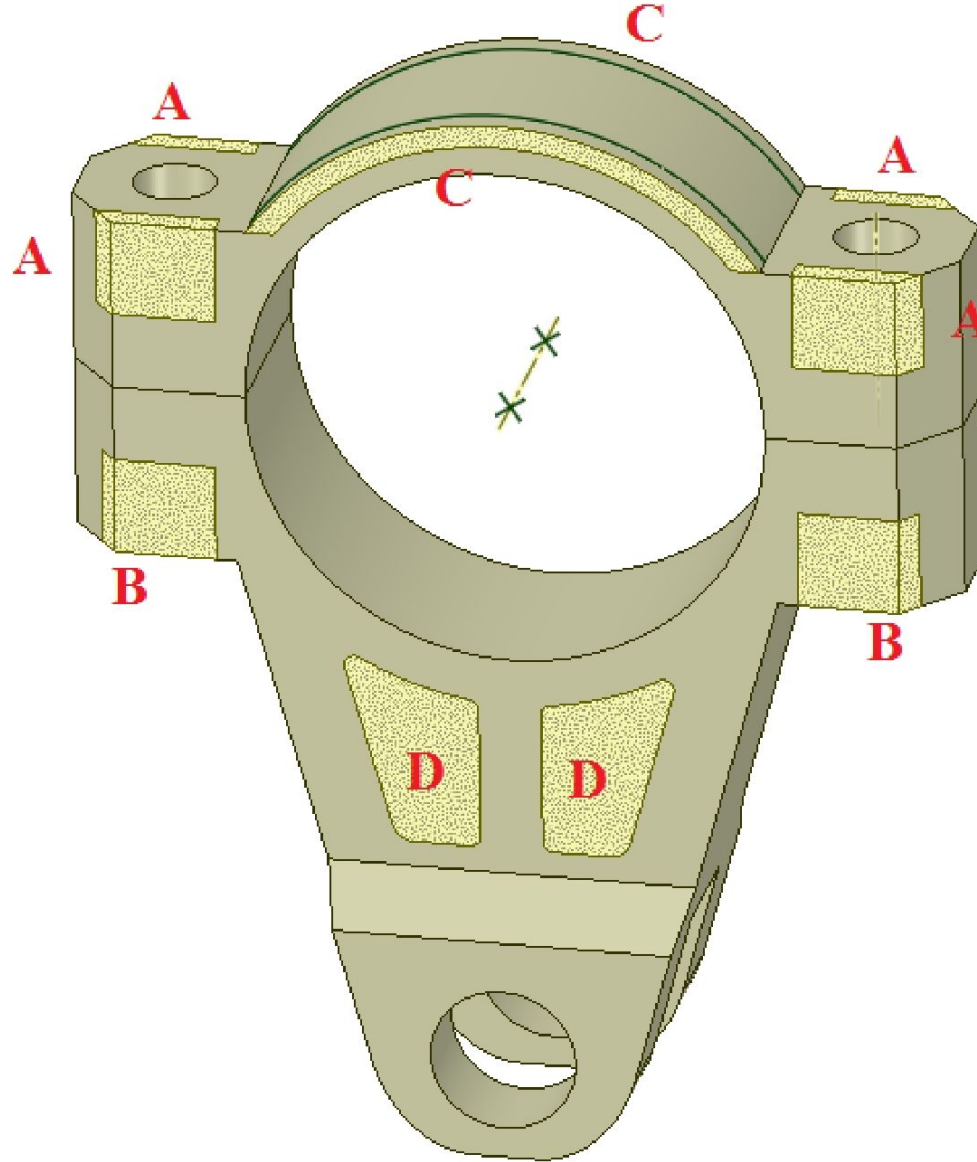
Cıvata ön gerilme kuvveti ise piston yükünün aksine sürekli. Şekil 3.8’ de cıvata ön gerilmesinin değerleri ‘tabular data’ olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.8: Cıvata öngerilme kuvvetinin uygulanışı

3.2. OPTİMİZASYONUN 2. AŞAMASI : BİYEL AĞIRLIK OPTİMİZASYONU

Resiprokan pompa biyeli için yapılacak ağırlık optimizasyonu için içten yanmalı motor biyeli ile ilgili optimizasyon çalışmalarından ilham alındı. Böylelikle pompa biyelinde fazla ağırlığın atılması için 4 bölge belirlendi.

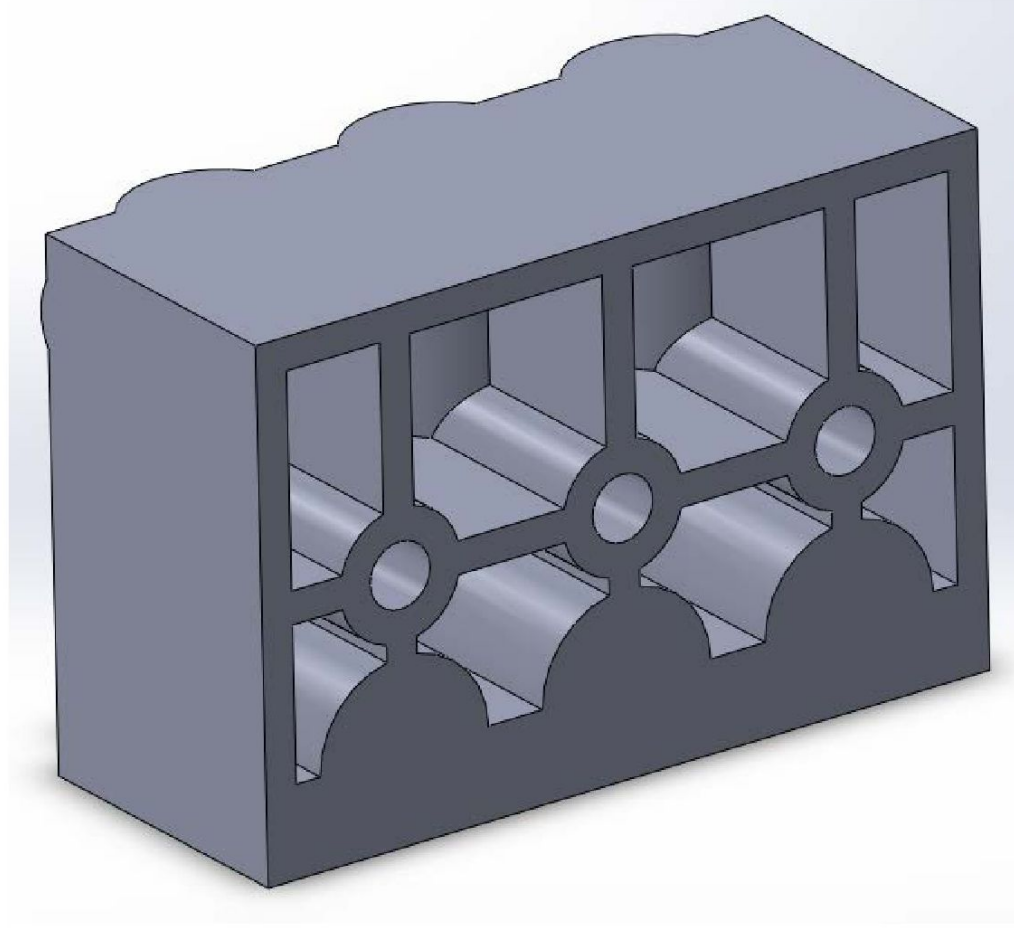


Şekil 3.9: Biyelde ağırlık optimizasyonu yapılacak bölgeler

Şekil 3.9’ da fazla ağırlığın atılması düşünülen bölgeler görülmektedir. Bu bölgelerden D bölgesinin en verimli sonucu vermesi beklenmektedir. A ve B bölgesi civata ön gerilmesine yakın olduğundan bu bölgelerde büyük bir ağırlık atışı beklenmemektedir. En verimsiz olması beklenen bölge C bölgesidir. Çünkü Biyel kolundaki gerilmelerin maksimum değerinin kep kısmında çıktığı bilinmektedir.

Biyel kolundaki ağırlık optimizasyonu yorulma analizi üzerinden yapılacaktır. İteratif olarak ağırlık azaltıldıkça her safhada Goodman teorisi kullanılarak yapılacak yorulma analizi, maksimum yük sıfır bazlı titreşimli yüklemeyle 10^9 çevrimde uygulanacaktır. Gerçekleştirilecek her yorulma analizinde en düşük yorulma güvenlik katsayısı bulunacaktır. Güvenlik katsayısının 2 değerinde çıktığı analizin aranan sonucu barındırdığı düşünülerek bu analizde kullanılan biyel geometrisi, optimizasyonu tamamlanmış biyel kolu olarak kabul edilecektir.

3.3. OPTİMİZASYONUN 3. AŞAMASI: MUHAFAZA MALZEME SEÇİMİ



Şekil 3.10: Muhafaza kapağı geometrisi

Resiprokan pompanın muhafaza geometrisi şekil 3.10’ daki gibi tasarlanmıştır. Bu katı model ortalama bir pompa muhafazanın olması gerektiği gibidir. Modelin tek eksiği muhafaza bakım kapakçıklarının pompayla tek parça olacak şekilde çizilmesidir. Kapaklar yuvalarıyla bitlikte ayrı olarak çizilmediğinden yapılacak analiz kapak

bölgeleri hakkında bir kanaat oluşturmayacaktır. (cıvata ve bakım kapaklarındaki gibi dişler arasındaki sürtünmeler olduğu bölgeler, tek başına derinlemesine incelenmesi gereken bölgelerdir. Bu tez çalışmasında bu tip bölgelerin üzerine yoğunlaşılmamıştır.)

Optimizasyonun son aşamasında muhafaza için tasarlanan katı modele uygun malzeme seçimi yapılacaktır. Muhafaza kapağı için kullanılacak malzemelerin özellikleri tablo 3.5’ de yazılmıştır.

Malzeme	Akma M.	Kopma M.	Elastisite M.	Yoğunluk(g/cm ³)
RG6	130 Mpa	230 Mpa	105 Gpa	8,7
ZB37	250 Mpa	600 Mpa	91 Gpa	8,1
C95510	431 Mpa	724 Mpa	110 Gpa	7,53

Tablo 3.5: Muhafaza için kullanılacak malzemelerin özellikleri

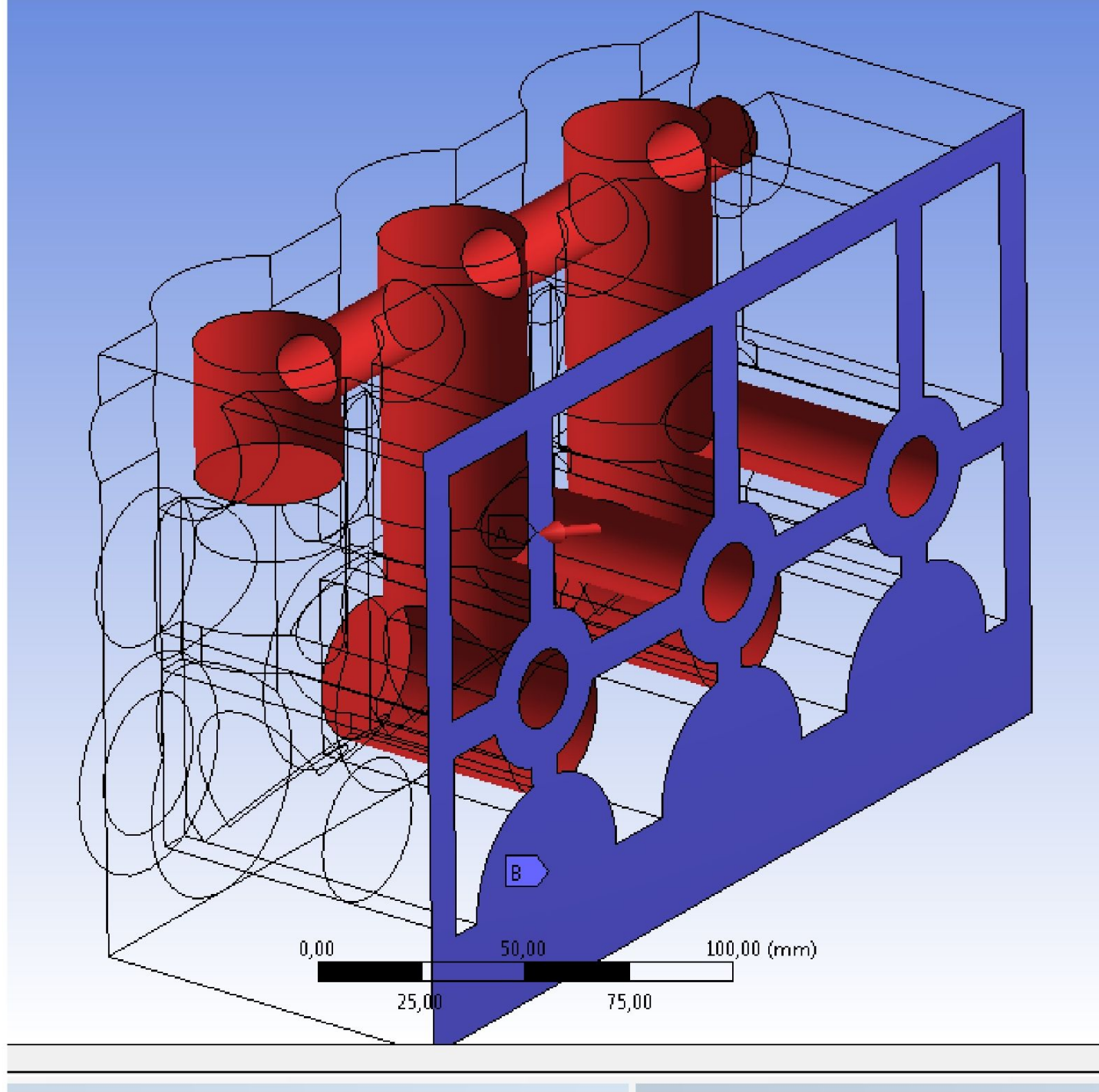
Muhafaza kapağının analizi krank-biyel mekanizmasının aksine transient değil statik yapısal analiz olacaktır. Eğer tablo 2.1’ de verilen tripleks pompanın akış karakteristiği incelenirse pompa basıncının neredeyse hep aynı tutulduğu görülür. (Bu akış karakteristiğindeki pompaların farklı zamanlardaki basma hallerinden dolayı oluşan küçük basınç dalgalanmalarını biriktiricinin büyük oranda sönmeyeceği düşünüldüğünde basıncın sabit alınması yanlış bir karar olmaz.)

Şekil 3.11 de muhafaza kapağına girilen sınır şartları görülmektedir. Bu şekilde kırmızı olarak görülen yüzey, akış hacminin dış yüzeyidir. Muhafaza kapağına uygulanan su basıncı tam olarak bu kırmızı yüzeyin her yerine dik olarak uygulanır.

Şekil 3.11’ de mavi olarak görülen bölge ise muhafaza kapağının muhafaza kutusuna sabitlendiğini temsil eder.

Bu şekle dikkatli bakılırsa su basınç yüzeyinin sol kısmındaki bölümün daha küçük olduğu görülür. Akış yüzeyinin burada az alınmasının sebebinin basma halinde olmayan pistonun buradaki piston olarak seçilmesidir. Daha önceki bölümlerde resiprokan pompalarda aynı anda sadece iki pistonun basma halinde olacağından bahsedilmişti.

(aynı anda sadece bir pistonda basma halinde olabilir ama bu muhafazanın maksimum zorlandığı an olmayacağından bu durum değerlendirilmemiştir.) Bu aşamadaki analizde soldaki piston emme halinde olduğundan tam üstündeki basma valfi kapalıdır. Akış basınç yüzeyinin bu şekilde alınması bu yüzdendir.



Şekil 3.11: Muhafaza için sınır koşulları

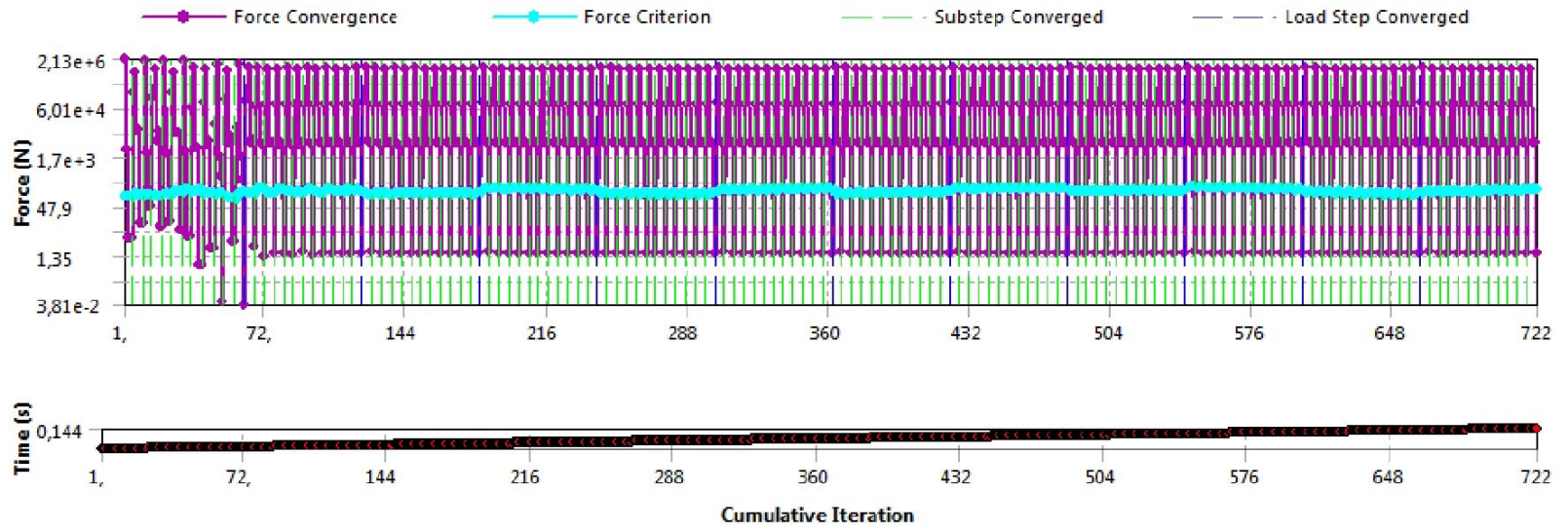
Su basıncının neden olduğu maksimum gerilme değerine ulaşıldıktan sonra sınanacak 3 malzeme için yorulma analizi yapılması planlanmaktadır. Biyel kolunda gerçekleştirilecek yorulma analizinde olduğu gibi muhafaza içinde Goodman teorisi sıfır bazlı titreşimli yüklemeye 10^9 çevrimde uygulanacaktır. Her 3 malzeme içinde uygulanacak bu işlemden sonra elde edilen en düşük güvenlik katsayıları not edilecek ve bu katsayılardan 1 değerini geçebilen malzemelerin muhafaza için uygun olduğu sonucuna varılacaktır.

4. BULGULAR

4.1. OPTİMİZASTONUN İLK AŞAMASININ BULGULARI

İlk aşamada 3 adet örnek modelin sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Öncelikle bu süreçte karşılaşılan tasarım zorluklarından bahsedilecektir.

Zorluklardan ilki, Şekil 4.1' den de görülebileceği üzere analizlerin ilk geçiş bölgesindeki yakınsama problemi. Krank açısının ilk 60°' sinden elde edilen geçiş değerlerinin nihai hesaplamalarda kullanılmaması gerektiği kanaati oluşmuştur.

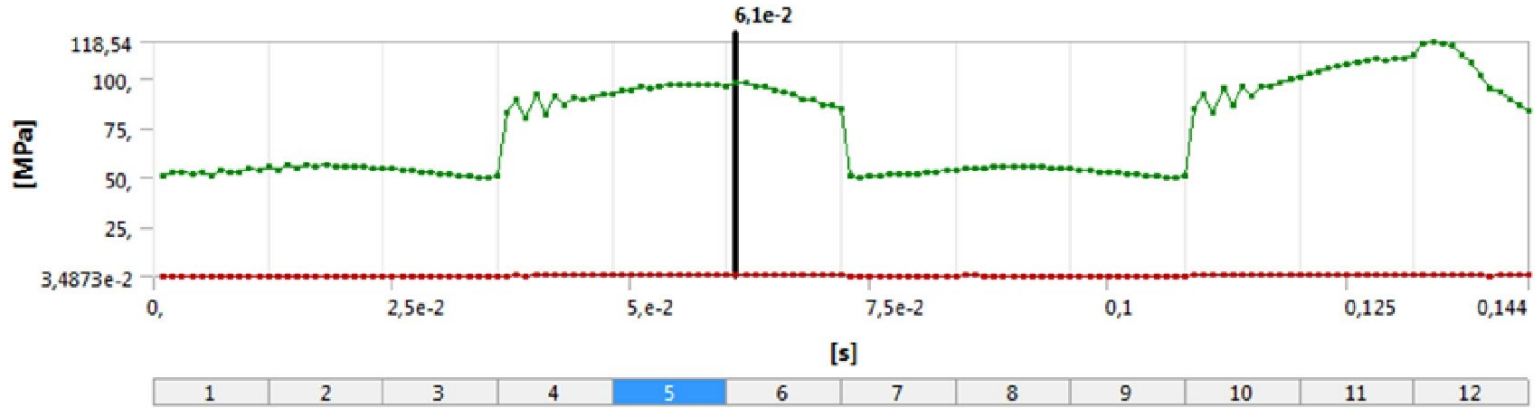


Şekil 4.1: İlk modelin analiz yakınsama grafiği

Çünkü Krank açısı 60°' yi geçtikten sonra analiz doğru sonuçlara yakınsamaya başlamıştır. Bu olayın biyel üzerinde herhangi bir etkisi olmamakla birlikte, Şekil 4.10' dan da görülebileceği üzere krank milinin gerilme değerlerinde başlarda sapmalar olmuş ama sonrasında gerilme değerleri mantıklı bir şekilde yakınsamıştır. Ansys yazılımında maksimum gerilme değeri sorgulandığında, gerçek maksimum değer analiz yakınsamasından sonraki değeri olduğu anlaşılmalıdır. Örneğin Şekil 4.10 'daki ilk örnek modelin gerilme sonuçlarındaki maksimum değer 0.064 saniyedeki 35.6 MPa değeridir. Oysa geçiş bölgesindeki maksimum değer 170 MPa olarak okunabilmektedir.

Zorluklardan ikincisi, Şekil 4.2' den de görülebileceği üzere biyeldeki gerilme değerlerinin bazılarının ikinci devirde (krank açısı 360 ve 720 arasında) beklenmedik değerlere yakınsamasıdır. Biyel analizi kontrol edildiğinde biyel kepindeki maksimum

gerilme değerlerinin her iki devirde aynı değere yakınsadığı görülmüştür. Buna karşın alt biyel çapındaki gerilme değerleri ikinci devirde farklı değerlere yakınsamıştır. Bu yüzden birinci turdaki maksimum gerilme biyel kepindeki bir noktaya aitken ikinci turdaki maksimum gerilme yanlışı yakınsayan alt biyel çapında bir noktaya aittir.



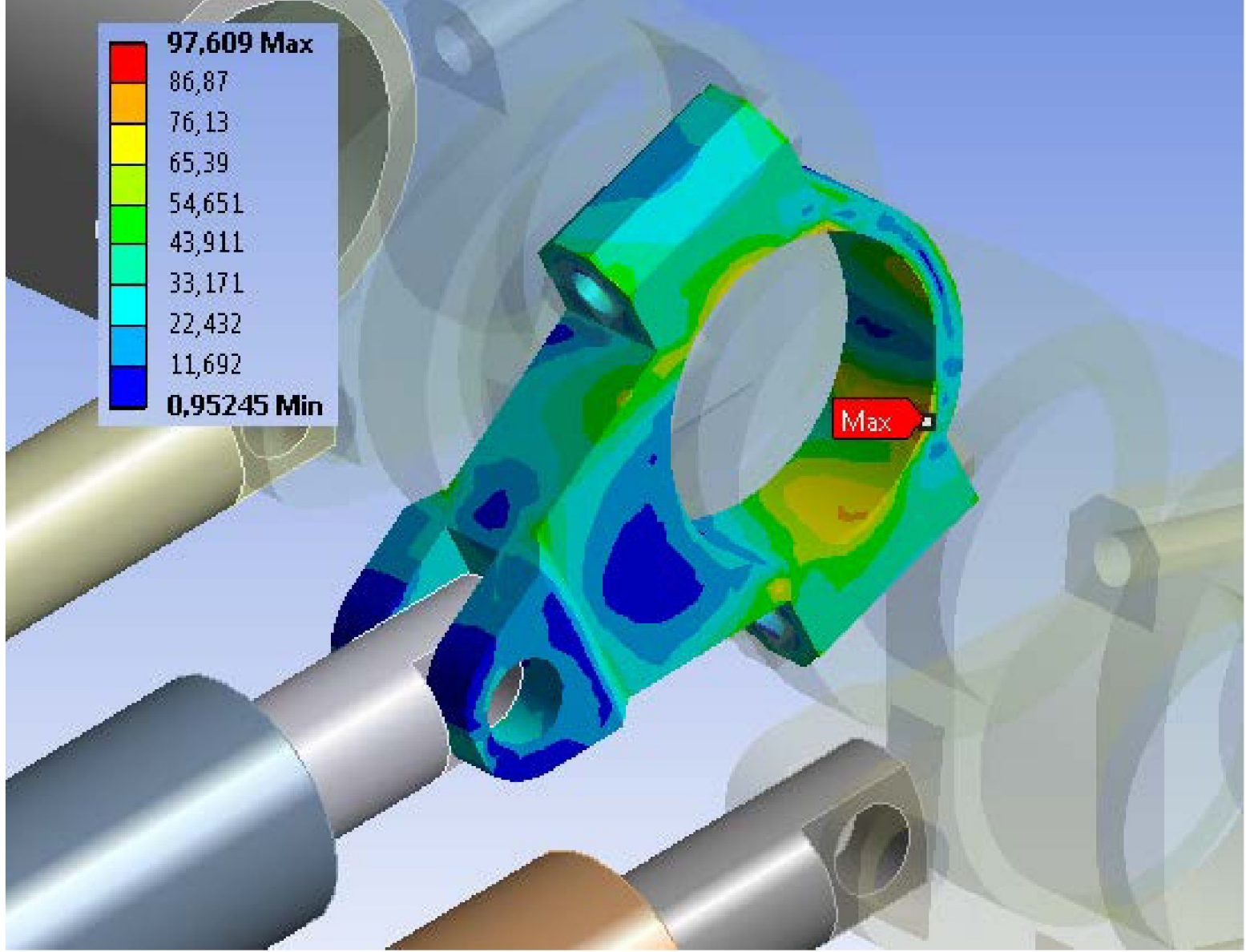
Şekil 4.2: İlk modeldeki biyel için maksimum gerilme-zaman yakınsama grafiği

Literatürde biyel kolunun mukavemetini inceleyen araştırmalardan gerilmelerin maksimum çıkacağı bölgenin biyel üst çap kısmı olduğu bilinmektedir. Optimizasyonun ilk aşamasında bu bilgi göz önünde bulundurularak biyel analizinin ikinci turundaki yanlışı yakınsama değerlerinin kullanılmaması gerektiği kanaati oluşmuştur. Örneğin Şekil 4.2 'deki ilk modelin gerilme sonuçlarında maksimum değer 0,061. saniyedeki 97,609 MPa değeridir. Oysa ikinci devirde yanlışı yakınsama yüzünden maksimum değer 118,54 MPa olarak okunabilmektedir. (İkinci turdaki yanlışı yakınsama, gerilme yığılması oluşan alt biyel çapındaki sonlu eleman sayısının azlığından kaynaklanmaktadır. Aslında Ansys yazılımında bu tip çembersel bölgeler, 'refinement' komutu kullanılarak sık mesh ağıyla örülür. Fakat bu tez çalışmasında teknik yetersizliklerden ötürü fazla mesh ağına neden olacak seçeneklerden mecburi olarak uzak durulmuştur.)

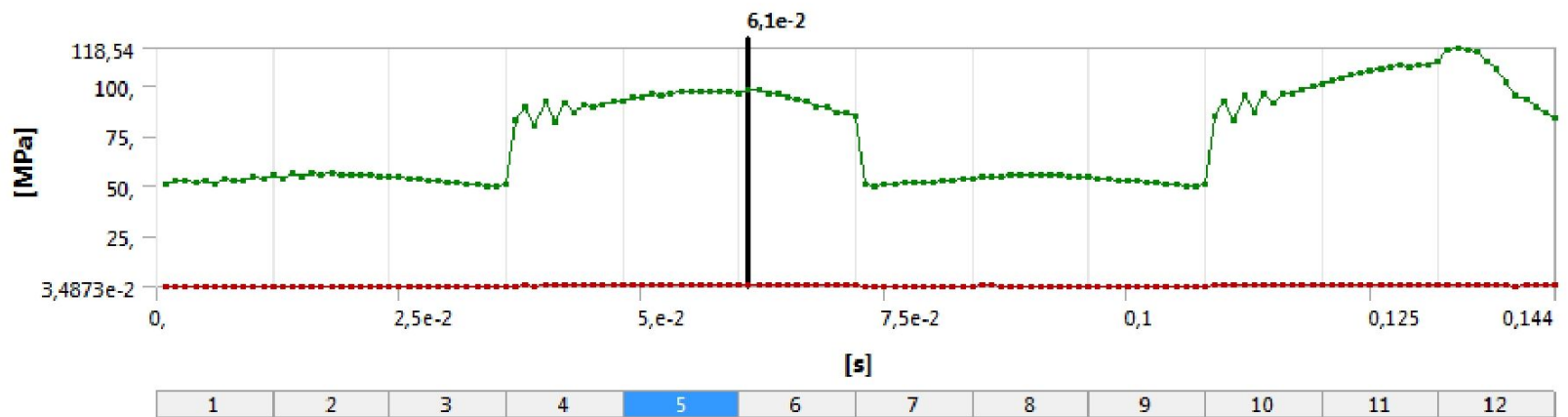
Analizlerde karşılaşılan zorluklardan bir diğeri de krank milinin gerilme değerlerindeki yakınsamaların yumuşak geçişler sağlamamasıdır. Krank mili üzerindeki dinamik analizi etkileyen değişkenlerin (krank açısına göre kuvvetin değişmesi, zamana göre basma haindeki pistonun değişmesi, atalet kuvvetleri) fazlalığı ve bu değişkenlerin her an farklı tepkiler vermesi krank analizinde yumuşak geçişlerin elde edilebilmesi için fazla iterasyon adımı seçmeyi gerektirir. Bu tezde teknik imkansızlıktan ötürü 144 adım seçilmiştir. Bu değerle gerilme değerleri arasında yumuşak geçişler elde edilememiş fakat sonuçlarının kabul edilebilir derecede yakınsamıştır.

4.1.1. İlk Modeldeki Transient Analizde Biyel Koluna Ait Sonuçlar

Krank-biyel mekanizmasında piston çapının 14 mm ve strok uzunluğunun 43,30 mm seçilerek oluşturulan ilk modelde biyel kolundaki maksimum gerilme değeri 96,60 Mpa bulunmuştur. (şekil 4.4' deki 118,54 Mpa değeri mesh den kaynaklanan bir hatadır ve değersizdir. Doğru sonuç 0,061. saniyedeki gerilme değeridir.)



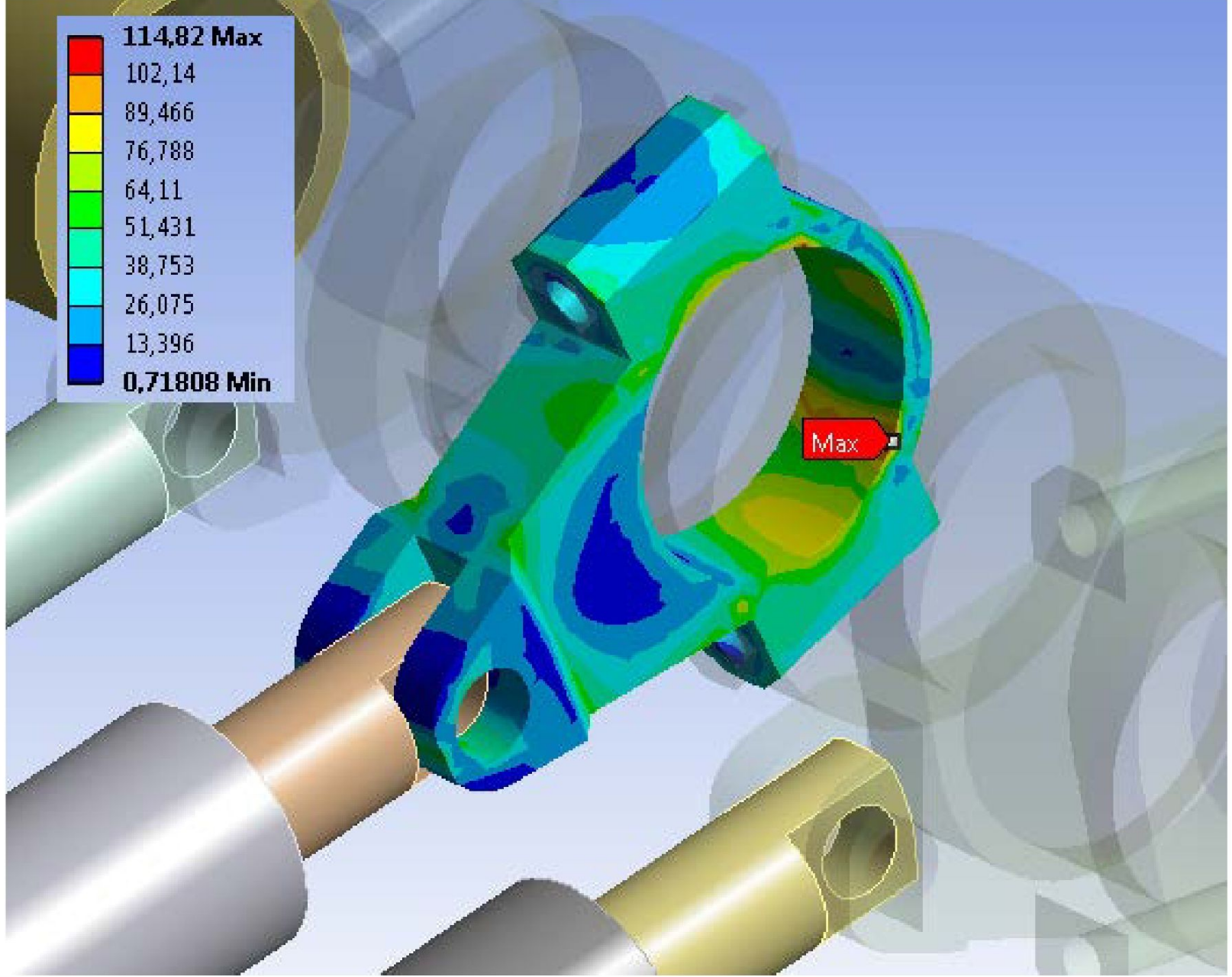
Şekil 4.3: İlk modelde biyel kolundaki maksimum gerilme dağılımı



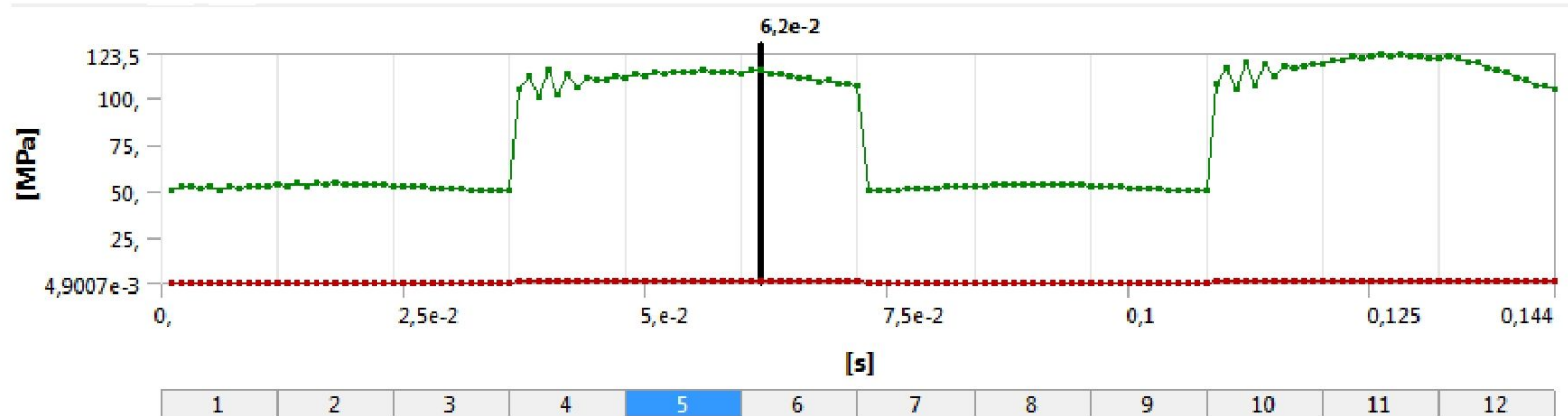
Şekil 4.4: İlk modelde biyeldeki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği

4.1.2. İkinci Modeldeki Transient Analizde Biyel Koluna Ait Sonuçlar

Krank-biyel mekanizmasında piston çapının 16 mm ve strok uzunluğunun 33,15 mm seçilerek oluşturulan ikinci modelde biyel kolundaki maksimum gerilme değeri 114,82 Mpa bulunmuştur. (şekil 4.6' daki 123,5 Mpa değeri mesh den kaynaklanan bir hatadır ve önemsizdir. Doğru sonuç 0,062. saniyedeki gerilme değeridir.)



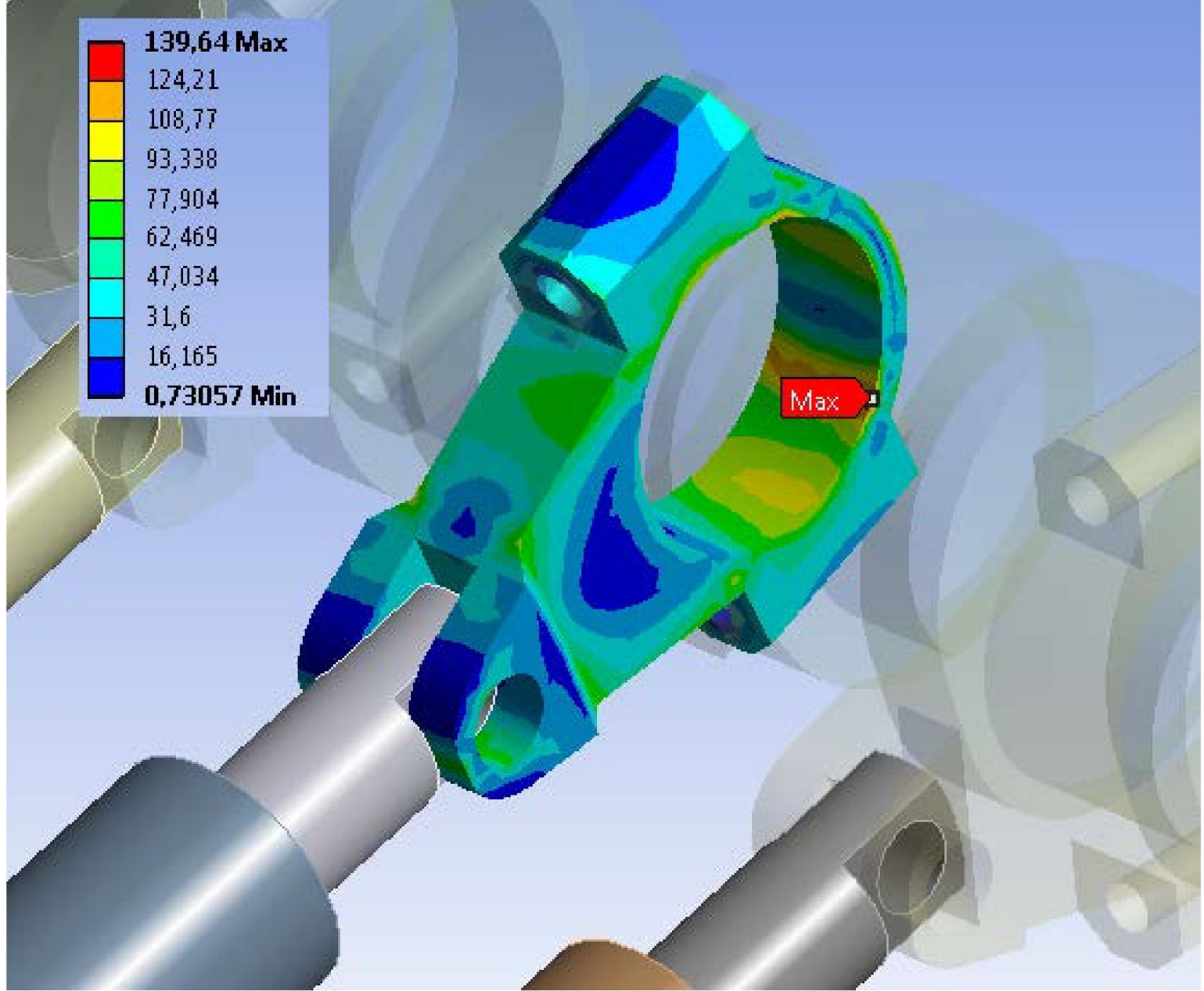
Şekil 4.5: İkinci modelde biyel kolundaki maksimum gerilme dağılımı



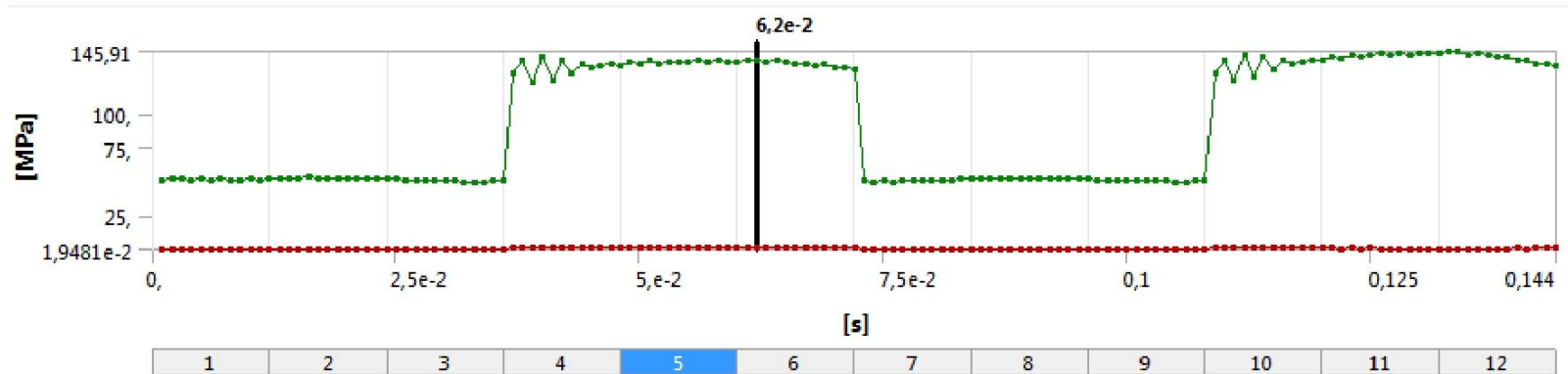
Şekil 4.6: İkinci modelde biyeldeki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği

4.1.3. Üçüncü Modeldeki Transient Analizde Biyel Koluna Ait Sonuçlar

Krank-biyel mekanizmasında piston çapının 18 mm ve strok uzunluğunun 26,19 mm seçilerek oluşturulan üçüncü modelde biyel kolundaki maksimum gerilme değeri 139,64 Mpa bulunmuştur. (şekil 4.8' deki 145,91 Mpa değeri mesh den kaynaklanan bir hatadır ve önemsizdir. Doğru sonuç 0,062. saniyedeki gerilme değeridir.)



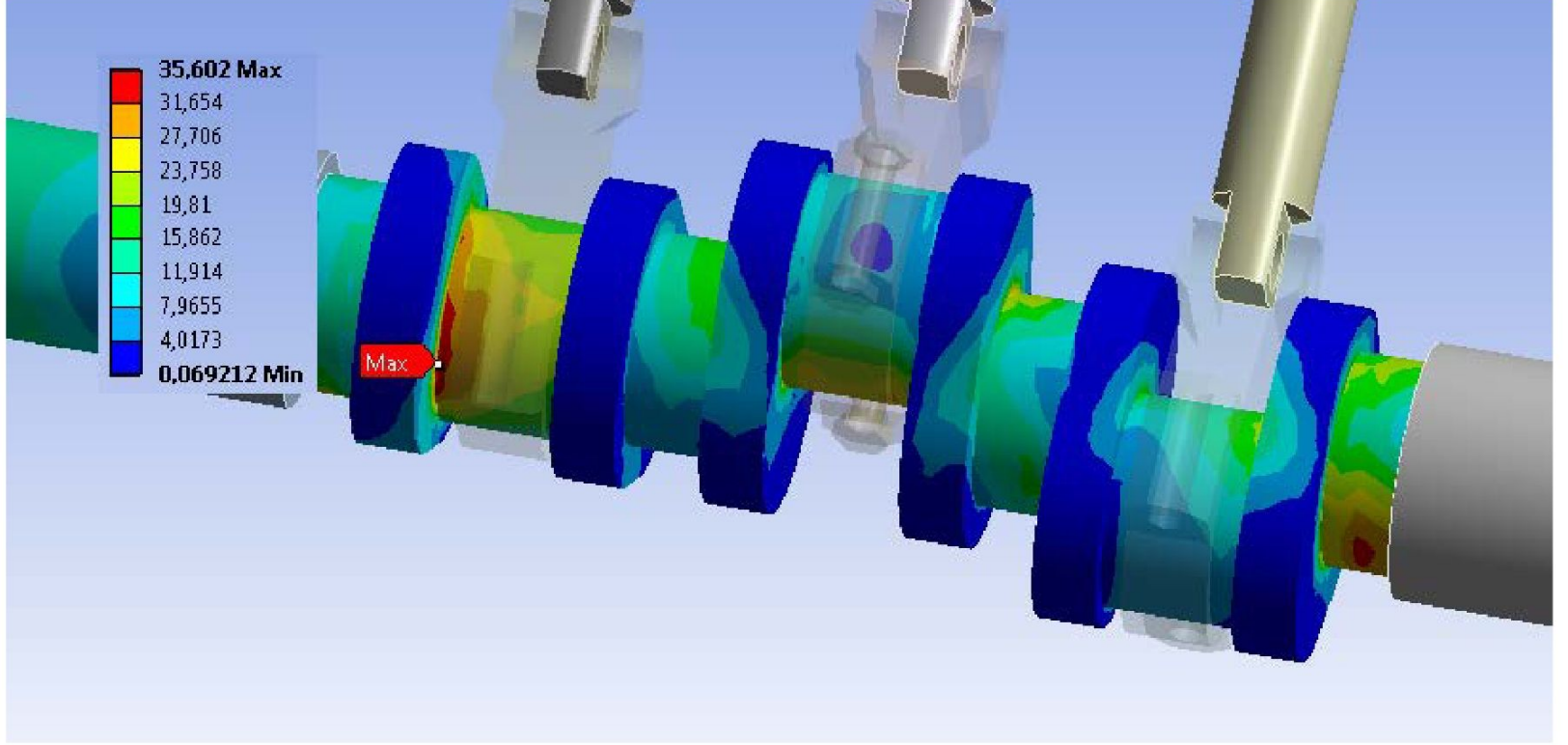
Şekil 4.7: Üçüncü modelde biyel kolundaki maksimum gerilme dağılımı



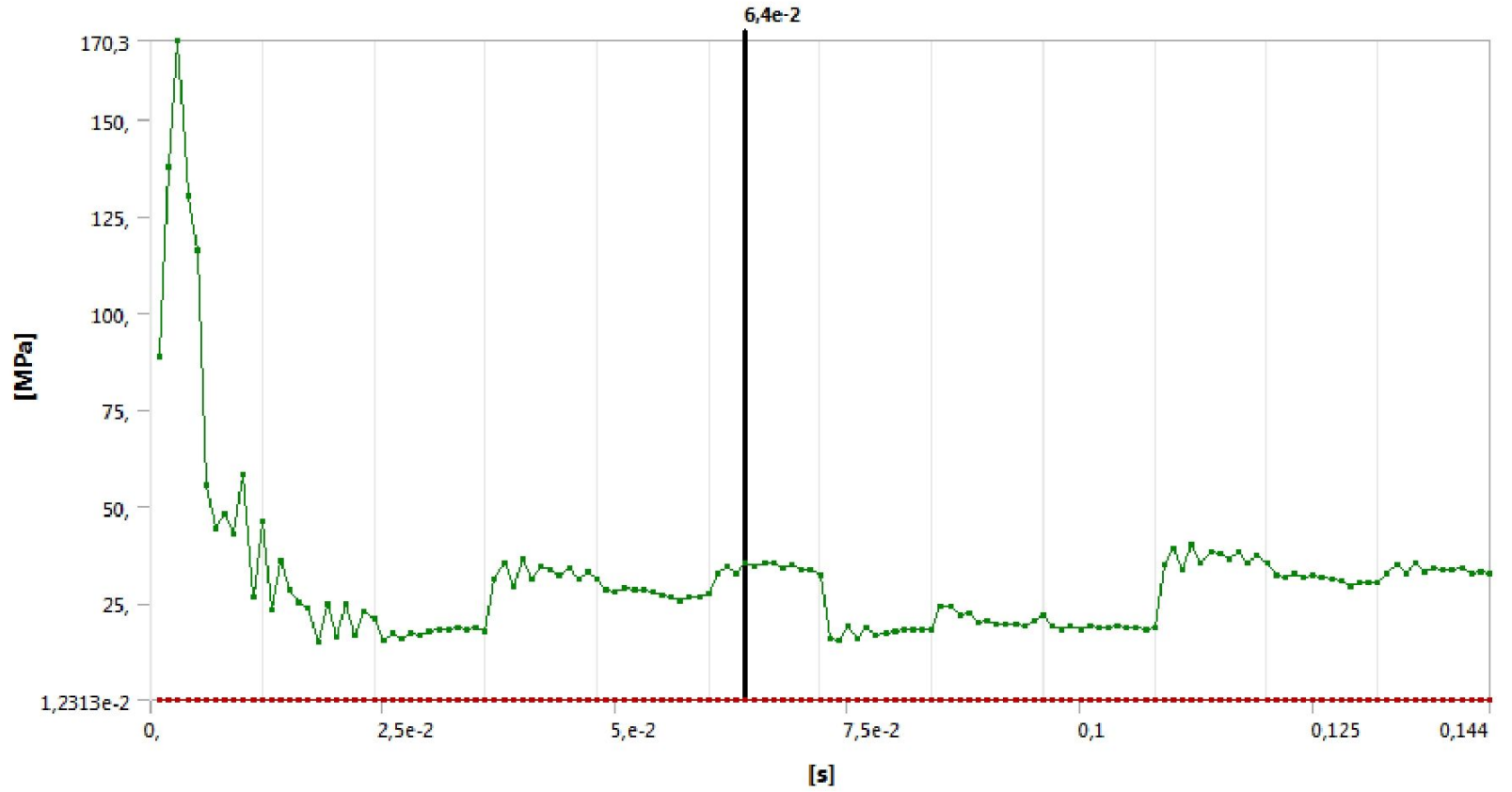
Şekil 4.8: Üçüncü modelde biyeldeki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği

4.1.4. İlk Modeldeki Transient Analizde Krank Miline Ait Sonuçlar

Krank-biyel mekanizmasında piston çapının 14 mm ve strok uzunluğunun 43,30 mm seçilerek oluşturulan ilk modelde krank milindeki maksimum gerilme değeri 35,60 Mpa bulunmuştur. (Şekil 4.10' daki 170,3 Mpa değeri rayına oturmamış yakınsama hatasıdır ve önemsizdir. Doğru sonuç 0,064. Saniyedeki gerilme değeridir.)



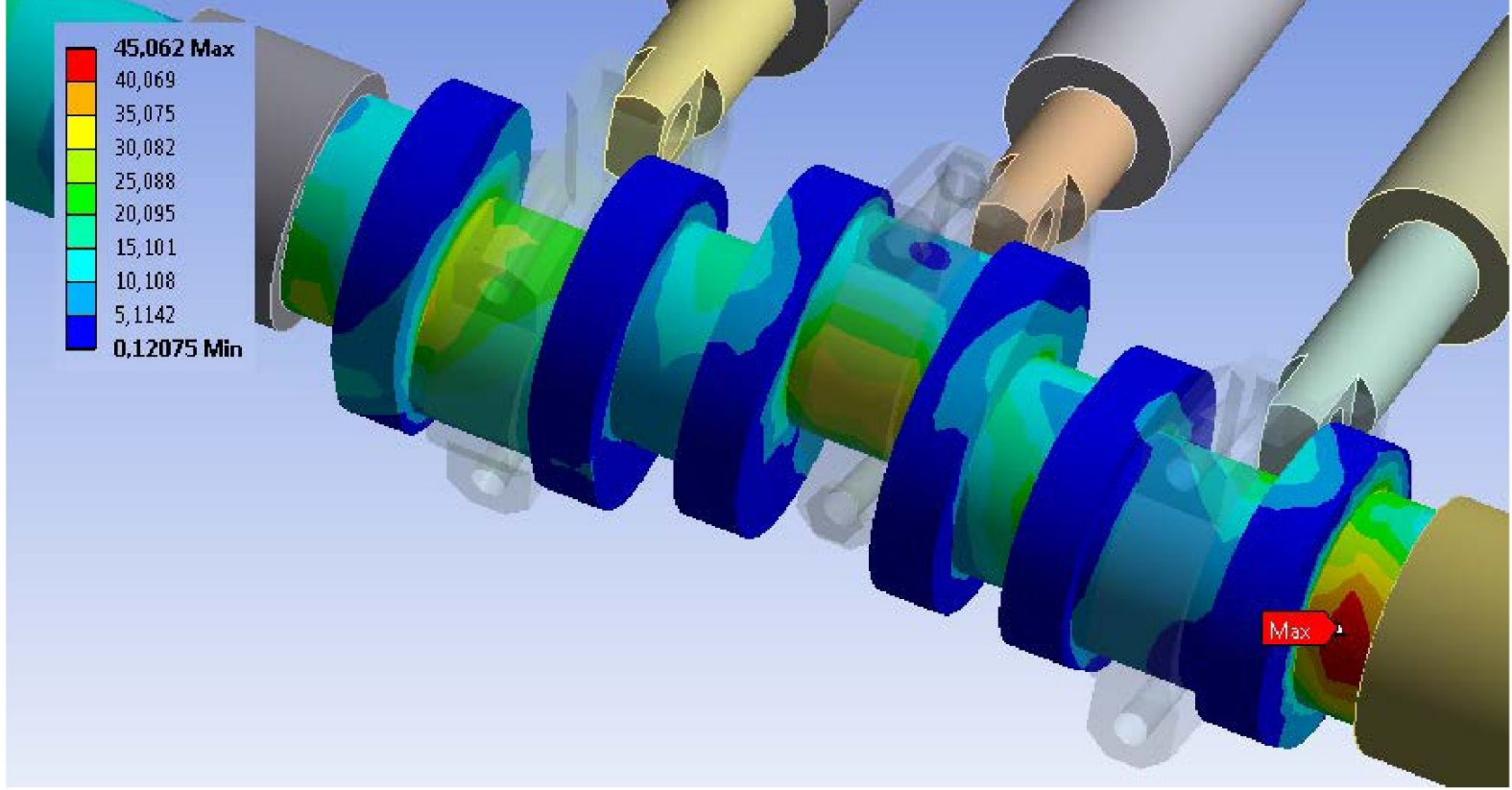
Şekil 4.9: İlk modelde krank milindeki maksimum gerilme dağılımı



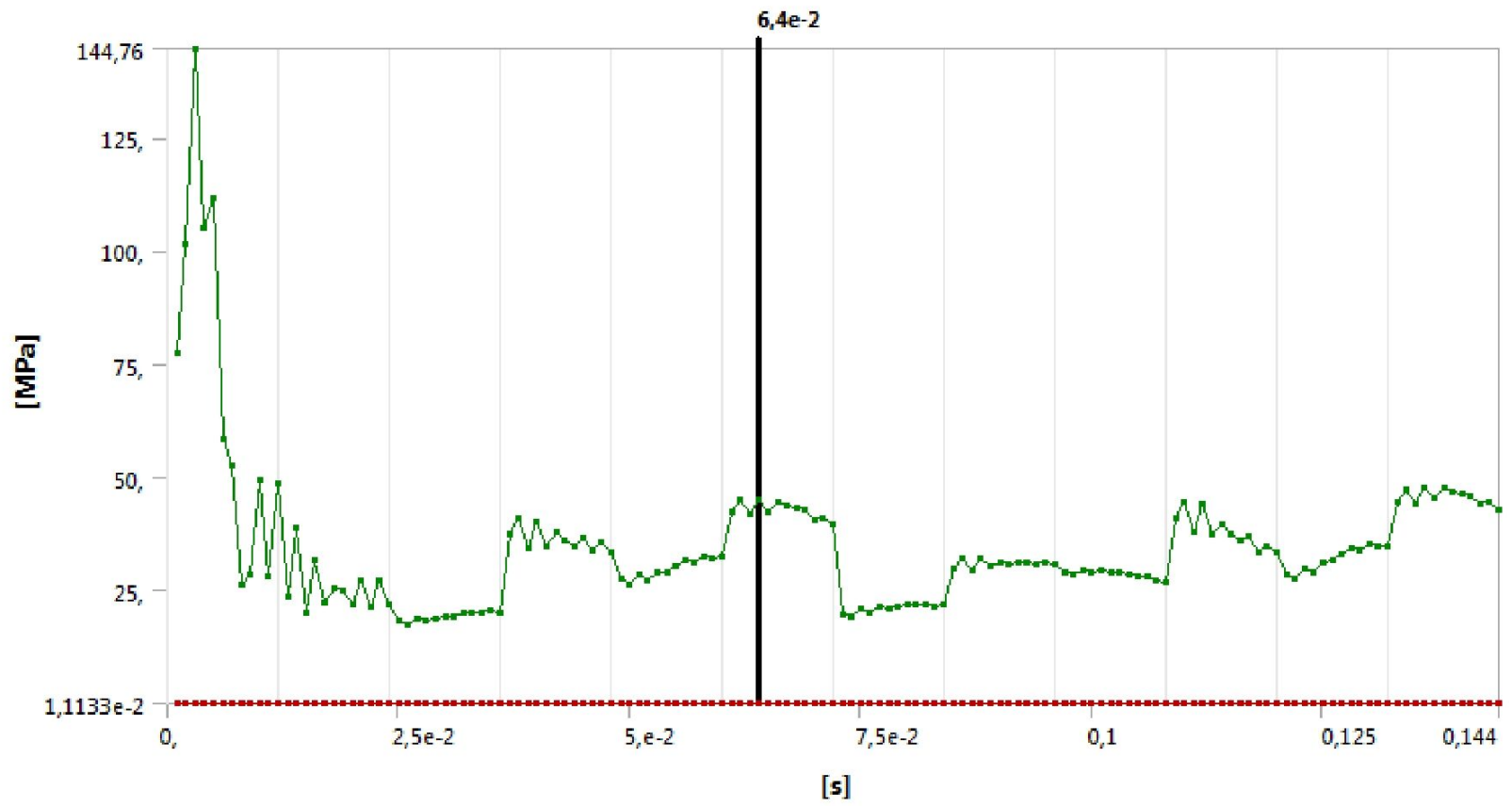
Şekil 4.10: İlk modelde kranktaki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği

4.1.5. İkinci Modeldeki Transient Analizde Krank Miline Ait Sonuçlar

Krank-biyel mekanizmasında piston çapının 16 mm ve strok uzunluğunun 33,15 mm seçilerek oluşturulan ikinci modelde krank milindeki maksimum gerilme değeri 45,06 Mpa bulunmuştur. (şekil 4.12' deki 144,76 Mpa değeri rayına oturmamış yakınsama hatasıdır ve önemsizdir. Doğru sonuç 0,064. saniyedeki gerilme değeridir.)



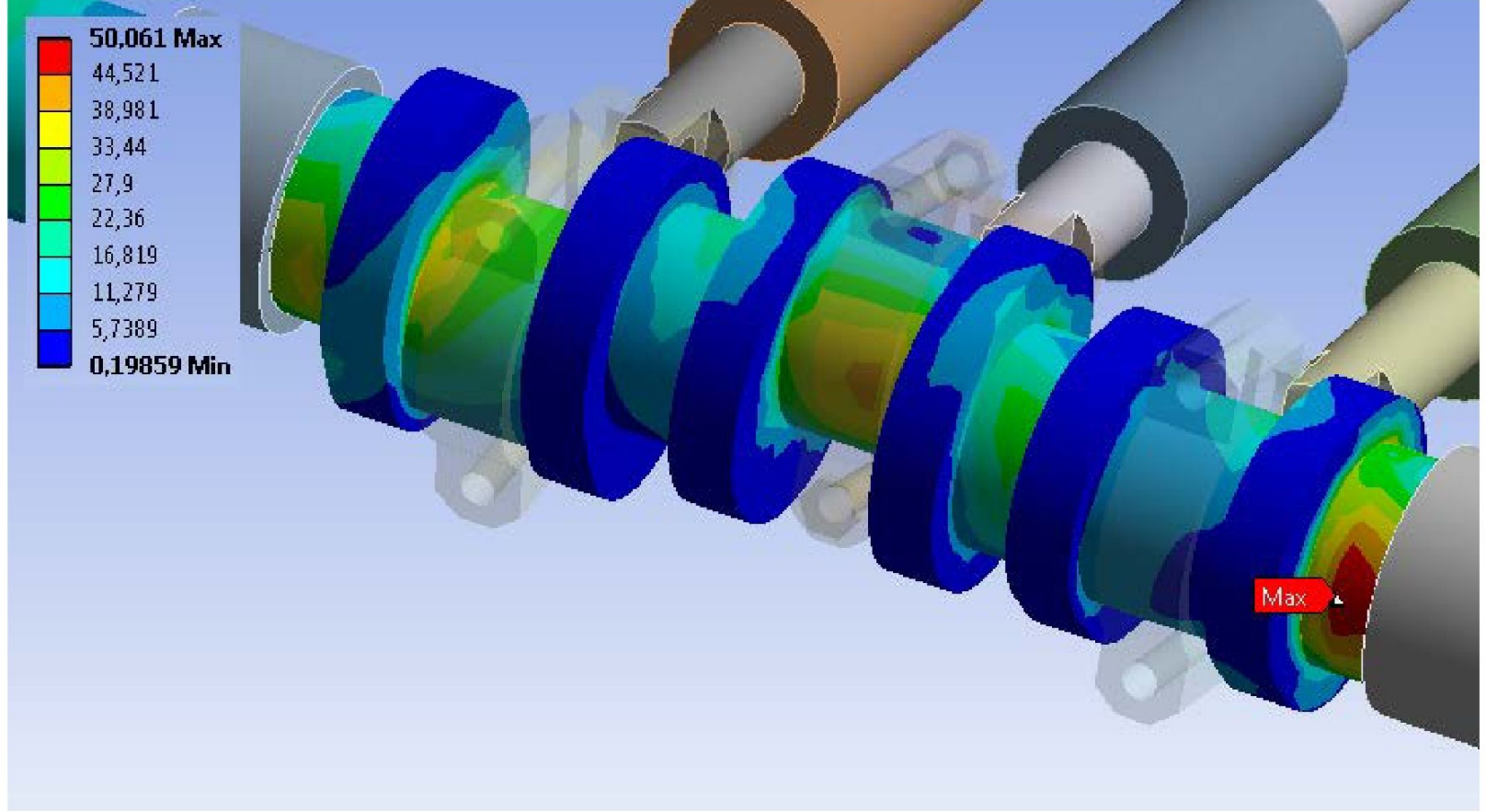
Şekil 4.11: İkinci modelde krank milindeki maksimum gerilme dağılımı



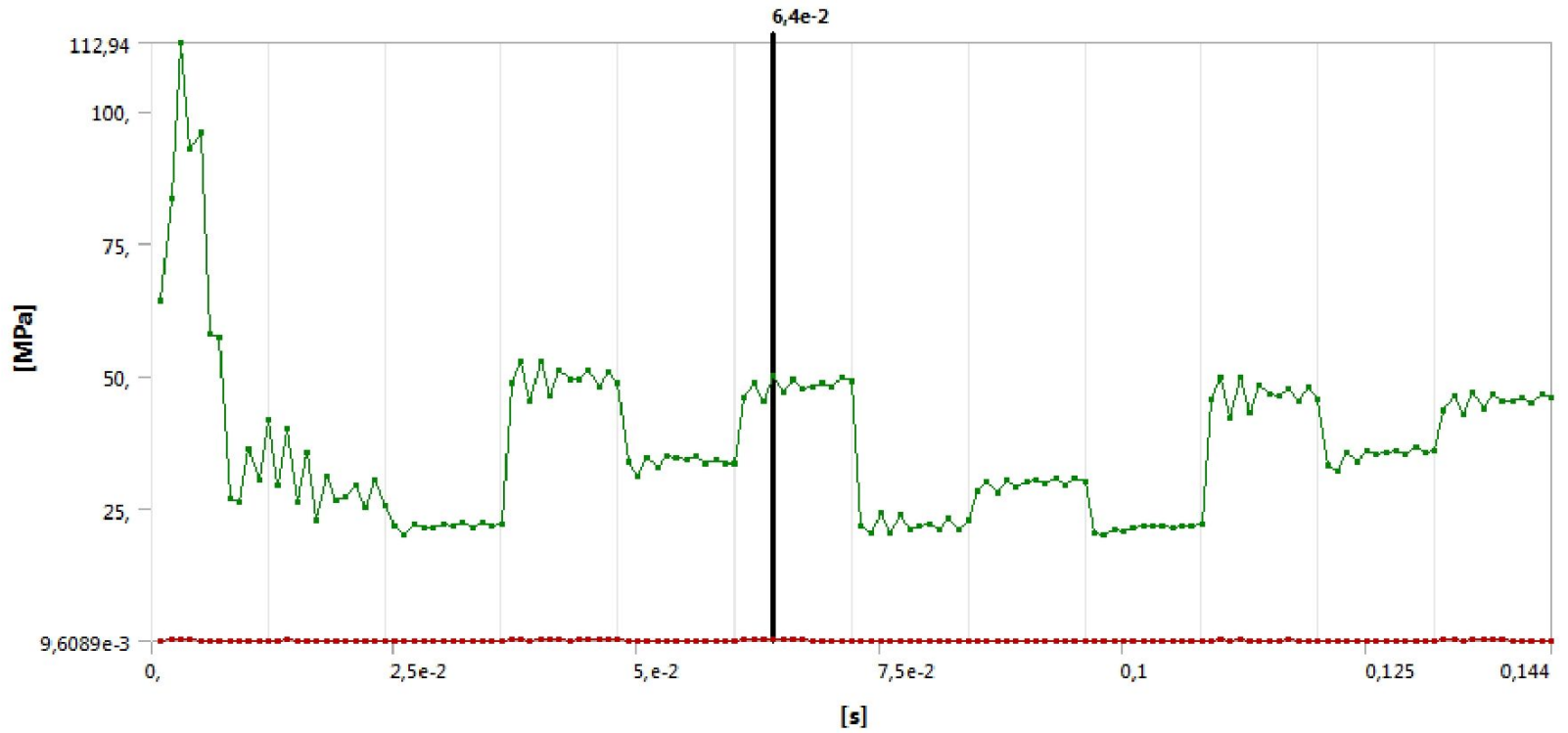
Şekil 4.12: İkinci modelde kranktaki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği

4.1.6. Üçüncü Modeldeki Transient Analizde Krank Miline Ait Sonuçlar

Krank-biyel mekanizmasında piston çapının 18 mm ve strok uzunluğunun 26,19 mm seçilerek oluşturulan üçüncü modelde krank milindeki maksimum gerilme değeri 50,06 Mpa bulunmuştur. (şekil 4.14' deki 112,94 Mpa değeri rayına oturmamış yakınsama hatasıdır ve önemsizdir. Doğru sonuç 0,064. saniyedeki gerilme değeridir.)



Şekil 4.13: Üçüncü modelde krank milindeki maksimum gerilme dağılımı



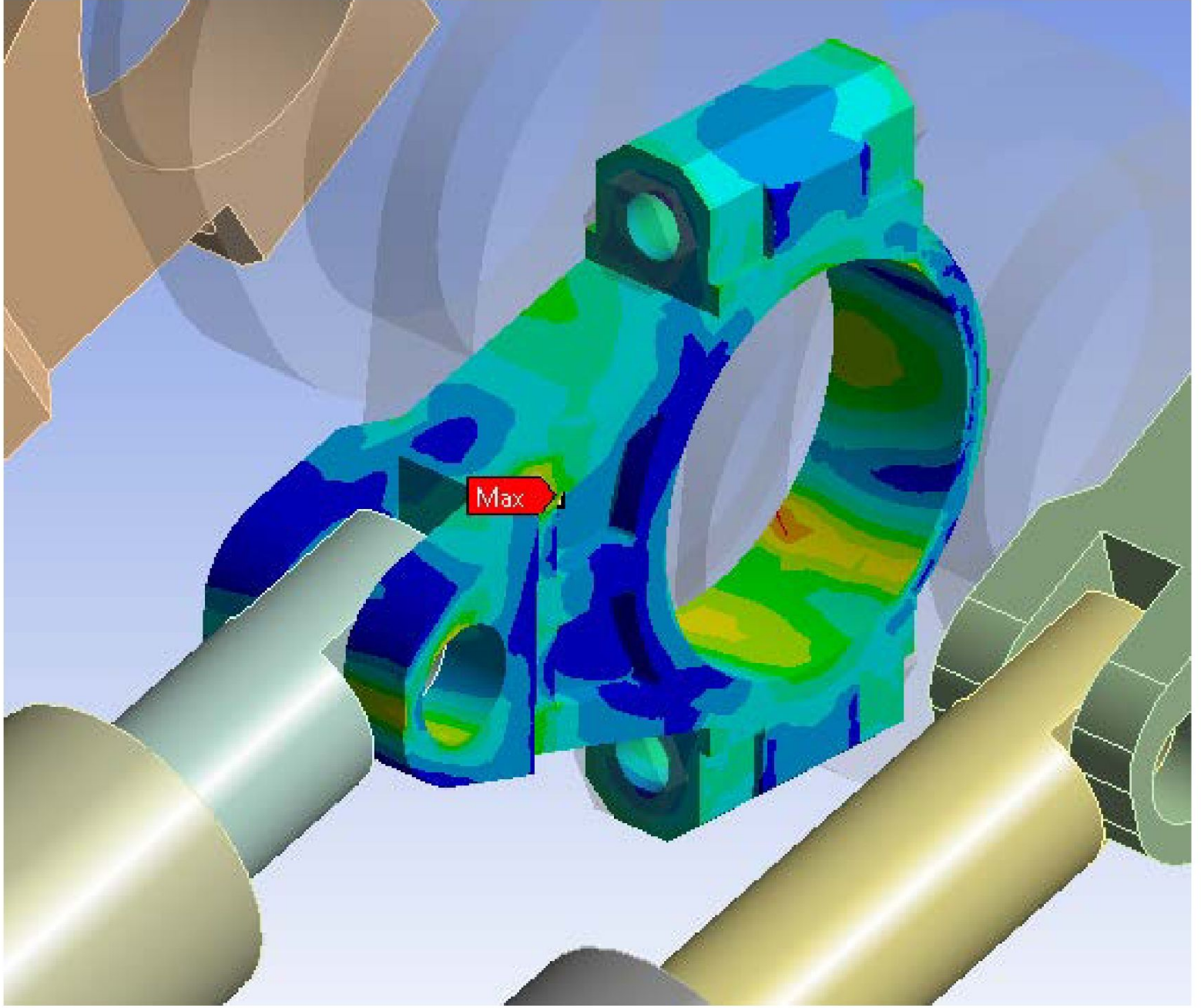
Şekil 4.14: Üçüncü modelde kranktaki maksimum gerilmenin zamana göre yakınsama grafiği

4.2 OPTİMİZASYONUN İKİNCİ AŞAMANIN BULGULARI

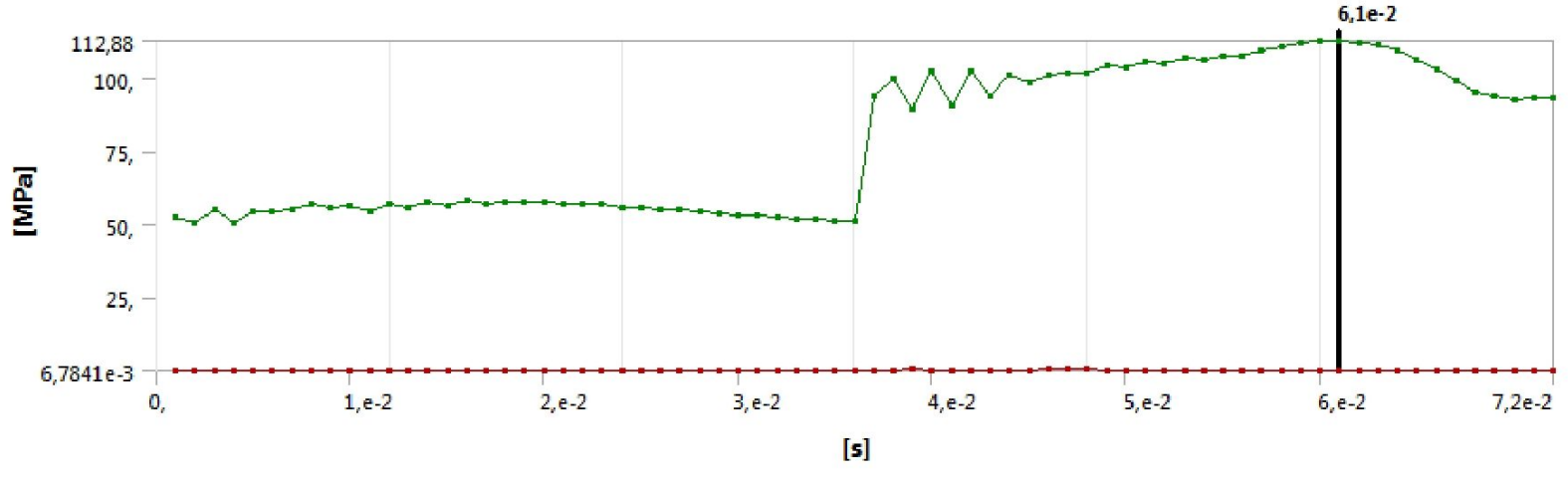
Tez çalışmasının ilk aşamasında 3 tane model kullanılarak elde edilen sonuçlardan en tercih edilebilir olanının birinci model olduğu görülmektedir. Çünkü birinci modelde kullanılan biyel kolu ve krank mili diğer iki modelde kullanılan biyel kolu ve krank milinden daha az zorlanmaktadır. Bu yüzden ikinci aşama için birinci modeldeki gibi piston çapı 14 mm ve strok değeri 43,30 mm olan geometrik uzunluklara sahip krank biyel mekanizması kullanılacaktır.

4.2.1 Eniyileştirilmiş Biyelin Transient Gerilme Analizi Sonuçları

İteratif olarak biyelden ağırlık atılması mantığına dayanan optimizasyon bu aşamasında en düşük güvenlik faktörü 2 değerini verecek biyel geometrisi için maksimum gerilme değerlerinin dağılımı şekil 4.15' deki gibi tespit edilmiştir. Şekil 4.16' da ise zamana göre maksimum gerilme değerlerinin yakınsama grafiği görülmektedir.



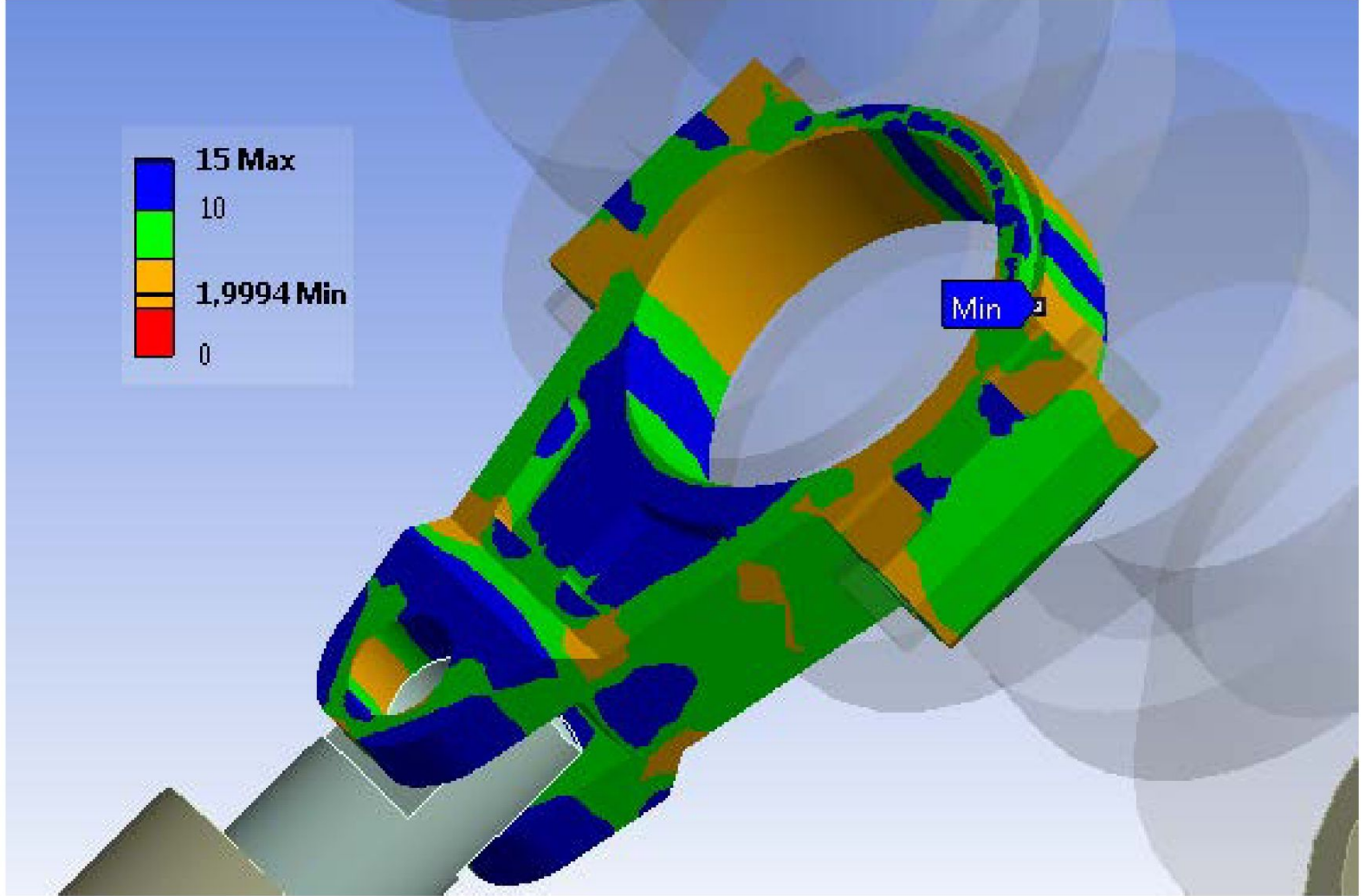
Şekil 4.15: Ağırlık optimizasyonu tamamlanmış biyedeki maksimum gerilme dağılımı



Şekil 4.16: En iyileştirilmiş biyel geometrisinin zamana göre maksimum gerilme değerlerinin yakınsama grafiği

4.2.2 En iyileştirilmiş Biyelin Yorulma Analizi

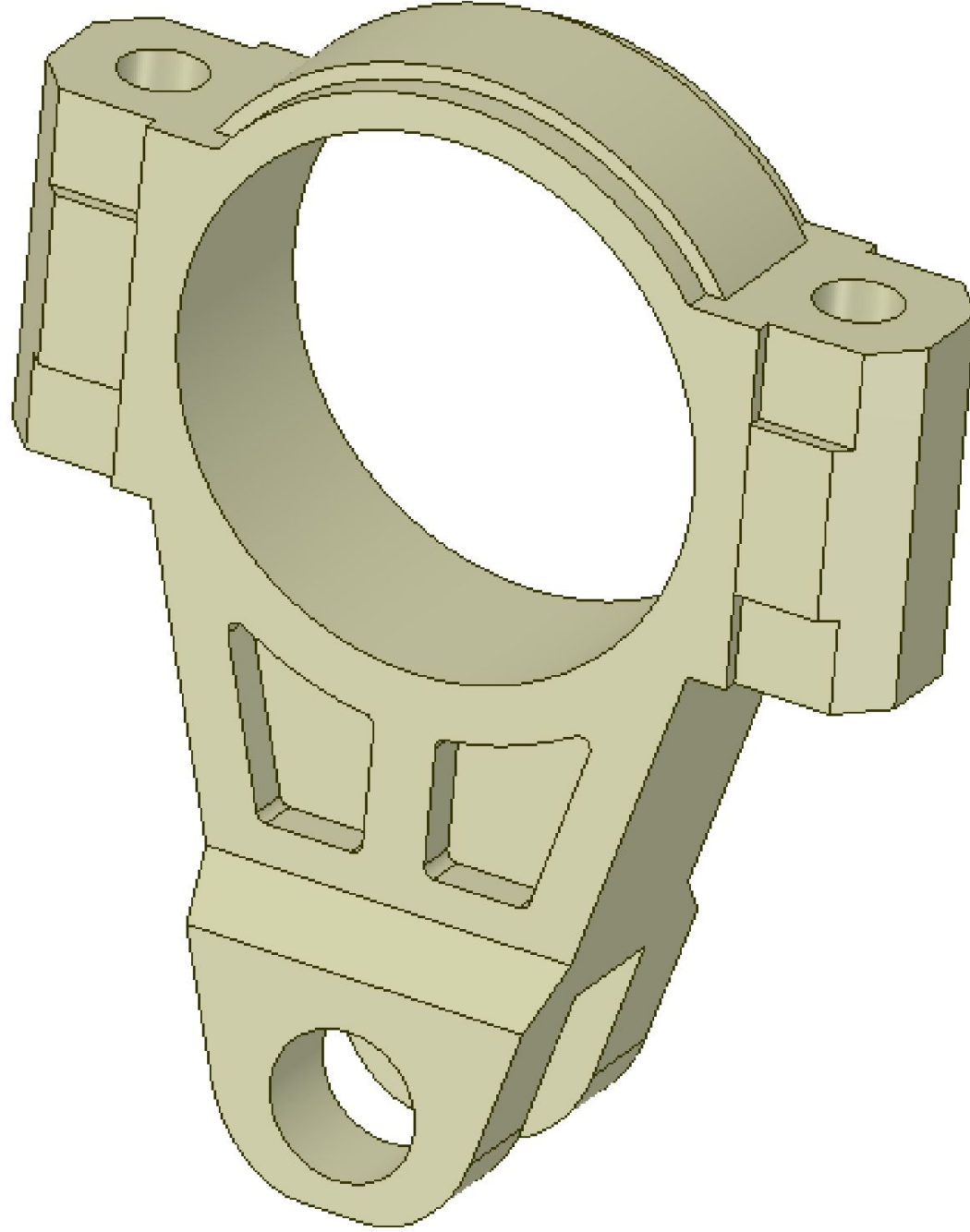
İteratif olarak ağırlık azaltma işlemlerinden sonra biyel kolunda şekil 4.17' deki biyel kepinde en düşük güvenlik faktörü 2 olarak elde edilmiştir ve optimizasyon işlemi sonlandırılıp elde edilen geometrinin aranan sonuç olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 4.17: En iyileştirilmiş biyel geometrisi kullanılarak gerçekleştirilen yorulma analizinde tespit edilen 10^9 çevrimdeki güvenlik katsayıları

4.2.3 En iyileştirilmiş Biyel İle Elde Edilen Ağırlık Azalışı

C95510 malzemesinden üretilmiş biyel kolunun eski halinin ağırlığı 0,45234 kg' dır. Optimizasyon işlemi ile biyel kolunun ağırlığı 0,41991 kg değerine düşmüştür. Bu sonuç, eski biyel üzerindeki optimizasyon işleminin %7,1 oranında ağırlık azalımı sağlandığını gösterir.

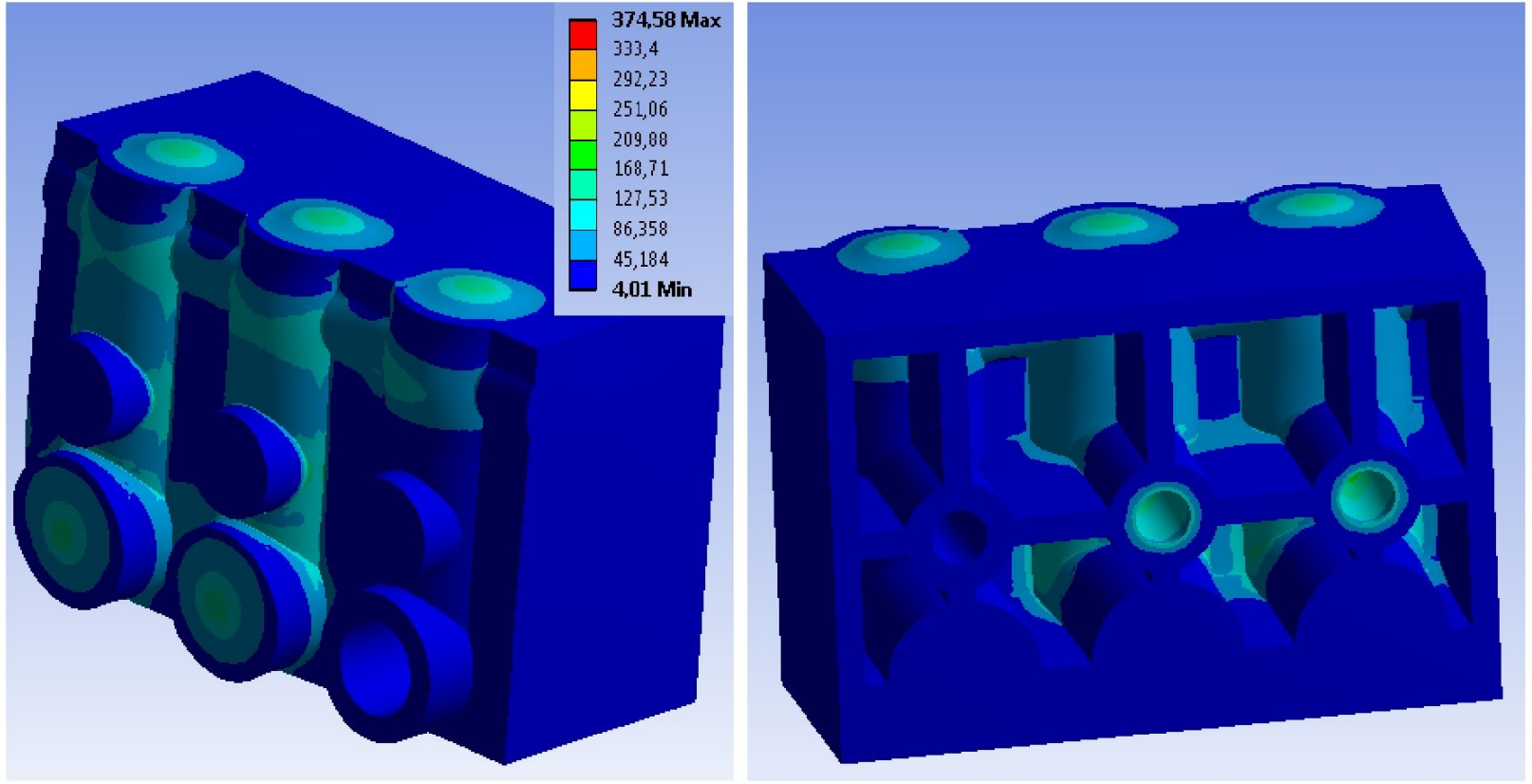


Şekil 4.18: En iyileştirilmiş biyel geometrisi

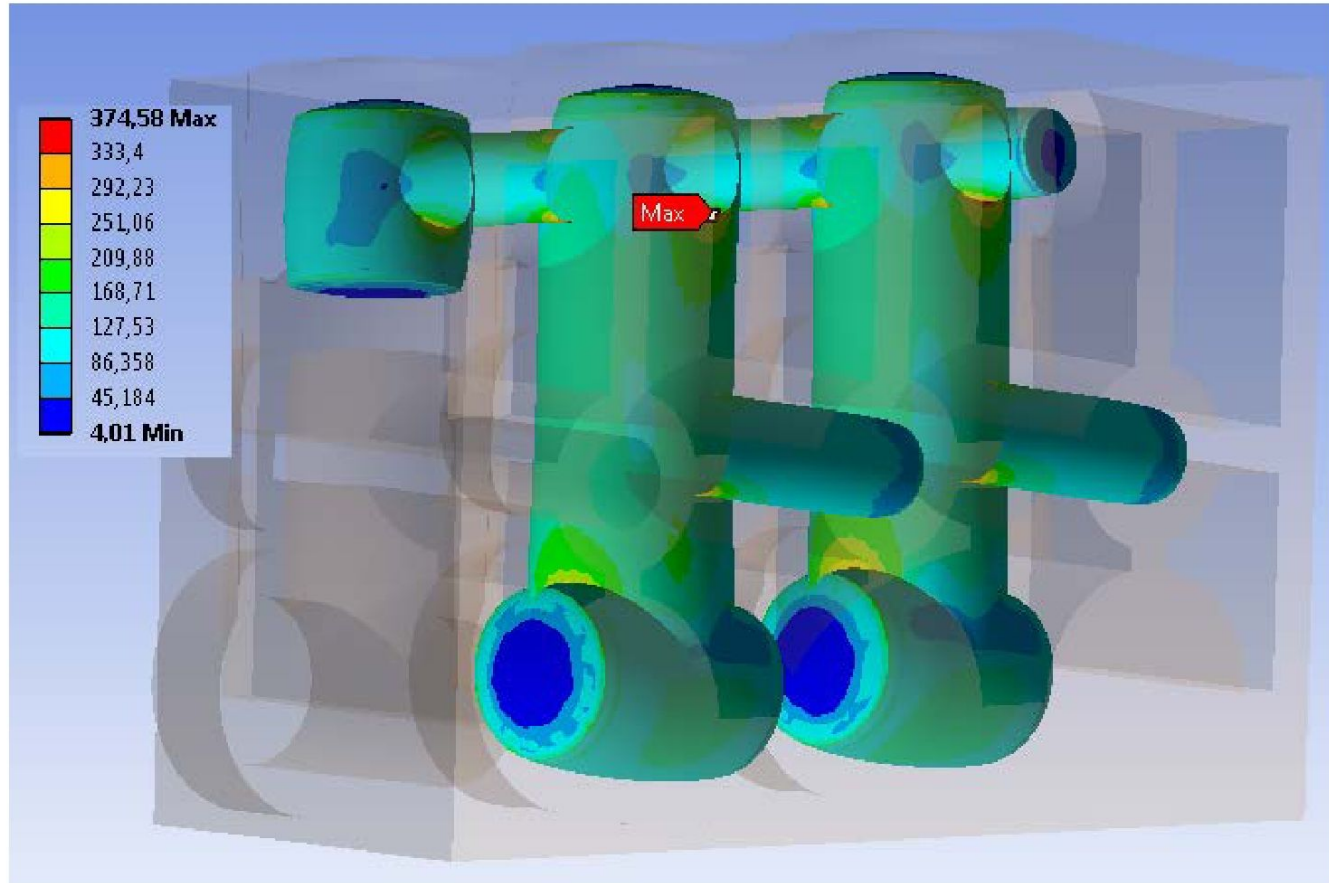
4.3 OPTİMİZASYONUN ÜÇÜNCÜ AŞAMANIN BULGULARI

4.2.1 Muhafazadaki Statik Yapısal Analiz

Son aşamada öncelikle muhafaza üzerinde su basıncının neden olduğu gerilme değerleri bulunmuştur. Muhafazadaki en büyük gerilme değeri şekil 4.20' deki gibi akış hacmi yüzeyindeki bir noktada 374,58 Mpa olarak belirlenmiştir.



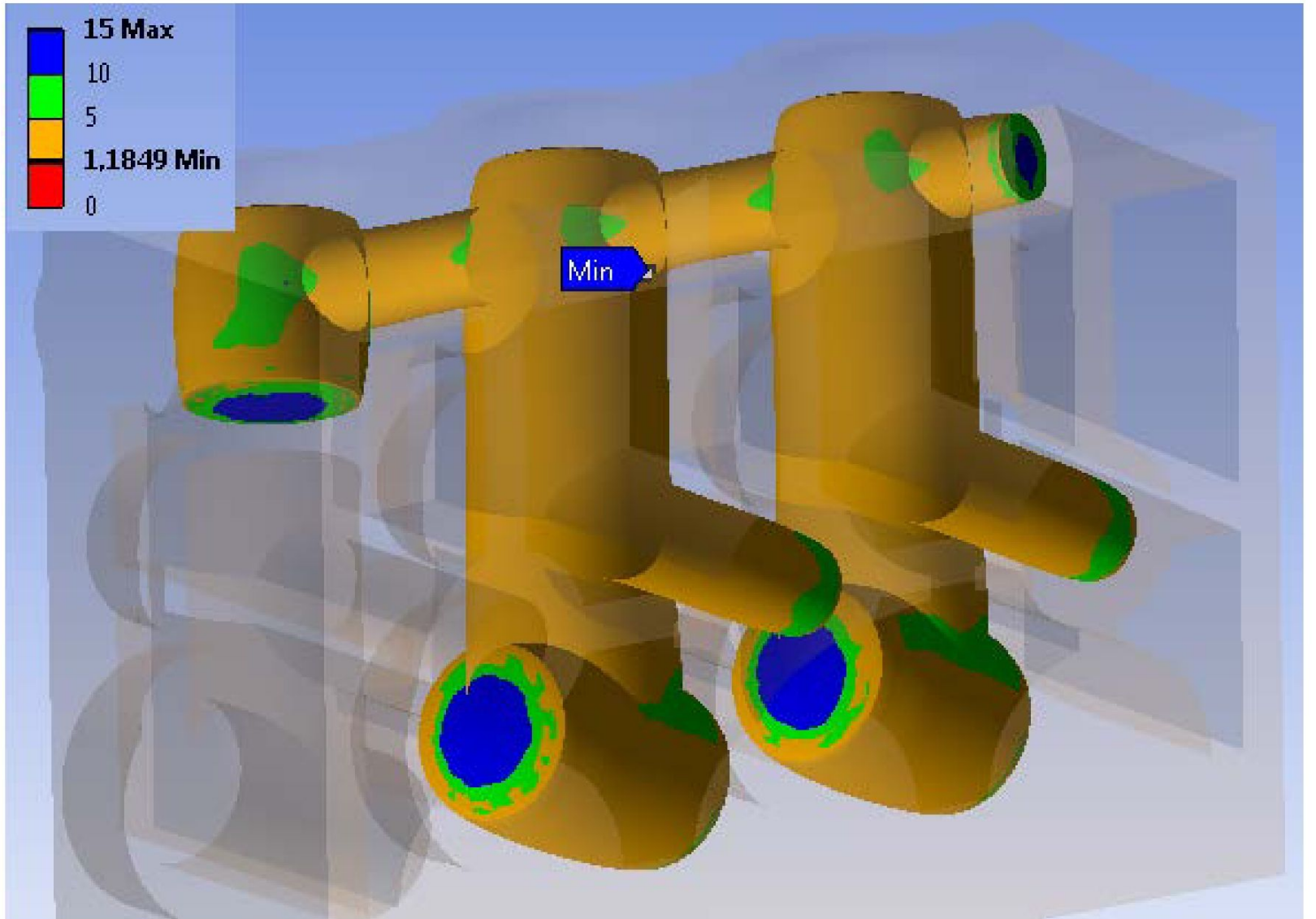
Şekil 4.19: Muhafazanın tüm bölgelerindeki gerilme dağılımı



Şekil 4.20: Muhafazanın akış hacmi yüzeyindeki gerilme dağılımı

4.2.2 Muhafazadaki Yorulma Analizi

Bu aşamada muhafazanın, seçilen RG6, ZB37 ve C95510 malzemeleri için yorulma analizi yapılması düşünülmüştü. Fakat Statik analizden bulunan muhafazadaki gerilme değerleri aslında bu üç malzeme için yorulma analizine gerek olmadığını göstermiştir. Çünkü RG6 ve ZB37 malzemelerinin akma değerleri muhafazadaki en büyük gerilme olan 374,58 Mpa değerinden zaten küçüktür. Geriye sadece C95510 alaşımı kalmıştır ki bu kısımda sadece bu malzemenin yorulma analizi yapılmıştır. Biyeldeki yorulma analizinde olduğu gibi muhafazada da 10^9 çevrim baz alınmış (sonuçta mekanizmanın her parçasının aynı derecede uzun ömürlü olması istendiğinden ötürü), C95510 malzemesi atanmış muhafazanın her bölgesindeki güvenlik faktörlerine bakılmıştır.



Şekil 4.21 Akış hacminin yüzeyindeki yorulma güvenlik faktörleri

Gerçekleştirilen yorulma analizden en düşük güvenlik faktörü şekil 4.21' deki gibi akış hacmi yüzeyindeki bir noktada bulunmuştur. Bu noktadaki güvenlik faktörü değerinin 1,18 çıkması, C95510 malzemesi ile üretilmiş muhafazanın 10^9 çevrim boyunca hasara uğramadan dayanabileceği göstermektedir.

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tez çalışmasında 500 bar basınçta ve 16 lt/dk debide çalışan su jeti sisteminin bazı parçalarının optimizasyonu yapılmıştır. Bu optimizasyon süreci 3 aşamada tamamlanmıştır.

Optimizasyonun birinci aşamasında krank-biyel mekanizmasının ideal piston çapı-strok değeri dinamik analiz üzerinde aranmıştır. Çözüm için oluşturulan sonlu eleman ağı ve iteratif adım sayısı teknik yetersizlikten ötürü yeterli derecede seçilememiş fakat değerlendirilebilir sonuçlar verebilecek kadar inceltirilmiştir. Biyel ve krank milinin gerilme değerleri baz alınarak çıkarılan sonuca göre mevcut geometriye sahip mekanizma için en uygun piston çapı değerinin 14 mm ve en uygun strok değerinin 43,30 mm olduğu anlaşılmıştır.

Optimizasyonun ikinci aşamasında biyel kolunun ağırlık optimizasyonu, birinci aşamadan elde edilen strok-piston çapı değerlerine sahip krank-biyel mekanizması dâhilinde gerçekleştirilmiştir. Ağırlık optimizasyonu için biyel geometrisinde A,B,C ve D bölgesi diye adlandırılan 4 bölge seçilmiştir. Bu bölgelerden ağırlık atımı, 10^9 çevrimde ve en düşük güvenlik katsayısı 2 çıkacak şekilde yorulma analizine göre yapılmıştır. Özü fazla ağırlığın atılması olan bu işlemden en iyi cevabı alt biyel kütesinde bulunan D bölgesi verirken, ağırlık atımına en hassas tepkiyi biyel kepinde bulunan C bölgesi vermiştir. Tasarım ve ardından yapılan analiz sonucunda optimize edilen yeni biyelin mevcut biyeye göre % 7,1 daha hafif olduğu görülmüştür.

Optimizasyonun üçüncü aşamasında muhafaza kapağı için malzeme seçimi yapılmıştır. Örnek malzemeler olarak RG6 G-CuSn6ZnNi, ZB37 G-CuZn34Al2 ve C95510 G-CuZnFe3Ni5Al10 alaşımları seçilmiştir. Bu aşamada öncelikle statik analiz gerçekleştirilerek muhafaza üzerindeki gerilmeler tespit edilmiştir. Bu analizin sonucunda çıkan maksimum gerilme değeri RG6 ve ZB37 alaşımlarından yüksek olduğu için bu iki malzeme elenmiştir. Kalan tek malzeme olan C95510 alaşımı için yorulma analizi yapılmış ve 10^9 çevrimde 1.2'lik güvenlik katsayısıyla malzemenin dayanabileceği sonucuna varılmıştır.

KAYNAKLAR

- Babalık F.C., 2008, Makine Elemanları ve Kontrüksiyon Örnekleri, Nobel Yayın Dağıtım, İstanbul, ISBN: 978-975-591-682-8.
- Chapsin W.K. ve Buse F.W., 1986, *Displacement pumps*, Pump Handbook, In: Karassik I.J., Chapter 3, McGrawHill, New York ISBN: 978-0-07-146044-6, 3.1-3.83.
- Chikalthankar S.B., Nandedkar V.M. ve Baratam S.P., Fatigue Numerical Analysis For Connecting Rod, *International journal of engineering research and applications (IJERA)*, 2(6), 628-632.
- Hagiwara Y., Murakami A., Namiki K., Kimura T. ve Oguri T., 1991, Development of High Strength Bolt for Connecting Rod, SAE Technical Paper Series, 911300.
- Han Z.G. ve Liu Q.J., 2012, Dynamic Analysis on Crank-slider Mechanism of reciprocating Pump, *Materials science forum*, 697, 676-680.
- He X., Huang C., Liu Q., Liu Y. Ve Tian J., 2011, Finite element analysis of pump casing for triplex plunger pump based on abaqus, *Advanced materials research*, 337, 219-224.
- Lee H., Cho Y., Kim H. ve Ahn J., 2013, Effect Of Mixing Chamber Shape On Cutting Performance In Abrasive Water Jet, *Advanced materials research*, 652, 2134-2139.
- McNeill W.A., 1988, Dynamic Analysis of Connecting rod bolts, SAE Technical Paper Series, 881287.
- Pai C.L., 1996, The Shape Optimization Of A Connecting Rod With Fatigue Life Constraint, *International journal of materials and product technology*, 11(5-6) , 357-370.
- Palavan S., 1975, Pistonlu Makinalar Dinamiği, İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, İtü Makine fakültesi Ofset Atölyesi.
- Rabb R., 1996, Fatigue Failure Of A Connecting Rod, *Engineering failure analysis*, 3(1), 13-28.
- Shenoy P.S. ve Fatemi, A., 2005, Connecting Rod Optimization For Weight And Cost Reduction, (thesis), the University of Toledo.
- Zhang Y., Wang L., Yao F., Wang H., Men X. Ve Ye B., 2011, Experimental Study On The Influence On Nozzle Diameter On Abrasive Jet Cutting Performance, *Advanced materials research*, 337, 466-469.

EKLER

**EK 1. KATI MODEL VE ANSYS WORKBENCH ANALİZ DOSYALARINI
İÇEREN 3 DVD**

ÖZGEÇMİŞ



Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı	Barış KAHVECİ
Uyruğu	TC
Doğum tarihi, Yeri	26.03.1988, Vakfıkebir
Telefon	05304944737
E-mail	bariskhvci@gmail.com
Web adres	-----

Eğitim

Derece	Kurum/Anabilim Dalı/Programı	Yılı
Yüksek Lisans	İ.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Mühendisliği Anabilim Dalı/	2015
Lisans	İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği	2011
Lise	Beşikdüzü (Y.D.A) Atatürk lisesi	2005