



T.C.
NECMETTİN ERBAKAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**H Tipi Hidrolik Presin Topolojik Optimizasyonu
ve Konum Kontrolü**

Haşmet Çağrı SEZGEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Aralık-2016
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Haşmet Çağrı SEZGEN tarafından hazırlanan “H Tipi Hidrolik Presin Topolojik Optimizasyonu ve Konum Kontrolü” adlı tez çalışması 16/12/2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Danışman

Yrd. Doç. Dr. Mustafa TINKIR

.....

Üye

Doç. Dr. Mete KALYONCU

.....

Üye

Yrd. Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ahmet COŞKUN
FBE Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

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

DECLARATION PAGE

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

Haşmet Çağrı SEZGEN

Tarih: 16/12/2016

ABSTRACT

MS THESIS

Topological Optimization and Position Control of H Type Hydraulic Press

Haşmet Çağrı SEZGEN

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF
NECMETTİN ERBAKAN UNIVERSITY
THE DEGREE OF MASTER OF SCIENCE IN MECHANICAL ENGINEERING

Advisor: Assist.Prof.Dr. Mustafa TINKIR

2016, 105 Pages

Jury

Asst. Prof. Mustafa TINKIR
Assoc. Prof. Mete KALYONCU
Asst. Prof. Murat DİLMEÇ

In this study, structural analysis, topological optimization and position control of industrial 300 tons H-type a hydraulic press are realized and obtained results are presented. The main purpose of the study is to alleviate hydraulic press which has 70 percent steel of the cost with optimum safety factor and to determine boundary conditions for the dimensions and mechanical properties of the material to be pressed as well. This study consists of two phases. In the first phase static, buckling, fatigue analysis and the topological optimization of the press are realized. These studies are performed using ANSYS Workbench finite element program.

At the second phase modeling and position feedback proportional-derivative (PD) control of the press are realized using a different modeling approach. In this modeling approach mechanical motion of the press is created by importing solid model drawn in SolidWorks program to MATLAB/SimMechanics program. Then obtained mechanical model is combined with hydraulic model designed in MATLAB/SimHydraulic program includes hydraulic power unit, valves, cylinders and other components and thereby a model is formed which simulates mechanical and hydraulic motion of press.

According to the structural analysis and topological optimization results; industrial 300 tons H-type hydraulic press is alleviated 28.3% by 2.5% increment of strength. In addition, the position control of the press is carried out successfully via modeling and control studies.

As a result in the scope of this thesis; very important technique findings are obtained for design and manufacture of a new hydraulic press with less costly, more resistant and precision position controlled.

Keywords: Hydraulic press, structural analysis, topological optimization, modeling, position control and simulation

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

H Tipi Hidrolik Presin Topolojik Optimizasyonu ve Konum Kontrolü

Haşmet Çağrı SEZGEN

Necmettin Erbakan Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Mustafa TINKİR

2016, 105 Sayfa

Jüri

Yrd. Doç. Dr. Mustafa TINKİR
Doç. Dr. Mete KALYONCU
Yrd. Doç. Dr. Murat DİLMEÇ

Bu çalışmada endüstriyel 300 ton kapasiteli H tipi bir hidrolik presin yapısal analizi, topolojik optimizasyonu ve konum kontrolü gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Çalışmanın temel amacı, maliyetinin yüzde 70'i çelik olan hidrolik presin optimum emniyet kat sayısında hafifletilmesi ve bunun yanı sıra preslenecek malzemenin boyutu ve mekanik özellikleri için sınır şartlarının belirlenmesidir. Bu çalışma iki aşamadan meydana gelmektedir. İlk aşamada presin statik, burkulma, yorulma analizleri ve topolojik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar ANSYS Workbench sonlu elemanlar programı kullanılarak yapılmıştır.

İkinci aşamada ise presin farklı bir modelleme yaklaşımı ile modellenmesi ve konum geri beslemeli oransal-türevsel (PD) kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu modelleme yaklaşımında presin mekanik hareketi SolidWorks programında çizilen katı modelin MATLAB/SimMechanics programına aktarılması ile oluşturulmuştur. Daha sonra elde edilen mekanik model, MATLAB/SimHydraulic programında tasarlanan hidrolik güç ünitesi, valfleri, silindirleri ve diğer bileşenleri içeren hidrolik model ile birleştirilmiş ve böylece presin mekanik ve hidrolik hareketini simüle edebilecek bir model oluşturulmuştur.

Yapısal analiz ve topolojik optimizasyon sonuçlarına göre; endüstriyel 300 ton'luk H tipi hidrolik pres %2.5 mukavemet artımı ile %28.3 hafifletilmiştir. Ayrıca yapılan modelleme ve kontrol çalışmaları ile presin konum kontrolü başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak bu tez kapsamında; daha az maliyetli daha fazla mukavim ve hassas konum kontrollü yeni bir hidrolik pres tasarımı ve imalatı için oldukça önemli teknik bulgular elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik pres, yapısal analiz, topolojik optimizasyon, modelleme, konum kontrolü, simülasyon

ÖNSÖZ

Çalışmalarımın her aşamasında hiçbir yardımım esirgemeyen, her türlü problemimi titizlikle ele alan, değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Mustafa TINKIR'a, Hidroliksan Halim Usta Pres İmalat San. ve Tic. Ltd. şirketine ve bana büyük emekleri geçen, beni yetiştirip bu konuma ulaşmamı sağlayan annem Hülya SEZGEN ve babam Kenan SEZGEN'e sonsuz teşekkür ederim.

Haşmet Çağrı SEZGEN

KONYA-2016

İÇİNDEKİLER

ABSTRACT	iv
ÖZET	iv
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	viii
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
3. MATERYAL VE YÖNTEM	17
3.1. Sonlu Elemanlar Analizi.....	19
3.1.1 Mesh Geometrisi	21
3.1.2 Sonlu Eleman Çözüm Metodu	22
3.1.3 Ağ Üretimi.....	24
3.1.4 Yük Uygulama	25
3.1.5 Sınır Şartları	26
3.1.6 Kritik Burkulma Yüğü.....	27
3.1.7 Yorulma Analizi	28
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	32
4.1 Hidrolik Presin Yapısal Analizi.....	32
4.1.1 Presin Statik Analizi	32
4.1.1.1 Gövdenin Statik Analizi	34
4.1.1.2 Silindirlerin Statik Analizi	43
4.1.1.3 Koçbaşının Statik Analizi.....	55
4.1.2 Silindirlerin Burkulma Analizi.....	62
4.1.3 Presin Yorulma Analizi.....	67
4.1.4 Pres Optimizasyonu	70
4.2 Hidrolik Presin Modellenmesi ve Konum Kontrolü.....	75
4.2.1 Oransal-Türevsel (PD) Kontrolcü Tasarımı.....	76
4.2.2 Hidrolik Presin Modellenmesi	76
4.2.3 Presin Oransal-Türevsel Kontrolü.....	82
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	88
5.1 Sonuçlar	88
5.2. Öneriler	90
KAYNAKLAR	91
ÖZGEÇMİŞ	97

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

k	:Yay oranı
A	:Temas yüzeyi
L	:Uzunluk
F	:Kuvvet
u, X	:Yer değiştirme
E	:Elastikiyet Modülü
R_x, R_y, R_z	:Eksenlerdeki dönme serbestlik derecesi
T_x, T_y, T_z	:Eksenlerdeki ötelenme serbestlik derecesi
G	:Kayma Modülü
ν	:Büzülme Katsayısı
W_e	:Eksenel direnç momenti (I/e)
I	:Eksenel atalet momenti
E	:Tarafsız eksene olan uzaklık
I_p	:Polar atalet momenti
M_b	:F.d burulma momenti
λ	:narinlik derecesi
s	:çubuk serbest burkulma uzunluğu
i	:atalet yarı çapı
K_f	:Çok yönlü etki katsayısı
K_t	:Gerilme yığılma katsayısı
R	:Gerilme oranı

P	:Basınç
ψ_i	:Burkulma modu
W_O	:Kütle ağırlığı
σ_m	:Ortalama genlik değeri
q	:Çentik katsayısı
M	:Kütle matrisi
K	:Rijitlik matrisi
ξ_n	:Sönüm oranı
$e(t)$:Konum hatası
b	:Sönüm oranı
\dot{X}	:Hız
\ddot{X}	:İvme
m_{ap}	:Ana silindir piston kolu kütlesi
m_{yp}	:Yardımcı silindir piston kolu kütlesi
F_k	:Karşıt yükü temsil eden yay kuvveti
F_b	:Karşıt yükü temsil eden damper kuvveti
$M_{koç}$:Koç kütlesi
M_t	:Toplam hareketli kütle
F_{as}	:Ana silindir in uyguladığı net kuvvet
P_1	:Silindirlerin piston yüzey alanına uygulanan hidrolik basınç
P_2	:Ana silindir in piston kolu tarafındaki hidrolik basınç
A_{1a}	:Ana silindir piston yüzey alanı
A_{2a}	:Ana silindir piston kolu tarafındaki net yüzey alanı
F_{ys}	:Yardımcı silindir in uyguladığı net kuvvet

A_{1y}	:Yardımcı silindir piston yüzey alanı
A_{2y}	:Yardımcı silindir piston kolu tarafındaki net yüzey alanı
P_3	:Yardımcı silindir piston kolu tarafındaki hidrolik basınç
F_{hst}	:Hidrolik silindirlerin koça uyguladığı toplam kuvvet
F_{net}	:Sistemdeki net kuvvet

Kısaltmalar

FEA	:Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)
CAE	:Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Mühendislik)
CAD	:Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
PD	:Proportional, Derivative (oransal-türevsel denetleyici)
DOF	:Degree of Freedom (serbestlik derecesi)
SEA	:Sonlu elemanlar analizi
Y KG	:Yardımcı katı gövde
S-tem	:Sınır temsili
LCF	:Low Cycle Fatigue
HCF	:High Cycle Fatigue
SEM	:Sonlu elemanlar metodu

1. GİRİŞ

Hidrolik biliminin klasik uygulama alanlarından olan metal şekillendirme makineleri ve presler, endüstrinin birçok kolunda yüksek kaliteli ve seri üretim yapılmasına olanak sağlamaktadır. Yeni malzemeler, ürünler ve yeni imalat prosesleri de presler için yeni uygulama alanlarının ortaya çıkmasına yol açmaktadır. Preslerde hidroliğin kullanımı ile büyük bir güç sağlanmakla birlikte, etkili ve yüksek miktarda üretim aynı zamanda da insan ve makine için de emniyet sağlanmıştır. Bugün endüstriyel hidroliğin en önemli parçası olan hidrolik presler, başta sıvama, bükme, ekstrüzyon ve dövme işlemleri olmak üzere genel anlamda demir çelik endüstrisinin vazgeçilmezlerindedir (Taş, 2008).

Hidrolik sistemler ilk defa uygulanmaya başlanan üretim makinelerindedir. Büyük basınçların gerektirdiği (500 –2000 ton) preslerden en küçük kapasite ile çalışan preslerin hepsine de hidrolik sistemler uygulanabilir. Hız kontrolünün istenildiği gibi yapılabilmesi, sistemin basit ve kontrol edilmesinin çok kolay olması, çok büyük güçler üretebilir olması ve uzaktan kumanda edilebilmesi hidrolik sistemlerin pres tezgahlarında kullanılmasını sağlamıştır. Çelik endüstrisinde, sıcak metal işçiliklerinde, otomobil endüstrisinde kullanılan yüksek sıcaklıkta ve büyük yükler altında büyük fayda sağlayan hidrolik sistemler her çeşit presleme işlemlerinde kullanılmaktadır. Önceleri basma, bükme, şişirme, çekme, kıvrma ve plastik pres sanayinde hidrolik presler kullanılmıştır. Darbeli olarak çalışmanın gerektiği kesme kalıplarında da hidrolik preslerin kullanılması ve mekanik preslerden daha iyi sonuçlar vermesi hidrolik sistemlerin pres sanayisinin hemen her dalında kullanılabilir hale gelmesini sağlamıştır.

Pres sanayinde kullanılan otomatik ilerletme sistemleri robotların hidrolik sistemlerle çalışması özellikle presle birlikte aynı hidrolik sistemle hidrolik sistemlerin sanayideki önemini iyice arttırmıştır. Ayrıca günümüzde programlanabilir kontrol sistemlerinin hidrolik sistemlere uygulandığı en yaygın alan olan pres sanayinde çok az insan gücü ile üretim yapılır hale gelmiştir. Otomotiv endüstrisinde bu durum açıkça görülmektedir. İşlerin üzerindeki işlem sıralarına göre dizayn edilen üretim sistemlerinin de günümüzde pahalı ve uzun süreli üretim sistemi olması bütün işlemlerin aynı anda veya bir grup işlemin aynı anda yapıldığı üretim sistemlerini gerektirmiştir. Böyle üretim sistemleri de hidrolik ve pnömatik sistemlerle ve robotlar sayesinde yapılmaktadır.

Bugün pres sanayisinin her kolunda hidrolik presler kullanılmaktadır. Özellikle son zamanlarda üretilen programlanabilir kumanda sistemli hidrolik preslerde, pres kalıplarının dahi otomatik olarak değiştirilmesi ve takılıp sökülmesi, bir kişi ile pres atölyesinin çalıştırılmasını ortaya çıkarmıştır. Bu da hidrolik sistemlerin pres sanayisindeki yerini ve önemini göstermektedir (<http://www.makineci.net/page/111>).

Çalışma ilkeleri farklı olmakla birlikte preslerde gövde konstrüksiyonları benzerlik göstermektedir.

Ülkemizde pres imalatı yapan kuruluşlar göz önüne alınarak bir değerlendirme yapıldığında aşağıdaki veriler elde edilmiştir:

- a) İmalatçıların çoğunun atölye tipi imalat yaptığı görülmektedir.
- b) Sistematik bir imalat tekniğinden yoksun atölyeler ilkel ve bilinçsiz alt ve üst yapıya sahiptir.
- c) İmalathanelerdeki tezgahların hassaslıkları ve kapasiteleri sınırlıdır. Dolayısıyla imal edilen preslerin toleranslarıyla güçleri istenen değerlere erişememektedir.
- d) Üretilen pres sayısı gelişen piyasayı doyuramadığından, alıcıya ne sunulursa sunulsun, alıcı presin kalitesi hakkında bir bilgiye sahip olmadan kabul etmektedir.
- e) Pres projelerinin genellikle tasarımı yapılmamakta, presler daha önce yapılmış bazı modellerle benzetilerek, tersine mühendislik yoluyla imal edilmektedir. Maliyetinin %70' ini malzemenin oluşturduğu bu mamullerde aşırı ve gereksiz malzeme kullanımına gidilmektedir.
- f) Herhangi bir işletme sorununun çıkmadığı savunulan yerlerde ise çok küçük güç ve kapasite ile çalışmakta, dolayısıyla gereksiz bir ölü yatırım ve enerji savurganlığı söz konusu olmaktadır. İmalatçı bu alanda gerekli mühendislik hizmetini ve yatırımını genellikle lüks ve gereksiz görmektedir.

Bu ana eksikliklerin doğurduğu problemler ülke genelinde önem kazanmaktadır. Bu problemler şu şekildedir:

1) Pres gövdelerinde veya elemanlarında zaman zaman çatlama, kırılma ve plastik şekil değiştirme görülmektedir. Bu da preslerin iş yapmasını engellemekte, kalıpların bozulmasına ya da kırılmasına yol açmakta veya verimini ve kapasitesini düşürmektedir.

2) Preslerin güçleri, kapasiteleri ve ömürleri konusunda deneyime dayandığı savunulan birtakım değerler verilmekte, fakat bu değerler gerçekleştirilememektedir.

3) Her imalatçı farklı pres imalatı yaptığı için piyasadaki pres türlerinin sayısı çoğalmakta; bunlarla çalışan takım, tertibat ve öteki elemanların yalnız bir tip pres için imal edilmesi zorunluluğu doğmaktadır. Standartlaştırma bir yana pres imalatçıları özgün pres imalatı çabası içinde olduklarından benzerliklerden daha da uzaklaşmaktadır. Bu da takım ve tertibat imalatında sorunlar ortaya çıkarmakta, söz konusu elemanların verimini düşürmekte ve bu sanayi dalında maddi kayıplara yol açmaktadır.

Bütün bunların ışığında bu eksiklikler göz önüne alınarak preslerle ilgili sorunların çözümüne yardımcı olmak amacıyla geniş bir piyasa ve literatür araştırması yapılmış, teknik bilgi yardımı yapılabilmesi için imalatçılarla ilişki kurulmuştur. Bu ilişki sonucunda mühendislik hizmetinin henüz bu sanayi dalına girmediği ve hesap yapmak için hiçbir gerçekçi yöntem veya formül kullanılmadığı görülmüştür (Babacan, 2007).

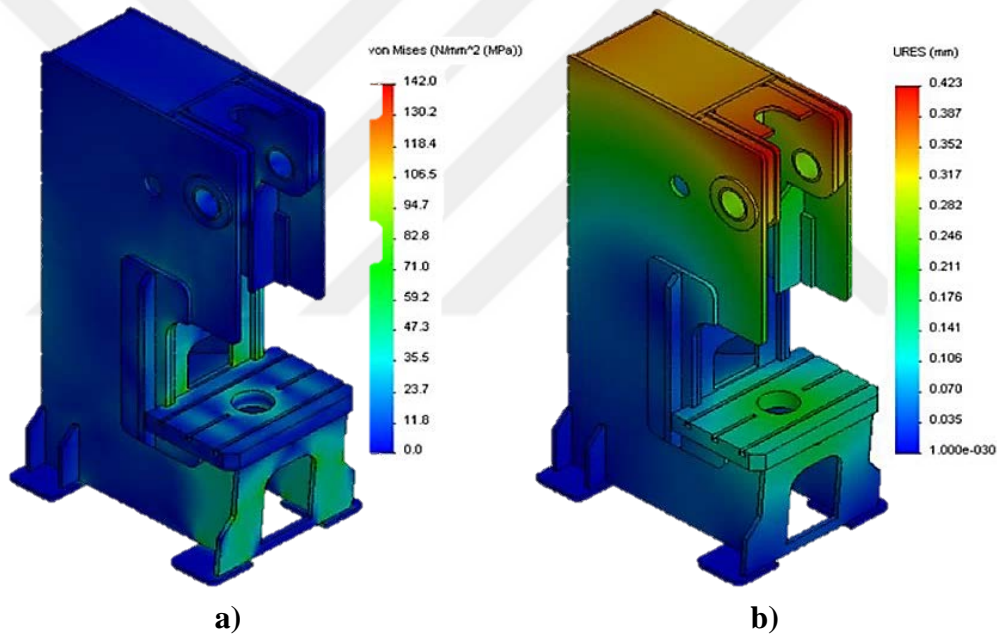
Bu çalışmada, Hidroliksan Halim Usta Pres SaN Tic. Ltd. Şti. imalatı olan 300 ton kapasiteli H tipi bir hidrolik presten faydalanılmış olup, bu yapısal analizi, optimizasyonu ve konum kontrolü gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Çalışmada presin statik, burkulma, yorulma analizleri ve topolojik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar ANSYS Workbench sonlu elemanlar programı kullanılarak yapılmıştır. Ayrıca bu tez kapsamında presin farklı bir modelleme yaklaşımı ile modellenmesi ve konum geri beslemeli oransal-türevsel (PD) kontrolü gerçekleştirilmiştir. Yapısal analiz ve topolojik optimizasyon sonuçlarına göre; endüstriyel 300 ton'luk H tipi hidrolik pres %2.5 mukavemet artımı ile %28.3 hafifletilmiştir. Ayrıca yapılan modelleme ve kontrol çalışmaları ile presin konum kontrolü başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiştir.

Sonuç olarak bu tez kapsamında; daha az maliyetli daha fazla mukavim ve hassas konum kontrollü yeni bir hidrolik pres tasarımı ve imalatı için oldukça önemli bulgular elde edilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Hidrolik presler 1795 yılındaki icadından beri farklı çok farklı konstrüksiyonlarda üretilmiştir. Literatür incelendiği zaman, hidrolik presler hakkında yüzlerce patent ve makale bulunabilir. Bu çalışmada ise yeni sayılabilecek teknolojik bir metot olan bilgisayar destekli mühendislik yöntemiyle tasarım ve optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu nedenle kaynak araştırmasında özellikle son yıllarda bu konu hakkında yapılan çalışmalar anlatılmıştır.

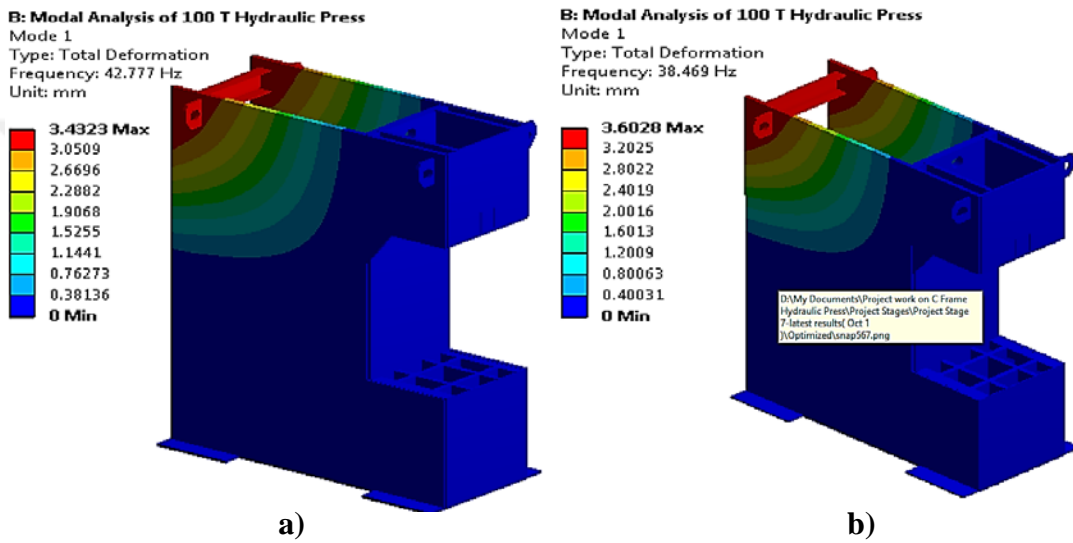
Halıcıoğlu ve ark. (2016) bu çalışmalarında 500kN çalışma yükünde 200 mm çalışma strokuna sahip C tipi bir presin dayanım analizlerini yapmışlardır. Bu çalışmada farklı yükler ve hareketler simüle edilmiştir. Sonuç olarak emniyet kat sayısı 2 olacak bir tasarım modeli oluşturulmuştur.



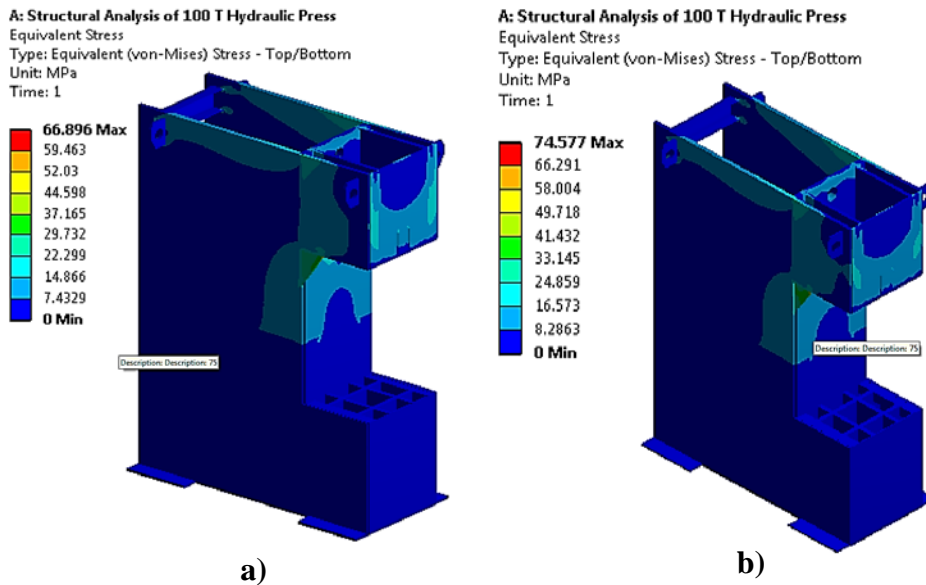
Şekil 2.1 Pres Gövdesi için a) Von Misses Gerilme b) Toplam Yer Değiştirme Sonuçları.

Rangraj ve ark. (2015) bu çalışmalarında 200 ton kapasiteli 'C' tipi bir presin, Ansys Workbench yazılımını kullanarak, optimizasyonu hedeflemişlerdir. Optimizasyon öncesi, maksimum gerilme değeri 74N/mm^2 , maksimum deformasyon 0,5 mm, gövde ağırlığı 17366 kg, emniyet kat sayısı 3,37 olarak hesaplanmıştır. Optimizasyondan sonra, maksimum gerilme 102N/mm^2 , maksimum deformasyon 0.633 mm, gövde ağırlığı 15240 kg, emniyet kat sayısı 2,45 olarak hesaplanmıştır. Bu sonuçlar doğrultusunda, emniyet kat sayısı ideal koşulları düşürülmüştür. Böylelikle %12.62'lik bir ağırlık tasarrufu sağlanmıştır.

Hatapakki ve Gülhane (2015), bu çalışmalarında C tipi 100 ton çalışma yüküne sahip hidrolik presin yapısal dayanım davranışını öğrenmek için sonlu elemanlar analizi yapmışlardır. Elde ettikleri bu sonuçlar doğrultusunda yapının parametrik optimizasyonu yaparak, malzeme et kalınlıklarını inceltmişlerdir. Böylelikle aynı dinamik özelliklere sahip daha ucuza üretilebilecek bir pres makinesi tasarımı yapmışlardır. Sonuç olarak 25 mm et kalınlığına sahip orijinal model 22 mm'ye düşürülmüştür ve %12 malzeme tasarrufu sağlanmıştır. Ayrıca tasarımın emniyet kat sayısı 3'tür.



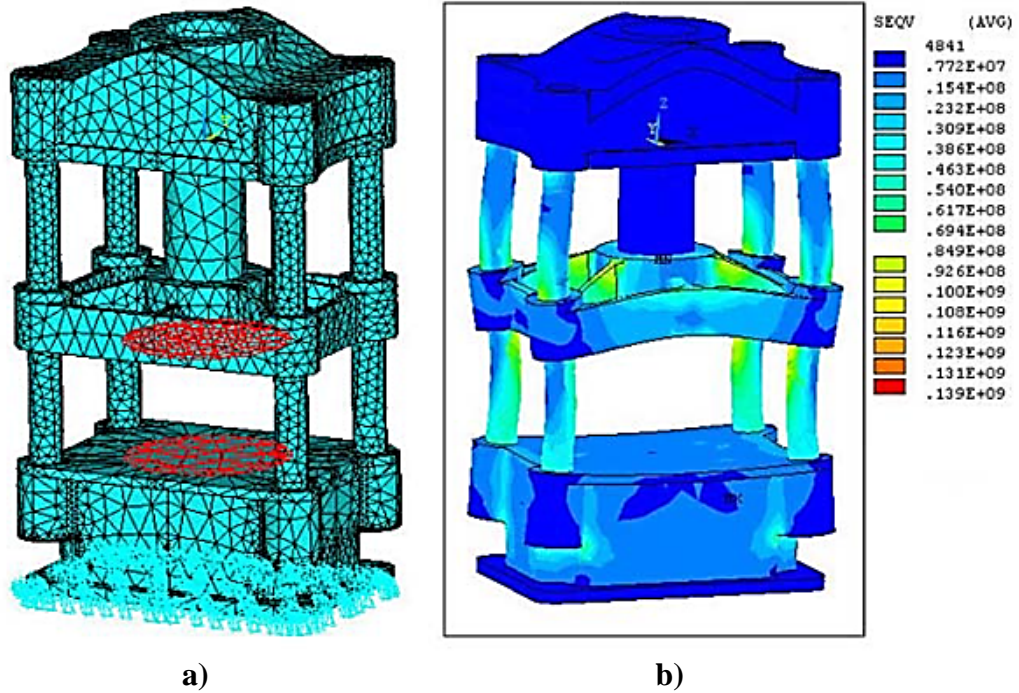
Şekil 2.2 C Tipi Pres Gövdesi için a) Orijinal Tasarım Mod 1 Modal Analizi b) Optimize Edilmiş Tasarım Mod 1 Modal Analizi Sonuçları.



Şekil 2.3 C Tipi Pres Gövdesi için a) Orijinal Tasarım Von Misses Gerilme b) Optimize Edilmiş Tasarım Von Misses Gerilme Sonuçları.

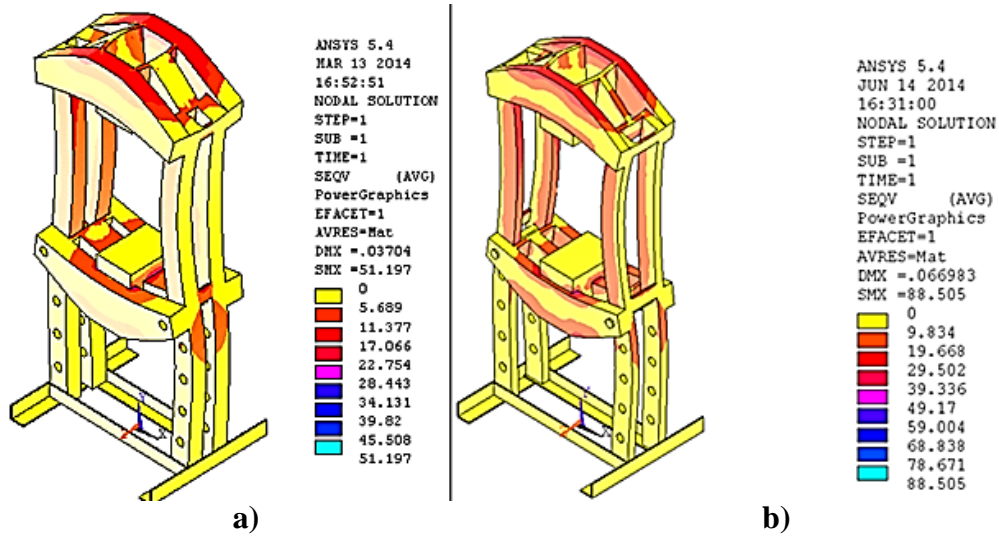
Yaptığımız literatür araştırmalarına göre; bu çalışmadaki sınır koşulları, gerçeğe uygun olarak modellenmemiştir. Presin yer ile olan bağlantısı (Fixed Support) 6 ekseninde tam olarak hareketsiz olarak tanımlanmıştır. Fakat gerçekte olması gereken (Frictionless Support) yzey normaline dik olan ekseninde hareketi sınırlı yzey normaline paralel olan eksenlerde ise ufak yer değiştirmelere izin verilen sınır şartıdır. Ayrıca pres makineleri oldukça yavaş çalışan (maksimum 2 Hz) makinelerdir. Kütlesi çok ağır ve frekansı çok dūřuk bir yapının modal analizinin yapılmasına gerek yoktur.

Dao (2015) yaptığı bu çalışmada, tek silindirli H tipi bir hidrolik presin sonlu elemanlar yzemiyle yapısal analizini yapmıştır. Pres gvdésinin dayanımının yeterli olduğu gvrmlüştür. Fakat alt ve üst tablalarda yüksek gerilmeler meydana gelmiştir. Bu yzenden bu bvlgelerde geometrik optimizasyona gidilmesi gerektiği sonucu çıkarılmıştır.



şekil 2.4 Pres Gvdési için a) Mesh Modeli b) Von Misses Gerilme Sonuçları.

Santoshkumar ve ark. (2014) yaptıkları bu çalışmada 5 tonluk bir H tipi hidrolik presin emniyet kat sayısı 3 olacak şekilde bir tasarım modeli oluşturmak istemişlerdir. İlk modelde emniyet kat sayısı yaklaşık 5 olarak tespit etmişlerdir. Bu yzenden sac et kalınlıkları dūřürölerek, yeni bir model oluşturmuşlardır. Bu modelde, maksimum gerilme yaklaşık olarak 88 Mpa olarak ölçülmüş ve istenen emniyet kat sayısında model elde etmişlerdir.



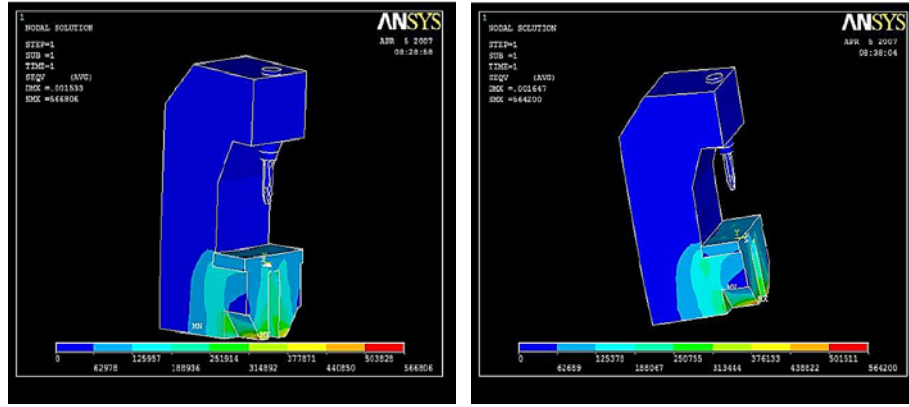
Şekil 2.5 Pres Gövdesi için a) Orijinal Tasarım Von Misses Gerilme b) Optimize Edilmiş Tasarım Von Misses Gerilme Sonuçları.

Zhang ve ark. (2014) bu çalışmalarında klasik hidrolik silindirlere kullanılan kovanın kapağı için yeni bir tasarım yapmışlardır. Klasik kapaklar dörtgenel, dik açıdır. Yeni tasarımda ise küresel bir tasarım kullanmışlardır. Tasarım girdilerini, sonlu elemanlar metodu ile inceleyip, dayanım etkilerini gözlemiş ve aynı malzeme kalınlığında emniyet kat sayısında artış gözlemişlerdir.

Köseler (2014) yüksek lisans tez çalışmasında, hızlı etkili ve yavaş etkili hidrolik preslerin zaman içinde maliyet / kar analizini yapmıştır. Yavaş silindirin kendini 10 yılda hızlı silindirlerin 4 yılda amorti edeceğini hesaplamıştır. Bu preslerin mühendislik tasarımları tez kapsamında olup Ansys ve Matlab yazılımlarından faydalanmıştır.

Ankit ve ark. (2014) makalelerinde 300 ton kapasiteli 4 etkili hidrolik bir presin kütle optimizasyonu hedeflemişlerdir. Ansys Workbench yazılımıyla sonlu elemanlar analizi, Creo yazılımıyla CAD tasarımı yapmışlardır. Optimizasyondan önce, presin alt gövdesinin maksimum Von-misses gerilme 104 Mpa , maksimum yer değiştirmesi 0,055 mm , ağırlığı 2263 kg'dır. Yapılan birkaç farklı parametrik optimizasyon sonunda optimum değerler elde etmişlerdir. Bu değerleri, Von-misses gerilme 144 Mpa , maksimum yer değiştirme 0.22 mm , ağırlığı 1303 kg olarak hesaplamışlardır. Sonuç olarak %42'lik bir kütle optimizasyonuna erişmişlerdir.

Ravi (2014) bu çalışmada 10 ton kapasiteli C tipi bir presin maksimum yükleme altında iken, yapısal dayanım durumunu incelemiştir. Daha sonra seçilen emniyet katsayısına göre et kalınlığı optimizasyonu yaparak, yeniden bir tasarım elde etmiştir.



a)

b)

Şekil 2.6 C Tipi Pres Gövdesi için a) Orijinal Tasarım Von Misses Gerilme b) Optimize Edilmiş Tasarım Von Misses Gerilme Sonuçları.

Tablo 2.1 10 Tonluk C Tipi Presin Optimizasyon Karşılaştırma Sonuçları.

Parametreler	Orijinal	Optimize Edilmiş
Yatak Kalınlığı	100 mm	70 mm
Gövde Kalınlığı	25 mm	18 mm
Ağırlık	1.92 ton	1.66 ton
Maksimum Gerilme	56.68 Mpa	56.42 Mpa
Maksimum Yer Değiştirme	1.533 mm	1.647 mm

Tabloda görüldüğü gibi maksimum gerilme sabit tutularak, %13.5 oranında makine hafifletmişlerdir.

Han ve ark. (2014) bu çalışmalarında dövme presine ait alt kirişin deformasyonunu incelemişlerdir. Bu inceleme için iki tip metot kullanmışlar ve sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Bunların ilki, rijitliği test edebilen lazer takip cihazıdır. Diğeri ise bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemidir.

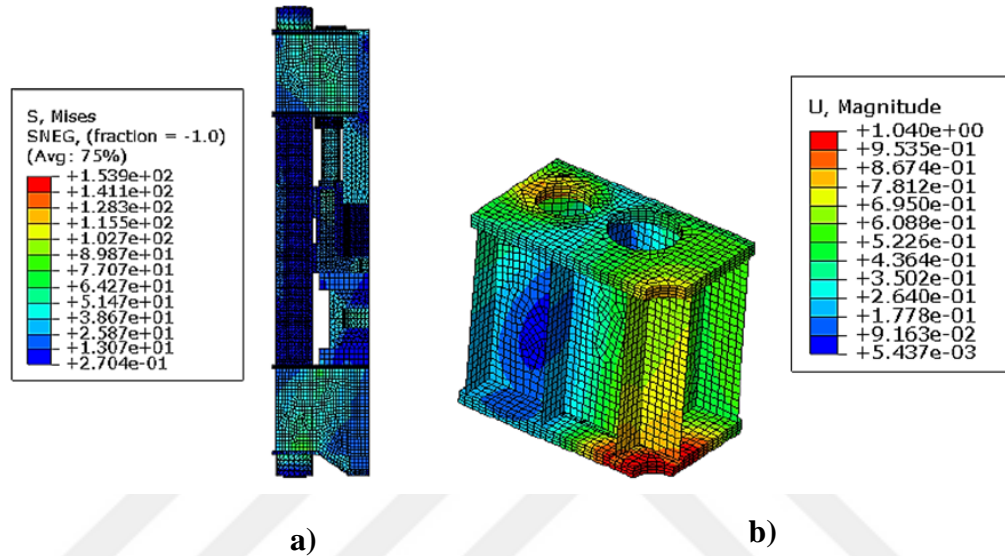
Tablo 2.2. Lazer ile ölçülen ve simülasyon sonucu elde edilen deformasyon sonuçları karşılaştırması.

Karşılaştırılmalı Analizler	Maksimum Deformasyon / mm
Lazer ile ölçüm	0,4362
Simülasyon sonucu	0,457

Hidrolik presin maksimum yüklenmesi sonucu meydana gelen deformasyonun lazer ölçümü ile sonlu elemanlar simülasyonu karşılaştırdıklarında, sonuçların birbirine çok yakın olduğunu görmüşlerdir. Bu sonuçlardan sonlu elemanların bu tarz konstrüksiyonlarda kullanılmasının güvenilir bir teknik olduğunu kanıtlamışlardır.

Wei (2013) alt ve üst gövdesi kirişle bağlı bir hidrolik presin yapısal analizini incelemiş ve gerekli optimizasyonları yapmıştır. Üst gövdede istenilen yapısal özelliği yüksek rijitlik ve hafifliktir.

Üst gövde istenilen maksimum gerilme 160 Mpa iken 154 Mpa olarak ölçmüştür. İstenilen birim şekil değiştirme değeri 0.2 mm/m iken 0.203 mm/m. olarak ölçmüştür. Bu birim şekil değiştirme değeri ile istenilen rijitlik elde edilemeyeceği için bu bölgede et kalınlığı optimizasyonun yapılmasını uygun görmüştür.

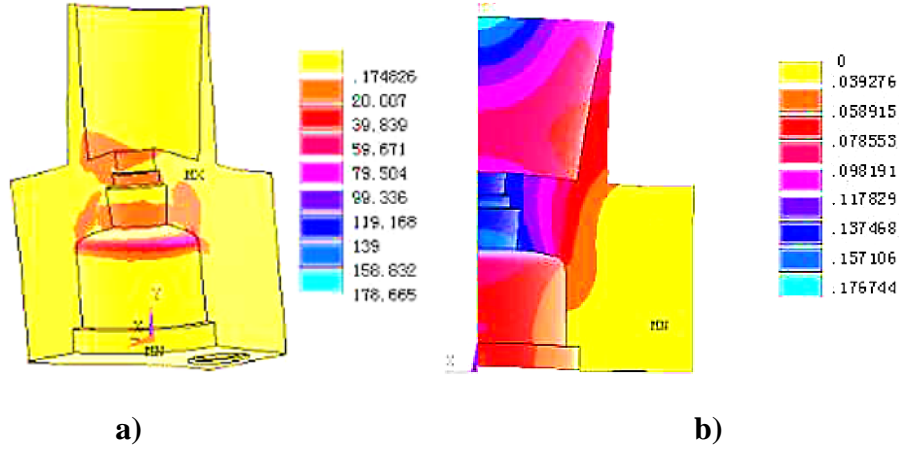


Şekil 2.7 Üst Gövde için a) Von Misses Gerilme b) Toplam Yer Değiştirme Sonuçları.

Abaqus ile yapısal analizi yapılan hidrolik prese ait üst gövde elemanının gerekli rijitliğe sahip olmadığını tespit etmiştir. Çalışmanın ikinci aşamasında yapılan optimizasyon ile orijinal modele göre rijitlik %7.04 artırılırken kütle ağırlığı sabit kaldığını gözlemlemiştir.

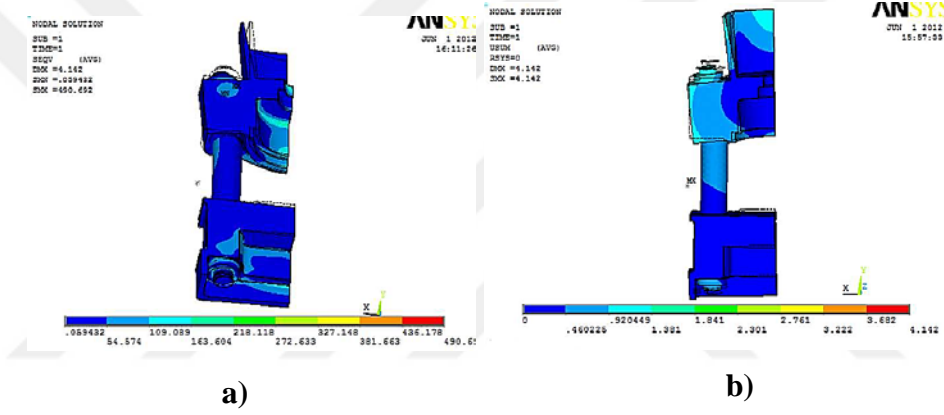
Lv (2013) hidrolik presin parçalarından biri olan koçbaşını incelemiş ve yapısal analizlerini yapmıştır. Koçbaşı preslenecek malzeme ile sürtünmeli olarak bağlantılıdır. Preslenecek malzemeden istenilen geometrinin elde edilebilmesi için rijitliğe bağlı yer değiştirmelerin çok düşük olması istenmektedir. Bu çalışmalarlarıyla elde ettikleri sonuçlar;

1. Maksimum toplam yer değiştirme sonucu merkez bölgenin üstünde 0.176 mm çıkmıştır. Rijitlik gereksinimlerini karşılamaktadır.
2. Maksimum gerilme şekilde gözükmeyen cıvata deliğinde 178 Mpa değerinde çıkmıştır. Bu değer malzemenin akma dayanımının altında kalmaktadır ve istenilen dayanım gereksinimlerini karşılamaktadır.



Şekil 2.8 Koçbaşı için a) Von Misses Gerilme b) Toplam Yer Değiştirme Sonuçları.

Huang, Wu ve Wang (2013) Pro/E yazılımı ile tasarladıkları 3,3 kilotonluk seramik pres makinesinin Ansys yazılımı ile yapısal analizlerini yapmışlardır.

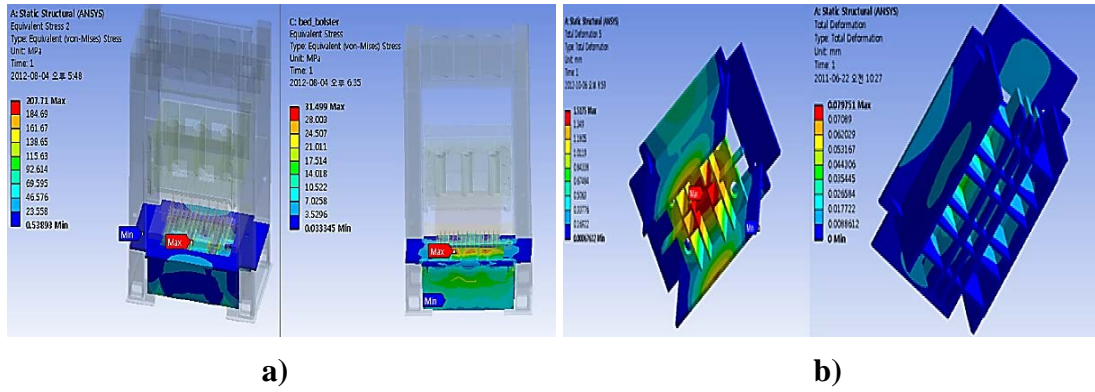


Şekil 2.9 Hidrolik Pres Makinesi için a) Von Misses Gerilme b) Toplam Yer Değiştirme Sonuçları.

Bu çalışmalarınıyla elde ettikleri sonuçlar;

1. Gövde için elde edilen emniyet katsayısının kabul edilebilir bir değerde olduğu,
2. Alt ve üst gövdeyi birbirine bağlayan rot için tanımlanan ön gerilme ön gerilmeyi gerçekçi bir simüle edebilmiştir.
3. Elde edilen toplam yer değiştirme sonucu istenilen değerden çok çok düşüktür.
4. Elde edilen Von Misses gerilme sonucu istenilen değerden çok çok düşüktür.
5. Sonuç olarak, topolojik optimizasyon yapılmasına ve malzeme hafifletilmesine karar vermişlerdir. [13]

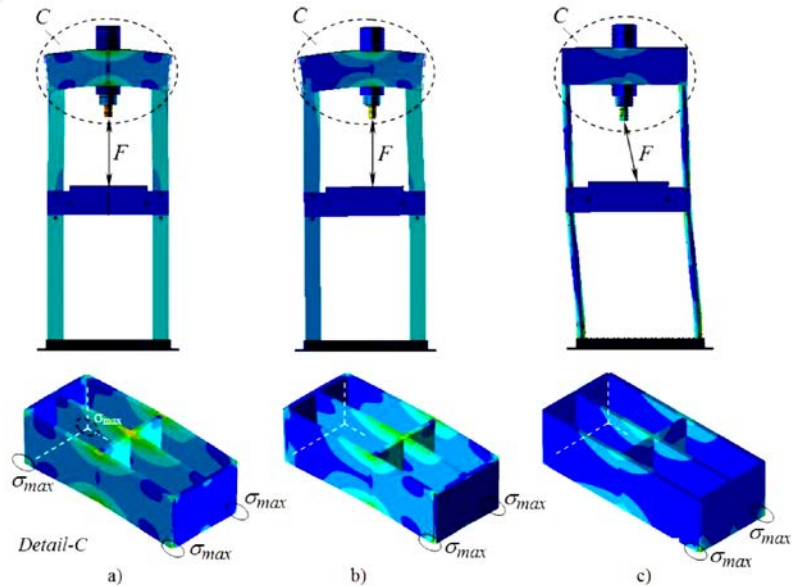
Choi ve ark. (2013) çalışmalarında, 800 tonluk sıcak dövme presinin hassas bölümleri olan gövde, koçbaşı ve yatak parçalarının yapısal analizini ve optimizasyonu yapmışlardır.



Şekil 2.10 Farklı tasarımlar için a) Von Misses Gerilme b) Toplam Yer Değiştirme Sonuçları.

Yaptıkları çalışma sonucunda, farklı bir yatak tasarımı ile gerilme değerini yaklaşık %560 yer değiştirme değerini %900 oranında düşürmüşlerdir.

Aydın ve Kişioğlu (2013) yaptıkları bu çalışmada, hidrolik pres makinesinin elemanlarına uygulanan çok eksenli yükler altında yapısal davranışı modellemişlerdir. Metot olarak; hem analitik yöntemler hem de bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi kullanmışlardır. Sonlu elemanlar çözümünü hafifletmek için, kabuk elemanlar kullanmışlardır. Farklı yüklemeler ve farklı tasarımlar değişkenleri ile yapılan optimizasyon çalışmaları sonucu en uygun modeli elde etmişlerdir.

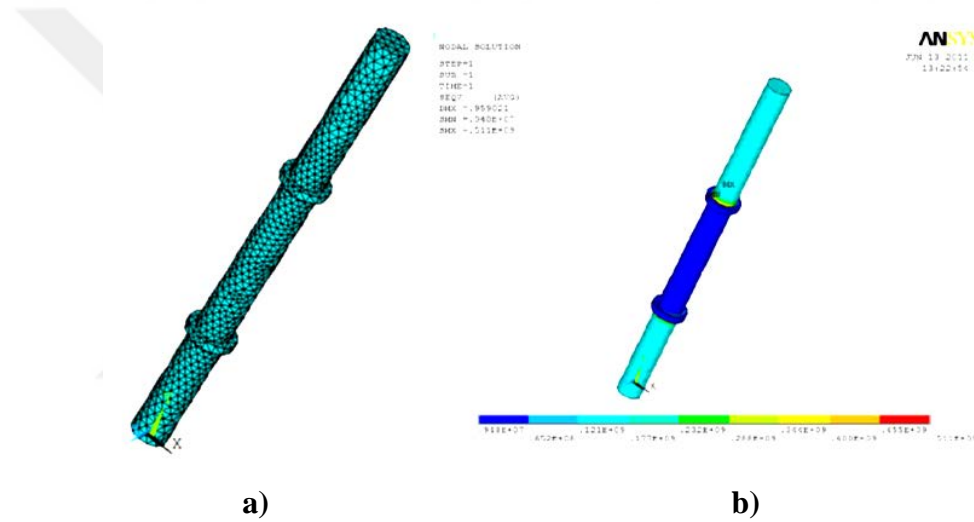


Şekil 2.11 Farklı Yüklemeler altında Hidrolik Pres Gerilme Dağılımı a) Eksenel, b) Eksenrik c) xy düzlemine paralel.

Zhu, Zhang, Zhou, Chen, Yu ve Xie (2012) yaptıkları bu çalışmada hidrolik bir presin optimizasyonu için kullanılabilir modal ve gerilme yöntemleri karşılaştırmışlardır. Klasik gerilme yöntemi çözüm doğruluğu kabul edilen bir yöntemdir ve çözüm varyasyonları sınırlıdır bu yüzden mühendis için kullanılması

kolaydır. Modal yöntemi mühendislik açısından daha zor olmasına rağmen bilgisayarlar için matematik çözümü çok daha kolaydır ve bilgisayar destekli mühendislik yazılımları için çok daha kısa sürede sonuç alınmaktadır. Yaptıkları çalışmada, modal sonuçlarının gerilme sonuçlarına göre çok daha kısa bir sürede yapısal performans çıktıkları verdiği gözlemlenmiştir.

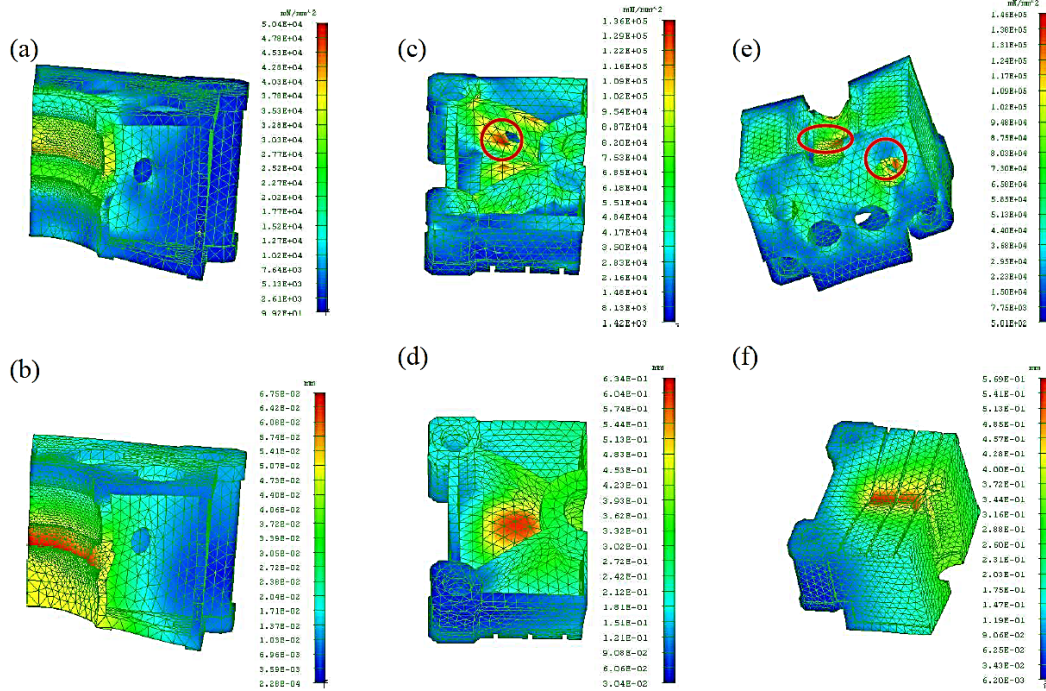
Huang, Zhang, Xu ve Han (2012) tam otomatik hidrolik pres rotunun yorulma-ömür dayanım hesabını yapmışlardır. Çalışmada Ansys ve Pro-E programlarını kullanmışlardır. 28000N yüke maruz kalan rot miline yorulma-ömür analizi yapmışlardır. Dakikada 12 çevrim yapacağı düşünülmüştür ve maksimum çevrim sayısı 789×10^5 olarak hesaplamışlardır. Bunun da yaklaşık olarak 19 yıla tekamül ettiğini hesaplamışlardır.



Şekil 2.12 a) Rot Mili Mesh Modeli b) Rot Mili Von Mises Gerilme Bulut Fotoğrafı.

Xu, Chen ve Ding (2011), yaptıkları bu çalışmada üretilmekte olan bir hidrolik presin yapısal davranışları özellikle merkezi ve eksantrik yükleme göz önüne alarak, incelemişlerdir. Bu analiz için FEM kullanmışlardır. Daha sonrasında gerilme yoğunluğu referans alınarak, daha homojen bir dağılım için tasarım optimizasyon etmişlerdir. Tasarım optimizasyonu için, matematiksel algoritma programlama yöntemi ve yine FEM kullanmışlardır.

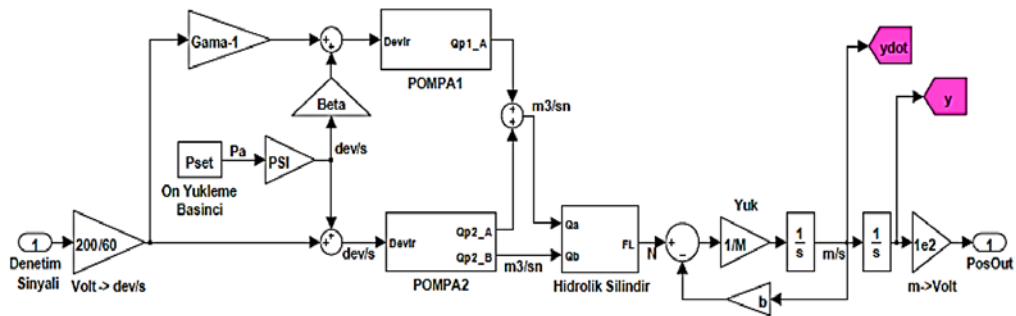
Hidrolik presin gerilme yoğunluğunun çok yüksek olduğu yerler tespit etmişlerdir. Optimum tasarım için optimizasyon yöntemleri ile yoğun gerilmeye maruz kalan bölgelerin üzerine aldıkları yükleri gerilmeye daha az maruz kalan bölgelerin üzerine geçirmeye çalışmışlardır. Ayrıca ağırlık optimizasyonu yapılarak makine ağırlığında yaklaşık %15'lik bir hafifletme sağlamışlardır.



Şekil 2.13 (a) Silindirin Bastığı Merkez Noktadan Von-Misses Gerilme Ve (b) Yer Değişirme Sonuçları (c) Silindirin Bastığı Yan Noktadan Von-Misses Gerilme Ve (d) Yer Değişirme Sonuçları (e) Silindirin Bastığı Diğer Yan Noktadan Von-Misses Gerilme ve (f) Yer Değişirme Sonuçları.

Tez çalışması kapsamında yapılan bir diğer çalışma ise hidrolik presin oransal-türevsel (PD) kontrolüdür. Bu nedenle bu çalışmalarda yararlanılan literatürde yer alan modelleme ve kontrol çalışmalarının bir kısmı aşağıda anlatılmıştır.

Çalışkan, Balkan, Platin ve Demirer (2013) yaptıkları çalışmada geleneksel valf denetim sistemine bir alternatif olarak valfsiz servo hidrolik konum kontrol sistemi geliştirmişlerdir. Sistemin matematiksel modeli MATLAB Simulink ortamında oluşturulmuş ve aktarım fonksiyonu bulunmuştur. Ayrıca MATLAB RTWT ile deneysel çalışılarak sonuçlar benzetim sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.14 Valfsiz Servo Hidrolik Konum Kontrolü MATLAB/Simulink Modeli.

Sonuç olarak geliştirilen sistemin enerji kaybına sebep olacak bir valfi olmadığı için, geleneksel yönteme kıyasla %38,5 daha verimli olduğu gözlenmiştir. Teorik ve MATLAB ile yapılan hesaplamalar teorik veriler ile doğrulanmıştır.

Kılıç ve Kapucu (2011) yaptıkları çalışmada hareketli ağır cisimlerin kontrolü için gerekli olan artık salınımın yok edilmesi, işlem zamanının azaltılması ve yükün zarar görmemesi problemlerinin üzerinde durmuşlardır. Bu sorunlar için Lyapunov denge teorisini kontrolcü tasarımında kullanmışlardır.

Yüksek dereceli ve doğrusal olmayan hidrolik servovalf ve silindir sürücülü sistem ile ideal sürücülü olarak kabul edilen araba ve sarkaç sisteminin davranışları incelenmiştir. Önerilen kontrol yaklaşımının hidrolik sürücülü sistem içinde en az ideal sürücülü sistem davranışına benzer bir durum sergilediği görülmüştür. Önerilen kontrolcü ile oldukça iyi bir performans elde edinilebildiği görmüşlerdir.

Akkaya ve Çetin (2003) çalışmalarında, bir servovalf ile kontrol edilen asimetrik bir hidrolik silindirin bulanık mantık yaklaşımıyla konum kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Öncelikle, hidrolik sistemin matematiksel tanımlaması yapılmıştır. İkinci olarak, hidrolik sisteme uygulanacak olan bulanık mantık kontrolcünün yapısı irdelenmiştir. Daha sonra, bilgisayar ortamında çalıştırılan sistem modelinin simülasyon sonuçları verilmiştir. Son olarak, simülasyon neticeleri ışığında elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Uygulanan bulanık kontrolcü ile sistemin konum izleme karakteristikleri incelenmiştir. Bulanık mantık kontrolcü uygulanan hidrolik sistemin fiziksel parametrelerdeki değişime duyarsız kaldığı simülasyon sonuçlarından anlaşılmıştır. Simüle edilen hidrolik sistem 5 Hz'lik sinüzoidal giriş sinyaline kadar başarılı bir konum izleme gerçekleştirdiğini görmüşlerdir. Frekans değeri büyüdükçe izlenecek konumdan sapmaların giderek arttığını gözlemlemişlerdir.

Batu, Gürcan ve Balkan (2003) ise bir hidrolik servo valfin MATLAB/Simulink ortamında matematiksel modelini oluşturmuş ve analizini yapmıştır. Valfin dinamik ve akış parametreleri deneysel çalışmaların MATLAB/System Identification Toolbox modülü ile değerlendirilmesi sonucunda belirlenmiştir. Daha sonra deneysel ve benzetim sonuçları karşılaştırılmış ve benzetim yaklaşımının doğruluğu gösterilmiştir. Bu çalışmada, ele alınan servo valfin elektriksel ve mekanik dinamiği ile akis karakteristiğini temsil eden matematik modeli oluşturmak için gerekli analitik denklemler bir araya getirilmiş, gerekli parametrelerin belirlenmesi için mühendislik

çalışmalarına uygun, pratik, deneysel yöntemler oluşturulmuş, ikinci ve üçüncü kademe valf karakteristiğinin belirlenmesine yönelik deneysel bir sistem tanılama çalışması yapılmış ve bu çalışmadan elde edilen kapalı döngü transfer fonksiyonu kullanılarak, analitik ve deneysel yollarla doğrudan elde edilmesi güç olan açık döngü transfer fonksiyonu hesaplanmıştır. Bir servo valfin matematik modeli oluşturulurken izlenecek yol ele alınan örnek sistem üzerinde ortaya konmuş, dikkat edilmesi gereken noktaların altı çizilmiştir.

Becan, Kuzucu ve Kutlu (1998) hidrolik bir sistemin durum-uzay modelini elde ederek esneklik modülünün, silindirin her iki tarafındaki hacim değişimlerine bağlı varyasyonlarını dikkate almışlardır. Buna yaklaşıma göre kontrolcü katsayılarını belirlemişler ve esneklik modülü sabit olan modelle karşılaştırma yapmışlardır. Sonuçta gerçeğe yakın bir benzetim modeli elde edilmiştir.

Kontrol organı ayarı için gerekli olan K_{pmax} 'ın bulunmasında transfer fonksiyonu yöntemi kullanılırken, elde edilen sonucun sürekli titreşim yöntemiyle uyum sağladığı görülmektedir. Elde edilen K_{pmax} (maksimum orantı kontrol katsayısı) ile küçük değişimler için konum kontrolü, PD kontrol kullanılarak sağlanabilmektedir. İlk aşamada esneklik modülü sabit kabul edildiği için gerçek duruma kıyasla daha rijit bir sistem elde edilmiştir. Daha sonra, esneklik modülünün basınca ve diğer etkenlere bağlı değişiminin dikkate alınmasıyla sistemin gerçeğe yakın modeli oluşturulmuştur. Yeniden belirlenen ayar değerleriyle PD kontrol algoritması uygulanmış ve sistemin önceki varsayımlarla bulunan modele kıyasla daha esnek olduğu, dolayısı ile kontrol katsayılarının, özellikle türevsel katsayının daha farklı alınması gereği ortaya çıkmıştır.

İstif ve Kutlu (2004) yapmış oldukları çalışmada MATLAB/Simulink programı ile oransal valf kontrollü hidrolik silindir sisteminin modellenmesini ve yapay sinir ağı (YSA) tabanlı konum kontrolünü gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak, modellemede hidrolik akışkanın sıkıştırılabilir oluşu, hidrolik silindirdeki iç kayıplar göz önünde bulundurulmuş, simülasyonlar sırasında gerçek sızıntı dirençleri bilinmediğinden sızıntılar ihmal edilmiştir. Sistem dinamiği üzerinde önemli etkisi olan piston yükü kütlesi değiştirilerek iki farklı değer için simülasyon yapılmıştır. Hidrolik sistemin eşdeğer hacimsel elastiklik modülü ve besleme basıncının da değiştirilmesiyle iki ayrı senaryo daha gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma ile oransal valf tarafından kontrol edilen bir hidrolik silindir sisteminin modellenmesi yapılarak, yapay sinir ağı model temelli

öngörülü kontrol ile konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Endüstride konum kontrolü ihtiyacı bir çok uygulamada değişen sistem parametrelerine duyarsız kontrolör tasarımı önem kazanmaktadır. Kullanılan kontrol yöntemiyle:

- Konum kontrolü, basamak olarak değişen referans değerinin küçük bir hata ile takip edilmesiyle gerçekleştirilmiştir,
- Piston yükü kütlesinin değişimlerine duyarsız kalınmıştır,
- Besleme basıncının değişimlerine duyarsız kalınmıştır,
- Eşdeğer hacimsel elastiklik modülü değişimine duyarsız kalınmıştır.

Hidrolik sistemin konum kontrolü, uygulamada genelde sorun oluşturan nonlineer etkiler (akışkanın sıkıştırılabilirliği, sürtünme etkileri, hidrolik sızıntılar, v.b.) ve parametre değişimleri (kütle, besleme basıncı, referans konum, v.b.) karşısında başarı ile gerçekleştirilmiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Presler; baskı darp ve sıkıştırma özelliklerinden dolayı üzerine bağlanan ve kalıp denen aparatlar yardımıyla, çeşitli boyutlardaki malzemeleri, plastik şekil değişikliğine uğratmaya yarayan makinalardır. Kalıp imalatçısı üreteceği parçanın kalıp tasarımını, çalışma şartlarını ve özelliklerini bildiği pres tezgahına göre yapmak zorundadır. Bu şekilde yapılacak tasarımda pres kalıp bağlantısı sağlanmış olacaktır. Belirli bir uygulama için pres seçerken göz önüne alınması gereken faktörler; tezgahın kapasitesi (elde edilen kuvvet ve iş), hareket sistemi (mekanik veya hidrolik) ve gücün kızağa iletilme metodudur (krank, eksantrik vs. gibi). Pres hareket sistemi, pres vurucu (hareketli) başlığını hareket ettiren sistemdir ve ikiye ayrılır.

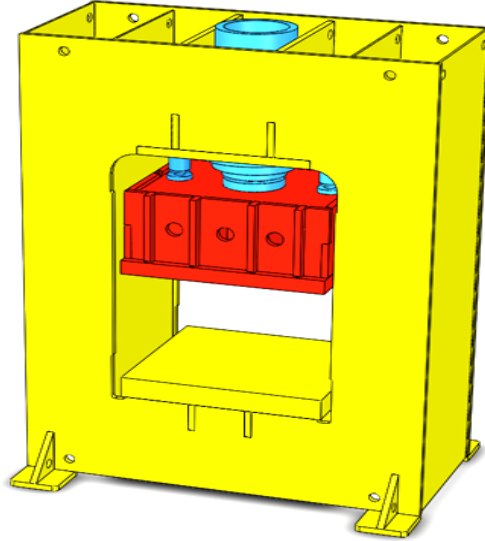
Mekanik Presler

- Krank veya eksantrik milli
- Eksantrikli dişli
- Kamlı veya mafsal kollu.

Hidrolik Presler

- Tek sütunlu veya çift sütunlu hidrolik presler
- Pot baskılı veya baskısız hidrolik presler
- Tek veya çift tesirli hidrolik presler
- Dikey veya yatay konumlu hidrolik presler.

Hidrolik presler, esas olarak hidrolik bir pistonun bir silindir içinde hareket etmesi prensibine göre çalışmaktadır. Şekil 3.1'de hidrolik pres CAD modeli görülmektedir. Piston ucuna direk presin hareketli başlığı bağlanmıştır. Hidrolik potun yardımıyla silindir içerisine gönderilen yüksek basınçlı yağ, piston ve pistonla bağlı vurucu başlığı hareket ettirir. Hidrolik silindir çift etkilidir. Düşey konumlu preslerde vurucu başlık yukarı aşağı, yatay konumlu preslerde vurucu başlık ileri ve geriye doğru hareket ettirilir. Hidrolik presler istenen kurs boyu ve ilerleme hızına ayarlanabilen preslerdir. Mekanik preslerde ise yük strok boyunca değişir ve en büyük değerine alt ölü noktanın biraz üstünde ulaşır; strok ise önceden ayarlanmış olan sabit değerdedir. Hidrolik preslerdeyse yük tüm strok boyunca sabit kalır; strok uzunluğu ise, doğal olarak hidrolik silindirin sınırları içinde kalmak koşuluyla kontrol edilerek bu sınırlar içinde herhangi bir değerde olması sağlanabilir.



Şekil 3.1 H Tipi Hidrolik Pres CAD Modeli.

Tez çalışmasında; 300 ton'luk H tipi bir hidrolik presin yapısal analizleri ile üretime uygun topolojik optimizasyonu yapılmıştır. Topolojik optimizasyon için sistemin mekanik davranışının belirlenmesi gerekmektedir. Bir sonlu elemanlar yazılımı olan ANSYS Workbench programı sistemin mekanik davranışının belirlenmesinde ve diğer hesaplamaların yapılmasında kullanılmıştır.

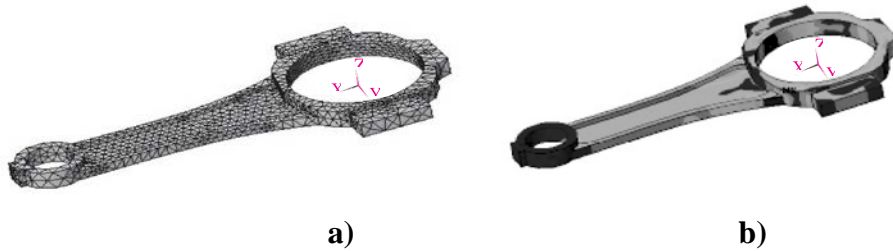
Sistemi oluşturan tüm montaj parçaları ANSYS Workbench yazılımının Static Structural toolbox'ı kullanılarak dayanım analizine tabii tutulmuştur. Ayrıca silindir rotları için eigenvalue buckling toolbox'ı kullanılarak burkulma analizi gerçekleştirilmiştir. Elde edilen gerilme ve deformasyon verileri yorumlanıp ön optimizasyon yapılmıştır. Ön optimizasyon için ayrı bir toolbox olan Designxplorer yazılımdan faydalanılmıştır. Optimizasyon çalışmalarında öncelikli olarak radyuslu ve pahlı geçişlerin minimum kesme kuvvetleri yaratan geometrisi belirlenmiştir. Presin nakliyesini sağlamak için açılan deliklerin dayanıma etkisi gözlemlenmiş ve yüksek gerilmeli bölgelerdeki delikler taşınmıştır. Statik olarak sistem gerilme minimize edildikten sonra sac kalınlıkları inceltirilmiştir. Bu kapsamda yine parametrik optimizasyon yapılmış ve bu verilerle elde edilen tasarım yorulma-ömür analizine tabii tutulmuştur. Yorulma ve ömür analiz sonuçlarına göre son optimizasyon çalışması yapılmış ve nihai olarak sistemin emniyet kat sayıları elde edilmiştir.

Hidrolik presler kullanıcıya sunulurken preslenecek malzeme geometrisi sınır şartları belirlenmeden satılmaktadır. Preslenecek malzeme kesit alanı azaldıkça üzerinde oluşacak basınç artmakta ve bu da pres alt tablası ve koç gövdesinde deformasyona neden olmaktadır. Bu durumun önüne geçmek için minimum kesit alanı belirlenmiştir.

Çalışmanın diğer aşamasında ise presin eyleyici kısmını oluşturan hidrolik silindirlerin konum kontrolü gerçekleştirilmiştir. Kontrol çalışmalarında MATLAB/Simulink/Simmechanics/Simhydraulic programı kullanılmıştır. SolidWorks programında oluşturulan CAD model MATLAB/Simmechanics programına aktarılmış ve böylece sistemin matematiksel modeli elde edilmiştir. Daha sonra gerçekçi simülasyonları yapmak için MATLAB/SimHydraulic programı kullanılarak presin hidrolik şeması modellenmiştir. Son olarak da MATLAB/Simulink programında sistemin konum geri beslemesine göre oransal-türevsel (PD) kontrolcü tasarımı yapılmış ve sistemin konum kontrolü başarılı bir şekilde simüle edilmiştir.

3.1. Sonlu Elemanlar Analizi

Kolon, kiriş, mil gibi basit basit makine parçaları temel mekanik metotları ile kolaylıkla hesaplanabilir. Fakat gerçek makine parçaları nadiren bu kadar basit hesaplanabilir ve tasarımcıların yaptıkları sayısal ve deneysel çözümlerinde daha az etkili olmaktadır. Bilgisayarların nümerik tekniklerde çok kullanışlı olduğu birçok mühendislik uygulaması vardır. Mekanik tasarımda bilgisayar destekli tasarım (Computer Aided Design/CAD) olarak adlandırılan yazılımlar ağırlıklı olarak kullanılır. Analiz yöntemlerinden sonlu elemanlar analizi (Finite Element Analysis/FEA) bu CAD yazılımları ile tam bir bütün halindedir. Bu matematiksel teori ve uygulama metotları oldukça geniştir. Aynı zamanda ticari olarak ANSYS, NASTRAN, Algor gibi birçok FEA yazılım paketi bulunmaktadır. Statik ve dinamik, lineer ve lineer olmayan, gerilme ve yer değiştirme analizleri; serbest ve zorlanmış titreşimler; ısı transferi, (gerilme ve yer değiştirme analizleri ile birlikte yürütülebilen) elastik kararsızlık, (burkulma) akustik; elektrostatik ve manyetik, (ısı transferi ile kombine çalışabilen) akışkanlar dinamiği; boru içi analizler ve çoklu disiplinler gibi birçok FEA'nin uygulama alanı vardır.



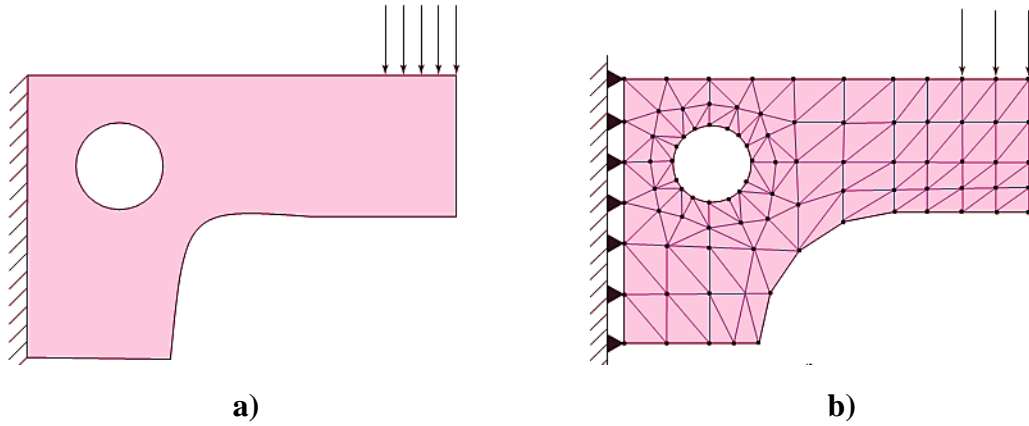
Şekil 3.2 Ansys Sonlu Elemanlar Yazılımı Kullanılarak Elde Edilen Krank Kolu Modeli. (a) Meshli Model, (b) Gerilme Dağılımları.

Gerçek bir makine elemanının süreklilik gösteren bir elastik yapısı vardır. FEA yapıyı doğru tanımlanmış, küçük ve sonlu elastik alt-yapılara (elemanlara) böler. Her bir eleman sürekli elastik davranış bozulmadan, malzemenin mekanik ve geometrik özellikleri korunarak polinom fonksiyonları ve matris işlemleri ile tanımlanır. Yükler (yer çekimi, dinamik, ısı) elemanlara, eleman yüzeyinden veya eleman düğümünden uygulanabilir. Elemanlardaki düğümler, elemanları birbirine bağlayan, elastik özellikleri oluşturan, sınır koşullarını içeren, kuvvetleri (bağlantı yada gövde) taşıyan eleman yapısının en temel ve en küçük birimidir. Düğümlerin (node) serbestlik derecesi (DOF) (degree of freedom) vardır. Bir düğümde var olan açılma ve ötelenme hareketleri yani serbestlik derecesi birbirinde bağımsızdır. Bir yapıdaki her bir eleman lokal olarak matris formunda tanımlanır, daha sonra ortak düğümler boyunca toplu sistem matrisi oluşturulur. Uygulanan yükler ve sınır şartları ile serbestlik derecelerindeki bilinmeyen yer değiştirme sonuçları matris işlemleri ile belirlenir. Bu işlemler tamamlandıktan sonra, yer değiştirme sonuçları ile temel elastisite hesapları yapılarak gerilme ve birim şekil değiştirme sonuçlarını elde etmek çok kolaydır.

Yapısal mekanikte kullanılan modern sonlu elemanlar metodu 1940'lerden beri kullanılmaktadır. En büyük sıçramasını bilgisayar destekli olarak kullanılmaya başladığında sağlamıştır. Daha detaylı ve ayrıntılı geometrileri daha hassas mesh modelleri ile tanımlamak mümkün olmuştur. Sonlu elemanlar metodu sürekli sistemleri sayısal tekniklerle belirli alanlara böldüğü için beraberinde kaçınılmaz bazı hataları da getirmiştir. Bu hatalar şu şekildedir:

Hesaba Dayalı Hatalar: Gerçekte sayılar sonsuza giderken, bilgisayar ortamında tanımlamaya göre sonludur. Meydana gelen bu hatalar kullanılan sayısal integrasyon formüllerinden kaynaklanır. Piyasadaki birçok sonlu elemanlar yazılımı bu hataları minimuma indirmeye çalışmaktadır ve kullanıcılar genelde mesh hataları ile ilgilenmektedir.

Ayrıklaştırma Hataları: Bir geometrideki devamlı yapı için sonlu elemanlara ayırma işlemi için birçok varyasyon vardır. Gerçekte sonsuz olan yapı sonlu elemanlara bölününce beraberinde çeşitli hataları da meydana getirmektedir.



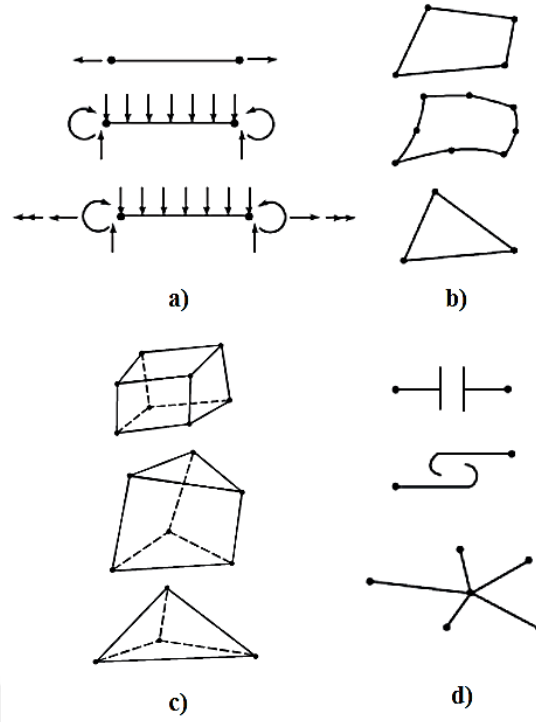
Şekil 3.3 Yapısal Problem: (a) İdeal Model, (b) Sonlu Elemanlar Modeli.

Şekil 3.3’de verilen geometride üç düğümlü, düzlemsel gerilmee maruz, üçgen şeklinde elemanlar kullanılmıştır. Bu eleman türü iki temel kusura sebep vermektedir. Bu eleman deformasyondan sonrada düz kalan kenarlara sahiptir. Sorunlardan ilki, geometrinin eğimli yapısından kaynaklanır. Şekilde görüldüğü üzere, büyük eğimli bölgenin matematiksel modeli oldukça zayıfken deliğin modeli buna nazaran daha iyidir. Bir diğer sorun ilkinde kıyasla çok daha önemlidir. İdeal modelde çeşitli bölgelerde birim şekil değiştirme değerleri sürekli ve hızlı değişmektedir. Sonlu elemanlar modelinde birim şekil değiştirme, elemanların merkezinden elde edilerek ortalama bir yaklaşım yapar. Kısaca bu modelde sonuç yaklaşımı oldukça zayıftır. Bu sonuçları daha doğru bir yaklaşım yapmak için mesh yoğunluğu artırılmalı veya sekiz düğümlü dörtgen eleman kullanılmalıdır. Çünkü bu eleman eğimli kenarları tanımlarken çok daha iyi bir interpolasyon fonksiyonu kullanılır.

Sonlu elemanlarda destekler ve kuvvetler düğümler aracılığıyla tanımlanır. Şekilde sol tarafta sabit geometri düğümler üzerinden aktarılmıştır. Sağ tarafta uygulanan yük sadece üç düğümden uygulanmıştır.

3.1.1 Mesh Geometrisi

Teoride birçok mesh geometrisi bulunmaktadır. Fakat bilgisayar destekli ticari yazılımlarda bunların sadece bazıları kullanılmaktadır. Elemanlar temelde 4 ana kategoride toplanır. Bunlar; tek eksenli elemanlar (line), yüzey elemanlar (surface), katı (solid) elemanlar ve özel amaçlı (special-purpose) elemanlardır.

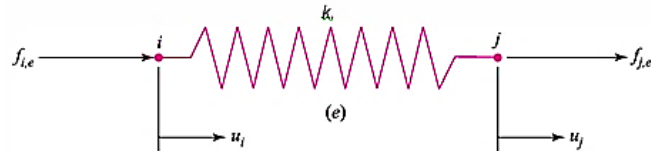


Şekil 3.4 a) Tek Eksenli Elemanlar, b) Yüzey Elemanlar, c) Katı Elemanlar, d) Özel Amaçlı Elemanlar.

3.1.2 Sonlu Eleman Çözüm Metodu

Sonlu eleman ile çözüm metodu, doğrusal kafes kiriş elemanı kullanılarak, tek-boyutlu çok basit bir problem üzerinde açıklanacaktır. Bir kafes kiriş elemanı, sabit kesit-alanı A , uzunluğu l ve elastisite modülü E olan, gerilme veya sıkıştırma etkisinde, yüklü bir çubuktur. Temel kafes kiriş elemanı iki düğümüne sahiptir. Tek-boyutlu bir problem için, her bir düğüm, sadece bir adet serbestlik derecesine sahip olacaktır. Bir kafes kiriş elemanı, (3-1) denkleminde verilen bir yay oranıyla, basit doğrusal bir yay olarak modellenenir.

$$k = \frac{AE}{L} \quad (3.1)$$



Şekil 3.5 Basit Yay Elemanı.

Şekil 3.5’de i ve j düğümleriyle gösterilen, yay oranı k_e olan bir yay elemanı (e) dikkate alınmıştır. Bunun üzerine, sayının neye karşılık geldiği karmaşasını engellemek için, düğümler ve elemanlar, parantezler içinde numaralandırılacaktır. Sağa yönelmiş tüm f kuvvetleri ve u yer değişimlerinin pozitif olduğunu kabul ederek, her bir düğümdeki kuvvetler aşağıdaki gibi yazılabilir.

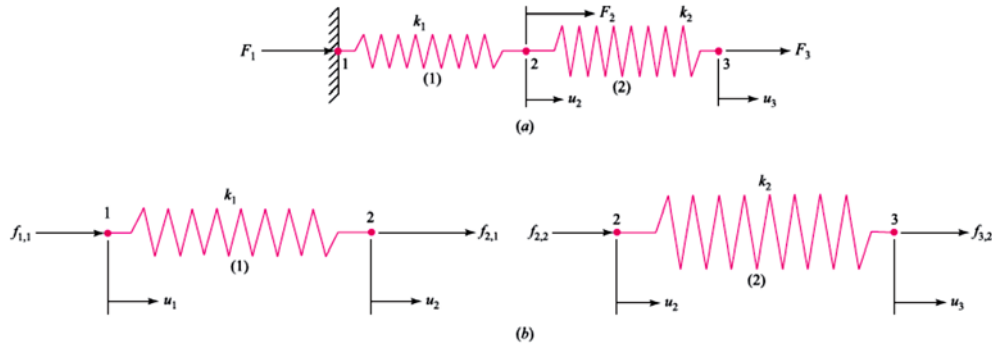
$$f_{i,e} = k_e (u_i - u_j) = k_e u_i - k_e u_j \quad (3.2)$$

$$f_{j,e} = k_e (u_j - u_i) = -k_e u_i + k_e u_j \quad (3.3)$$

İki eşitlik, aşağıdaki gibi, matris şeklinde ifade edilebilir.

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

Sonraki aşamada, Şekil 3.6a’da gösterilen iki-yaylı sistem dikkate alınarak, elemanlarla düğümler numaralandırılır ve her bir düğümdeki toplam dış kuvvetler, F_1 , F_2 ve F_3 şeklinde etiketlenirler. Eğer, ayrı serbest-cisim diyagramları çizilecek ise, iç kuvvetler, Şekil 3.6b’ de ki gibi ortaya konulur.



Şekil 3.6 İki Elemanlı Yay Sistemi: a) Sistem Modeli, b) Ayrık Serbest Cisim Diyagramları.

Her bir yay için (3.4) denklemini kullanarak,

$$\text{Eleman 1} \quad \begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 \\ -k_1 & k_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

$$\text{Eleman 2} \quad \begin{Bmatrix} f_{2,2} \\ f_{3,2} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (3.6)$$

bulunur. Her bir düğümdeki toplam kuvvet $F_1 = f_{1,1}F_2 = f_{2,1} + f_{2,2}$ ve $F_3 = f_{3,2}$ şeklindedir. İki matrisi dış kuvvetler cinsinden birleştirilerek,

$$\begin{Bmatrix} f_{1,1} \\ f_{2,1} + f_{2,2} \\ f_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & (k_1 + k_2) & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (3.7)$$

elde edilir.

Bir düğümün yer değiştirmesi biliniyor ise, düğümdeki kuvvet bilinmeyendir. Örneğin, Şekil 3.6a' da duvardaki 1 düğümünün yer değiştirmesi sıfırdır, bu nedenle F_1 bilinmeyen tepki kuvvetidir (bu noktaya kadar sistemin bir statik çözümü uygulanmamıştır). Eğer bir düğümün yer değiştirme değeri bilinmiyor ise, bu durumda kuvveti biliyoruz demektir. Örneğin, Şekil 3.6a'da, 2 ve 3 düğümlerinde yer değiştirmeler bilinmeyendir ve F_2 ve F_3 kuvvetleri belirtilmelidir.

3.1.3 Ağ Üretimi

Bir bölgeyi ayırıştıran eleman ve düğüm ağı, ağ olarak adlandırılır. Verilen bir bölgeye daha fazla eleman yerleştirildiğinde ağ yoğunluğu artar. Ağ iyileştirmesi, daha iyi sonuçlar vermesi için ağın, bir ağ modeli analizinden diğer analize değiştirilmesidir. Genel olarak yüksek gerilme gradyanlarının olduğu alanlarda ve/veya geometrik geçiş bölgelerinde düzgün bir şekilde ağ oluşturularak, ağ yoğunluğu artırıldığında sonuçlar iyileşir. Her zaman olmamakla birlikte, ağ sürekli olarak iyileştirildiğinde, genellikle SEA sonuçları, genellikle gerçek sonuçlara doğru yakınsar. Yüksek gerilme gradyanlarının ortaya çıktığı bölgelerde iyileşmeyi değerlendirmek için, bu bölgedeki ağ yoğunluğunu yükselterek, yapının yeniden ağ oluşturması sağlanabilir. Eğer, maksimum gerilme değerinde çok az bir değişim varsa, çözümün yakınsadığı varsayılabilir. Bir eleman ağını oluşturmada elle, yarı otomatik veya tam otomatik olmak üzere, üç temel yol vardır.

Elle ağ oluşturma: Bu yöntem sonlu elemanlar yönteminin ilk dönemlerindeki ağ oluşturma şeklidir. Bu yöntemle ağ oluşturma, yoğun bir emek gerektirir. Bir model üzerinde bazı hızlı değişikliklerin yapılması dışında nadiren uygulanır.

Yarı otomatik ağ oluşturma: Yıllardan beri süregelen şekilde, modelleyicinin, yapıyı iyi tanımlayan sınırlar kullanarak bölümlendirdiği bölgelerde, otomatik ağ oluşumu sağlayan bilgisayar algoritmaları geliştirilmiştir. Modelleyicinin bu bölgeleri tanımlaması gerektiğinden, yöntem yarı otomatik olarak kabul edilir.

Tam otomatik ağ oluşturma: Pek çok yazılım satıcısı, tam otomatik ağ üretimi geliştirmeye ve bazı durumlarda otomatik kendiliğinden uyarlanan ağ iyileştirme üzerine yoğunlaşmıştır. Asıl amaç; modelleyicinin ön işlem zamanını önemli ölçüde azaltarak, iyi yapılandırılmış en son SEA ağına ulaşılmasını kolaylaştırmaktır. Yapının tam sınırı tanımlandığında, yarı otomatik ağ oluşturmadaki gibi alt bölgeler olmadan ve minimum kullanıcı müdahalesiyle, tek eleman tipiyle bölgenin ayrıştırıldığı pek çok plan bulunmaktadır. Düzlemsel elastisite problemlerinde sınır, bir dizi iç ve dış geometrik çizgilerle ve otomatik ağ oluşturmada kullanılacak düzlemsel elastik elemanın belirlediği eleman tipine göre tanımlanır. Üç-boyutlu metal kaplama elemanının, otomatik ağ oluşturmada kullanıldığı ince cidarlı yapılarda geometri, üç-boyutlu yüzey şekilleriyle tanımlanır. Katı yapılarda sınır, yardımcı katı geometri (Y KG) veya sınır temsili (S-tem) metotları ile oluşturulabilir. Otomatik ağ oluşturan sonlu-eleman tipleri, briket ve/veya dört-yüzlü şekildir.

SEA çözümündeki hata, kendiliğinden uyarlanan, otomatik ağ iyileştirme programlarıyla hesaplanır. Hataya göre ağ, otomatik olarak gözden geçirilir ve yeniden çözümlenir. İşlem bazı yakınsama veya sonlandırma ölçütü sağlanıncaya kadar tekrarlanır.

3.1.4 Yük Uygulama

Bir yapı üzerindeki yükleri belirtmek için, düğüm ve elemanla yükleme olmak üzere, iki temel şekil vardır. Bununla birlikte, eleman yükleri, mutlaka eşdeğer düğüm yüklerinin kullanıldığı düğümlere uygulanır. Yük uygulama, bir açıdan Saint-Venant İlkesi'yle ilişkilidir. Yük uygulama noktalarına yakın bölgelerdeki gerilmeler, ihmal edilmiş ise, yükü, tam olarak dağıtmaya çalışmak gereksizdir. Düğüm elemanını kuvvetle ve/veya momentle ilgili olan serbestlik derecesini desteklemesi koşuluyla, net kuvvet ve/veya moment, bir tek düğüme uygulanabilir. Ancak, sonuçları ve gerilme değerlerini tekrar gözden geçiren çözümleyici, yük uygulama noktasının yakınındaki gerilmelerin çok büyük olacağını bilmelidir. Tekil momentler, kiriş ve levha şeklindeki pek çok

elemanın düğümlerine uygulanabilir, ancak kafes, iki-boyutlu düzlemsel elastik, aksel simetrik veya briket elemanlarına uygulanamazlar. Bu elemanlar dönüş serbestlik derecelerini desteklemezler. Bir kuvvet çifti şeklinde kullanılan bu elemanlara, aksel moment uygulanabilir. Statik bilimine göre, bir kuvvet çifti; aynı düzlemde etkiyen kuvvetlerin bileşkesi sıfır olduğu için, iki veya daha fazla kuvvet kullanılarak üretilebilir. Kuvvetlerin meydana getirdiği net moment, kuvvet düzlemine dik bir vektördür ve ortak herhangi bir noktadan alınan kuvvetlerin sahip olduğu momentlerin toplamıdır.

Düzenli ve hidrostatik basınç gibi, yüzeydeki yükler, ısıl etkiler, yerçekimi (ağırlık) nedeniyle oluşan statik yüklerle, sabit ivme ve kararlı-hal dönüşü (merkezkaç ivme) etkisiyle meydana gelen dinamik yükler, eleman yüklerini oluşturur. Daha önce belirtildiği gibi, yazılım kullanılarak, eleman yükleri, eşdeğer düğüm yüklerine dönüştürülür ve sonuçta düğümlere uygulanan tekil yükler gibi işlem görürler.

Yüzey yüklemesi, genelde birçok elemana uygulanabilir. Örneğin, düzenli veya düzgün dağılmış enine çizgisel yükler, (kuvvet/uzunluk) kirişler üzerinde belirtilebilir. Düzgün ve doğrusal basınç, genellikle iki-boyutlu düzlemsel ve aksel simetrik elemanların kenarlarına uygulanabilir. Levha şeklindeki elemanlara, yatay kuvvet uygulanırken, içi dolu briket elemanlarına basınç uygulanabilir. Her bir yazılım paketi, bu yüzey yüklerini belirlemek için, metin ve grafik şekillerinin genellikle birleştirildiği, özgün bir tekniğe sahiptir.

3.1.5 Sınır Şartları

Bir sonlu-eleman analizinde, yapının doğru modellenmesi için gerekli sınır şartları ve diğer sınırlama biçimlerine ait simülasyonunun yapıldığı kısım, belki de en zor olan tek bölümdür. Sınırları belirlemede, ihmal veya hatalı yorumların yapılması, oldukça sık karşılaşılan bir durumdur. Analiz yapan kişinin, civatalı bağlantı, kaynaklar vs. gibi; pim ve sabit mafsallar kadar basit olmayan, anlaşılması zor (özel) sınırlarda, modelleme yapması için, farklı yaklaşımları test etmesi gerekebilir. Test işlemi, karmaşık ve büyük bir yapıyla değil, basit problemlerle sınırlı tutulmalıdır. Sınır koşuluna ait karakterin kesinleşmediği bazı durumlarda, sadece hatalı davranış sınırları oluşabilir. Örneğin, yatakları kolayca mesnetlenebilen miller modellenmiş olsun Büyük olasılıkla, basit ve sabit mesnet arasında değişen yatak davranışına ait, sınır koşullarını belirlemek için, her iki sınırlama şekli de analiz edilebilir. Ancak, basitçe mesnetlendiği

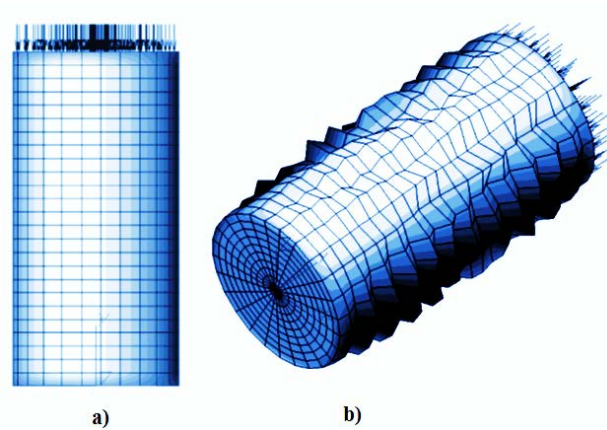
kabul edilen durumlar için yapılan, gerilme ve bükülme analizlerinden elde edilen sonuçlar değişmez. Yani, analizle belirlenen gerilme ve bükülmelerin, gerçek değerinden daha büyük olacağı tahmin edilir.

Çok noktalı sınır denklemleri, sınır şartlarını veya elastik elemanlar arasındaki esnemez bağlantıların modellenmesinde oldukça sık kullanılır. Bu sınır denklemleri, modeldeki şekliyle kullanıldığında, bu denklemler elemanlarla sınırlandırıldığı için, esnemez elemanlar olarak adlandırılırlar. Esnemez elemanlar, sadece esnemez şekilde dönebilir veya ötelenebilirler.

Sınır elemanları, bir yapı üzerinde, özel yer değişimlerinin sıfırlanmadığı uygulamalarda kullanılırlar. Ayrıca, genel koordinat sisteminden çıkartılan sınır şartlarının modellenmesinde, sınır elemanlarından yararlanılabilir.

3.1.6 Kritik Burkulma Yüğü

Sonlu elemanlar, ince-cıdarlı bir yapının kritik burkulma yükünün tahmin edilmesinde kullanılabilir. Şekil 3.7’de verilen örnek ince-cıdarlı alüminyum içecek kutusudur. Üst yüzeye belirgin bir basınç uygulanmıştır. Kutunun altındaki düşey ötelenme engellenerek, kutunun altındaki düğümün merkezinde, her üç yöndeki ötelenme ve kutu altında bulunan tek dış düğümün, teğetsel yönde ötelenmesi sınırlandırılmıştır. Esnemez cisim hareketini önleyen bu durum, yatay yönde serbest olarak hareket eden kutunun altında, düşey yönlü bir destek sağlar. Sonlu eleman yazılımı, uygulanan toplam kuvvetle, yük çarpanı çarpıldığında, kritik burkulma yükünü verir. Burkulma analizi, bir öz değer problemidir. Bükülmüş bir içecek kutusu için, bükülme modeli yine Şekil 3.7b’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.7 (a) Üst Yüzeyinden Dikey Olarak Aşağı Doğru Yüklüncü İnce Cıdarlı Alüminyum İçecek Kabı, (b) Burkulmuş Kutunun İzometrik Görünüşü (Bükülmeler Aşırı Büyütülmüş).

3.1.7 Yorulma Analizi

Makina elemanları genel olarak değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altındadır. Elemana etki eden yükler statik olsa bile kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Örneğin dönen bir mile etki eden statik yükün oluşturduğu gerilmeler tam değişkendir. Değişken gerilmelerin etkisi altındaki elemanlarda bunların maksimum değerleri değil tekrar sayısı önemlidir. Çevrimsel olarak değişen gerilmeler malzemenin içyapısında bazı yıpranmalara sebep olur. Böylece kopma olayı statik sınırların çok altında meydana gelir. Değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin içyapısındaki değişikliklere yorulma ve elemanın kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür adı verilir. Elemanın ömrü genellikle çevrim sayısı ile tarif edilir. Değişken zorlanmada kopma iç yapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu nokta civarında malzeme yorulur bir çatlak meydana gelir. Zamanla bu çatlak derinleşir, sonunda çatlak dışındaki bölgedeki gerilme mukavemet sınırını aşarak elemanın birden bire kırılmasına neden olur. (Shigley, 2015)

Yorulma analizinin temel amacı malzemenin ömrü süresince ne kadarlık bir çevrime dayanabileceğini karakterize etmektir. Yorulma analizinde genel olarak 3 ana metot mevcuttur. Bunlar Strain Life, Stress Life ve Fracture Mechanics'dir. Ansys Workbench Fatigue Modülü bunların ilk ikisini kullanıcıya sunar. Strain Life yaklaşımı günümüzde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır ve yorulmanın düşük çevrim sayılarını karakterize eden, tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir metottur. Diğer yandan Stress Life ise parçanın toplam ömrü ile ilgilenir bunun için çatlak başlangıcını ve çatlak ilerleyişini kapsamaz. Analizleri çevrim sayılarına göre sınıflandırırsak Strain Life düşük sayılı çevrimler için kullanırız bu yüzden Low Cycle Fatigue (LCF) olarak bilinir aynı zamanda yüksek sayıdaki çevrimler içinde kullanılabilir. LCF genellikle 10^5 ve bundan daha düşük çevrimleri kapsar. Stress Life S-N (Stress-Cycle Curves) diagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrimleri kapsar bundan dolayı High Cycle Fatigue (HCF) diye bilinir. 10^5 ve üzeri çevrimleri kapsar.

Fracture Mechanics(Kırılma Mekaniği) varsayılan bir kusur veya boyutu bilinen bir hasar ile başlar ve çatlağın ilerlemesini inceler bu yüzden bazen de "Crack Life" (Çatlak Ömrü) diye bilinir. Çatlağın büyüme hızı ,çatlağın ömrü sürecindeki bölgeler ve kritik çatlak boyu hakkındaki bilgileri kapsar.

Bu durumda Çatlak başlangıcı (Crack initiation) artı Çatlak ömrü (Crack Life) parçanın toplam ömrüne eşittir. İşte bu çalışma parçanın toplam ömrü üzerine yapılmıştır.

Genel olarak yorulma sonuçlarının bağlı olduğu beş girdi mevcuttur. Bunlar;

- Yorulma Analizi Türü
- Yükleme Türü
- Ortalama Gerilme
- Çok Eksenli Gerilme Düzeltme Faktörü
- Yorulmaya etki eden faktörler

İlk olarak gerilme veya birim şekil değiştirmeye göre yapılacak olan ömür analizi seçimi yapılır. Bu çalışma parça ömrü ile ilgili olduğu için yorulma analizi, Stress Life metodu ele alınarak yapılacaktır ve aşağıda belirtilen yükleme çeşitleri tanımlanıp bunlardan Ansys Workbench'in desteklediği 3 yükleme durumu için örnekler verilip anlatılacaktır.

- Sabit genlik, orantılı yükleme
- Sabit genlik, orantısız yükleme
- Değişken genlik, orantılı yükleme
- Değişken genlik, orantısız yükleme

Yukarıda belirtildiği gibi yorulma tekrarlanan yükler sonucu meydana gelir. Bu durumda parçaya uygulanan maksimum ve minimum gerilmelerin değişmediği yani sabit kaldığı uygulamalara sabit genlikli yükleme adı verilir. Değişken genlikte yüklemelerde gerilme genlikleri ve ortalama gerilme zamanla değişmektedir. Bu yükleme çeşidi için özel gereksinimlere ihtiyaç vardır. Orantılı yüklemelerde esas gerilmelerin oranı sabit olduğu ve zamanla değişmediği kabul edilir. Orantısız yüklemelerde ise gerilme bileşenleri ile ilgili herhangi bir bağlantı yoktur. Aşağıda sıralanan durumlar için geçerlidir.

- Aynı noktaya iki farklı yükleme durumu söz konusu olduğunda
- Statik bir yükleme üstüne değişken bir yükleme halinde
- Nonlineer sınır şartları

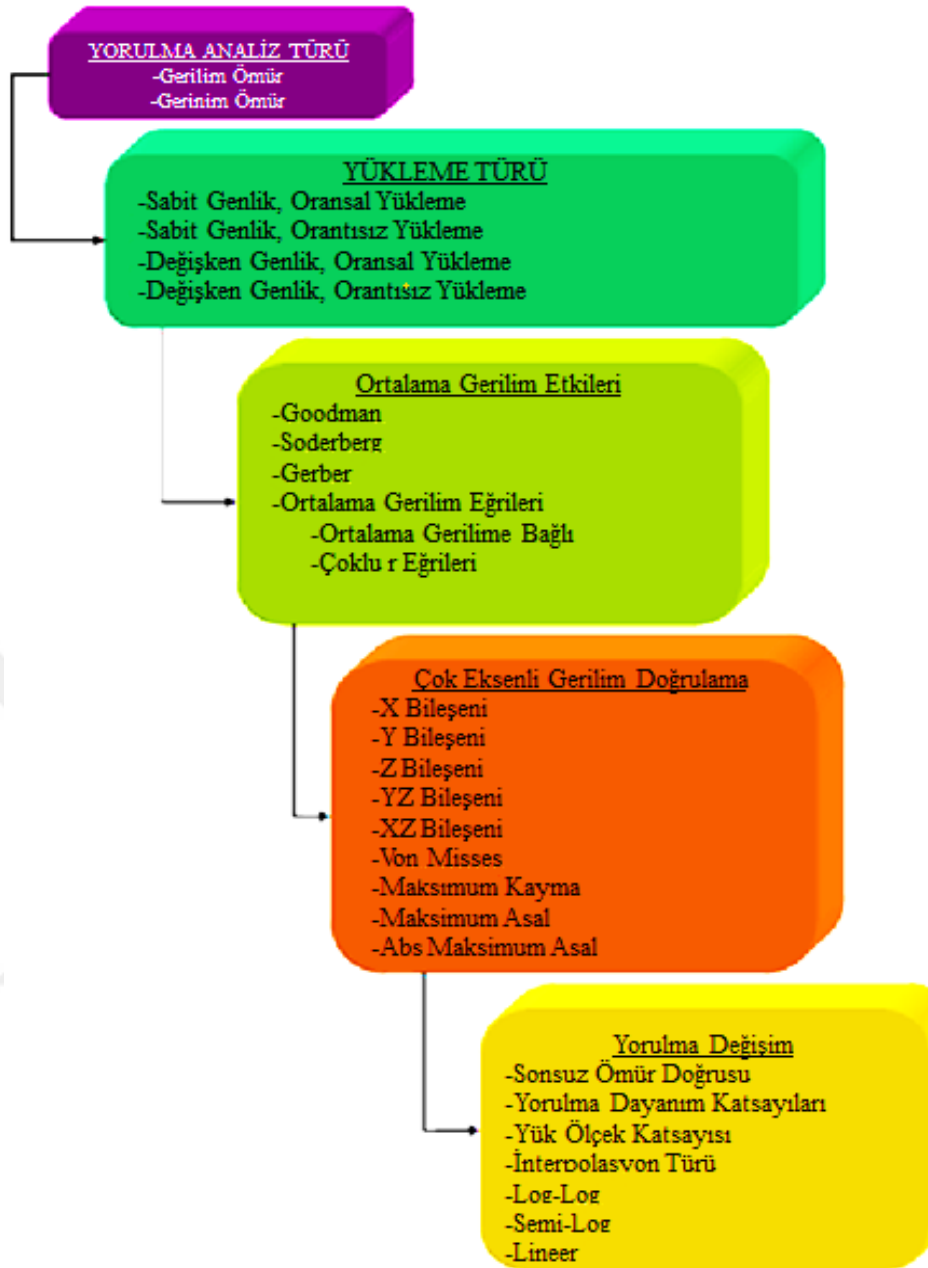
Analiz tipi seçimi (Stress-Strain Life) ve yükleme şeklini tayin ettikten sonra bir sonraki adım Mean Stress Correction'nun kullanılıp kullanılmamasına karar vermektir. Malzemelerin yorulma ile ilgili özellikleri genellikle tam değişken (fully reversed) sabit genlikli (Constant Amplitude) testlerde elde edilir. Oysaki (bazı ortalama gerilmeler görülsede) pratikte bu tür yüklemelerin olması oldukça nadirdir. Yükleme tam değişkenden farklı ise o zaman ortalama gerilme mevcuttur ve hesaplanması gereklidir. Ortalama gerilmeleri hesaplamak için Soderberg, Goodman veya Gerber gibi teoriler kullanılır. Goodman bir yandan gevrek malzemeler için iyi bir tercih olurken diğer yandan Gerber de sünek malzemeler için seçilebilir. Soderberg ise düşük sünek malzemeler için kullanışlıdır. (support.ansys.com)

Değişken genlikli (non-constant amplitude) yüklemelerde yorulma analizi yaparken kullanılacak diğer bir seçenek ise sonsuz ömür değeridir. Sabit genlikli yüklemelerde, meydana gelen gerilme genliği S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğinden daha küçük ise parça ömrünü, S-N diyagramına girilen en küçük gerilme genliğine karşılık gelen çevrim sayısı alacaktır (Birçok malzeme sınır limitinde bulunmadığı için bunu emniyet dolayısıyla yapar). Diğer yandan değişken genlikli yüklemelerde çok küçük gerilme genlikleri meydana gelse de eğer çevrim sayıları yeterince yüksek ise önceden tahmin edilemeyen deformasyonlara yol açabilir. Bunu kontrol etmek için bir sonsuz ömür değeri girilebilir.

Malzemenin yorulma özellikleri ile ilgili testler genellikle çok özel ve kontrollü koşullar altında gerçekleştirilir. Eğer analiz edilecek parça test koşullarından farklı ise bu modifikasyon faktörü aradaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Fatigue Strength Factor k_f yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez.

$$k_f = \frac{\text{Çentikli numunedeki maksimum gerilme}}{\text{Çentiksiz numunedeki gerilme}} \quad (3.8)$$

Aşağıda şu ana kadar bahsedilen durumlarda Fatigue Analysis Stress Life metodunun daha pratik olması için adım adım gösteren bir şema hazırlanmıştır.

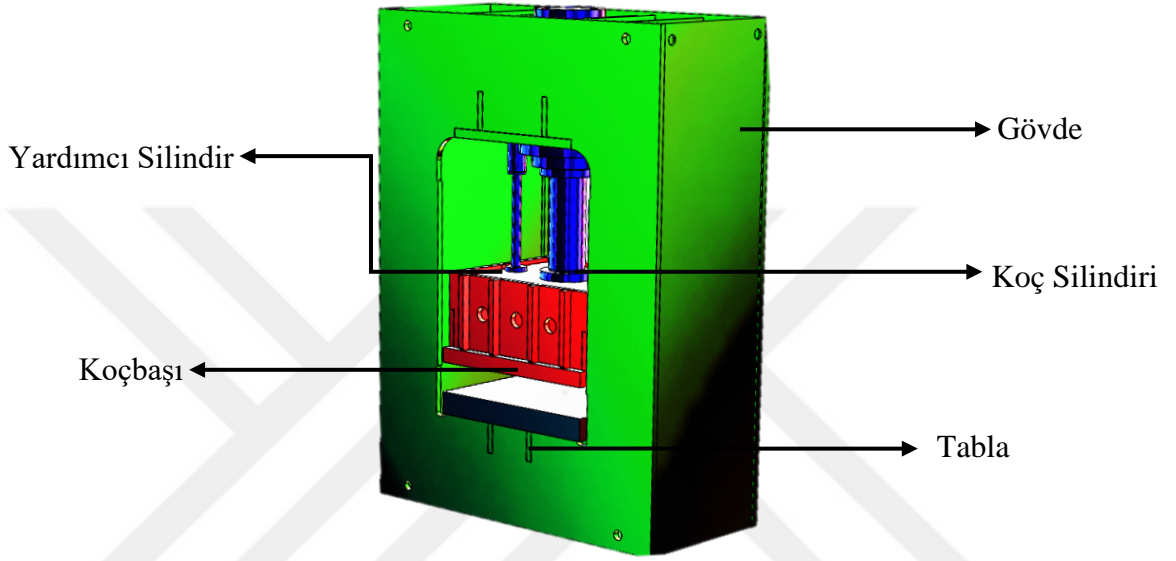


Şekil 3.8 Yorulma-Ömür Analiz Çalışma Aşamaları.

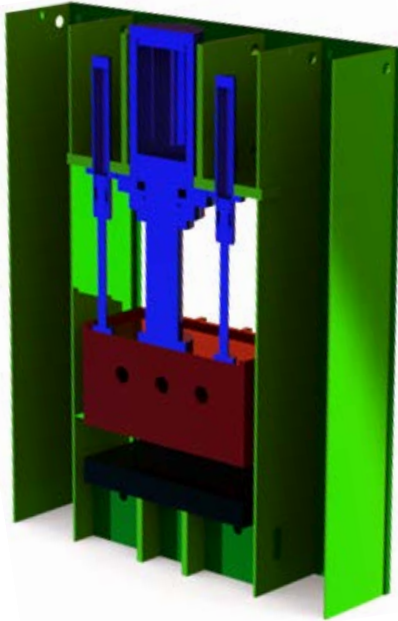
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1 Hidrolik Presin Yapısal Analizi

Çalışma konusu 300 ton yük kapasiteli hidrolik presin CAD modeli Şekil 4.1 ve 4.2’de verilmiştir. Yapısal analiz çalışmalarında ilk olarak presin lineer statik analizi yapılmıştır. Bunun nedeni ise presin zayıf ve gereğinden fazla dayanımlı bölgelerini mukavemet açısından belirlemektir.



Şekil 4.1 Endüstriyel 300 Ton Yük Kapasiteli Hidrolik Pres CAD Modeli.



Şekil 4.2 Endüstriyel 300 Ton Yük Kapasiteli Hidrolik Pres Kesit CAD Modeli.

4.1.1 Presin Statik Analizi

Presin lineer statik analizinin gerçekleştirilmesinde sonlu eleman çözümü olarak Ansys Workbench yazılımı kullanılmıştır. Hidrolik pres çok fazla elemandan bir araya gelen büyük montajlı bir konstrüksiyona sahiptir. Tablo 4.1’de presin teknik özellikleri ve kullanılan malzemeler verilmiştir.

Tablo 4.1. Analiz Çalışmalarında Kullanılan Presin Özellikleri.

Teknik Özellikler		Kullanılan Malzemeler	
Kapasite (ton)	300	Gövde	St37
Masa Ölçüsü	1100x1200	Koçbaşı	St37
Strok (mm)	800	Silindir Kovanı	St37
İş alma boyu (mm)	800	Silindir Rotu	C45
Gövde Ağırlığı (ton)	8.442	Silindir Ön Boğaz	Dövülebilir Dökme Demir
Toplam Ağırlık	12.160	Silindir Arka Kapak	C45

Sonlu elemanlar yöntemi ile incelerken tüm montajı tek seferde incelemek doğruluk hassasiyetini düşürmektedir. Bu nedenle statik analiz çalışmasında gövde, yardımcı silindir, koç silindir ve koç ayrı ayrı incelenmiştir. Ayrıca geometri ¼ simetri olarak incelemek için uygundur. Tablo 4.2’de pres parçalarında kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri verilmiştir.

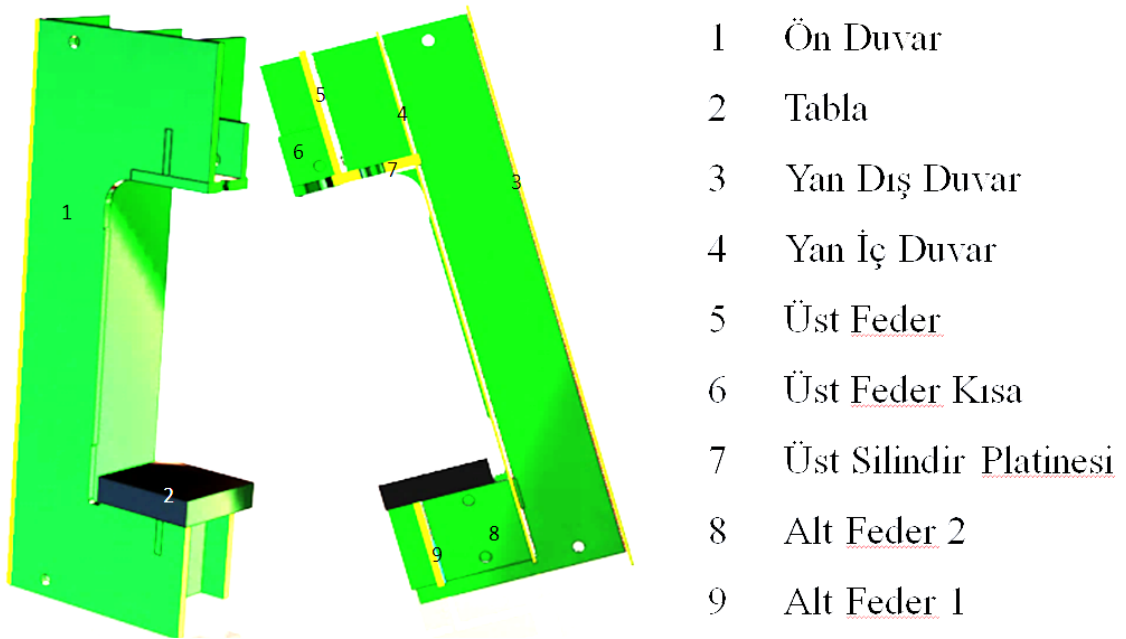
Tablo 4.2. Pres Parçalarında Kullanılan Malzemelerin Mekanik Özellikleri.

St37	Akma Mukavemeti (Mpa)	Çekme Mukavemeti (Mpa)	Birim şekil değiştirme (%)
	235	360	20
	Young Modülü (Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m3)
	210×10^3	0,3	7800
Dövülebilir Dökme Demir	Akma Mukavemeti (Mpa)	Çekme Mukavemeti (Mpa)	Birim şekil değiştirme (%)
	275	413	12
	Young Modülü (Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m3)
	190×10^3	0,27	7300
C45	Akma Mukavemeti (Mpa)	Çekme Mukavemeti (Mpa)	Birim şekil değiştirme (%)
	580	750	16
	Young Modülü (Gpa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m3)
	210×10^3	0,28	7800

Hidrolik pres gövdesi silindirlerin ve koç başının montajlandığı makine için şasi görevi yapan bir elemandır. Akma dayanımı düşük olan, kaynak montajına uygun bir malzeme seçilmiştir. 15 mm ile 40 mm arasında lazer kesimle istenilen ölçülerde kesilen platinalar kaynak montajı ile birleştirilmiştir.

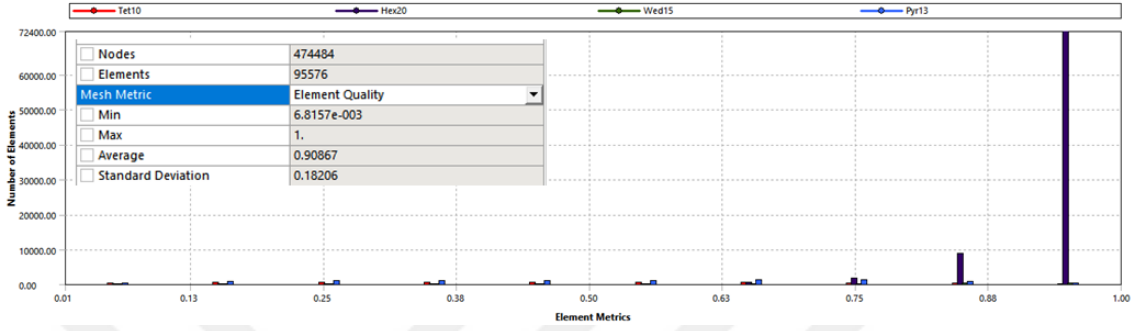
4.1.1.1 Gövdenin Statik Analizi

Solidworks programında CAD modeli oluşturulan hidrolik pres gövdesinin analiz için uygun şekil basitleştirmeleri yapılmıştır. Basitleştirilmiş model Şekil 4.3'de verilmiştir. Bu modelde şasi üzerinde civata montaj delikleri için açılmış metrik dişler ve presi yere montajlayan ayak federleri montajdan atılmıştır. Ayrıca montaj parçaları arasında birbirine dokunan kısımlara mesh geometrilerini birbirine çakıştırmak için ayrı ayrı yüzler çizilmiştir. Simetrik bir parça olduğu için çözümü kolaylaştırmak adına ¼ simetri kullanılmıştır. Bu aşamadan sonra geometriyi statik olarak inceleyebilmek için parçalar matematiksel modele (mesh modeli) çevrilmiştir. Statik analiz çalışmasında mesh metodu olarak Hex Dominant kullanılmış ve dörtgen eleman mesh geometrisi seçilmiştir. Fakat bazı bölgelerde uygun geçişi sağlayabilmek için dörtgenimsi ve üçgen elemanlardan faydalanılmıştır. Mesh yapısında kullanılan eleman boyutları aşağıdaki gibi seçilmiştir.



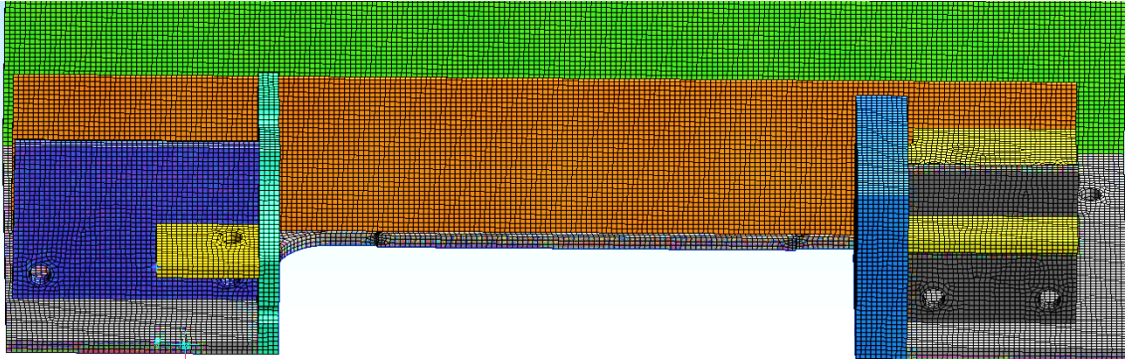
Şekil 4.3. Hidrolik Presin Basitleştirilmiş Gövde CAD Geometrisi.

- Maksimum tet eleman boyutu 30 mm
- Maksimum yüz boyutu 15 mm
- Minimum eleman boyutu 7,5 mm
- Büyüme oranı 1,85
- Normal eğim açısı 30 derece

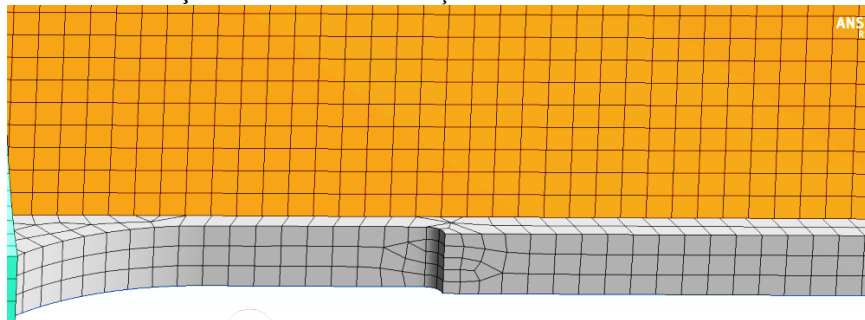


Şekil 4.4. Hidrolik Presin Gövde Mesh Eleman Kalitesi.

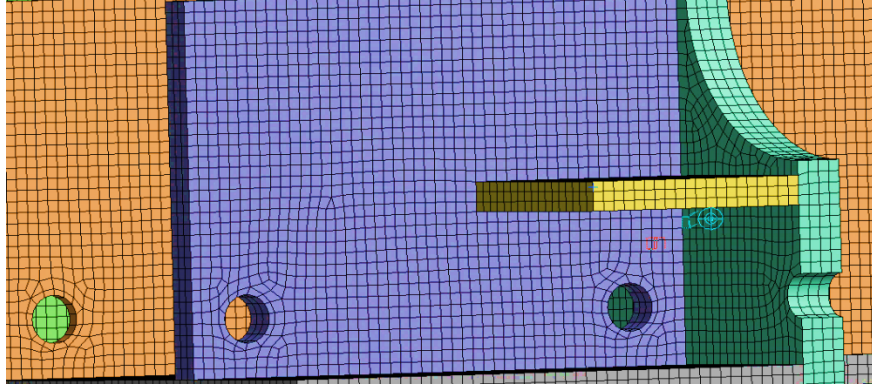
Bu ölçülere göre bir elemanın bir kenarının temel ölçüsü 15 mm'dir. Fakat uyduramadığı bölgelerde 1,85 oranında küçülerek en az 7,5 mm ölçüsüne kadar küçülebilir. Şekil 4.5 – 4.9'da görüldüğü gibi birbirine uygun, yakın boyutlu ve parça yüzleri birbiri üzerine çakışan matematiksel modeller elde edilmiştir.



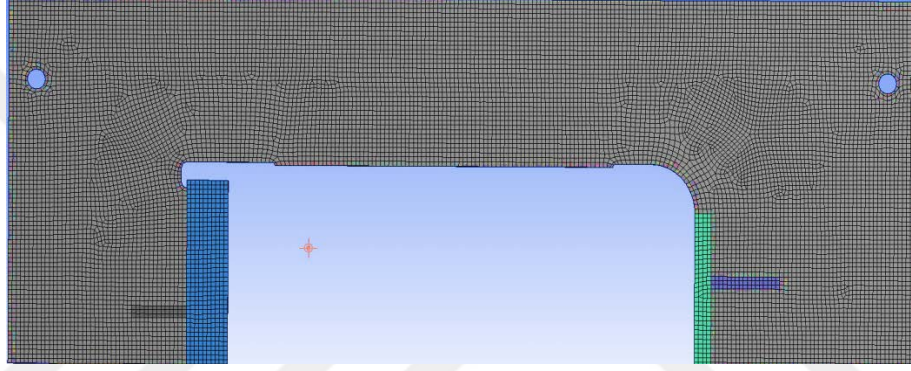
Şekil 4.5 Pres Gövdesi İç Yüz Mesh Geometrisi.



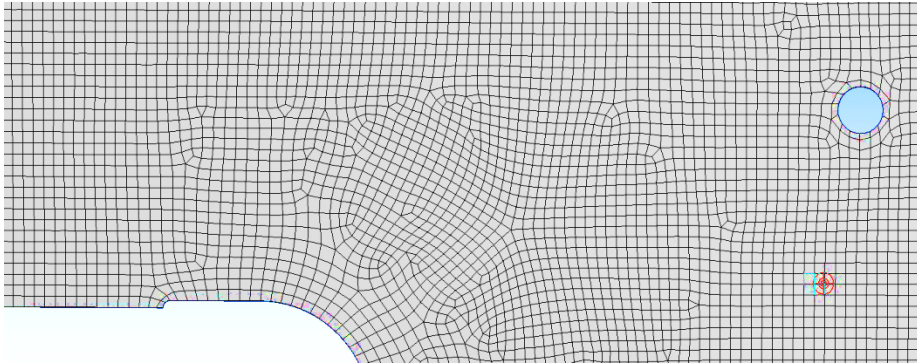
Şekil 4.6 Hidrolik Pres Gövdesi Radyuslu Bölge Mesh Geometrisi.



Şekil 4.7 Hidrolik Pres Gövdesi Silindirik Bölgeler Mesh Geometrisi.



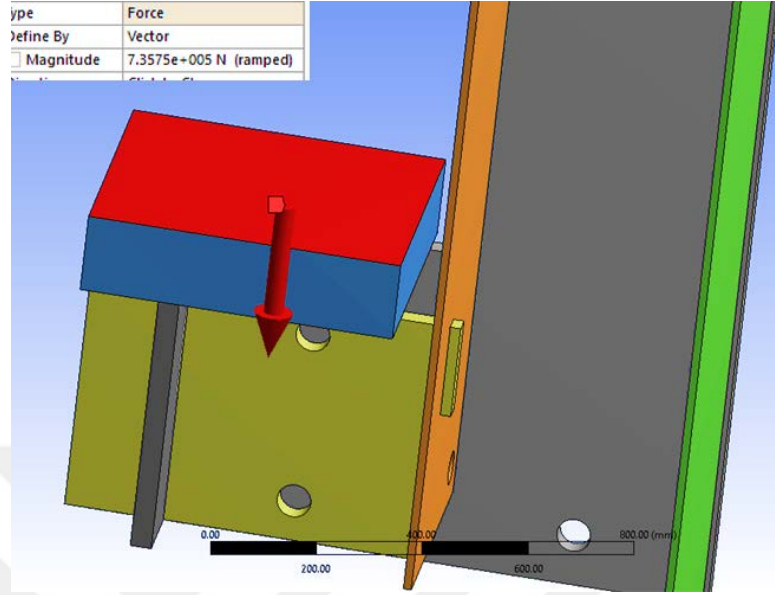
Şekil 4.8 Hidrolik Pres Gövdesi Ön Yüz Mesh Geometrisi 1.



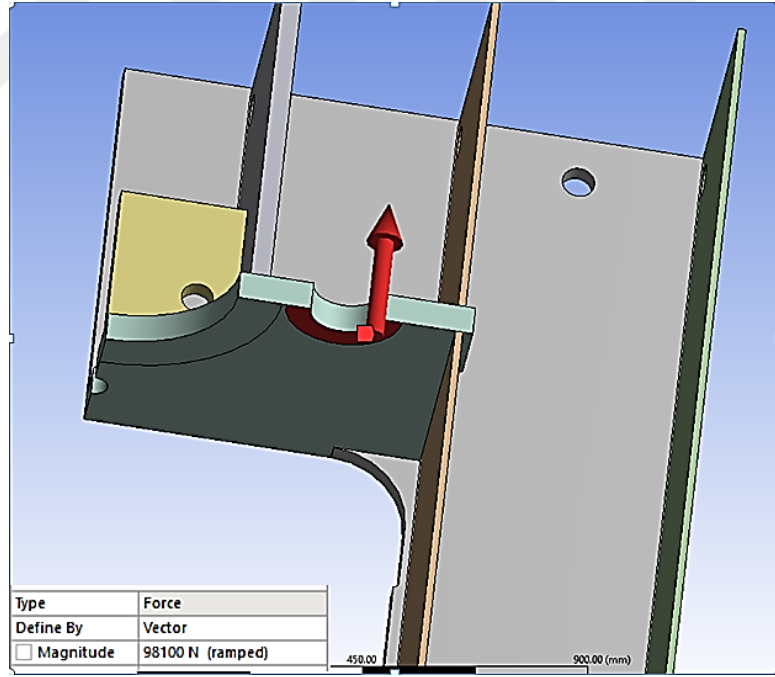
Şekil 4.9 Hidrolik Pres Gövdesi Ön Yüz Mesh Geometrisi 2.

Hidrolik pres gövdesine gelen yükler hidrolik silindirlerin gövde ile bağlantısını sağlayan flanşlardan ve koç başının malzemeyi sıkıştırmasıyla tablaya aktarılan yüklerden meydana gelmektedir. İki yardımcı silindir olmak üzere toplamda 3 adet silindir bulunmaktadır. Yardımcı silindirler 20'şer ton, koç silindiri 260 ton yük uygulamaktadır. $\frac{1}{4}$ simetri kullanıldığı için yüklerde bu oranda değiştirilmiştir. Ayrıca

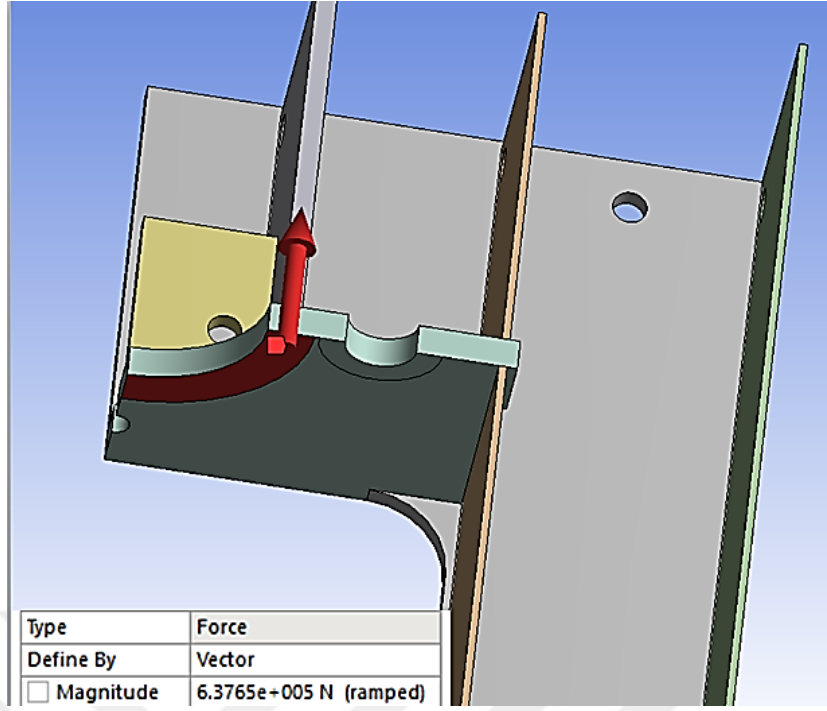
yükler 0-1 saniye aralığında lineer artacak şekilde tanımlanmıştır. Bu yüklerin gövde üzerine taşınması Şekil 4.10 – 4.12’de verilmiştir.



Şekil 4.10 Hidrolik Pres Gövdesi Alt Tabla Yüzüne İndirgenmiş Yük.

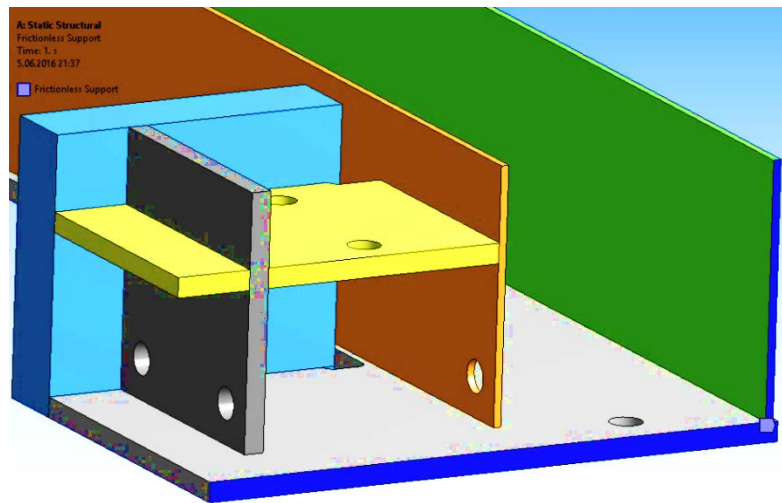


Şekil 4.11 Hidrolik Pres Gövdesi Yardımcı Silindir Flanşına İndirgenmiş Yük.

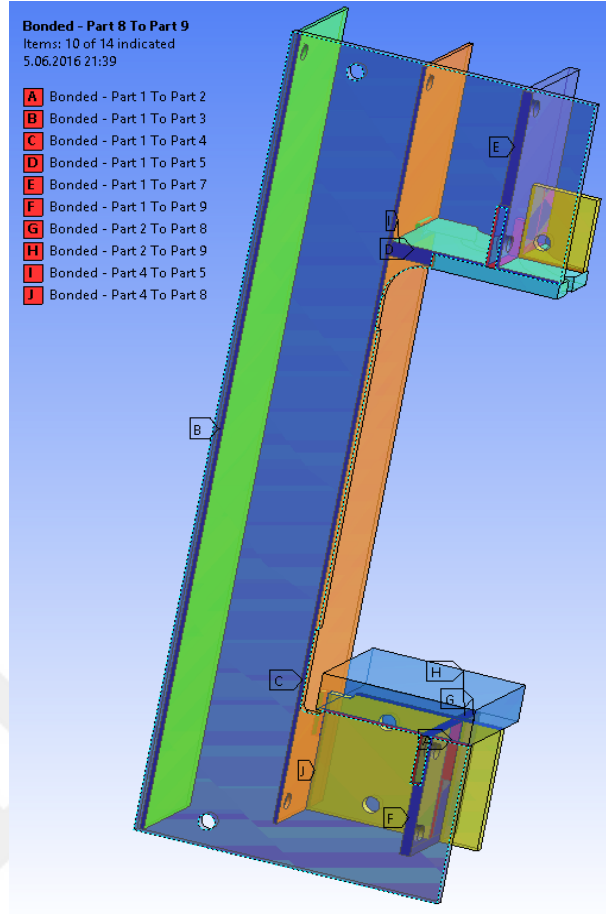


Şekil 4.12 Hidrolik Pres Gövdesi Koç Silindiri Flaşına İndirgenmiş Yük

Modeldeki parçaların mesh geometrisini ve yüklerini tanımladıktan sonra sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Presin yer ile olan bağlantısı için 6 serbestlik derecesinin de sınırlandırılması gerekmektedir. R_x , R_y ve R_z 'yi tam sınırlandırarak dönme eksenleri kitlenir. T_y tam sınırlandırılarak yerden içeri geçmesi engellenir. T_x ve T_z için ufak yer değiştirmeler serbest bırakılarak, yere civatalanmış hidrolik presin gerçekçi yer bağlantısı (Frictionless Support) ve tüm platineler arasında kaynak bağlantısı (Bonded Contact) tanımlanır. Şekil 4.13 ve Şekil 4.14'de destekler ve bağlantılar gösterilmiştir.

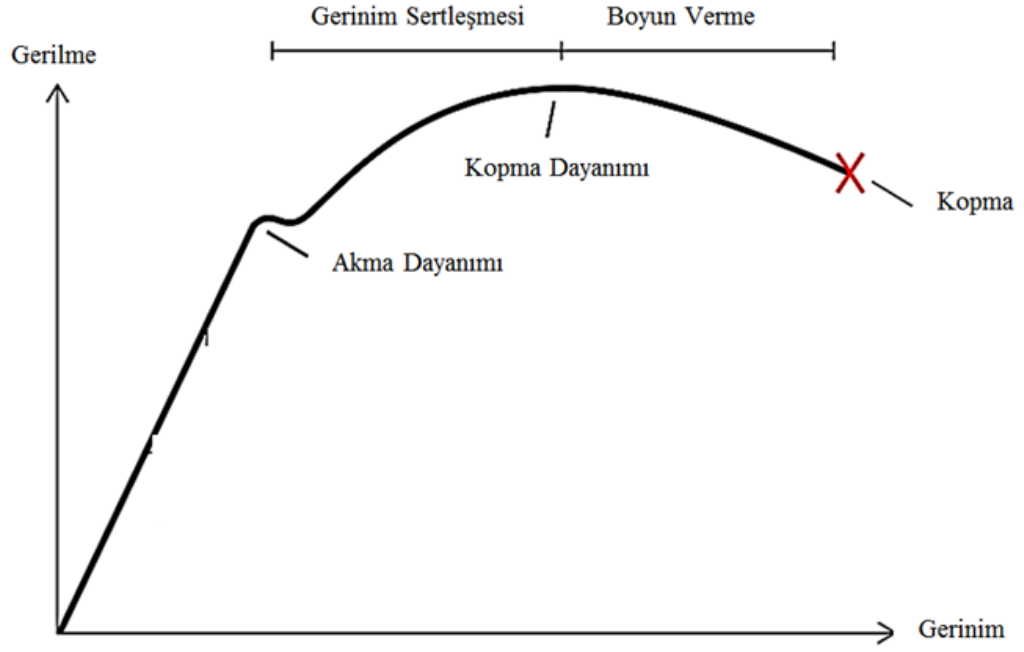


Şekil 4.13 Hidrolik Pres Gövdesi (Frictionless Support) Yer Bağlantısı.



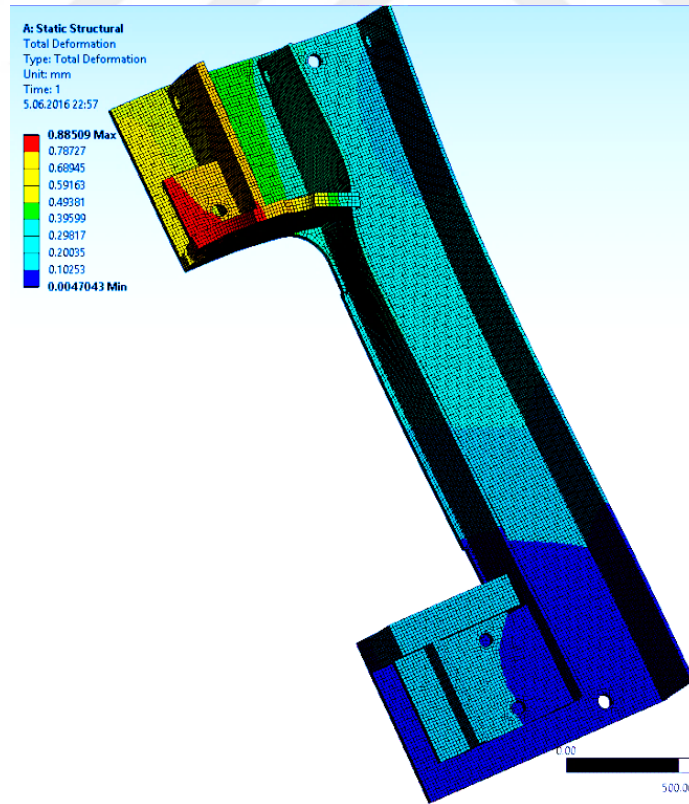
Şekil 4.14 Hidrolik Pres Gövdesi Parçalar Arası Bağlantılar (Bonded Contact).

Model üzerinde yorum yapabilmek için öncelikle bir gerilme sonucuna ihtiyaç vardır. Gerilme için Von Misses gerilme sonuçları en istikrarlı sonuçları vermektedir. Elde edilen Von Misses gerilme sonuçları ile kritik bölgeler tespit edilebilir ve bu bölgeler üzerinde optimizasyon yapılabilir. Ayrıca bu sonuçlar uygunsa emniyet katsayısı bu değerler üzerinden belirlenebilir. Yer değiştirme sonuçları ise modelin sınır şartlarına uygun davranıp davranmadığını ve analizin doğruluğunu gösteren bir sonuçtur. Dayanım hakkında yorum yaparken birim şekil değiştirme sonuçları da bir diğer değişkendir. İncelenen malzeme elastik deformasyon bölgesinde lineer bir malzemedir ve elde edilen gerilme sonuçlarına göre de malzeme plastik deformasyon bölgesine geçmemektedir. Bu yüzden çalışmada birim şekil değiştirme sonuçlarını ayrıca incelemeye gerek duyulmamıştır. Analiz çalışmasında kullanılan çelik için gerilme-birim şekil değiştirme grafiği Şekil 4.15’de verilmiştir.



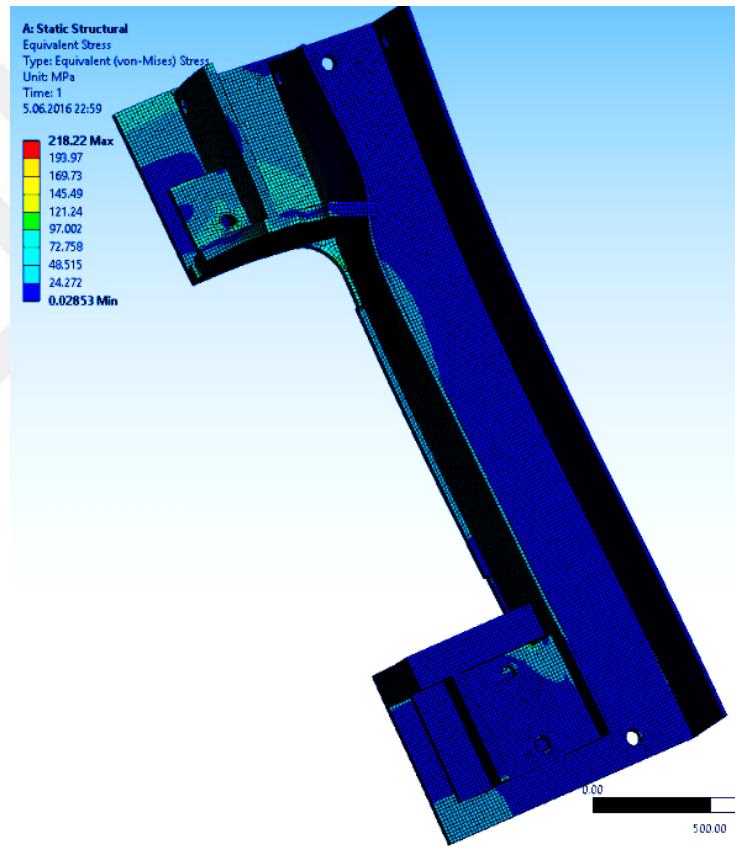
Şekil 4.15 Çelik İçin Gerilme-Birim şekil değiştirme Grafiği.

Şekil 4.16 – 4.24 ‘de deformasyon, gerilme ve emniyet kat sayısı sonuçları gösterilmiştir.



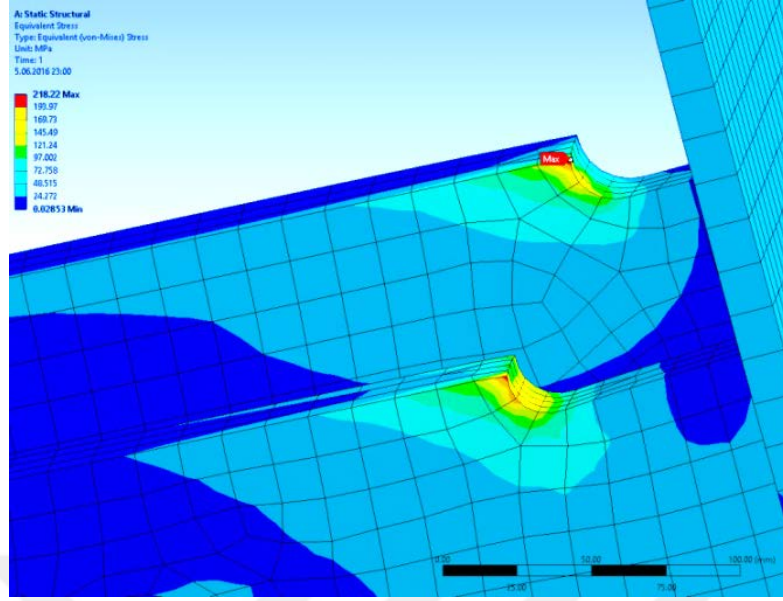
Şekil 4.16 Hidrolik Pres Gövdesi Toplam Yer Değiştirme (200 kat büyütülmüş).

Şekil 4.16'da toplam yer değıştirme sonuçları alınmıştır. Maksimum yer değıştirme bölgesi koç silindirin gövdeye bağlandığı yerde meydana gelmiştir. Bu yer değıştirmeyi sınırlayan elemanlar silindir platininin üstündeki federlerdir. Bu bölgedeki toplam maksimum yer değıştirme 0.88 mm olarak bulunmuştur. 3300 mm uzunluğundaki bir gövde için yüksek bir değeri olarak görülmemesine rağmen dik olan yük ekseninin yönünün yatay eksene kaymasına sebep olmaktadır. Bu durumda yorulma direncinin oluşmasında normal eksende gelen yüklere kıyasla daha etkili olan kesme kuvvetlerinin meydana gelmesine neden olmaktadır. Bu yüzden federlerin bağlantı yüzlerinin alanı artırılarak bu değeri daha aşağı çekilebilir.



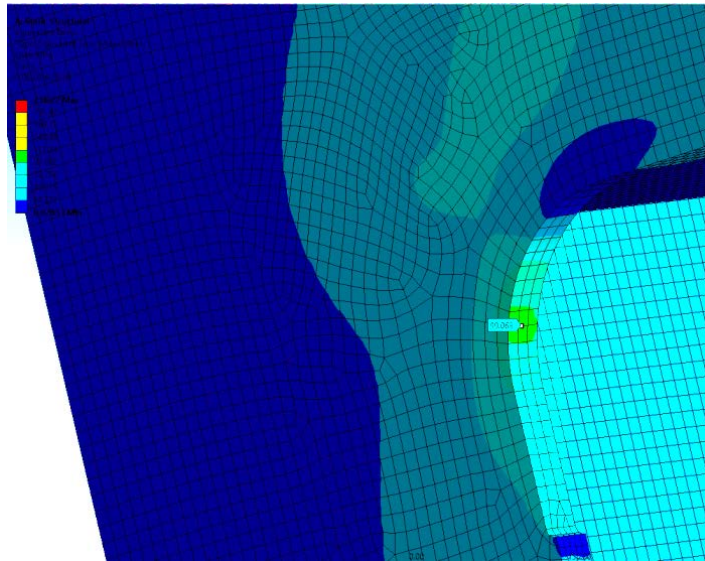
Şekil 4.17 Hidrolik Pres Gövdesi Equivalent Von Misses Gerilmei (200 kat büyütülmüş).

Şekil 4.17'de gövde için toplam gerilme değeri çıktıdır alınmıştır. Skala ile kıyaslanarak bakılırsa hemen hemen hiçbir yerde yüksek gerilme değeri gösteren kırmızı bölgeler gözükmemektedir. Fakat maksimum gerilme değeri 218 Mpa olduğu skaladan ölçülmektedir. Genelde optimum bir tasarımda yük değeri geometri üzerinde homojen bir şekilde dağılması istenir. Şekil 4.17 kabaca incelendiği zaman sözü edilen homojen yük dağılımı gözükmemektedir.



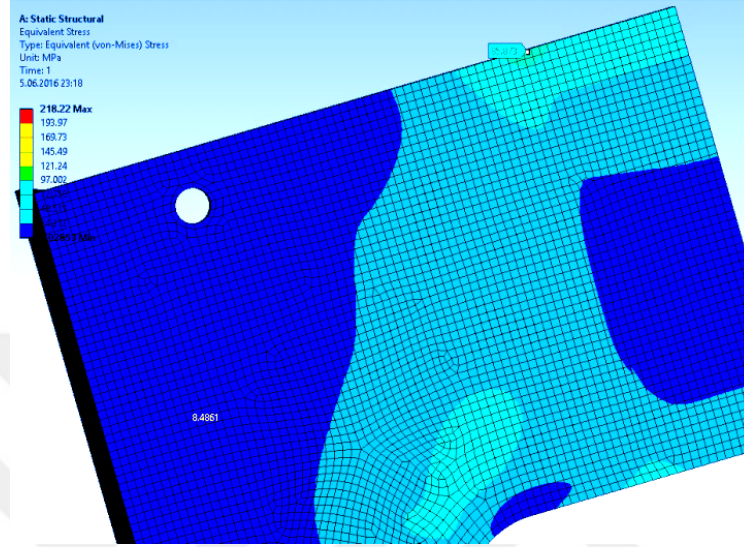
Şekil 4.18 Hidrolik Pres Gövdesi Equivalent Von Misses Gerilmesi Alt Tabla Bağlantısı.

Şekil 4.18’de pres gövdesine bağlanan alt tablanın köşe kenarlarında maksimum gerilme değeri 218 Mpa olarak ölçülmüştür. Fakat bu değer tasarımın emniyet katsayısı hesaplanırken kullanılamaz. Bu bölgeye yük tablanın alt yüzeyinden yüzey normaline dik tek eksenli bir kuvvet olarak aktarılmaktadır. Tekrarlı yük bir süre sonra bu bölgeyi plastik deformasyona uğratabilecek ve geometri gereği keskin kenar yuvarlanacaktır. Genel tasarım kriterleri bilgilerine göre bu bölge çentik veya çatlak başlangıcına uğrayacak bir bölge değildir. Daha gerçekçi bir çözüm alabilmek için optimizasyon aşamasında bu bölgeye radyus yüzü olarak çizilecektir.



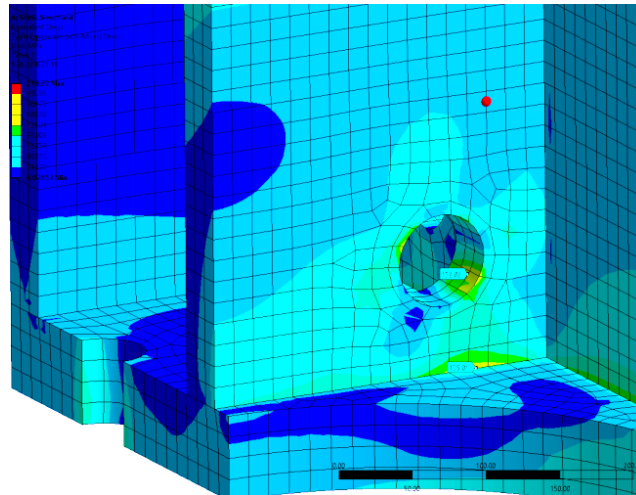
Şekil 4.19 Hidrolik Pres Gövdesi Equivalent Von Misses Gerilmesi Ön Duvar.

Kritik bölgelerden biri olan Şekil 4.19’da maksimum gerilme değerlerinin 100 Mpa’ın altında kaldığı görülmüştür. Bu bölge geometrisi gereği eğilmeye ve çentik etkisine sebep olabilecek bir bölgedir. Bu yüzden yorulma, tasarım revizyonu ve optimizasyon işlemlerinde üzerinde durulması gereken bir noktadır. Kalınlık optimizasyonu yapıldıktan sonra nihai sonuçların tekrar kontrol edilmesi gerekmektedir.



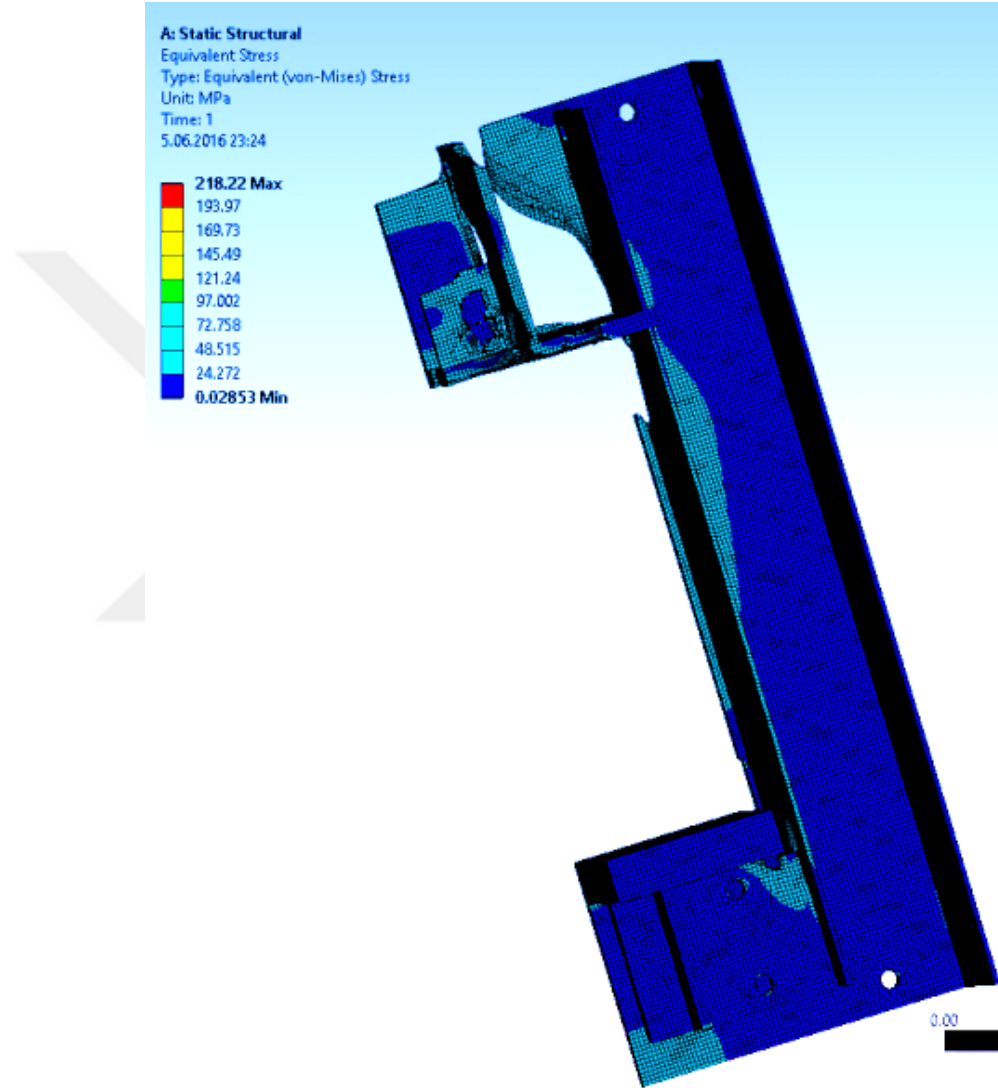
Şekil 4.20 Hidrolik Pres Gövdesi Equivalent Von Misses Gerilmesi Ön Duvar 2.

Şekil 4.20’de maksimum gerilme değerlerinin 100 Mpa’ın altında kaldığı görülmüştür. Fakat bu gerilmeye yine bulunduğu yer bakımından özellikle incelenmesi gereken bir yerdedir. Bu bölgede eğilme olmadan önce sehim vermesi muhtemeldir. İlk etapta bu bölgeye herhangi bir optimizasyon yapılması ön görülmemektedir. Kalınlık optimizasyonu yapıldıktan sonra nihai sonuçların eldesiyle tekrar kontrol edilmesi gerekmektedir.



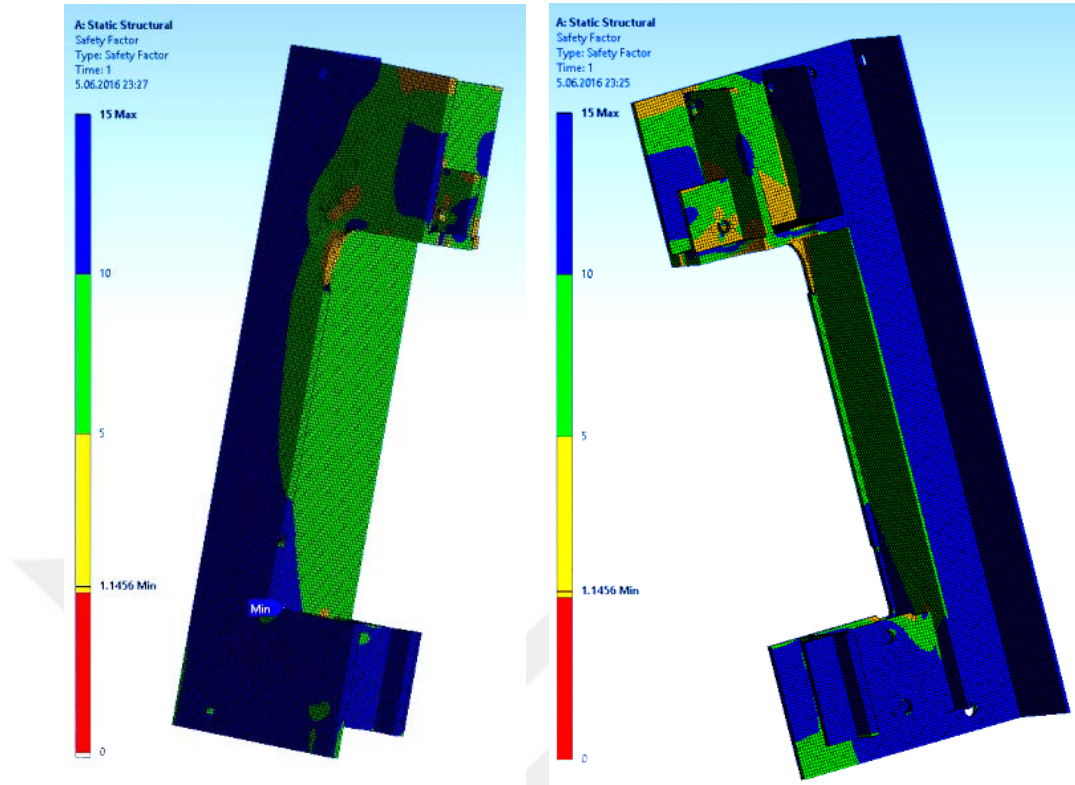
Şekil 4.21 Hidrolik Pres Gövdesi Equivalent Von Misses Gerilmesi Üst Feder Kısa.

Şekil 4.21’de üst silindir platinesine montajlı federlerin taşıma deliklerinde ve montaj yüzlerinde yaklaşık 135 Mpa değerinde bir gerilme meydana gelmiştir. Et kalınlığı optimizasyonu ile inceltmesi planlanan platineler ile bu bölgeye daha fazla yük geleceği ön görülmektedir. Bu feder üzerinde parametrik optimizasyon yapılarak federin optimum geometrisi tasarlanacaktır.



Şekil 4.22 Hidrolik Pres Gövdesi Equivalent Von Misses Gerilmei.
(40 Mpa Altında Kalan Bölgeler)

Şekil 4.22’de gerilme değerinin 40 Mpa’ın üstünde kalan bölgeler çıkarılmıştır. Şekilde de görüldüğü üzere tüm hacmin yaklaşık %90’ı bu değer altında kalmaktadır. Bu sonuç da hidrolik pres gövdesinin gereğinden fazla dayanımlı imal edildiğini göstermektedir.



Şekil 4.23 Hidrolik Pres Gövdesi Emniyet Katsayısı.

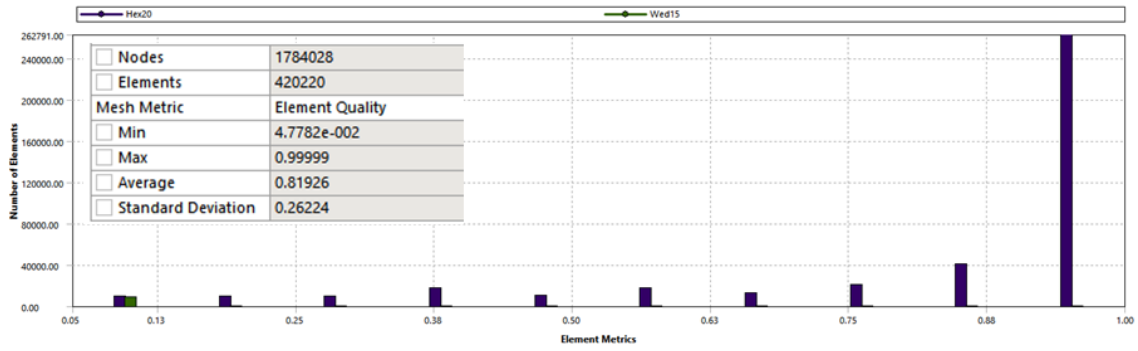
Şekil 4.23’de emniyet katsayısı değerleri gözlenmiştir. 0-1 arası olan kırmızı bölgeye rastlanmamıştır. 1-5 arası olan turuncu bölgeler yer yer gözükmemektedir. Bu bölgelerde gerekli optimizasyonlar yapılarak emniyet kat sayıları minimum 1,5 olması sağlanacaktır. Emniyet katsayısı 5’in üstünde kalan mavi ve yeşil bölgeler şeklin geneline yansıtılmaktadır. Kalınlık ve ağırlık optimizasyonları yapılarak bu değerlerin düşürülmesi planlanmaktadır.

4.1.1.2 Silindirlerin Statik Analizi

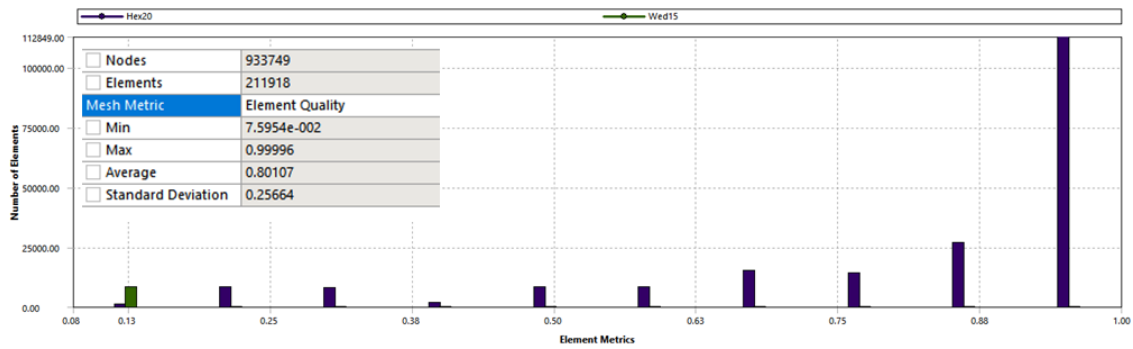
Hidrolik presin asıl tahrikini sağlayan eleman koç silindiridir. Koç silindiri CAD geometrisi Şekil 4.26’da verilmiştir. Dikey ekseninde 260 ton yük uygular.

Tablo 4.3 Silindirler İçin Kullanılan Mesh Yapısı.

Mesh Eleman Boyutu	Koç Silindiri	Yardımcı Silindir
Maksimum tet eleman boyutu	10 mm	6 mm
Maksimum yüz boyutu	5 mm	3 mm
Minimum eleman boyutu	2 mm	1,5 mm
Büyüme oranı	1,85	1,85
Normal eğim açısı	30 derece	30 derece

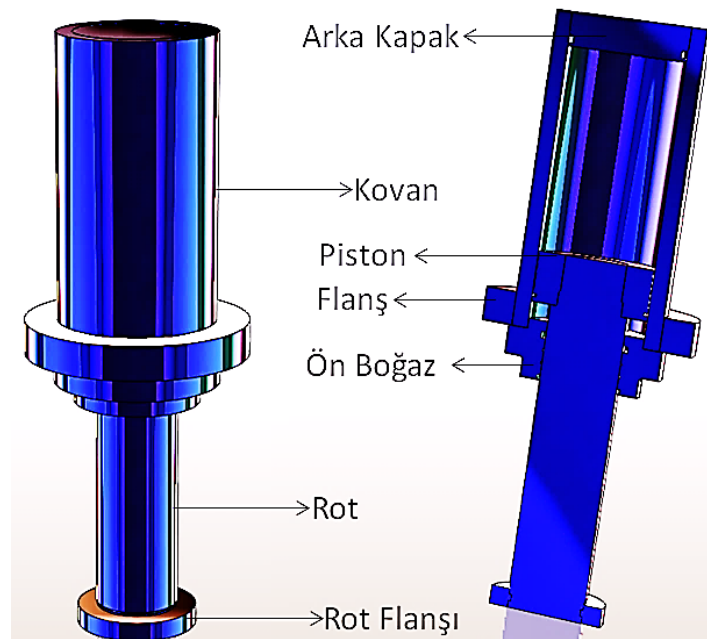


Şekil 4.24 Hidrolik Pres Koç Silindiri Mesh Eleman Kalitesi

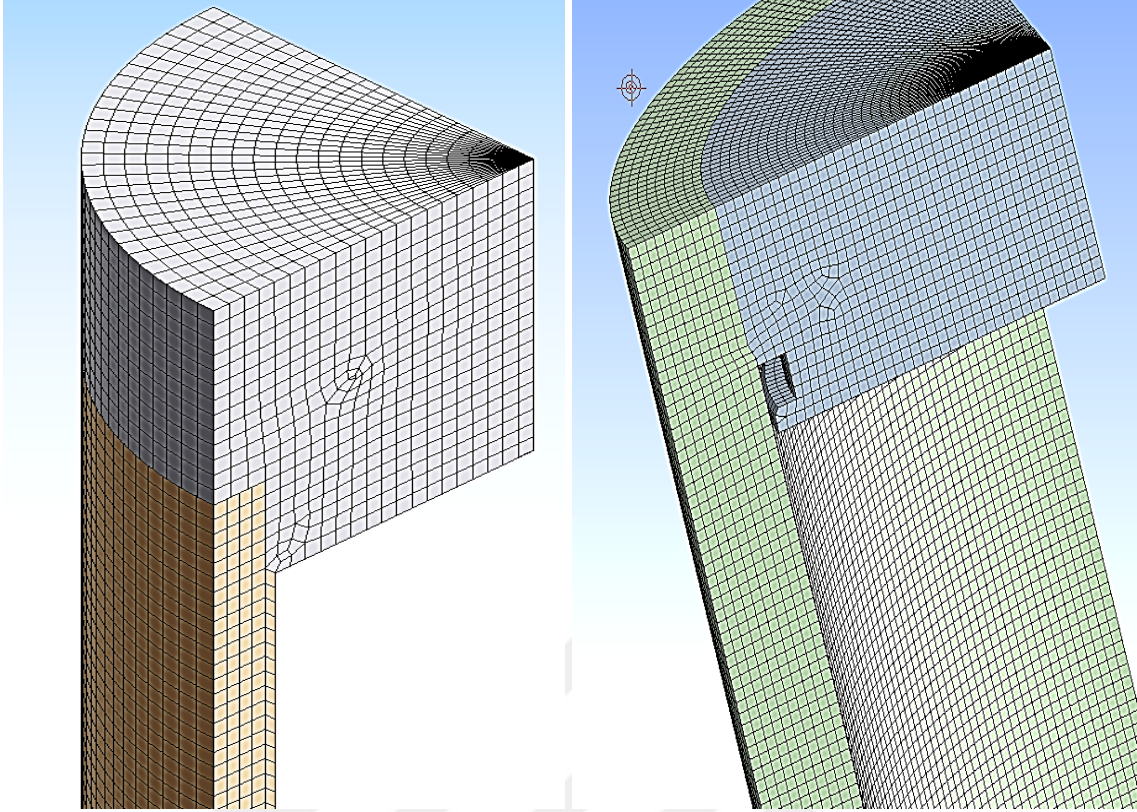


Şekil 4.25 Hidrolik Pres Yardımcı Silindir Mesh Eleman Kalitesi

Yardımcı silindirlere yapılmış olan statik analiz bir benzeri koç silindiri için de yapılmıştır. Mesh metodu olarak Sweep Method kullanılmış ve mesh geometrisi olarak dörtgen eleman seçilmiştir. Ancak bazı bölgelerde uygun geçişi sağlayabilmek için dörtgenimsi ve üçgen elemanlarda kullanılmıştır. Tablo 4.3’de silindirler için kullanılan mesh yapısı verilmiştir.

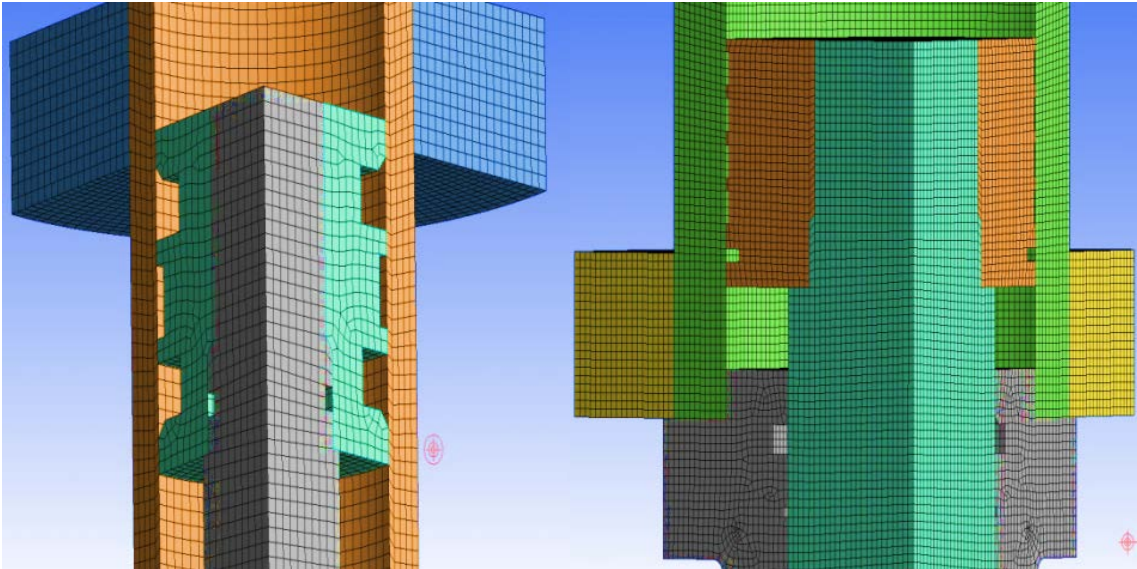


Şekil 4.26 Hidrolik Pres Koç Silindiri Cad Geometrisi.

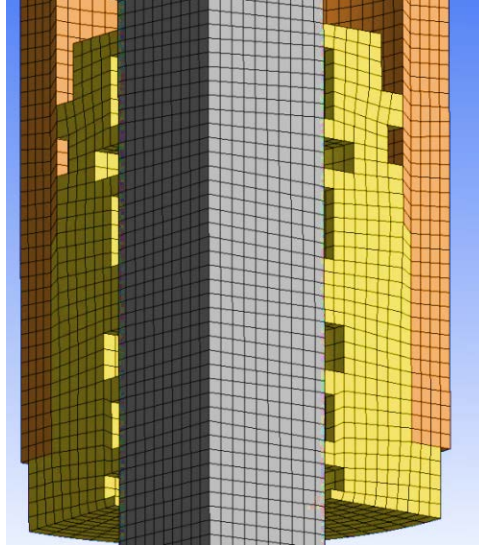


Şekil 4.27 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Kovan-Arka Kapak Mesh Geometrisi.

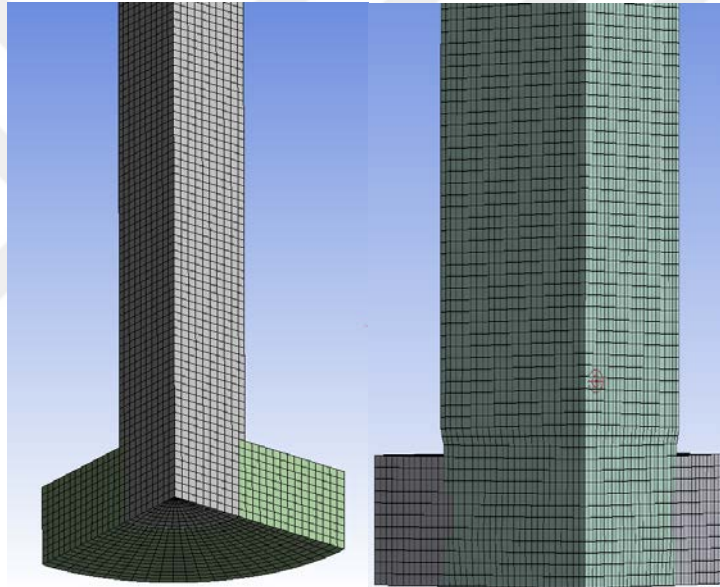
Şekil 4.27 - 4.31’de silindirlere, kovana, flanşa, kapağa, boğaza ve rota uygulanan mesh yapıları verilmiştir.



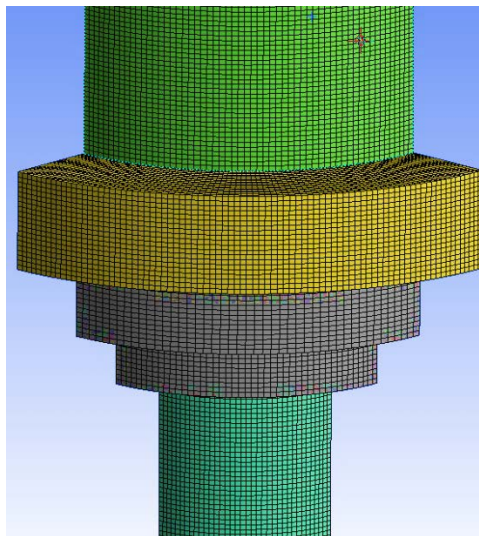
Şekil 4.28 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Kovan-Flanş-Rot-Piston Mesh Geometrisi.



Şekil 4.29 Yardımcı Silindir Kovan-Boğaz-Rot Mesh Geometrisi.

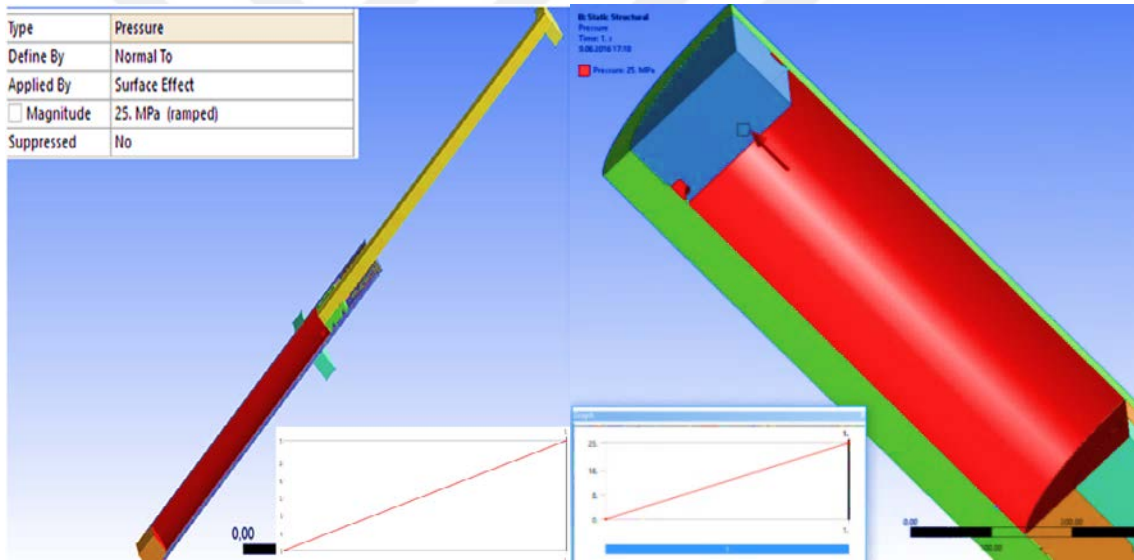


Şekil 4.30 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Rot Flaşı - Rot Mesh Geometrisi.



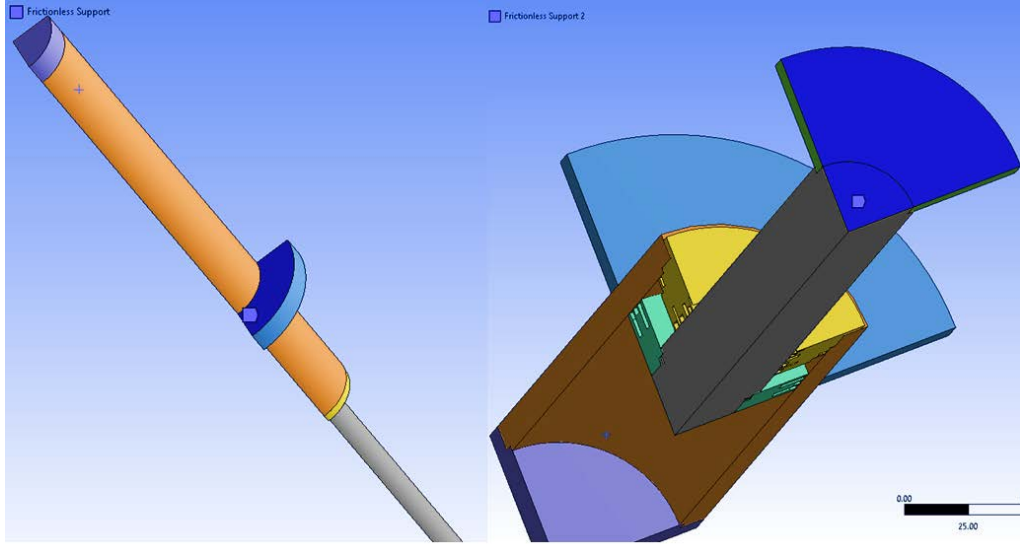
Şekil 4.31 Koç Silindiri Kovan-Flaş-Boğaz-Rot Mesh Geometrisi.

Tez kapsamında incelenen hidrolik pres üzerinde biri ana silindir, diğerleri yardımcı silindir olmak üzere toplamda üç adet silindir vardır. Yardımcı silindirler yükün koçbaşına iletilmesinde, denge görevi görmektedir. Aynı zamanda koçbaşına teki 20 ton olmak üzere toplamda 40 tonluk bir yük iletmektedirler. Koç silindiri ise asıl tahriki oluşturmaktadır ve 260 ton yük iletmektedir. Toplamda 300 tonluk bir yük koçbaşına aktarılmaktadır. Kullanılan yardımcı silindirin iç çapı 50 mm, koç silindirinin iç çapı 360 mm'dir. Kovan içine basılan yağın basıncı 250 bar'dır. ($F=P*A$) denkliğine göre piston normaline iletilen yükler yaklaşık 20 ve 260 tondur. Fakat Piston-Kovan, Rot-Boğaz arasında oluşan dinamik sürtünmeler ve uygulanan yük sonucu malzemelerde oluşan iç birim şekil değiştirmeler enerji kayıplarına sebep olmaktadır. Bu hesaplamaları bilgisayar desteği olmadan hesaplamak oldukça güçtür. Bu yüzden bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hassas sonuçlar elde edilmiştir.



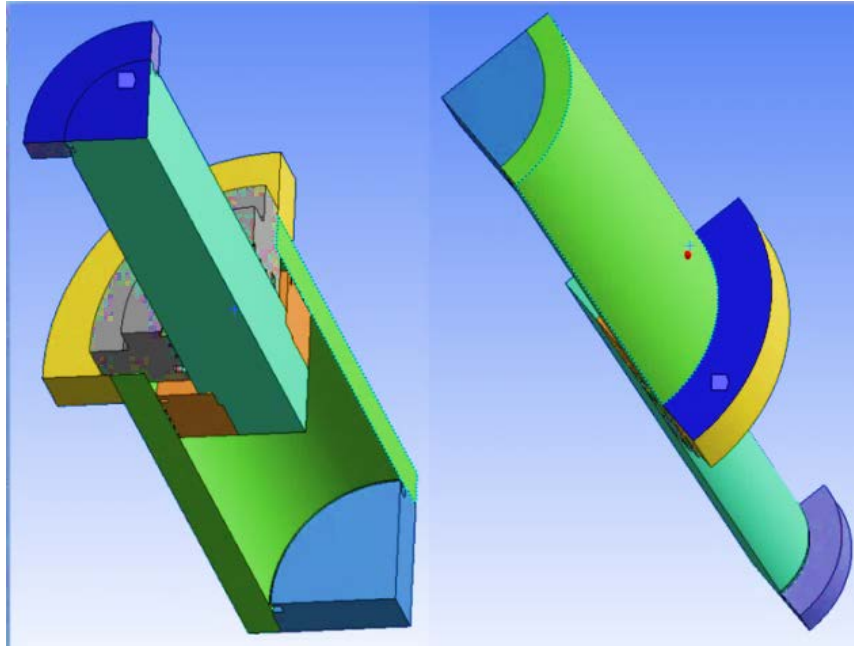
Şekil 4.32 Yardımcı Silindir (sol) ve Koç Silindiri (sağ) Basınç Yüklenen Yüzler.

Hidrolik yağ arka kapağın iç yüzüne, kovanın iç yüzüne, pistonun üst yüzüne ve rot milinin üst yüzüne 250bar'lık bir basınç uygulamaktadır. Basınç yükleme adımı 0-1sN aralığında lineer artacak şekilde belirlenmiştir. Bu yüzlerin, yüzey normalerinden bu basınç aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi uygulanmıştır. Şekil 4.32'de yardımcı silindire ve koç silindirine basınç yüklenen yüzeyler gösterilmiştir.

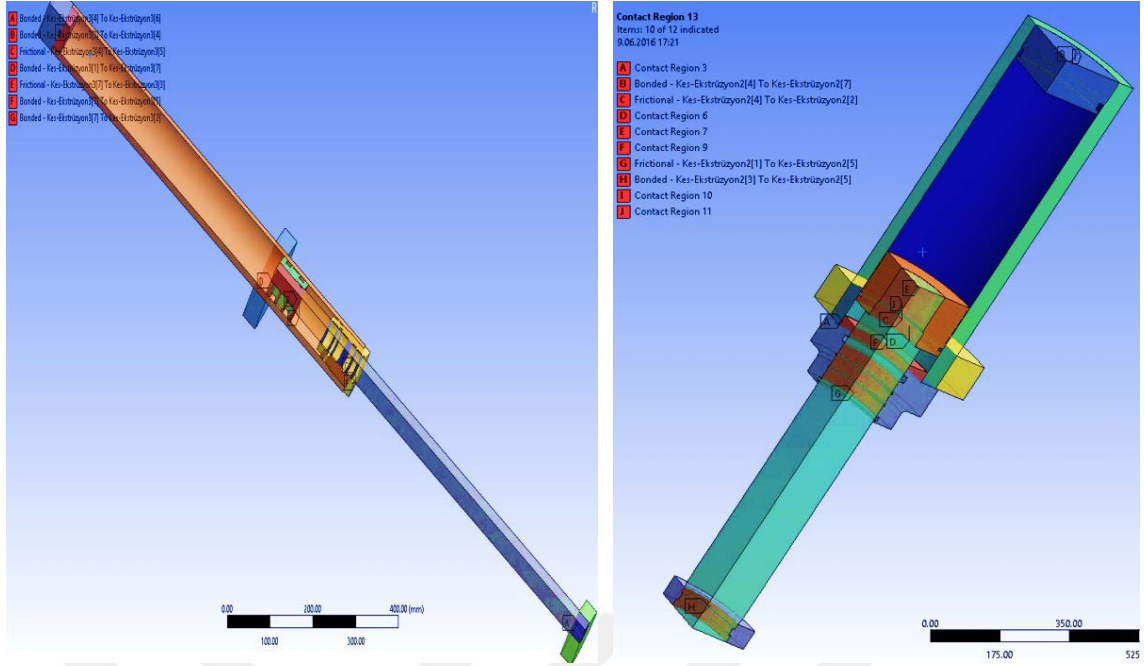


Şekil 4.33 Yardımcı Silindir Sınır Şartları.

Modeldeki parçaların mesh geometrisini ve yüklerini tanımladıktan sonra sınır şartlarının belirlenmesi gerekmektedir. Silindire ait 2 adet sınır şartı belirlenmiştir. Şekil 4.33’de gövde bağlantısını temsil eden kaynak montajı flanş üzerine atanmıştır. Şekil 4.34’ de koçbaşı kaynak bağlantısını temsil eden sınır şartı belirlenmiştir. R_x , R_y ve R_z ’i tam sınırlandırılarak dönme eksenleri kitlenmiştir. T_y tam sınırlandırılarak gövde ve koçbaşı bağlantısından içeri geçme engellenmiştir. T_x ve T_z için ufak yer değiştirmeler serbest bırakılarak, gerçekçi bağlantı tanımlanmıştır (Frictionless Support).



Şekil 4.34 Koç Silindiri Sınır Şartları.

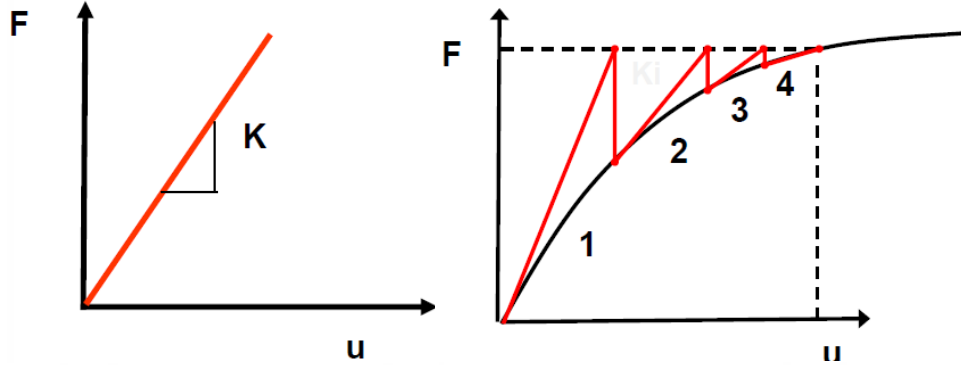


Şekil 4.35 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Eleman Bağlantıları.

Hidrolik pres silindirlerinin montaj elemanları arasında hareketi simüle edebilmek için elemanlar arası kinetik ve kinematik davranışlarına göre bağlantılar tanımlanmıştır. Şekil 4.35'e göre;

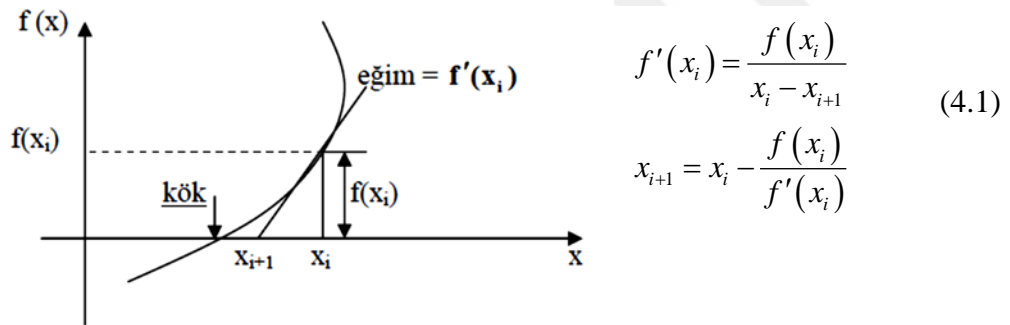
- Arka kapak kovan arasında 6 serbestlik derecesini kilitleyen kaynak (Bonded) bağlantısı tanımlanmıştır.
- Flanş kovan arasında 6 serbestlik derecesini kilitleyen kaynak (Bonded) bağlantısı tanımlanmıştır.
- Piston rot arasında 6 serbestlik derecesini kilitleyen kaynak (Bonded) bağlantısı tanımlanmıştır.
- Piston kovan arasında kayma düzlemini sürtünmeli olarak temsil eden frictional bağlantı tanımlanmıştır. Tedarikçiden alınan bilgiler doğrultusunda sürtünme katsayısı 0,12 olarak girilmiştir.
- Boğaz kovan arasında 6 serbestlik derecesini kilitleyen kaynak (Bonded) bağlantısı tanımlanmıştır.
- Boğaz rot arasında kayma düzlemini sürtünmeli olarak temsil eden frictional bağlantı tanımlanmıştır. Tedarikçiden alınan bilgiler doğrultusunda sürtünme katsayısı 0,12 olarak girilmiştir.

Hidrolik silindirin dayanım şartları belirlenirken diğer elemanlarda kullanılan kriterler kullanılmıştır. Fakat silindirlerde sürtünmeli kayma düzlemi tanımlandığı için bağlantı nonlineeritesi oluşmaktadır. Bu bağlantı yükün şiddetini ve yönünü etkileyerek lineerliğini bozacaktır. Bu yüzden problem tek adımda çözülemeyecektir.



Şekil 4.36 Lineer ve Nonlinear Hooke Kanunu.

Şekil 4.36'da doğrusal ve doğrusal olmayan bir yüklemenin çözümü gösterilmiştir. Newton&Raphson yöntemi denilen bu çözümde belirli adım aralıklarında eğri üzerine teğetler çizilir ve lineer teğetlerin çözümü yapılır. Şekil 4.37'de Newton&Raphson metodunun matematiksel çözümü gösterilmiştir.



Şekil 4.37 Newton&Raphson Yöntemi.

Newton&Raphson yöntemini ayrıca Taylor serisinden çıkarılabilir ve bu yolla hata analizi de yapılır. $f(x)$ fonksiyonunun x_0 noktasında Taylor serisine açılımı göz önüne alınırsa, buradaki açılımda x_0 yerine x_i , x yerine x_{i+1} yazılırsa aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$f(x_{i+1}) = f(x_i) + f'(x_i)(x_{i+1} - x_i) + f''(\zeta) \frac{1}{2} (x_{i+1} - x_i)^2 \quad (4.2)$$

Burada ζ , x_i ile x_{i+1} arasında bir değerdir.

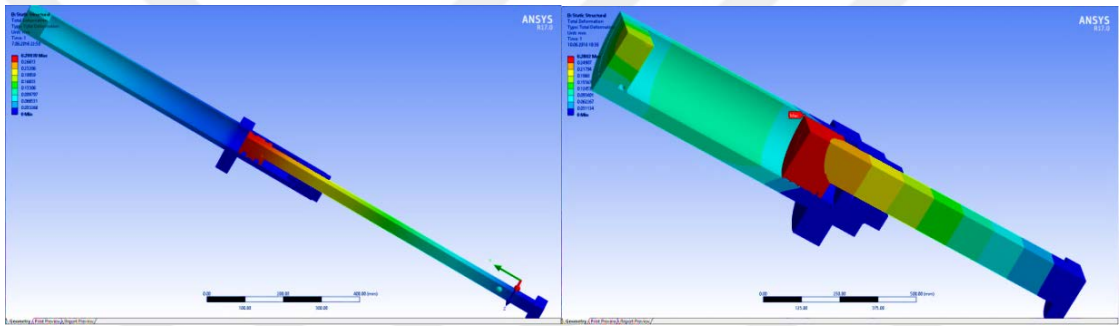
1. mertebeden türevi içeren terimlerden sonrakiler alınmaz ve $f(x_{i+1})=0$ alınır;

$$0 \cong f(x_i) + f'(x_i)(x_{i+1} - x_i) \quad (4.3)$$

eşitliği yazılır. Buradan Newton& Raphson yönteminden elde edilen aşağıdaki denklem de elde edilir.

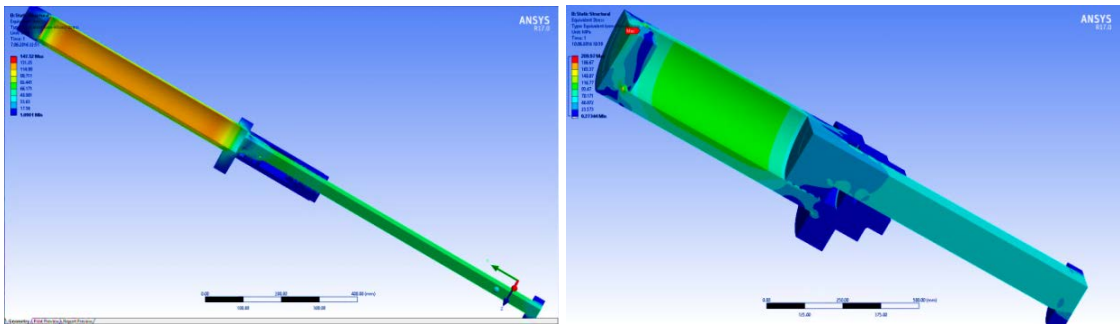
$$x_{i+1} = x_i - \frac{f(x_i)}{f'(x_i)} \quad (4.4)$$

Bu bölümde hidrolik silindirleri oluşturan elemanların tek tek gerilmeleri incelenmiştir. Yükleme sonucunda elemanlar plastik deformasyon bölgesine geçmediği için birim şekil değiştirme ile ilgili inceleme yapılmamıştır. Ayrıca yer değiştirme, emniyet katsayısı, tepki kuvvetleri ve sürtünmeden kaynaklanan enerji kayıpları incelenmiştir. Yapılan bu değerlendirmeler topolojik optimizasyonlar için bir fizibilite oluşturacaktır.



Şekil 4.38 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Yer Değiştirme Sonuçları.

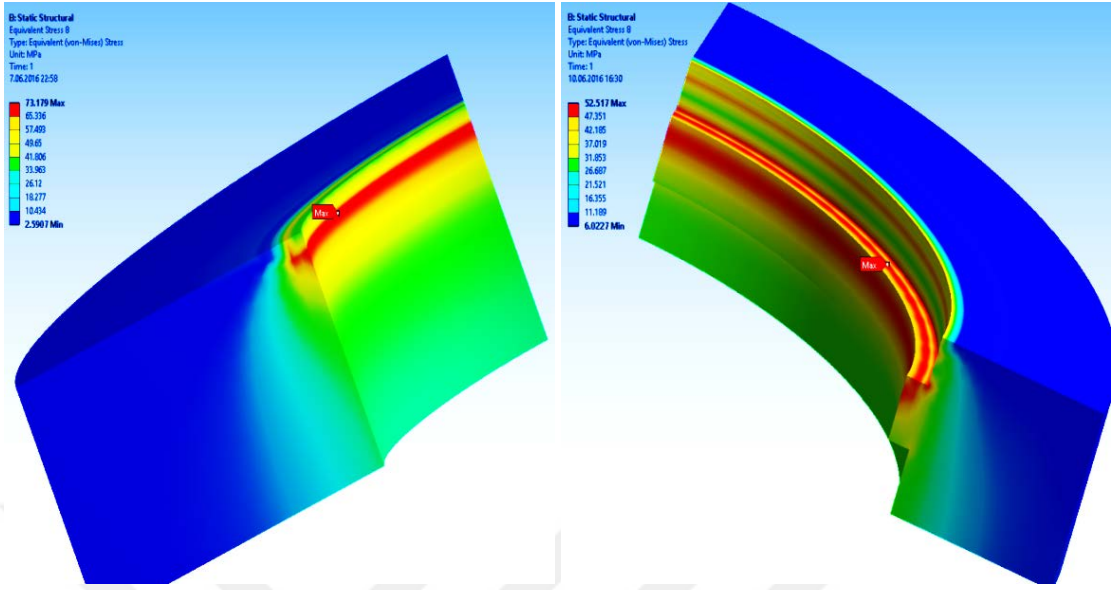
Şekil 4.38’de toplam yer değiştirme sonuçları alınmıştır. Maksimum yer değiştirme bölgesi pistonda meydana gelmektedir. Pistonun kovan içindeki hareketi sürtünmeli kayma bağlantısı ile tanımlandığı için beklenen bir yer değiştirmedir.



Şekil 4.39 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Gerilme (Von Misses) Simülasyonu.

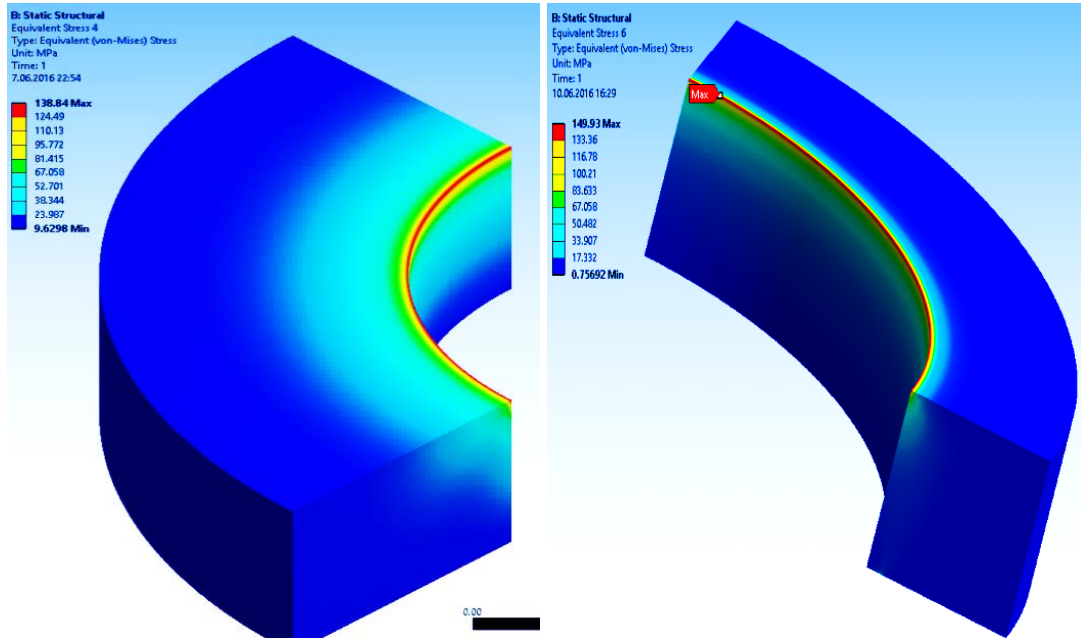
Şekil 4.39’da hidrolik silindirler için toplam gerilme değerleri çıktısı alınmıştır. Skala ile kıyaslanarak bakıldığında yardımcı silindir için düzgün dağılmış gerilme geçiş

konturları gözlenmektedir. Fakat koç silindirinde kapak bölgesinde çok yüksek bir gerilme bölgesi görülmektedir.



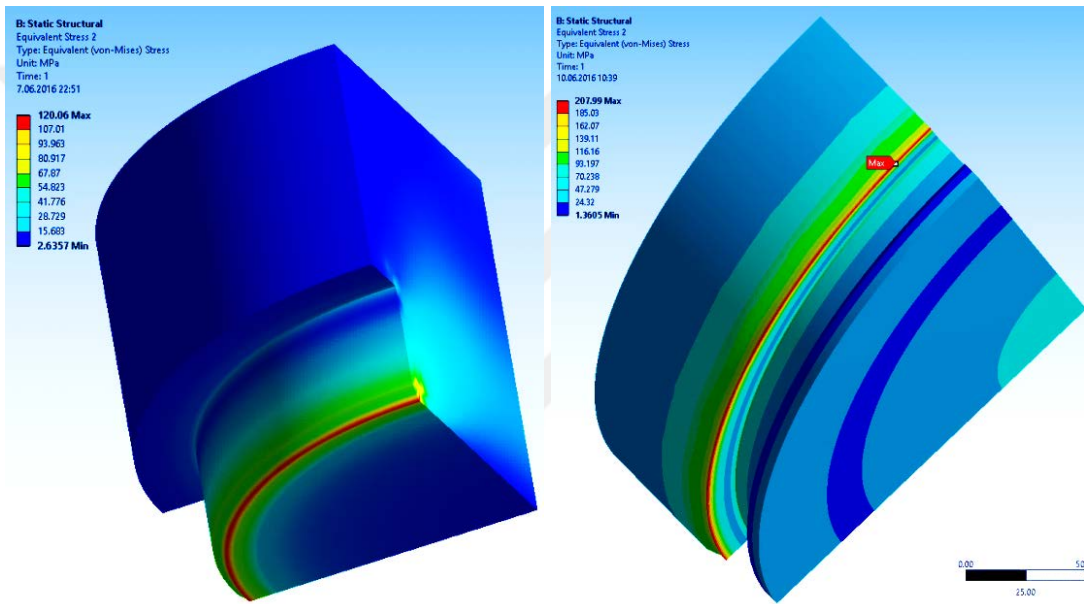
Şekil 4.40 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Rot Flaşı Gerilme (Von Misses) Sonuçları.

Rot flaşında rottan flaşa yükün aktarıldığı bölgede yardımcı silindir için 73 Mpa , koç silindiri için 53 Mpa gerilme oluşmaktadır. Şekil 4.40'da verilen sonuçlara göre flaşın aşırı dayanımlı olduğunu göstermektedir.



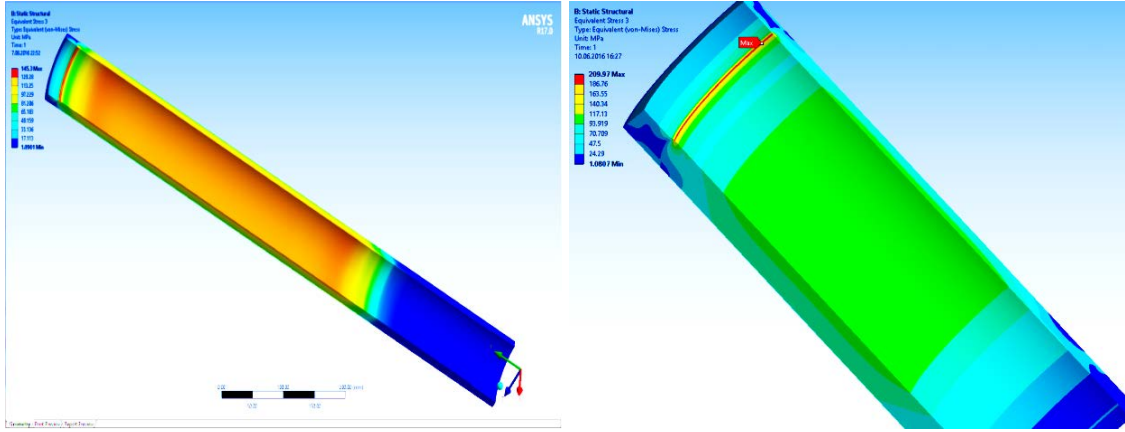
Şekil 4.41 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Flaş Gerilme (Von Misses) Simülasyonu.

Şekil 4.41'e göre flanşta meydana gelen maksimum gerilmeler yardımcı silindirde 138 Mpa koç silindirinde 149 Mpa'dır. Gerilmelere bakıldığında flanşın kovana bağlandığı üst kısımda çok yüksek bir gerilme gözlenirken kalan kısımlarda oldukça düşük bir gerilme oluşmaktadır. Bunun nedeni Z ekseninde dönmeye sebep olacak bir yük oluşması ve flanşın uç kısmının kovana girmesine sebep olmaktadır. Bu bölgeler hidrolik pres çalıştıktan bir sonra ezilecek ve kendi kendine yuvarlanacaktır. Meydana gelecek bu plastik deformasyondan sonra oluşan bu gerilmeler değişecektir ve bu durumun dayanıma negatif bir etkisi yoktur. Fakat uygun bir tasarım için bu bölgelere uygun bir açıda radyus yapılırsa bu durumla hiç karşılaşılmayacaktır.



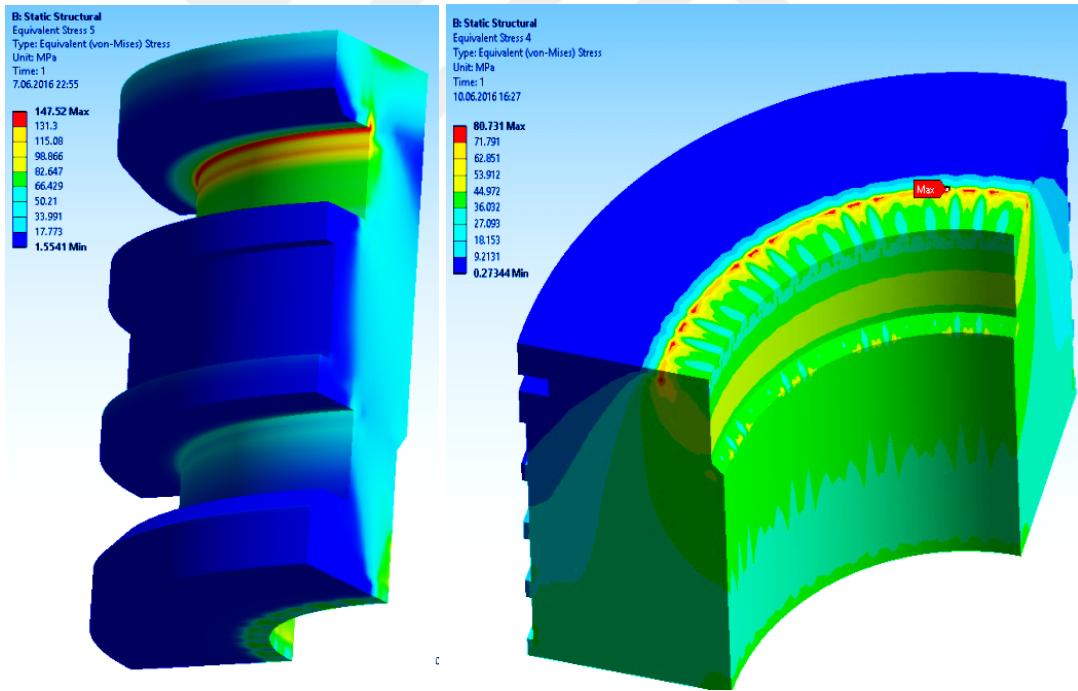
Şekil 4.42 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Arka Kapak Gerilme (Von Misses) Simülasyonu.

Şekil 4.42'de arka kapakta oluşan en yüksek gerilmenin yardımcı silindirde 120 Mpa, koç silindirinde 208 Mpa olduğu ve kovana bağlanan pahlı bölgede meydana geldiği görülmektedir. Koç silindiri için bu bölgeye pah ve radyus geçişleri ile optimum bir tasarım yapılmalıdır. Bu bölgede sızdırmazlık problemleri olabileceği için parametrik optimizasyonun hassas bir şekilde yapılması gerekmektedir.



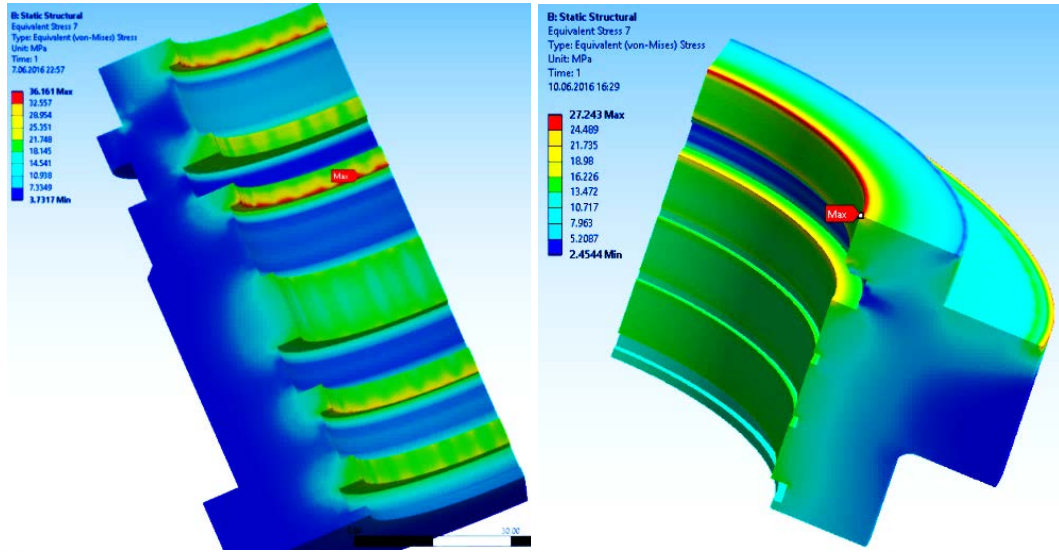
Şekil 4.43 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Kovan Gerilme (Von Misses) Simülasyonu.

Şekil 4.43 incelendiğinde, yardımcı silindir için kovanda oluşan gerilmenin oldukça homojen dağıldığı ve en yüksek gerilmenin 145 Mpa olduğu söylenebilir. Koç silindirinde ise en yüksek gerilme 209 Mpa'dır. ve kapağın bağlandığı pahlı bölgede oluşmaktadır. Bu bölge arka kapakla birlikte incelenecektir.



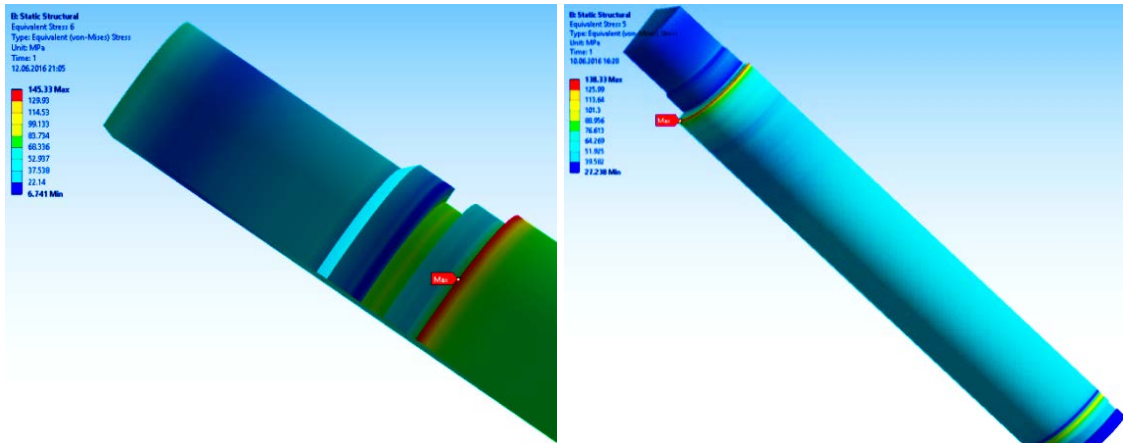
Şekil 4.44 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Piston Gerilme (Von Misses) Simülasyonu.

Şekil 4.44'e bakıldığında, pistonda oluşan en yüksek gerilmenin yardımcı silindirde kesitin değiştiği bölgede 147 Mpa, koç silindirinde pistonla bağlanan bölgede 80 Mpa olduğu görülmektedir. Yardımcı silindir pistonunda oluşan bu yüksek gerilmei parçanın geneline yayıp, çizgisel gerilmei düşürmek için bu bölgede uygun bir tasarımla geçiş yumuşatılacak ve meydana gelen yüksek kesme kuvvetinden arındırılacaktır.



Şekil 4.45 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Boğaz Gerilme (Von Misses) Simülasyonu.

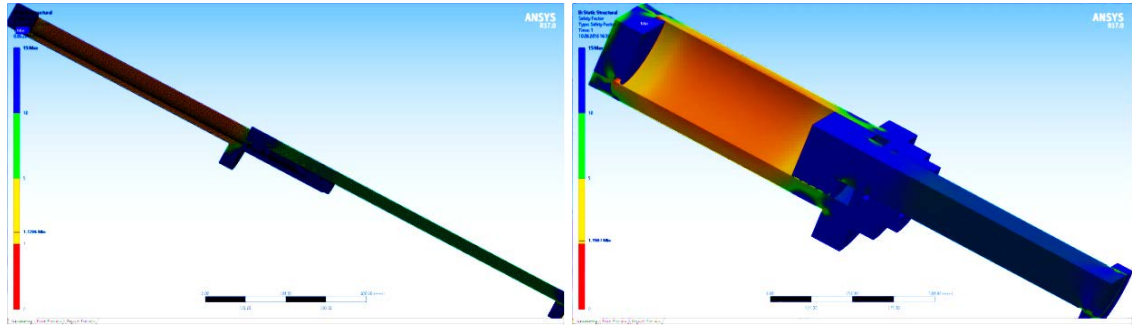
Şekil 4.45'e göre boğaz kısmında iki elemanda da oldukça düşük gerilmeler meydana gelmiştir. Fakat bu bölgede hafifletme optimizasyonu yapılmayacaktır. Bu bölgede yapılabilecek hafifletme işlemleri boğazın imalatını zorlaştıracaktır. Bunun dışında ufak bir parça olduğu için de genele yaydığımız zaman elde tutulur bir karlılık sağlamayacaktır.



Şekil 4.46 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Rot Gerilme (Von Misses) Simülasyonu.

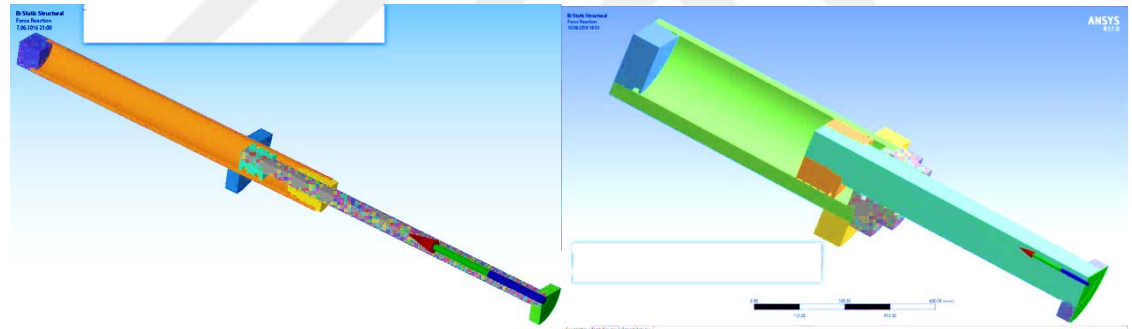
Şekil 4.46 incelendiğinde, rotta en yüksek gerilmeler iki elemanda da pistonla bağlanan bölgede yaklaşık 140 Mpa değerinde meydana gelmiştir. Emniyet katsayısı yaklaşık olarak 4'tür. Fakat burkulma sonuçlarına bakmadan rot için kesin bir şey söylemek doğru olmayacaktır. Ama en yüksek gerilme görüldüğü üzere rotun keskin

köşesinde meydana gelmiştir. Bu da ezilmeye dayalı bir gerilme olduğunu göstermektedir.



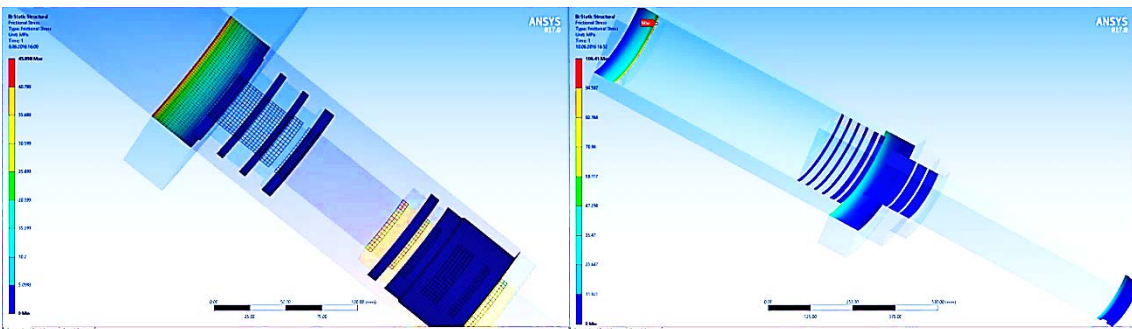
Şekil 4.47 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Emniyet Katsayısı Simülasyonu.

Şekil 4.47'ye göre emniyet katsayısı yardımcı silindir için en düşük 1,7 olarak gözlenmiştir fakat kritik bölge olan kovandaki en düşük emniyet katsayısı yaklaşık 2'dir. Koç silindiri için en düşük emniyet katsayısı 1,2 olarak kapak kısmında oluşmuştur. Yapılacak iyileştirme ile bu değerin daha üst değerlere taşınması planlanmaktadır.



Şekil 4.48 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Tepki Kuvveti Simülasyonu.

Şekil 4.48 incelendiğinde, yardımcı silindir için tepki kuvveti sonucuna göre rotun dik ekseninde ilettiği yük $18,9(46359 \times 4/9,81)$ tondur. 20 ton olan giriş değerine göre 1,1 tonluk bir kayıp vardır. Koç silindirinde ise yaklaşık 11 tonluk kayıp vardır.



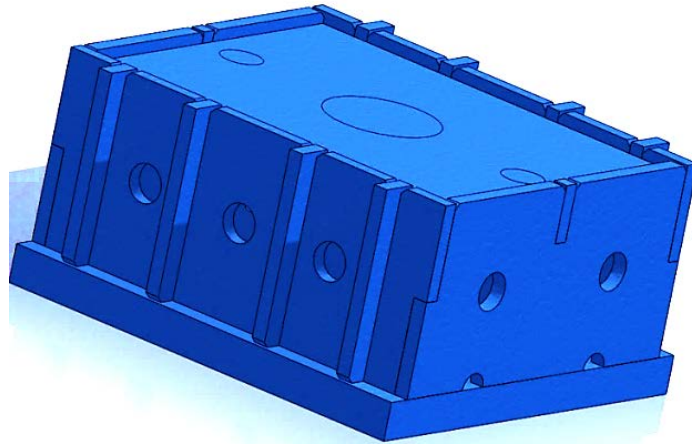
Şekil 4.49 Yardımcı Silindir (sol) Koç Silindiri (sağ) Sürtünme Gerilme Simülasyonu.

Şekil 4.49'daki sürtünme gerilmesi sonuçlarına bakıldığında yardımcı silindir için büyük ölçüde bu kaybın silindiri gövdeye bağlayan flanştan kaynaklandığı anlaşılmaktadır. Koç silindiri için ise kapak bağlantısı kısmında olduğu gözlenmektedir.

Elde edilen bu dayanım değerleri ışığında geometrik iyileştirmeler yapılmıştır. Bu değerler sonucunda topolojik optimizasyonun gerekli olmadığı kanısına varılmıştır. Parçalarda gözlenen geometrik bozukluklar ani gerilme artışlarına ve çentik etkilerine sebep olmaktadır. Bu bozukluklar giderilerek silindirlerin yorulma ömürlerinin artırılması öngörülmüştür.

4.1.1.3. Koçbaşının Statik Analizi

Bu bölümde koçbaşının statik analizi anlatılmıştır. Mukavemet açısından zayıf bölgeler ve gereğinden fazla dayanımlı bölgeler belirlenmiştir. Sonlu eleman çözümü için yine Ansys Workbench yazılımından faydalanılmış ve gövdede yapıldığı gibi $\frac{1}{4}$ simetri tanımlanmıştır. Koçbaşının katı modeli Şekil 4.46'da verilmiştir.

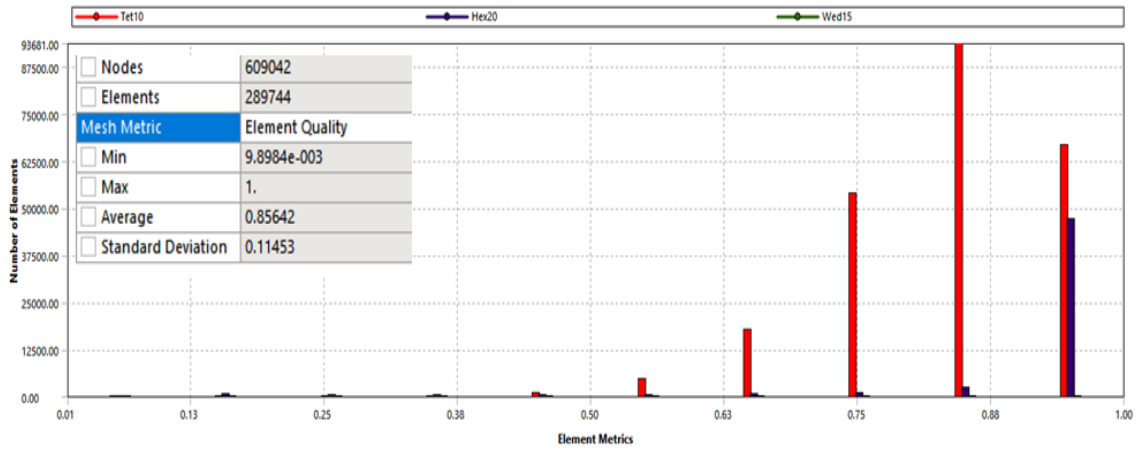


Şekil 4.50 Koçbaşı CAD Modeli.

Koçbaşı hidrolik presin mukavemet açısından en dayanımlı parçasıdır. Tahrikini hidrolik silindirlere alan koçbaşı, tabla üzerine yerleştirilen parçayı istenilen miktarda sıkıştırmaktadır. Bu elemanda deformasyonun minimum olması istenmektedir. Deformasyon kuvvet vektörünün doğrultusunu değiştirebilmektedir. Bu durum sıkıştırılan malzemenin homojen sıkışmasına ve istenilen toleransta olmasına engel teşkil etmektedir.

Solidworks programında CAD modeli oluşturulmuş koçbaşının montaj parçaları arasında birbirine dokunan kısımlara mesh geometrilerini birbirine çakıştırmak için ayrı ayrı yüzler çizilmiştir. Mesh metodu olarak sweep, hex dominant ve tetrahedrons kullanılmıştır. Bu metotta dörtgen ve üçgen elemanlar homojen bir şekilde kullanılmıştır.

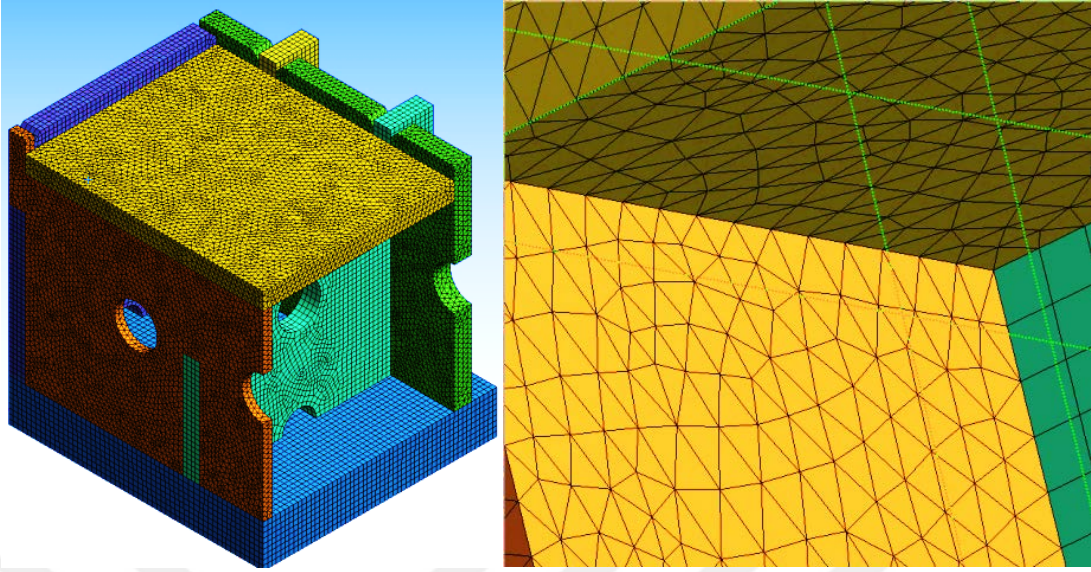
- Maksimum tet eleman boyutu 10 mm
- Maksimum yüz boyutu 10 mm
- Minimum eleman boyutu 10 mm
- Büyüme oranı 1,85
- Normal eğim açısı 30 derece



Şekil 4.51 Hidrolik Pres Koç Başı Mesh Eleman Kalitesi

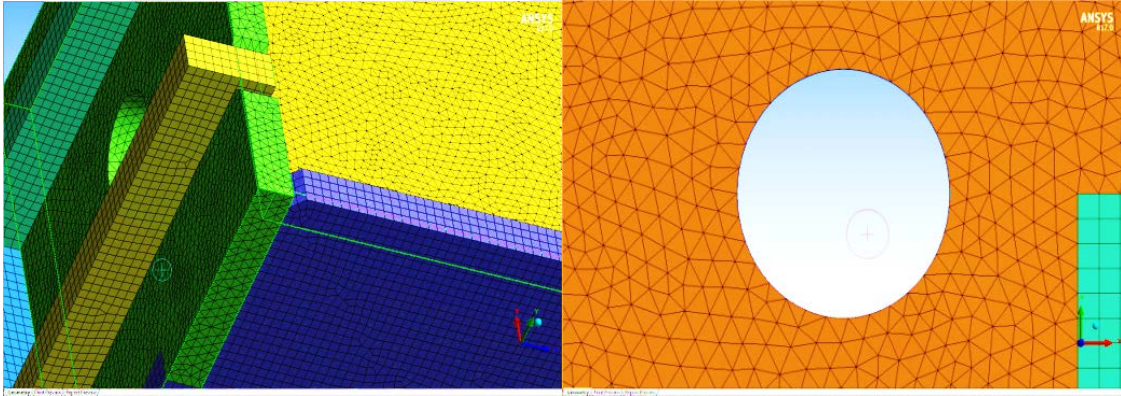
Bu ölçülere göre bir elemanın bir kenarının temel ölçüsü 10 mm'dir. Büyüme oranı tanımlanmış olmasına rağmen minimum ve maksimum boyutlar eşit olduğu için büyüme oranı değeri geçersizdir.

Şekil 4.52 ve Şekil 4.53'de görüldüğü gibi uygun, birbirine yakın boyutlu ve parçaların yüzlerinin birbiri üzerine çakışan bir matematiksel model elde edilmiştir.



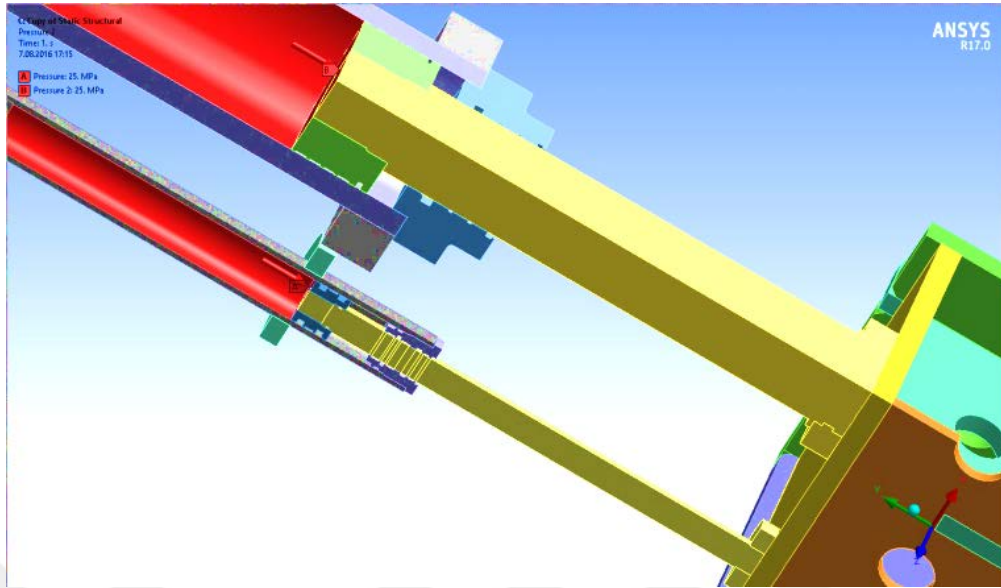
Şekil 4.52 Hidrolik Pres Koçbaşı Mesh Geometrisi-1.

Şekil 4.52’de görüldüğü gibi montaj elemanları arasındaki ağ geçişleri birbiriyile eşleşmektedir. Hata oranını en düşüğe indirmek için hassas bir ağ geometrisi kullanılmıştır.



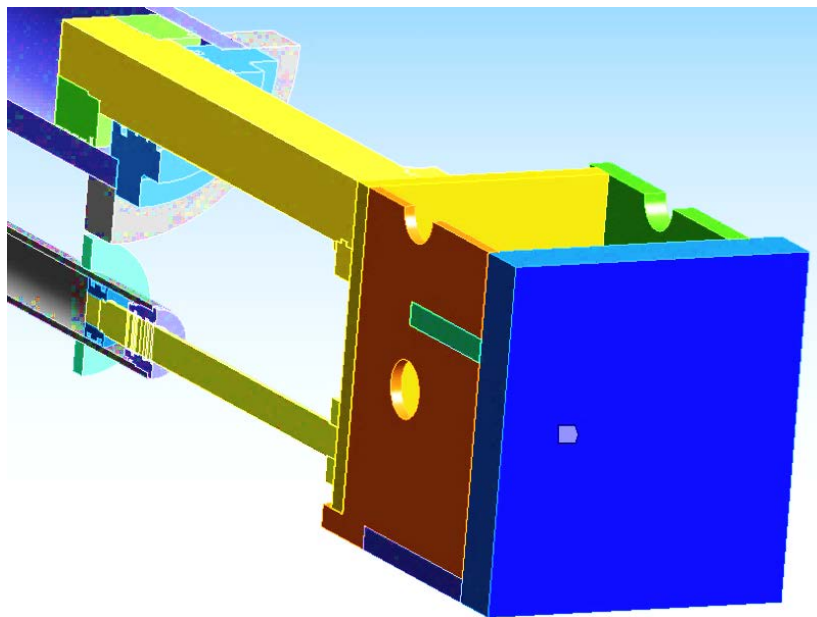
Şekil 4.53 Hidrolik Pres Koçbaşı Mesh Geometrisi-2.

Şekil 4.53’de ağ geometrisi oluşturulurken genelde diğer bölgelere göre zorluk çekilen yada üzerinde daha hassas durulması gereken eğri bölgeler gerçek geometriye en yakın olacak şekilde modellenmiştir.



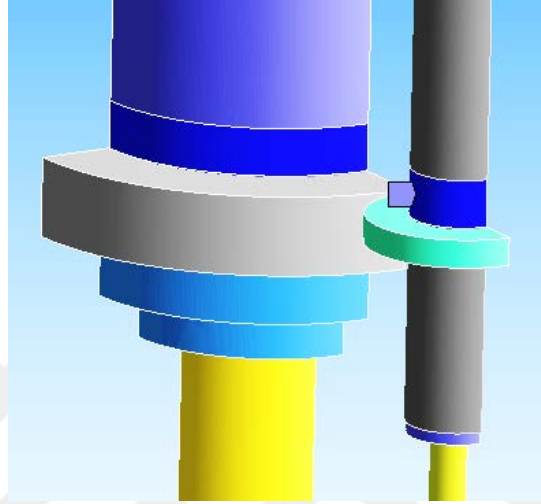
Şekil 4.54 Hidrolik Pres Koçbaşına Gelen Yükler.

Koçbaşına gelen yükler hidrolik silindirlerin tahriki ile rot miline aktarılan kuvvetten meydana gelmektedir. İki yardımcı silindir olmak üzere toplamda 3 adet silindir bulunmaktadır. Yardımcı silindirler 20'şer ton, koç silindiri 260 ton yük uygulamaktadır. $\frac{1}{4}$ simetri kullanıldığı için yüklerde bu oranda değiştirilmiştir. Ayrıca yükler 0-1 saniye aralığında lineer artacak şekilde tanımlanmıştır. Bu yükler Şekil 4.54'de olduğu gibi gövde üzerine taşınmıştır. Modeldeki parçaların mesh geometrisi ve yükleri tanımladıktan sonra sınır şartları belirlenmiştir.



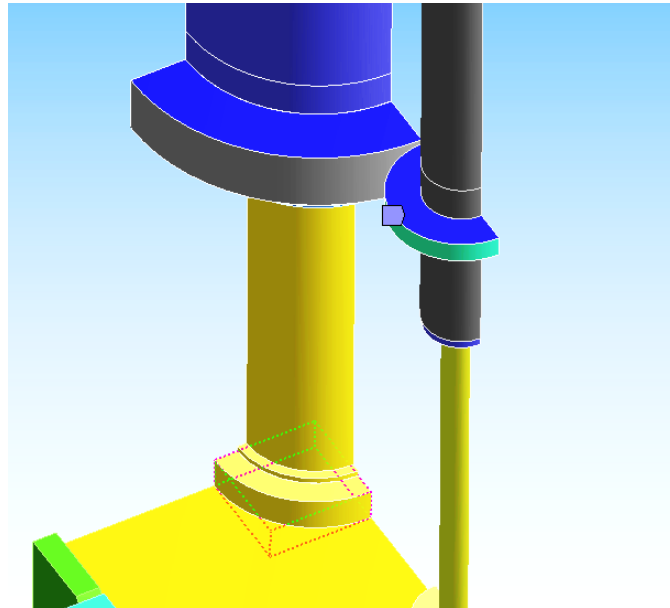
Şekil 4.55 Hidrolik Pres Koçbaşı Sınır Şartları-1.

Şekil 4.55'e göre koçbaşının malzemeye basan bölümü sürtünmesiz bağlantı olarak tanımlanmıştır. Gerçek durum için ezilecek malzeme ile koçbaşı yüzeyi arasında sürtünmeli bağlantı tanımı yapılması gerekmektedir. Fakat çalışmada malzeme ezilmesi incelenmediğinden dolayı sürtünmesiz bağlantı (Frictionless Support) modelin çözümünde yeterli olacaktır.



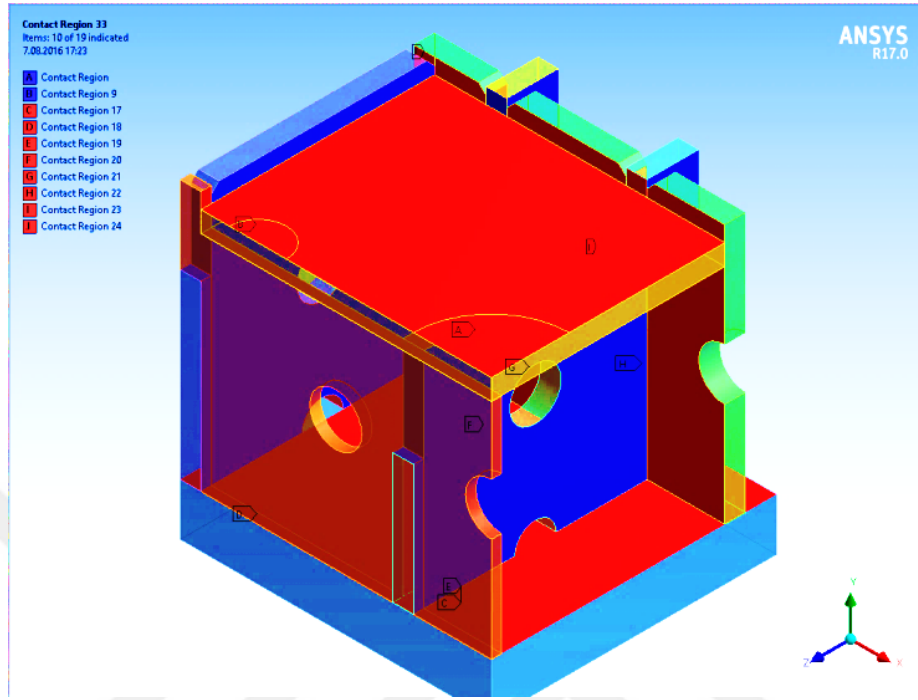
Şekil 4.56 Hidrolik Pres Koçbaşı Sınır Şartları-2.

Hidrolik silindirlerin gövdeyle olan bağlantısını tanımlamak için yine sürtünmesiz bağlantı kullanılmıştır. Şekil 4.56'ya koçbaşı sınır şartı görülmektedir.



Şekil 4.57 Hidrolik Pres Koçbaşı Sınır Şartları-3.

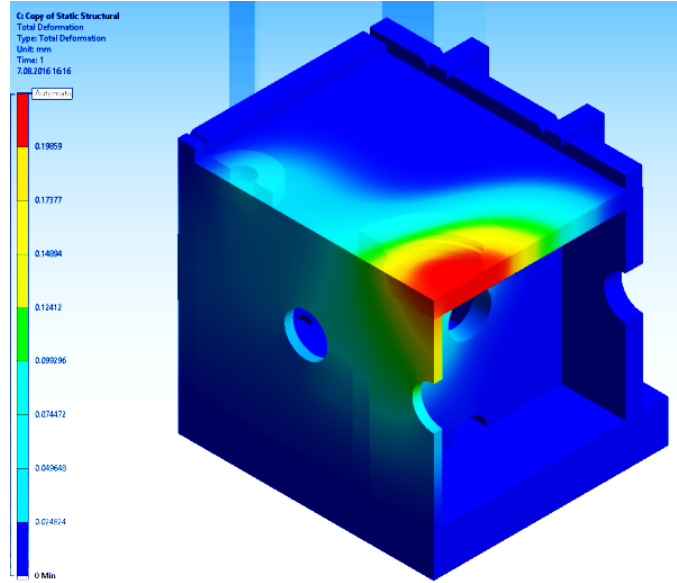
Hidrolik silindirlerin gövdeyle olan bir diğer bağlantısı olan flanş bağlantısı için 6 ekseninde de hareketi sabitleyen fixed destek kullanılmış ve Şekil 4.52’de gösterilmiştir.



Şekil 4.58 Hidrolik Pres Koçbaşı Sınır Şartları-4.

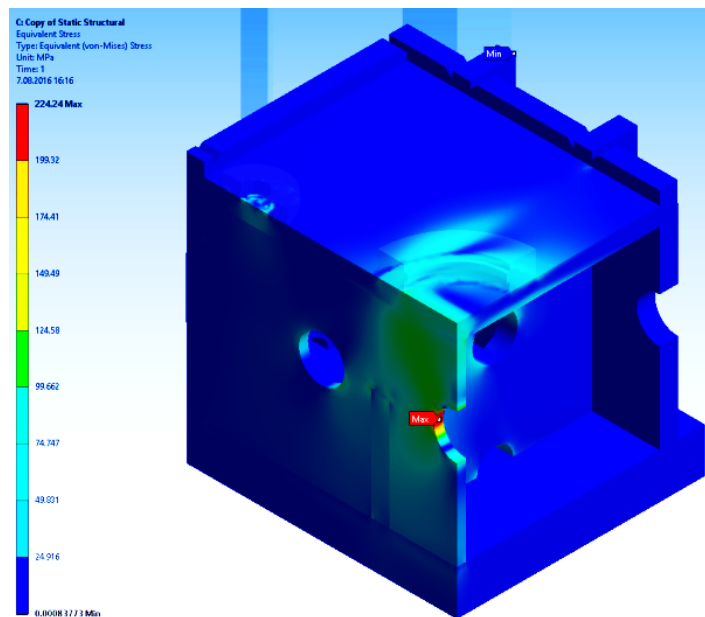
Şekil 4.58’de görüldüğü gibi tüm platineler arasına kaynak bağlantısı (Bonded Contact) tanımlanmıştır.

Model üzerinde yorum yapabilmemiz öncelikle bir gerilme sonucuna ihtiyacımız vardır. Gerilme için çeşitli sonuçlar vardır fakat Von Mises gerilme sonuçları bize en istikrarlı sonuçları verecektir. Yer değiştirme sonuçları modelin bize verdiğimiz sınır şartlarına uygun davranıp davranmadığını görmemize yarayan bir sonuçtur. Ayrıca ilk etapta analizin doğruluğunu gözlemlememizi de sağlar. Dayanım hakkında yorum yaparken birim şekil değiştirme sonuçları da bir diğer değişkendir. İncelenen malzeme elastik deformasyon bölgesinde lineer bir malzemedir ve elde edilen gerilme sonuçlarına göre de malzeme plastik deformasyon bölgesine geçmemektedir. Bu yüzden birim şekil değiştirme sonuçlarını ayrıca incelemeye gerek duyulmamıştır. Aşağıdaki şekillerde deformasyon, gerilme ve emniyet kat sayısı sonuçları gösterilmiştir.



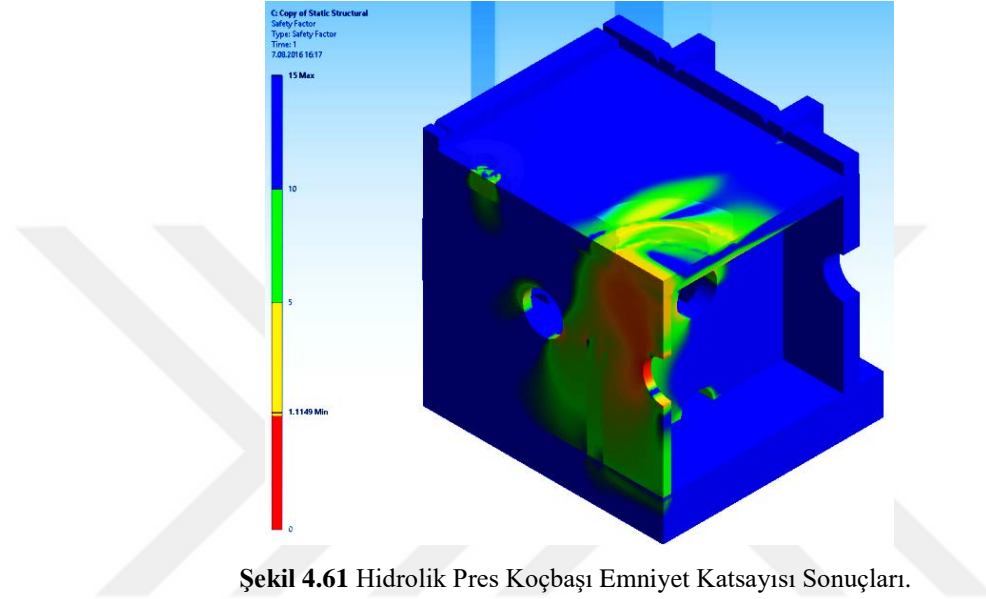
Şekil 4.59 Hidrolik Pres Koçbaşı Yer Değiştirme Sonuçları.

Şekil 4.59'da toplam yer değiştirme sonuçları görülmektedir. Maksimum yer değiştirme bölgesi koç silindirin koçbaşına bağlandığı yerde meydana gelmiştir. Bu bölgeye 260 tonluk yüksek bir yük gelmektedir ve üst pilatinin altı boştur. Bu beklenen maksimum yer değiştirme bölgesinde 0,2 mm lik bir deformasyon vardır ve tehlike yaratacak bir seviyede değildir. Bu yer değiştirmeyi sınırlayan elemanlar silindir platinesinin altındaki birbirine geçen destek platineleridir. Koçbaşı elemanı yüksek deformasyon istenmeyen bir elemandır, bu bölgede meydana gelecek deformasyon sıkıştırılacak malzemede yüzey eğimlerine sebep olabilir.

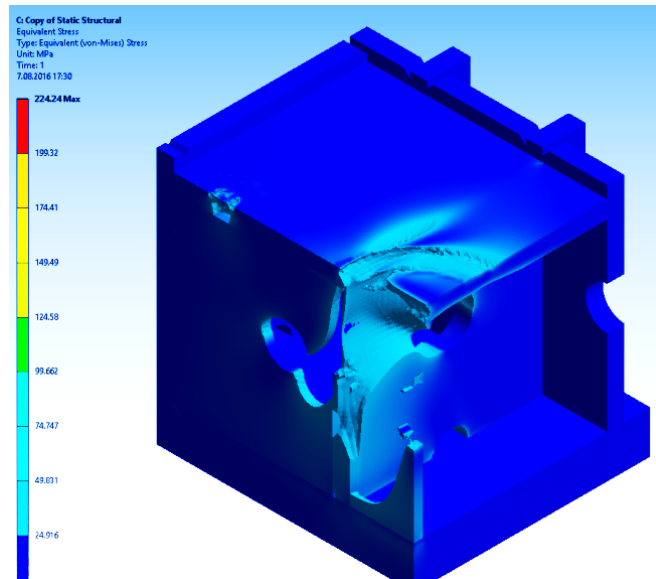


Şekil 4.60 Hidrolik Pres Koçbaşı Maksimum Von Misses Gerilme Sonuçları.

Şekil 4.60'da koçbaşı için bulunan toplam gerilme değerleri verilmiştir. Buna göre hemen hemen hiçbir yerde yüksek gerilme değerlerini gösteren kırmızı bölge gözükmemektedir. Fakat koç silindirinin iz düşümüne denk gelen koçbaşının dış platinesine presi transfer etmek için açılmış delikte aşırı gerilme sonucu gözlenmiştir. Üretici firma ile görüşülüp bu bölge hakkında bilgi alındığında açılan bu deliğin zaruri olmadığı öğrenilmiştir. Bu yüzden optimizasyon geometrisinde bu delik kapatılacaktır.



Şekil 4.61'de emniyet katsayısı görünümü verilmiştir. Bu sonuçlara göre koçbaşının emniyet katsayısını düşüren kısım transfer deliğidir. Diğer bölgelerde renk dağılımı yeşil ve mavidir yani emniyet katsayısı 5'in üzerindedir.

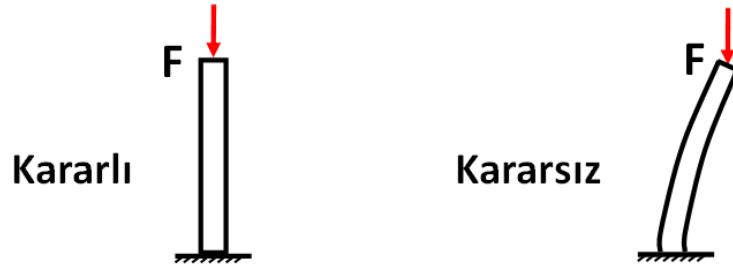


Şekil 4.62’de gerilme değeri 40 Mpa’ın altında kalan bölgeler gösterilmiştir. Bu şekilde de görüldüğü üzere koçbaşı çok mukavim bir yapıdır.

Sonuç olarak; preslenecek malzemenin sadece düşey ekseninde deformasyona uğraması istenmektedir. Bunun içinde koçbaşından malzemeye iletilen yükün tek eksenli olması gerekmektedir. Preslenecek malzemenin yüzey alanı koçbaşının yüzey alanından daha düşük olduğu durumlarda, koçbaşı eğilme yüklerine maruz kalmaktadır. Bu durum preslenecek malzemeye iletilen yük dağılımını doğrudan etkilemektedir. Bu bozucu etkileri en düşüğe indirmek için koçbaşı birim şekil değiştirme ve deformasyon değerlerini minimum olacak şekilde tasarlamak gerekmektedir. Bu yüzden koçbaşında ağırlık optimizasyonu yapılmamıştır. Gerilme, birim şekil değiştirme ve deformasyon etkilerini daha da alt seviyelere çekebilmek için koçbaşının merkezinde bulunan delik kapatılmıştır. Ayrıca kesme kuvvetlerine sebep olan geometrideki eğrilik yarıçaplarının optimum seviyesi tayin edilmiştir.

4.1.2 Silindirlerin Burkulma Analizi

Birçok yapı kendine has yapısal kararlılıklarının değerlendirilmesini gerektirir. İnce kolonlar, bası uzuvları ve vakum tankları gibi yapısal değerlendirmeleri önemli olan yapılar bunlara örnektir. Normal statik analizde yer değiştirme çok az gözükürken kuvvet değişmemesine rağmen burkulmada yer değiştirme çok fazla olabilir.



Şekil 4.63 Basit Burkulma Örneği.

Öz değer veya lineer burkulma analizi ideal bir lineer elastik yapının teorik burkulma mukavemetini ön görür. Bu metot ders kitaplarındaki lineer elastik burkulma analizleri ile örtüşür. Gerçek dünyadaki hatalı ve doğrusal olmayan (nonlinear) davranışlar çoğu yapının teorik elastik burkulma mukavemetini hesaplamada başarılı olamaz. Bu etkiler hesaplamaya dahil edilmediğinde doğrusal (lineer) burkulma genelde tutarlı sonuçlar verir. Lineer burkulma tam ve gerçekçi bir model için yeterli olmasa da nonlinear burkulma analizine göre oldukça hızlı bir çözüm verir. Lineer burkulma

analizi için, öz değer problemi burkulma yük çarpan (λ_i) ve burkulma modu (ψ_i) kullanılarak aşağıda çözümü gösterilmiştir.

$$([K] + \lambda_i[S])\{\psi_i\} = 0 \quad (4.5)$$

Burkulma hesaplamasında yapılan kabuller:

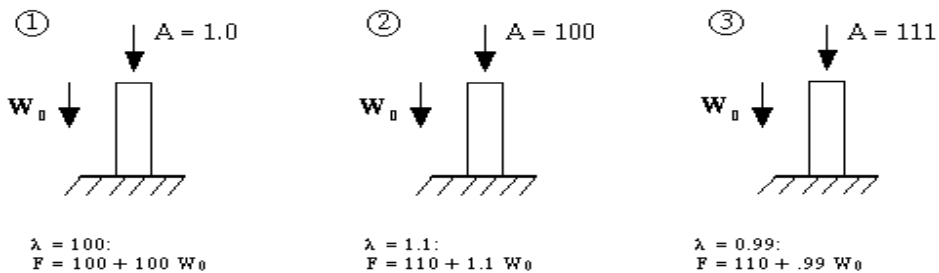
- [K] ve [S] sabittir
- Lineer elastik malzeme davranışı kabulü yapılır.
- Az yer değiştirme teorisi kullanılır ve hiçbir nonlineerlik kullanılmaz.

Modelin burkulmaya maruz kalabilmesi için en az bir adet yapısal yük uygulanması gerekir. Tüm yapısal yükler burkulma yükünü belirlemek için yük çarpanı (λ_i) ile çarpılır. Yapı rigid-body hareketini engellemek için tam sınırlandırılmalıdır.

$$F\lambda = \text{Burkulma yükü} \quad (4.6)$$

Burkulma analizinde tüm uygulanan yükler (F) kritik burkulma yüküne ulaşıana kadar bir çarpan ile (λ) oranlanır. Şekil 4.59'da bu durum gösterilmiştir.

- Eğer sabit ve oransal yükler mevcutsa özel önemler alınmalıdır.
- Kullanıcı yük çarpanını 1'e yaklaştırmak için burkulma sonucunu yineleyebilir.
- Ağırlığı W_0 ve harici A büyüklüğünde bir yük uygulanmış bir kolonun örneğini göz önüne alalım.
- $\lambda = 1.0$ ' e karşılık gelen A değerini bulmak için tekrar yaparak bir çözüme ulaşılabiliriz.

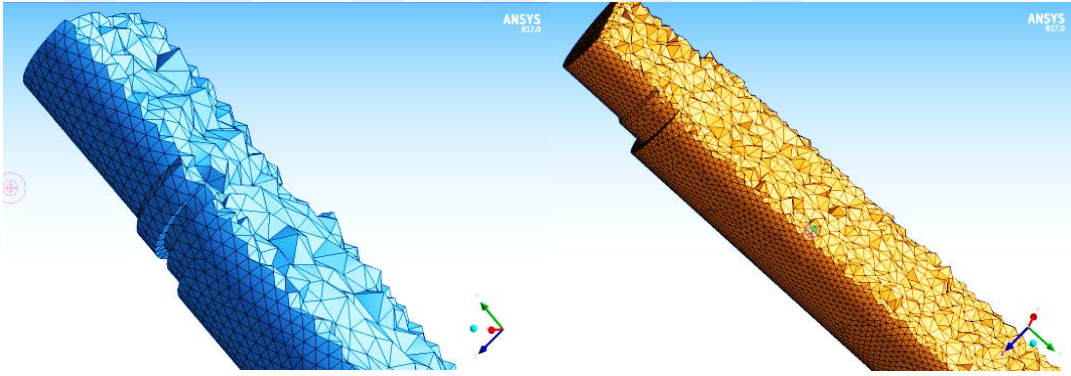


Şekil 4.64 Burkulma Hesabı.

Burkulma yükü aşağıdaki şekilde hesaplanır.

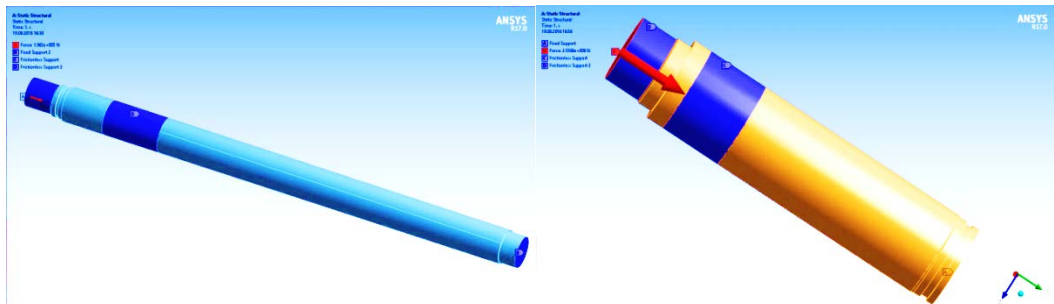
$$p' = k \cdot \left[\frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \right] \quad (4.7)$$

Silindirlere ait rotlar basma yüküne maruz kalan kolonlar olduğu için burkulma değerleri incelenmelidir. Hem teorik hem de sonlu elemanlar analizi ile burkulma yükünün nasıl inceleneceği anlatılmıştır. Bu doğrultuda yardımcı silindir ve koç silindirinin burkulma yüklemeleri incelenip mod şekilleri gözlemlenmiştir. Lineer problemlerde burkulma yüklemesini teorik olarak incelemek oldukça basittir. Fakat hidrolik silindir geometrilerinde hem rotun düz bir kolon olmayışından hem de sınır şartlarından kaynaklı olarak bu işlemi klasik el hesabı ile incelemeyi zorlaştırmaktadır. Ayrıca simülasyon aracılığı ile yük çarpanının yanı sıra mod şekillerini de gözlemlemek mümkün olmaktadır. Burkulma analizi için öncelikle modelin statik olarak çözümlenmesi gerekmektedir.



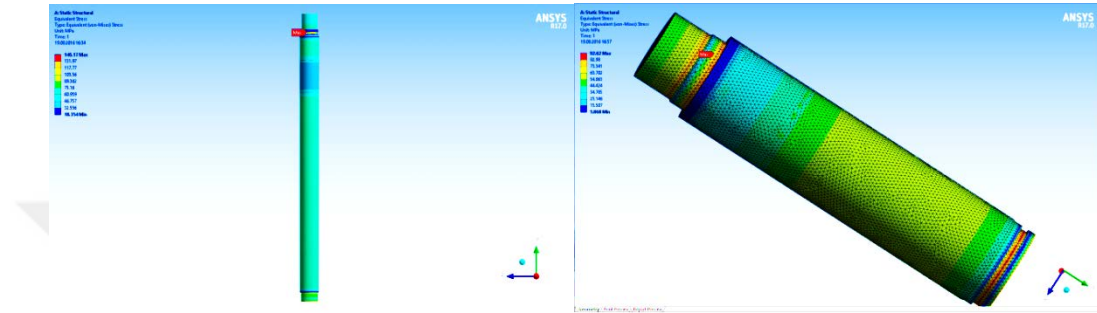
Şekil 4.65 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Burkulma Analizi Mesh Modeli.

Şekil 4.65’de yardımcı silindir ve koç silindirinin ağ modeli kesit alınarak gösterilmiştir. Ağ modeli oluşturulurken üçgen elemanlar kullanılmıştır. Geometrik geçişler arasında çok fazla ölçü değişimi olmadığı için eleman boyutları birbirine yakın tutulmuştur. Zor bir geometri olmadığı için uygun ağ modeli kolaylıkla elde edilmiştir.



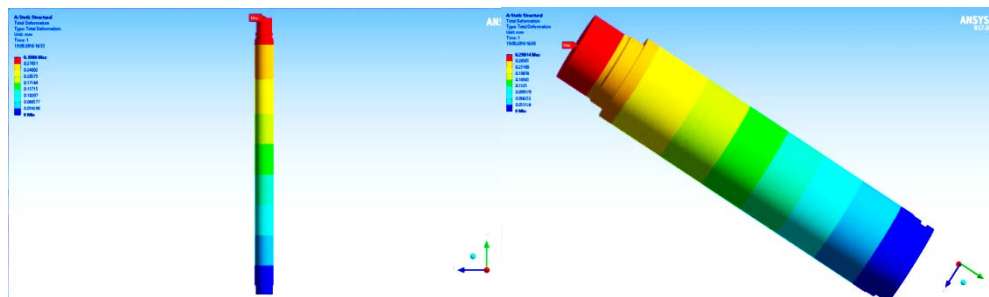
Şekil 4.66 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Burkulma Analizi Yük ve Sınır Şartları.

Şekil 4.66'da yan silindir ve koç silindirine ait yükleme ve sınır şartı tanımlamaları gösterilmiştir. Yardımcı silindir için $1,962 \times 10^5$ N (25 Mpa) yük rotun üst yüzeyinden yüzey normaline dik olarak uygulamıştır. Alt yüzeyin ise 6 serbestlik derecesi kitlenmiştir (Fixed Support). Ayrıca pistonun ve boğazın rota temas ettiği noktalar düşey eksende hareketleri serbest diğer eksenlerde kitli olacak şekilde tanımlanmıştır (Frictionless Support). Aynı işlemler koç silindiri içinde uygulanmıştır. Koç silindiri için uygulanan kuvvet $2,5506 \times 10^6$ N'dur.



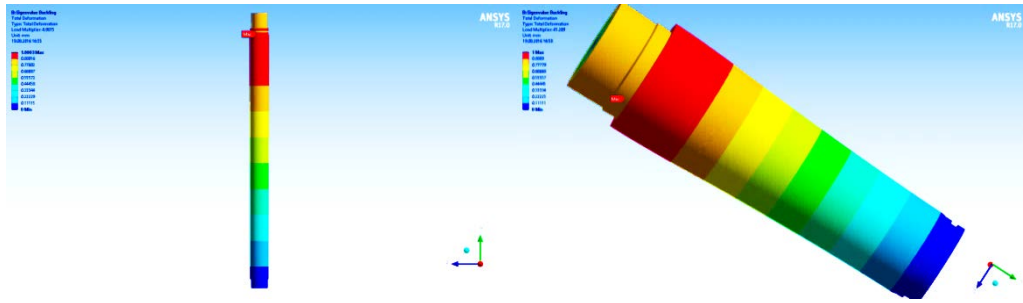
Şekil 4.67 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Burkulma Analizi Von Misses Gerilme Sonuçları.

Matematiksel modeli, sınır şartları ve yükleme girdileri tamamlanan parça için çözüm yapılmıştır. Statik çözüm sonuçları olarak Von Misses gerilmesi ve toplam yer değiştirme sonuçları alınmıştır. Şekil 4.67'de yardımcı silindir için maksimum gerilme değeri 146 Mpa olarak (Emniyet katsayısı 4) ölçülmüştür. Koç silindiri için maksimum gerilme değeri 96 Mpa olarak (Emniyet katsayısı 6) ölçülmüştür.



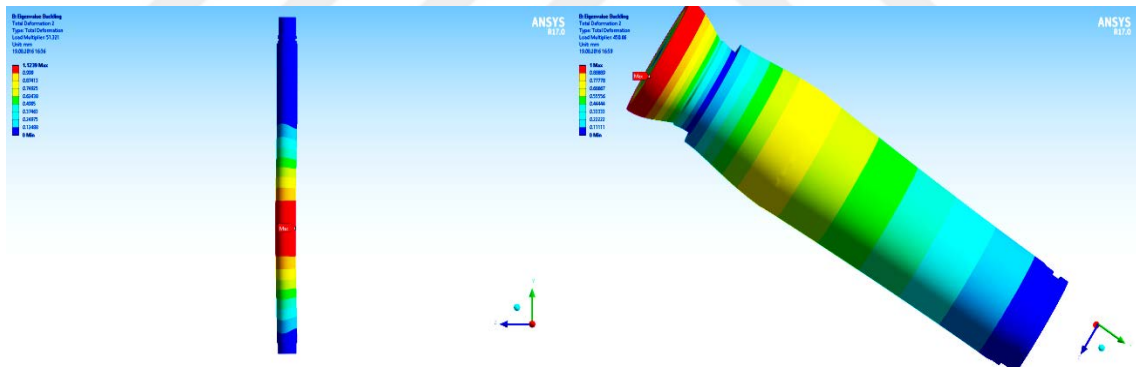
Şekil 4.68 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Burkulma Analizi Toplam Yer Değiştirme Sonuçları.

Şekil 4.68'de görüldüğü üzere rotaların toplam yer değiştirme sonuçlarında sadece düşey eksende basıdan kaynaklanan yaklaşık 0,3 mm civarında bir yer değiştirme vardır. Fakat gerçekte bası ve çeki yüküne maruz kalan kolon ve millerde yer değiştirme sonuçları bu şekilde olmamaktadır. Bu yüzden emniyet katsayısı için burkulma analizi yapılmış ve en düşük değer emniyet katsayısı olarak kabul edilmiştir.

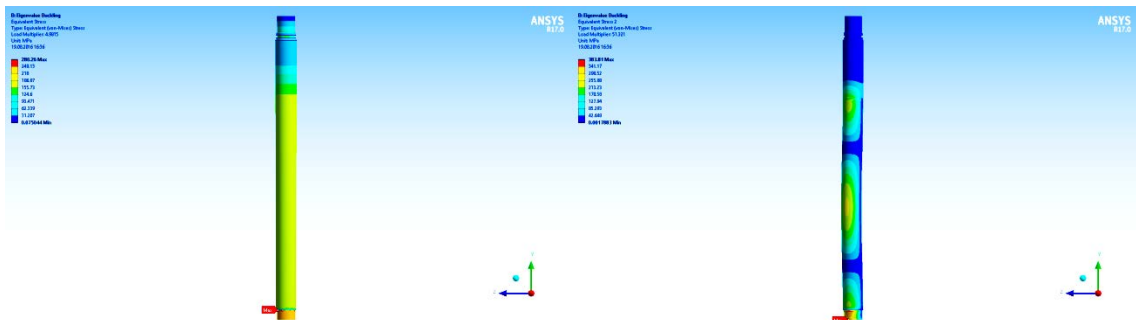


Şekil 4.69 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Burkulma Analizi Mod 1 Şekli ve Yük Çarpanı Sonuçları.

Şekil 4.69’ta yardımcı silindirin ve koç silindirinin mod 1 burkulma sonuçları bulunmaktadır. Renk skalası Şekil 4.63 ile karşılaştırılarak bakıldığında toplam yer değiştirmenin daha aşağılarda çıktığı gözlenmektedir. Statik problem çözümünde yer değiştirme hesaplamalarında sadece yükleme ekseninde yer değiştirme vardır. Fakat gerçekte 6 serbest derecesinde yer değiştirme hareketi mümkündür. Mod 1 sonuçları 2 mesnet arasında “Z” ekseninde yaklaşık 1 mm olarak ölçülmüştür fakat bu sonuç yük çarpanınının (λ) 4,9 değeri içindir. Yük çarpanı değeri burkulma için bir emniyet kat sayısıdır. Koç silindirinin mod 1 şekli için emniyet kat sayısı 41’dir.



Şekil 4.70 Yardımcı Silindir(sol) ve Koç Silindiri (sağ) Burkulma Analizi Mod 2 Şekli ve Yük Çarpanı Sonuçları.



Şekil 4.71 Yardımcı Silindir Burkulma Analizi Mod 1 (sol) Mod 2 (sağ) Von Mises Gerilme Sonuçları.

Şekil 4.70’de yardımcı silindir mod 2 burkulma sonucuna göre z ekseninde bir yer değiştirme gözlenmiştir fakat bu görsel yükün 51 kat büyütüldüğünde olacak halidir. Maksimum yer değiştirme bölgesi sabitlenen yüz ile “Z” ve “X” ekseninde hareketi sınırlandırılmış mesnet arasında ortaya çıkmıştır. Mod 2 için emniyet kat sayısı 51’dir. Koç silindiri mod 2 burkulma sonucu emniyet kat sayısı 450 olarak ölçülmüştür. Mod 2 şekli çok çok yüksek bir değerde çıktığı için mod şekli de doğru değildir. 2. Mod şekli aynı yardımcı silindirde olduğu gibi olmalıdır. Koç silindiri için bu değer bir ara mod olarak adlandırılıp sonuç listesinden çıkarılmalıdır. Koç silindirinin gerçek 2. modu daha sonraki modlarda çıkmıştır. Elde edilen bu sonuçlara göre minimum emniyet kat sayısı için statik analiz sonuçları alınacaktır. Ayrıca Şekil 4.71’de yardımcı silindirin mod 1 ve mod 2 için Von Misses gerilmeleri gösterilmiştir. Fakat burkulma sonuçları statik sonuçlarına göre daha güvenli olduğu için bu değerler hesaba katılmamıştır.

4.1.3 Presin Yorulma Analizi

Bilgisayar destekli sonlu elemanlar tekniği ile yorulma analizi yapılabilmesi için öncelikle statik analiz sonuçları gereklidir. Bu sonuçlar elde edildikten sonra ki aşamalar şu şekildedir:

- Gerilme-Birim şekil değiştirme ömür seçimi
- Yükleme durumu seçimi
- Ortalama gerilme eğrileri
- Çok eksenli gerilme düzeltme etkileri
- Yorulma Mukavemet Faktörü

Bu değişkenler materyal metot bölümünde detaylı olarak anlatılmıştır. Bu bölümde ise hidrolik pres gövdesi üzerine bu aşamaların nasıl uygulanacağı anlatılmıştır. Öncelikle analiz türü olarak gerilme ömür seçilmiştir. Bunun nedeni ise toplam ömür ve toplam çevrim sayısının hesaplanmasıdır. Çatlak başlangıcı ve çatlak ilerleyişi bu çalışmada incelenmemiştir. Yükleme durumu olarak Zero-Based yükleme durumunu kullanılmıştır. Bu durum yükün uygulanıp tekrar geri kaldırıldığı zaman meydana gelir. Hidrolik presin hareketini tanımlayan yükleme durumu budur.

Ortalama gerilme eğrileri bu problem için kullanılmaz çünkü gerilme sabit genliktir ve özel tekniklerle ortalamasının hesaplanmasına gerek yoktur.

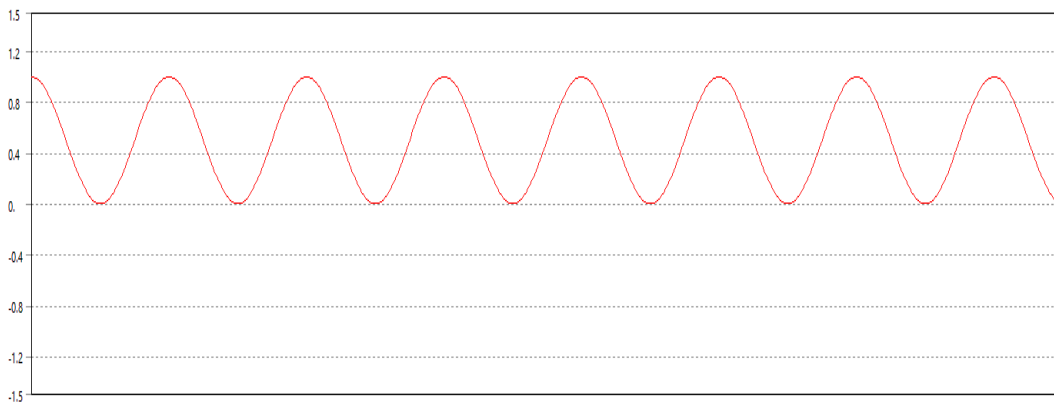
Çok eksenli gerilmelerin etkilerini yorulma analizinde gözlemleyebilmek için 6 bileşene ait gerilme sonuçları, maksimum kayma, maksimum asal gerilmeler veya ortalama gerilmeler kullanılabilir. Bu çalışmada en gerçekçi sonuçlar için ortalama Von Misses gerilmelerini kullanılmıştır. Yorulma mukavemet faktörü ise ampirik sonuçlara bağlı olduğu için bu bölümde hesaplanarak analize girdi olarak kullanılmıştır.

Hidrolik pres; silindirlerden gelen tahrikle yükü koçbaşına, koçbaşı preslenecek parçaya, parça tablaya, tabla da gövdeye iletmektedir. Aynı zamanda aynı kuvvet hidrolik silindirlerin flanşlarından pres gövdesinin üst kısmına iletilmektedir. Bu yükleme işlemi sürekli devam etmektedir ve sadece bası vardır. Yükleme türü olarak sabit genlikli, orantılı bir yüklemedir. Sabit genlikli olmasının sebebi aynı zaman aralığında yük uygulanmasından kaynaklanmaktadır. Orantılı olmasının sebebi ise sürekli aynı yükün uygulanmasından kaynaklanmaktadır.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} \text{ Ortalama genlik değeri} \quad (4.8)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \text{sabit orantılı yükleme} \quad (4.9)$$

Ayrıca bu yüklemede özel bir durum vardır. Yük uygulanıp tekrar geri kaldırılmaktadır (Zero Based loading, R=0). Şekil 4.72'de bu yükleme şekli gösterilmiştir



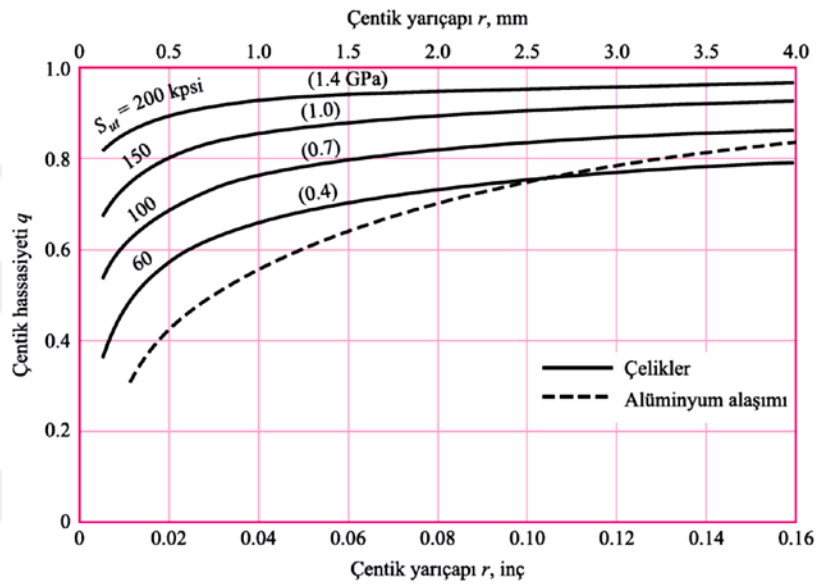
Şekil 4.72 Sabit Genlikli Yükleme (Zero Based).

Hidrolik pres için yorulma-ömür analizi yapılırken asıl amaç maksimum çevrim sayısını belirlemektir. Bu çalışmada çatlak başlangıcı, çatlak ilerlemesi ve kırılma üzerine çalışılmamıştır. Bu yüzden analiz türü olarak gerilme-ömür (stress-life) seçilmiştir. Statik analizde olduğu gibi en doğru sonuçları veren ortalama gerilme teorisi olarak Von Misses ortalama gerilme değerleri kullanılmıştır. Fakat çentik faktörünü (K_f)

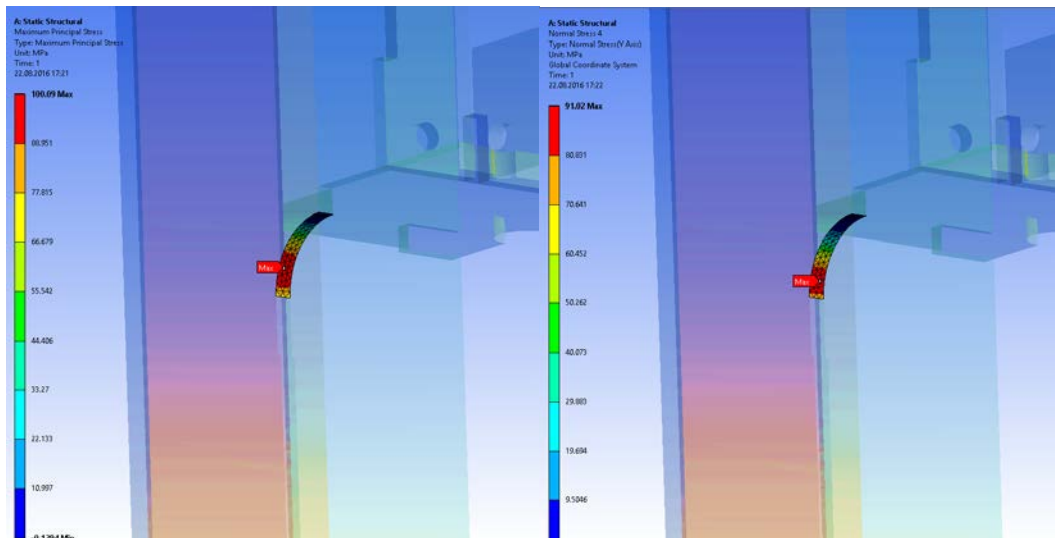
hesaplamak için kritik bölgeler için normal gerilmelerde incelenmiştir. Ayrıca malzemenin deneysel verilerle elde edilmiş Wöhler (S-N) eğrisi malzemenin mekanik özelliği olarak tanımlanmıştır. Çentik bölgesi maksimum ve normal gerilme değerlerini bulmak için Şekil 4.73’de verilen çentik-hassasiyet grafiklerinden faydalanılmıştır.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_0} \quad (4.10)$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) \quad (4.11)$$



Şekil 4.73 Ters Yöndeki Eğilme Veya Eksenel Yükleme Etkisinde, Dövme UNS A92021-T Alüminyum Alaşımları ve Çelikler İçin, Çentik-Hassasiyet Grafikleri. Daha Büyük Çentik Yarıçaplarında, Ordinat Üzerindeki R = 0.16 İnç (4 mm) İçin Verilen Q Değerleri Kullanılır. (Shigley 2015)

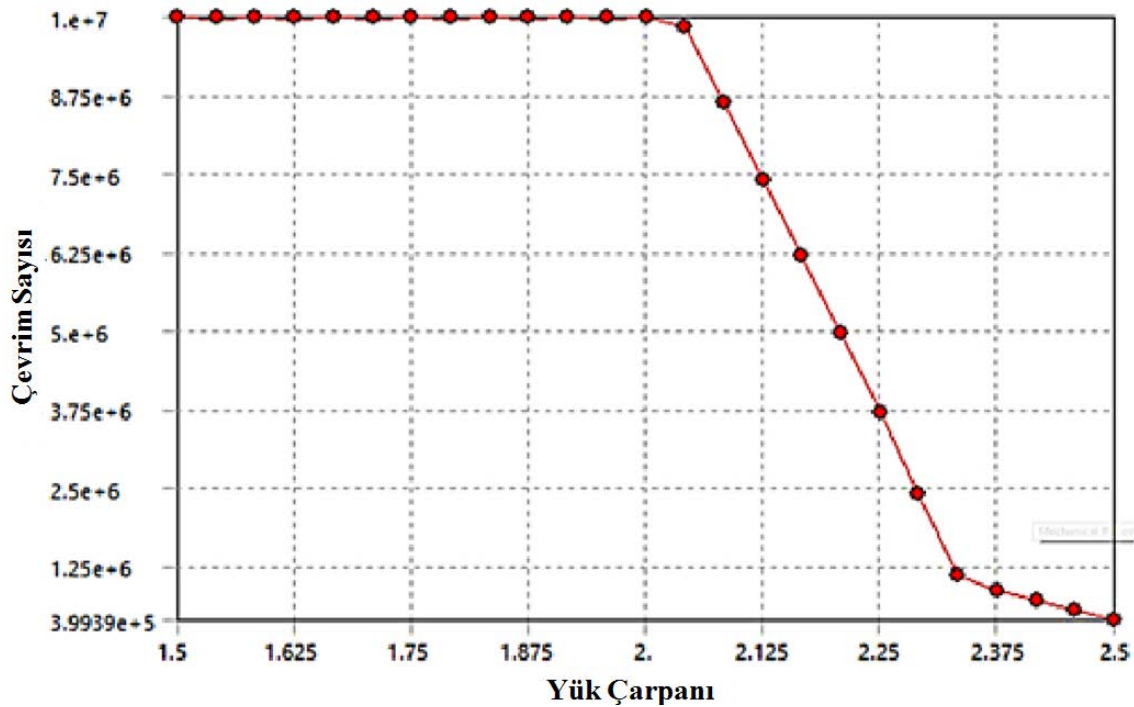


Şekil 4.74 Çentik Bölgesi İçin Maksimum Ve Normal Gerilme Sonuçları.

Hesaplamlarda K_t 1,098 ve K_f ise 0,91 olarak bulunmuştur. Ancak K_f değeri diğer yorulma kriterlerinden ötürü hesaplanan değerin daha altında girilmiştir.

Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	0.8
Loading	
Type	Zero-Based
Scale Factor	1.
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	None
Stress Component	Equivalent (Von Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1. cycles

Şekil 4.75 Yorulma Analizi Giriş Değerleri.



Şekil 4.76 Yükleme, Çevrim Sayısı Grafiği (Yükleme %150 - %250 Aralığında Alınmıştır.)

Çeliklerde 10^7 çevrim sayısından yukarısı sonsuz ömür olarak kabul edilir. Şekilde 4.76'da görüldüğü üzere yükleme %200 oranına çıkarıldığı noktaya kadar sonsuz ömür değerini korumaktadır.

4.1.4 Pres Optimizasyonu

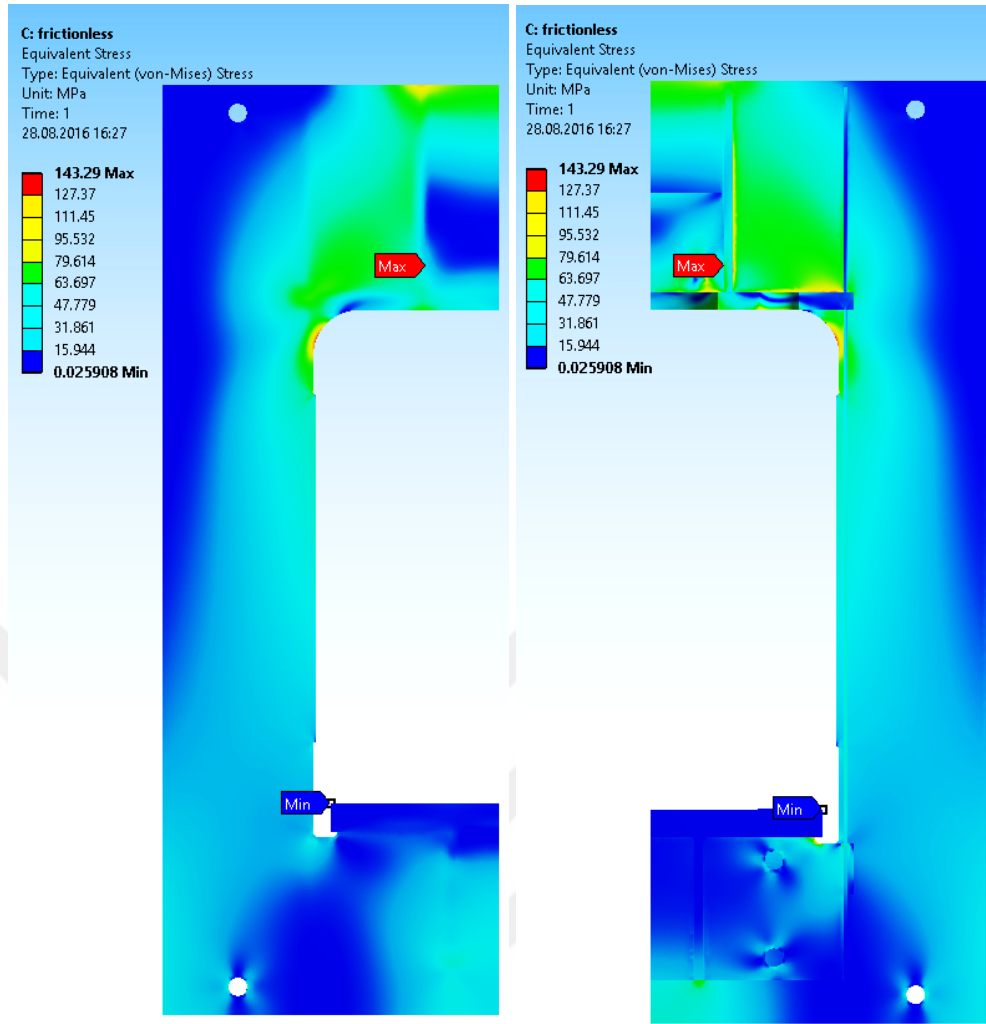
Çalışmanın ilk amacı üretilmekte olan hidrolik bir presin üreticisi tarafından bilinmeyen sahip olduğu statik dayanım şartlarını belirlemektir. Önceki başlıklarda

bununla ilgili çalışmalar yapılmıştır. Yapılan araştırmalar sonucu bu makinelerin gereğinden fazla dayanımlı olduğu öğrenilmiştir. Bu türde makinelerin tasarımları mühendislik hesaplarına dayanmadığı için statik olarak nasıl davranacağı bilinmemektedir. Bu yüzden emniyet katsayıları çok yüksek tutulmaktadır. Çalışmanın ikinci amacı ağırlık optimizasyonu ile aynı basma yüküne dayanabilecek yeni bir tasarım elde etmektir. Birçok parçadan oluşan bir makinenin emniyet katsayısı için en az dayanımlı bölge o makinenin emniyet katsayısı olarak kabul edilir. Hidrolik pres aşırı dayanımlı olmasına rağmen geometrik bozukluklardan dolayı bazı bölgelerde emniyet katsayısı düşük çıkmıştır. Optimizasyonu yapılan preste geometrik bozukluklar giderilip kullanılan platinelerin et kalınlıkları düşürülmüştür.



Şekil 4.77 Optimizasyon İşlem Adımları

Optimizasyon yapılmadan önce maksimum gerilme bölgesi tablanın altında kalan bölgede 218 Mpa olarak ölçülmüştür. Fakat bu bölge, presin birkaç kez çalışmasından sonra keskin kenarların ezilmesinden dolayı (yani plastik deformasyona uğraması ile) çok daha düşük değerlere gelmektedir. Bu yüzden hesaplamalar yapılırken her ne kadar maksimum gerilme bölgesi o kenar gözüktüğü ise üst feder tarafı alınmıştır. Bu bölgede de maksimum gerilme 150 Mpa değerindedir.

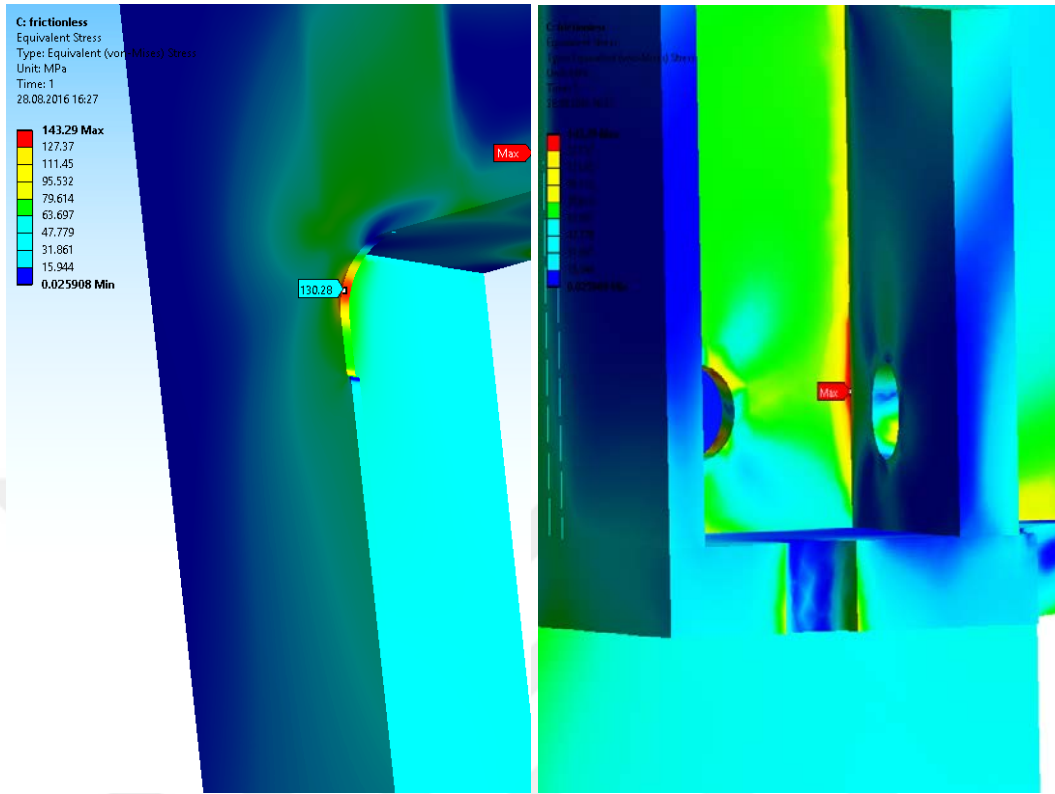


Şekil 4.78 Optimizasyon Sonrası Hidrolik Pres Gövdesi (sol) Önden Görünüş (sağ) Arkadan Görünüş Maksimum Von Misses Gerilme Sonuçları.

Optimizasyon yapılırken alt tablanın altında kalan keskin kenar yuvarlatılarak maksimum gerilme bölgesinin bu bölgede gözükmesi engellenmiştir. Beklenildiği üzere maksimum gerilme bölgesi üst feder tarafında oluşmuştur. Renk skalası dikkate alındığında optimizasyon yapılmadan önceki şekle göre daha homojen bir gerilme dağılımı olduğu görülmektedir.

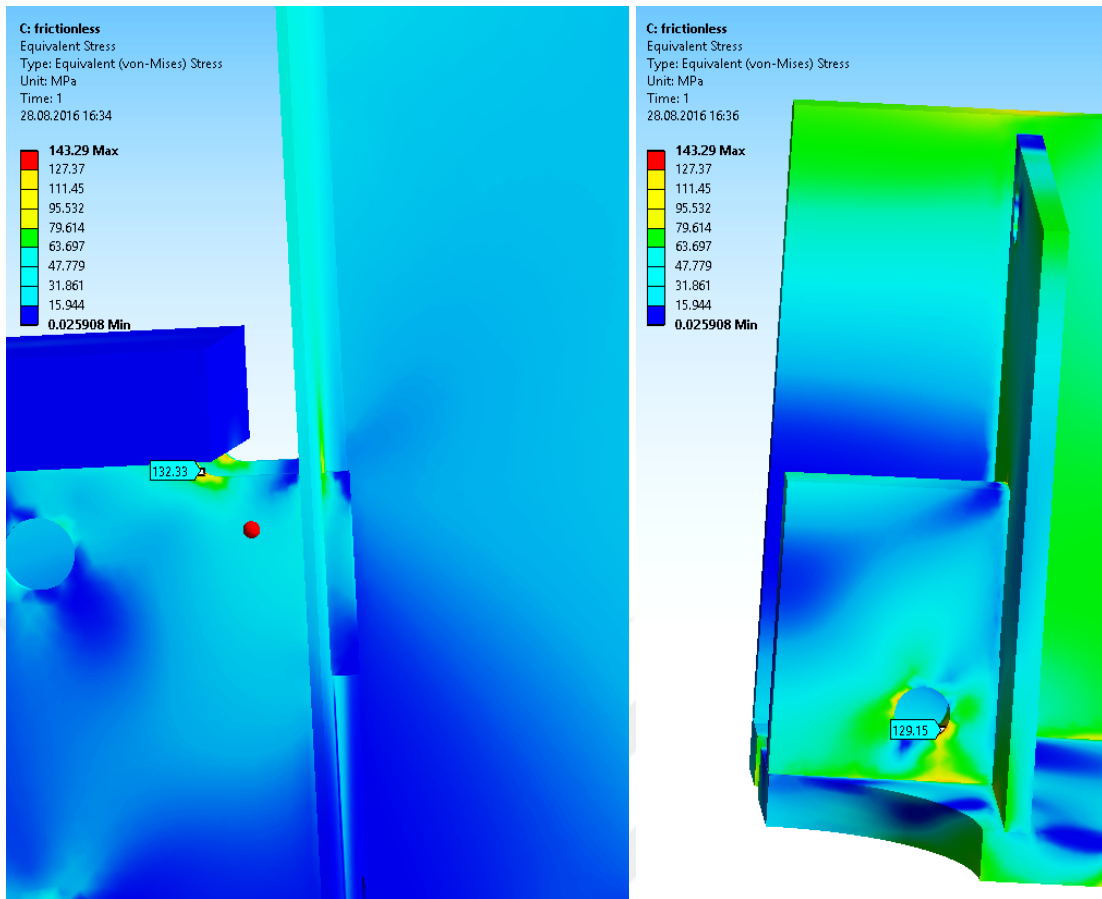
Optimizasyonda önce üst federde yaklaşık 120 Mpa'lık bir gerilme değeri bulunmuştur. Şekil 4.78'e göre optimizasyondan sonra incelen platinelerden ötürü bu bölgeye çok daha fazla kuvvet aktarılmaya başlamıştır. Diğer bölgelerin aksine bu federin kalınlığı ve boyu artırılarak kuvvetin aktarıldığı yüzey alanları genişletilmiştir. Feder için montaj bölgelerinin daha kalın, diğer bölgelerin daha ince olacağı optimum bir geometri tasarlanabilirdi. Ancak bu tasarım üretimi oldukça güçleştireceği için tercih edilmemiştir. Ayrıca daha kalın ve uzun bir tasarım yapılarak bu bölgedeki

gerilme daha da düşürülebilirdi. Fakat şuan ki gerilme değeri ile pres sonsuz ömür değerinde çalışabildiği için gerek görülmemiştir.



Şekil 4.79 Optimizasyon Sonrası Hidrolik Pres Gövdesi (sol) Pencere Radyusu (sağ) Üst Feder Kritik Bölgeler Maksimum Von Misses Gerilme Sonuçları 1

Pencere radyusu dayanım kriterleri açısından en tehlikeli bölgelerden birisidir. Optimizasyon önce bu bölgedeki gerilme değeri 100 Mpa iken Şekil 4.79'a göre şuan ki değerinin 130 Mpa olduğu görülmektedir. Bu bölge yorulmaya maruz kalan makinede çatlak başlangıcına sebebiyet verebilecek bir geometriye sahiptir. Gelen yükü hafifletmek adına arka tarafına bir feder yapılarak 130 Mpa'lık gerilme değeri düşürülebilir. Fakat yorulma analizi sonuçlarına göre sonsuz ömür düzlüğünü yakaladığı için böyle bir çözüme gerek duyulmamıştır. Tabla altında kalan bölgedeki gerilme geometrideki radyuslar optimize edilerek Şekil 4.80'de görüldüğü gibi 132 Mpa'a kadar düşürülmüştür. Üst feder üzerine bulunan delik, kalınlık optimizasyonundan sonra çok yüksek gerilme ve birim şekil değiştirme değerlerine çıkmıştır. Sonrasında federde yapılan topolojik optimizasyon ile gerilme ve birim şekil değiştirme değerleri et kalınlığı optimizasyonundan önceki değerlere indirilmiştir.



Şekil 4.80 Optimizasyon Sonrası Hidrolik Pres Gövdesi (sol) Tabla Altında Kalan Keskin Bölge (sağ) Üst Feder Deliği Maksimum Von Misses Gerilme Sonuçları 1

Tablo 4.4 ve Tablo 4.5’de optimizasyon sonrası elde edilen sonuçlar karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

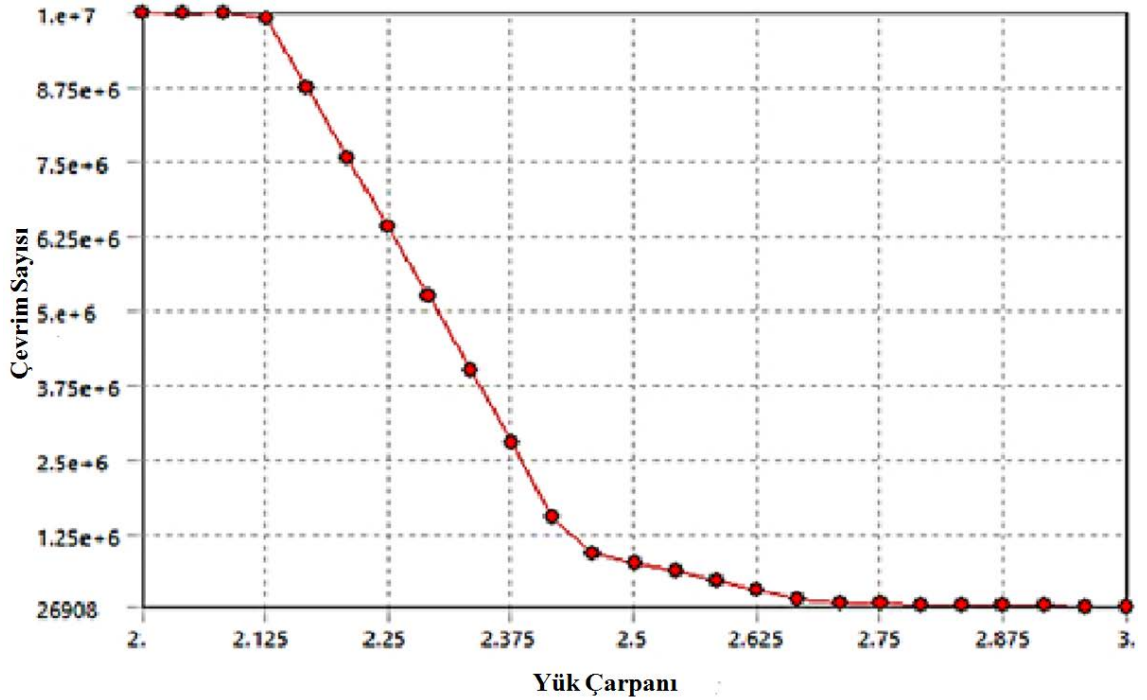
Tablo 4.4 Et Kalınlığı Optimizasyonu.

Parça Adı	Optimizasyondan Önce	Optimizasyondan Sonra
Ön Duvar	40 mm	30 mm
Yan Dış Duvar	15 mm	7.5 mm
Yan İç Duvar	15 mm	10 mm
Üst Feder	40 mm	30 mm
Üst Kısa Feder	40 mm X 300 mm	50 mm X 500 mm
Üst Silindir Platinesi	60 mm	60 mm
Alt Feder	40 mm	30 mm
Tabla	150 mm	100 mm

Tablo 4.5 Optimizasyon Sonrası Mukavemet Değişimi.

ÖNCESİ		SONRASI	
Gövde Maksimum Von Misses Gerilmei	150 Mpa	Gövde Maksimum Von Misses Gerilmei	143 Mpa
Gövde Minimum Emniyet Katsayısı	1,67	Gövde Minimum Emniyet Katsayısı	1,74
Gövde Ağırlığı (ton)	8,442	Gövde Ağırlığı (ton)	6,048
Toplam Ağırlık (ton)	12,160	Toplam Ağırlık (ton)	9,8

Optimizasyon çalışmasından sonra presin tekrar yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi yük çarpanı 2,1 katına çıkarılmasına rağmen hidrolik pres sonsuz ömür doğrusunu korumaktadır.

**Şekil 4.81** Yükleme, evrim sayısı grafiği (yükleme %200 - %300 aralığında alınmıştır.)

4.2. HİDROLİK PRESİN MODELLENMESİ VE KONUM KONTROLÜ

Tez çalışması kapsamında yapılan bir diğer çalışma ise hidrolik presin modellenmesi ve konum kontrolünün gerçekleştirilmesidir. Bu çalışmada öncelikli olarak tez konusu hidrolik presin farklı bir modelleme yaklaşımı ile modellenmesi gerçekleştirilmiştir. Modelleme yaklaşımında Newton, Lagrange ve akışkan dinamiği denklemlerini kullanmadan tüm sistemin hareket davranışının bulunması amaçlanmıştır. Öncelikle presin mekanik hareketi SolidWorks programında çizilen katı modelin MATLAB/SimMechanics programına aktarılması ile oluşturulmuştur. Sonra elde edilen mekanik model, MATLAB/SimHydraulic programında tasarlanan hidrolik güç ünitesi, valfleri, silindirleri ve diğer bileşenleri içeren hidrolik model ile birleştirilmiş ve böylece presin mekanik ve hidrolik hareketini simüle edebilecek bir model oluşturulmuştur. Bu çalışmalardan sonra pres modelinden alınan konum geri beslemesi ile tüm sistemin oransal-türevsel kontrolü gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak bu çalışmada; hidrolik presin gerçekçi simülasyon modeli ve konum geri beslemeli kontrolü başarılı bir şekilde gerçekleştirilmiş ve elde edilen kontrollü strok, valf yer değiştirmesi, basınç ve debi sonuçları sunulmuş ve yorumlanmıştır.

Literatürdeki çalışmalardan farklı olarak hidrolik bir presin 3 farklı program ve modül kullanılarak modellenmesi ve kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu modelleme yaklaşımında SolidWorks, MATLAB/SimMechanics ve MATLAB/SimHydraulic programlarının çözüm ve modelleme kabiliyetleri kullanılmış ve simülasyonlar bu şekilde gerçekleştirilmiştir. Presin mekanik hareketinin modellenmesi SolidWorks ve MATLAB/SimMechanics programları kullanılarak elde edilmiştir. Bu şekilde bir presin mekanik hareketinin modellenmesi de literatürde henüz yapılmamıştır. Presteki hidrolik sistemin davranışı ve mekanik sisteme vermiş olduğu hareket ise yine literatürden farklı olarak ilk kez MATLAB/SimHydraulic modülü kullanılarak yapılmıştır. Her iki modelin birleştirilmesi ile presin gerçekçi benzetim modeli elde edilmiştir. Bu çalışmalardan sonra pres modelinden alınan konum geri beslemesi ile tüm sistemin oransal-türevsel kontrolü gerçekleştirilmiştir. Elde edilen başarılı sonuçlara göre başka bir kontrolcü tasarımına gerek duyulmamıştır. Kontrolcü kazanç parametreleri de MATLAB/Control System Toolbox modülü kullanılarak optimize edilmiştir. Çalışmanın özgünlüğü, hidrolik gücü mekanik harekete dönüştüren bir makinanın farklı yaklaşımlar, programlar ve modüller kullanılarak modellenmesi ve kontrolünün başarılı şekilde yapılmasıdır

4.2.1 Oransal-Türevsel (PD) Kontrolcü Tasarımı

PID (Oransal+türevsel+integral) kontrol sistemleri literatürde sıkça yer alan ve etkin olarak kullanılan kontrolcülerdendir. PID kontrol teoride üç temel kontrol etkisinin (P, I, D) birleşiminden meydana gelmiştir. Ancak silindirlerin konum kontrolünde PD (oransal-türevsel) kontrolcü kullanılmıştır. PD kontrolcünün kontrol etkisi şu şekilde ifade edilir:

$$m(t) = K_p e(t) + K_d \frac{de(t)}{dt} \quad (5.1)$$

Burada $m(t)$ PD kontrolcü düzeltme çıkış sinyali, $e(t)$ ise konum hatasıdır. PD kontrol, iki temel kontrol etkisinin üstünlüklerini tek bir birim içinde birleştiren bir kontrol etkisidir. Burada K_p ve K_d parametrelerinin uygun bir ayarı ile iyi bir kontrol sağlanabilir. Eğer bu katsayılar uygun bir şekilde ayarlanmayacak olursa PD kontrolün sağlayacağı üstün özelliklerden yararlanılamayabilir.

PD kontrolcü kazanç parametrelerinin ayarlanmasında genel olarak analitik ve deneysel iki yöntem kullanılmaktadır. K_p ve K_d parametrelerinin en uygun değeri analitik olarak hesaplanabilir. Bu hesaplamalarda bir takım optimizasyon ölçütleri kullanılır. Bu çalışmada kullanılan PD kontrolcü kazanç parametreleri MATLAB/Control System Toolbox/PD Control modülü kullanılarak optimize edilmiştir.

4.2.2 Hidrolik Presin Modellenmesi

Çalışmada öncelikle hidrolik presin mekanik hareketi Newton yasası kullanılarak elde edilmiştir. Mekanik hareket denklemlerinin bulunmasının amacı ise SolidWorks ve MATLAB/SimMechanics programları kullanılarak elde edilen mekanik modelin bu denklemler ile doğrulanmasıdır. Buna göre Şekil 5.1'de sistemin mekanik hareket denkleminin çıkarıldığı şematik resim verilmiştir. Bu modele göre H tipi presin hidrolik silindirlerine uygulanan basınç ile oluşan ve karşıt yüke karşı uygulanan mekanik hareket gösterilmiştir. Bu matematiksel modele göre hidrolik silindirlerin yüke karşı oluşturduğu toplam kuvvet şu şekilde ifade edilir:

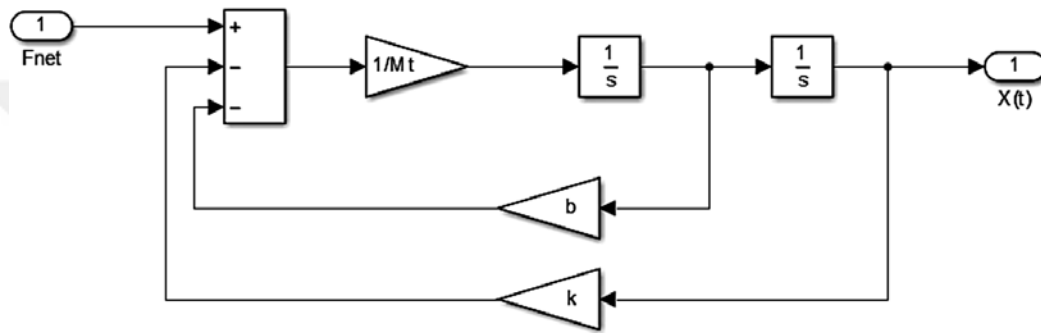
$$F_{as} = P_1 A_{1a} - P_2 A_{2a} \quad (5.2)$$

Denklem (5.2) de; F_{as} ana silindirin uyguladığı net kuvveti, P_1 silindirlerin piston yüzey alanına uygulanan hidrolik basıncı, P_2 ana silindirin piston kolu tarafındaki hidrolik basıncı, A_{1a} ana silindir piston yüzey alanını ve A_{2a} ana silindir piston kolu tarafındaki net yüzey alanı ifade etmektedir.

$$M_t \ddot{X} = F_{hst} - F_k - F_b - F_S \quad (5.6)$$

$$M_t \ddot{X} + b\dot{X} + kX = F_{net} \quad (5.7)$$

Denklem (5.6) ve Denklem (5.7) de; F_{hst} hidrolik silindirlerin koça uyguladığı toplam kuvveti, F_k karşıt yükü temsil eden yay kuvvetini, F_b karşıt yükü temsil eden damper kuvvetini, F_{net} sistemdeki net kuvveti ve X yer değiştirmeyi ifade etmektedir. Ayrıca F_S dinamik ve statik sürtünme kuvvetlerini ifade etmektedir ancak simülasyonlar da ihmal edilmiştir. Denklem (5.7) de elde edilen sistemin mekanik hareket denklemi MATLAB/Simulink yazılımında Şekil 5.2’de gösterildiği gibi modellenmiştir.

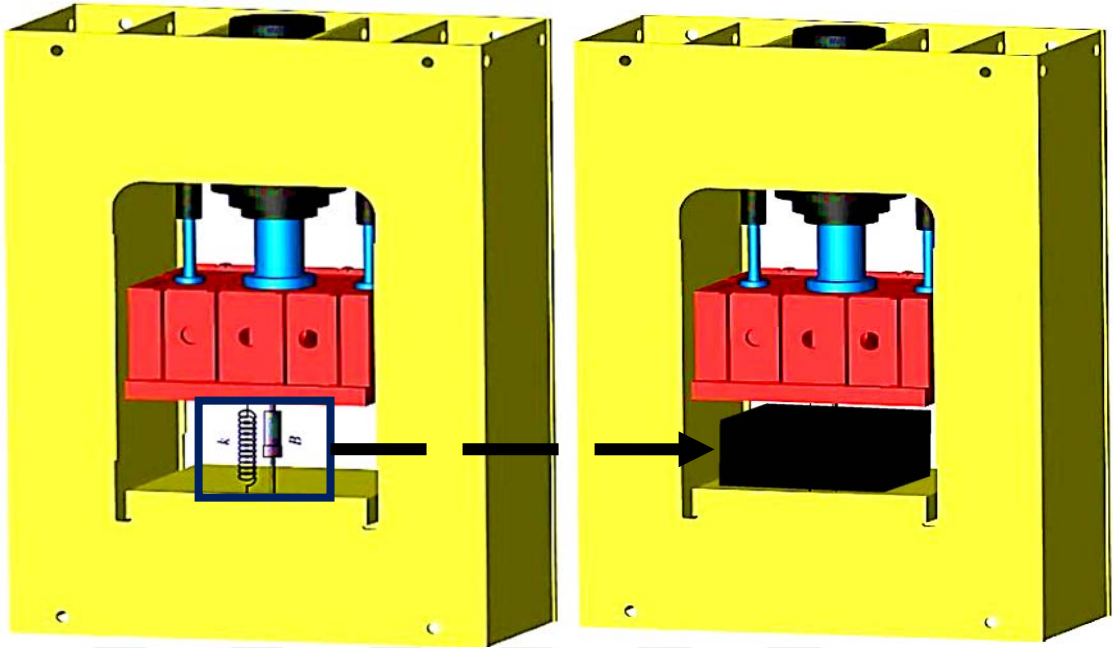


Şekil 5.2 Mekanik Hareket Denklemi MATLAB/Simulink Modeli.

Elde edilen bu model presin mekanik hareketini ifade etmektedir. Bu modelin girişleri hidrolik sistem modelinin çıkışları şeklindedir. Her iki modelin birleştirilmesi ile istenilen pres modeli tamamlanır. Mekanik model doğrulama yaklaşımındaki izlenen yöntem bu şekildedir.

Modelleme çalışmasının ikinci aşamasında ise presin mekanik hareketi farklı şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu modelleme tekniği literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde farklılık göstermektedir. Yapılan çalışmalar incelendiğinde bu türde bir pres de bu türde bir modelleme yaklaşımının kullanılmadığı tespit edilmiştir. Buna göre çalışmanın ikinci ve en önemli kısmını oluşturan modelleme yaklaşımı şu şekilde yapılmıştır.

Öncelikli olarak endüstriyel 300 tonluk H tipi hidrolik presin SolidWorks yazılımı kullanılarak 3 boyutlu katı modeli çizilmiştir. Bu modellemede prese ait tüm mekanik ve teknik özellikler analiz çalışmalarında olduğu gibi firmadan temin edilmiştir. Çizilen bu model MATLAB/Simmechanics programına aktarılmış ve bu şekilde presin mekanik kısmının matematiksel modeli elde edilmiştir.

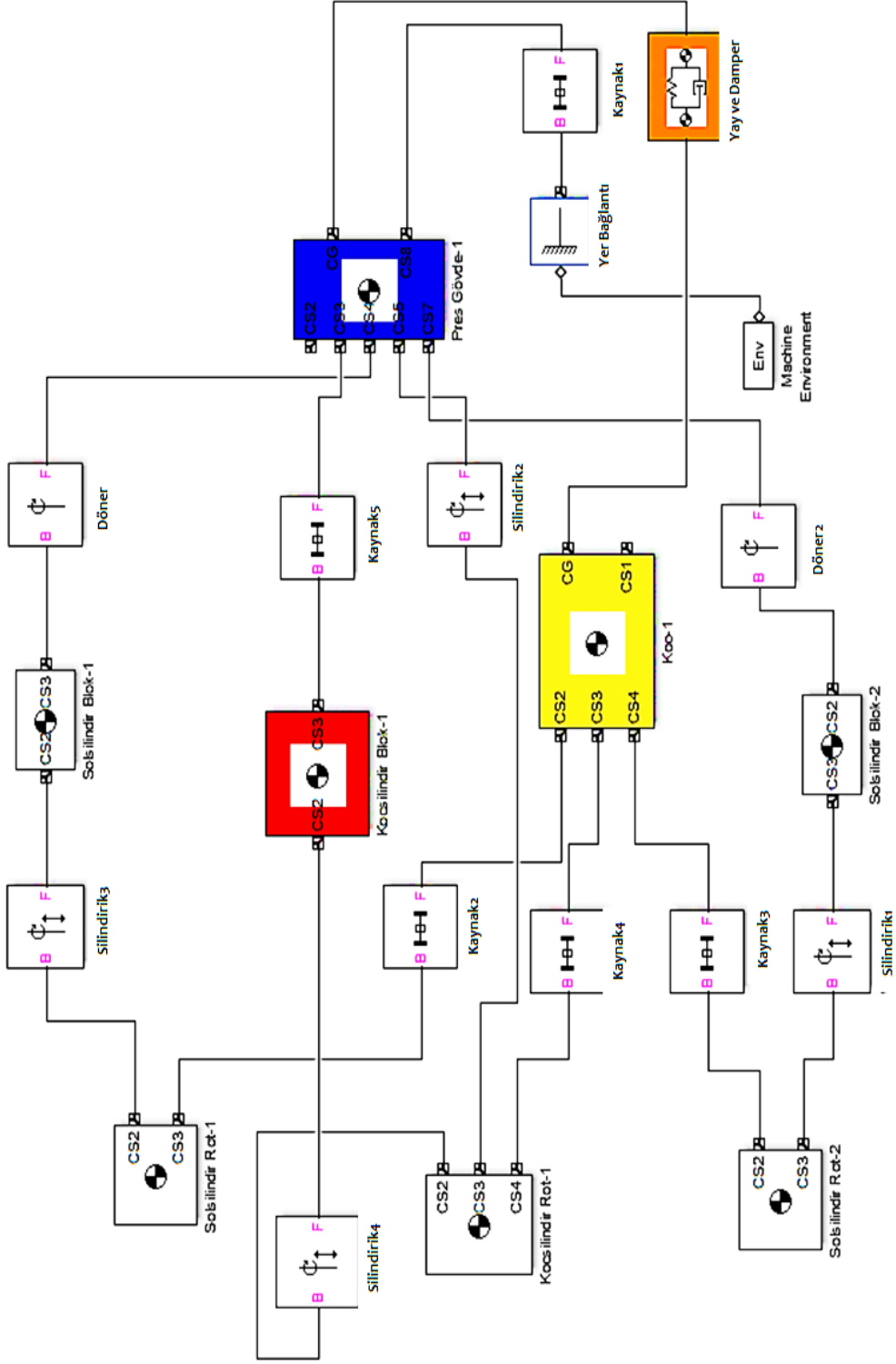


Şekil 5.3 Presin 3 Boyutlu Katı Modeli ve Karşıt Yükün Modelleme Yaklaşımı.

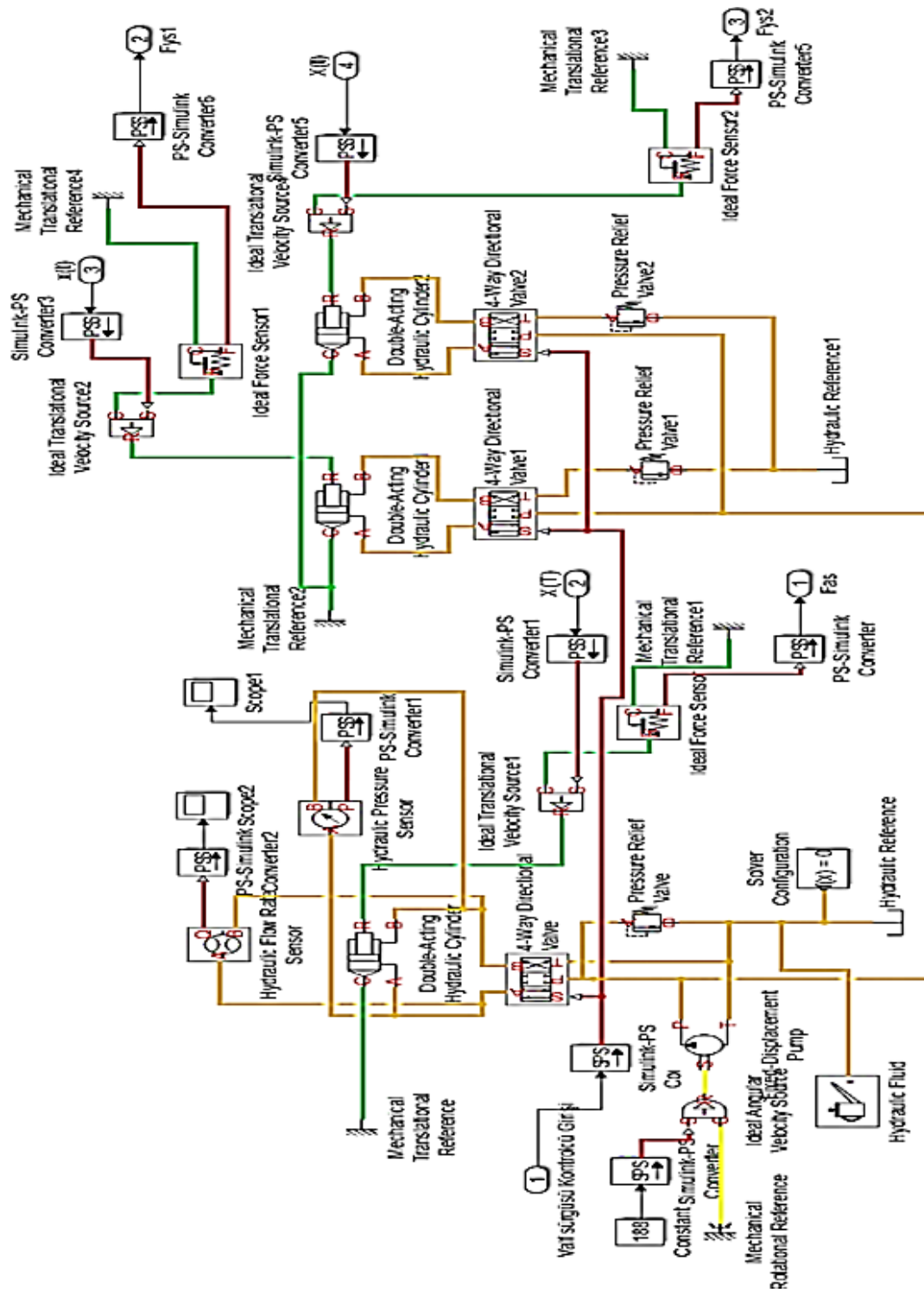
Şekil 5.3' de SolidWorks programında oluşturulup MATLAB/SimMechanics programına aktarılan 3 boyutlu modelin resmi verilmiştir. Şekil 5.3' e bakıldığında, presin koç ile alt tabla arasında yükü temsil eden yay-damper sistemi yerleştirildiği görülmektedir. Aynı şekilde karşıt yükün temsili Şekil 5.1' de bu şekilde yapılmıştır.

İki katı parça arasında yay-damperin yerleştirilmesi MATLAB/Si mmechanics programında yapılmıştır. SolidWorks programında oluşturulan bu katı model MATLAB/Si mmechanics programına aktarılmıştır. Şekil 5.4' de SolidWorks programında oluşturulan katı modelin MATLAB/Si mmechanics programındaki mekanik model hali verilmiştir.

Presin hidrolik kısmının modellenmesinde ise MATLAB/SimHydraulic programı kullanılmıştır. Bu modellemede ise hidrolik güç ünitesi elemanları po Mpa, yağ, elektrik motor devri, basınç emniyet valfi, 4/3'lük yön kontrol valfi ve çift etkili silindirler modellenmiştir. Mekanik modele Şekil 5.5' de verilen hidrolik sistem modeli eklenmiş ve hidrolik pres sistemin tüm modeli elde edilmiştir.



Şekil 5.4 SolidWorks Programında Oluşturulan Katı Modelin MATLAB/SimMechanics Programındaki Mekanik Modeli.



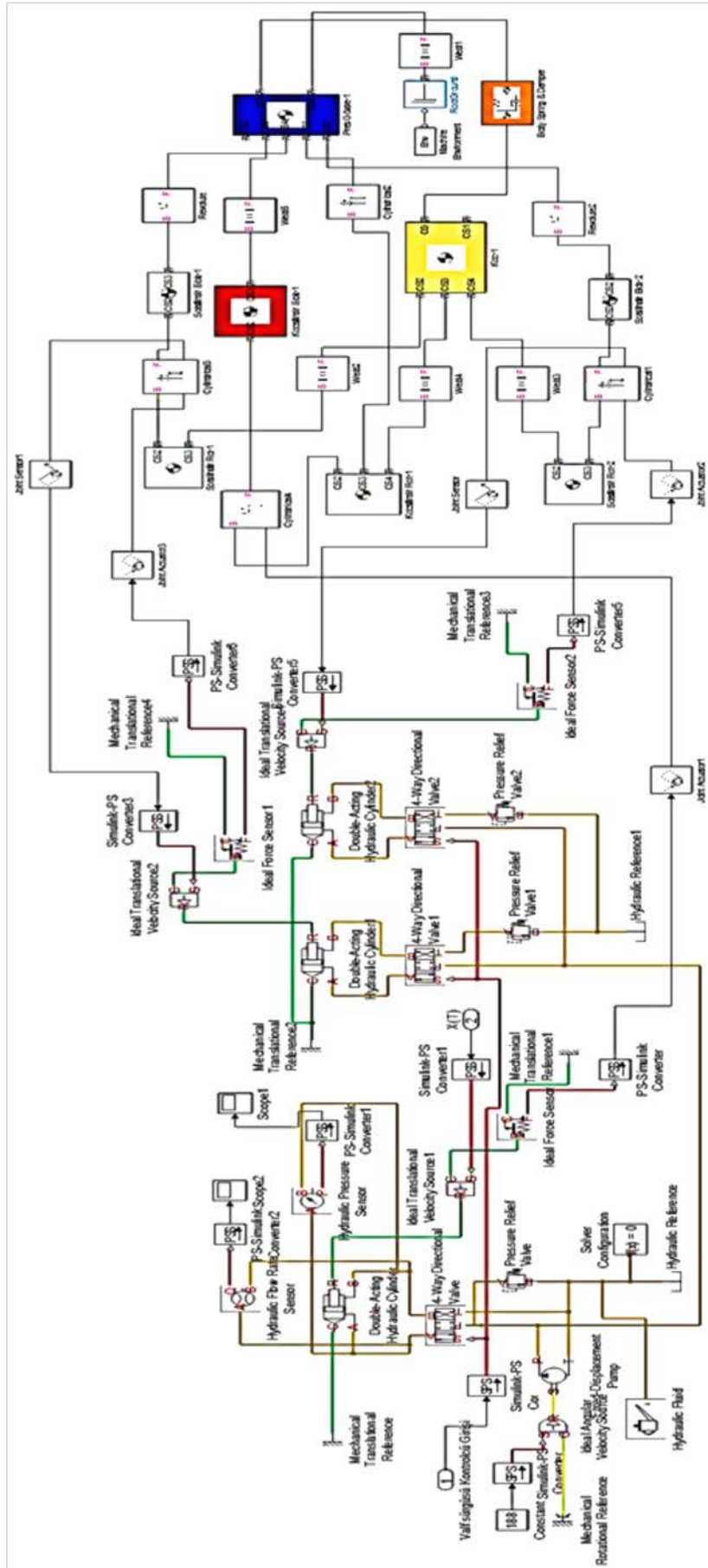
Şekil 5.5 MATLAB/SimHydraulic de Oluşturulan Hidrolik Sistem Modeli.

Şekil 5.5’ de MATLAB/SimHydraulic de tasarlanan ve presin hidrolik sistem davranışını ifade eden hidrolik model verilmiştir. Şekildeki hidrolik sistem modelinin

çıkışı mekanik hareketi oluşturan kuvvetlerdir. Bunlar net kuvvet olup ($F_{net} = F_{as} + 2F_{ys} - F_s$) şeklinde tanımlanmıştır. Ancak simülasyonlarda silindirlerin içinde oluşan sürtünme kuvvetleri ihmal edilmiştir. Şekil 5.5'e göre hidrolik sistemde 3 adet çift etkili silindir modelinin kullanıldığı görülmektedir. Bunlardan bir tanesi presin ana silindirini diğerleri ise yardımcı silindirleri ifade etmektedir. Ana silindirden çıkan kuvvet F_{as} , diğer yardımcı silindirlere çıkan kuvvetler ise F_{ys} 'dir. Bu üç kuvvetin birleşimi mekanik harekete neden olan F_{net} 'i oluşturmaktadır. Bu modele ait 3 kuvvet çıkışı Şekil 5.4'de verilen mekanik modelin girişlerini oluşturmaktadır. Aynı zamanda mekanik hareket denklem modelinin çıkışı $X(t)$ hidrolik sistemde silindirlere gönderilmekte ve bu şekilde silindirlerin yer değiştirmesi ölçülebilmektedir. Bu ölçüm sistemin kapalı çevrim kontrolünde geri besleme sinyali olarak kullanılmaktadır.

Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'de verilen mekanik ve hidrolik sistem modellerinin birleştirilmesi ile Şekil 5.6'daki gerçekçi pres simülasyon modeli elde edilmiştir. Kontrol çalışmalarında tüm sistemin dinamiği olarak bu şekilde birleştirilen model kullanılmıştır. Şekil 5.6'daki pres modeline göre ana silindirin yük kapasitesi 260 ton olup diğer yardımcı silindirlerin yük kapasitesi 20 tondur. Hidrolik sistemde kullanılan yağın markası Skydrol LD-4 olarak seçilmiştir. Yağın yoğunluğu $961.873 \text{ (kg/m}^3\text{)}$, viskozitesi 7.12831 (cSt) ve bulk modülü 1242850000 (Pa) 'dır. Basınç emniyet valfi açılma basıncı 260 bar'dır.

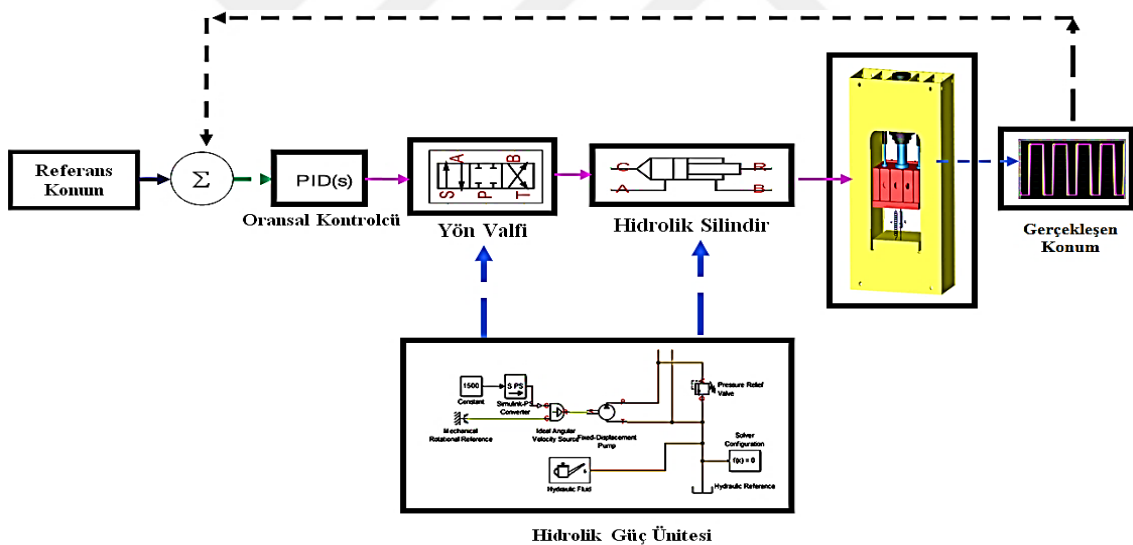
Hidrolik model ile mekanik modelin birleştirilmesinde mekanik modeldeki ana ve yardımcı silindirlerin pistonu ile hidrolik modelin çift etkili silindiri arasında ötelenme hızları karşılaştırılmış ve bu hıza tekabül eden kuvvet ölçülerek yine mekanik modeldeki silindirlere uygulanmıştır. Dolayısıyla hidrolik modelde hidrolik basınç ile elde edilen kuvvet doğrudan mekanik modeldeki silindirlere verilmiştir. Bu sayede koçun hareketi sağlanmakta ve yay-damper olarak modellenen karşı yükü ezmektedir. Karşı yükün modellenmesinde $k = 1000 \text{ N/m}$ ve $b = 10.000 \text{ N.s/m}$ olan elastik bir malzeme kabulü yapılmıştır. Bu kabule göre simülasyonlar gerçekleştirilmiş olup, farklı malzemelere göre de aynı metotlar uygulanarak hem modelleme hem de kontrol çalışması yapılabilir. Ancak PD kontrolcü kazanç parametreleri bu değerlere göre optimize edildiği için farklı malzeme seçildiğinde kontrolcü optimizasyonun yenilenmesi gerekmektedir.



Şekil 5.6 MATLAB/SimMechanics ve MATLAB/SimHydraulic ile Presin Modellemesi.

4.2.3 Presin Oransal-Türevsel Kontrolü

Modelleme çalışmalarından sonra hidrolik presin konum kontrolünün yapılması amaçlanmıştır. Modelleme aşamalarından sonra sistemin konum kontrolünü sağlamak amacı ile hidrolik modeldeki ana silindire bağlı 4/3'lük yön kontrol valfinin oransal kontrolünün yapılmasına geçilmiştir. Hidrolik presin konum geri beslemeli kontrol blok diyagramı Şekil 5.7'de özetlenmiştir. Blok diyagramına göre koçun konumu ölçülmekte ve referans konumla kıyaslanmak üzere geri beslenmektedir. Tasarlanan oransal-türevsel kontrolcü (PD) bulunan hataya göre yön denetim valfinin sürgüsünü hareket ettirmektedir. Yön valfinin hareketi ile buna bağlı olan ana silindirin ve yardımcı silindirlerin hareketi sağlanmaktadır. Kontrol şemasına göre konum geri beslemesi yapılmakta ancak hidrolik model yön valfinin kontrolü ile mekanik modele kuvvet ileri beslemesi yapmaktadır. Bu şekilde kontrol çevrimi simüle edilmekte ve hidrolik presin gerçeğe yakın konum kontrolü yapılmaktadır.

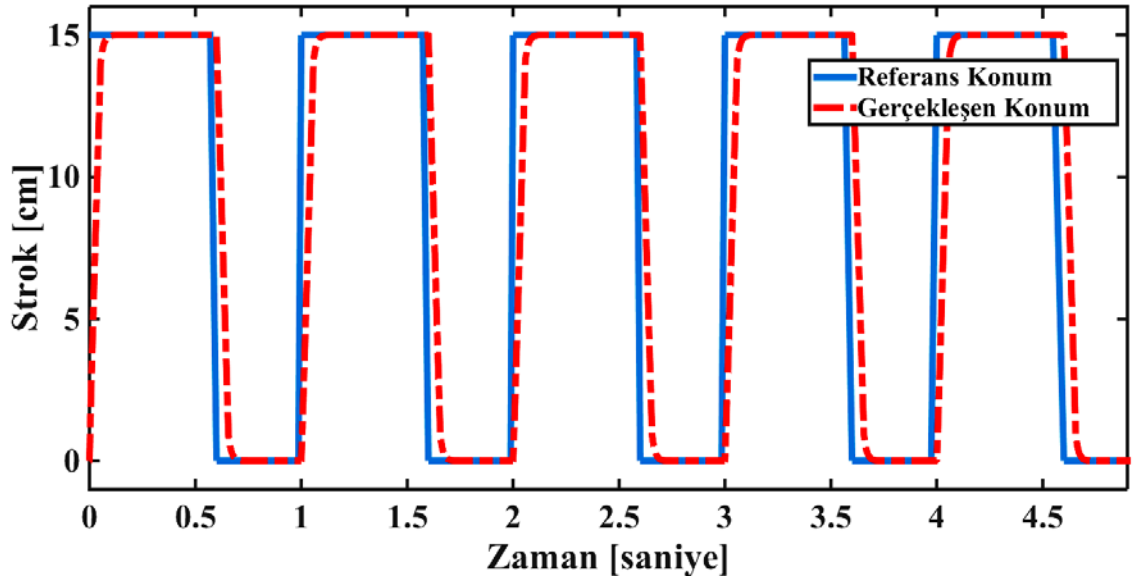


Şekil 5.7 Hidrolik Presin Konum Geri Beslemeli Oransal-Türevsel Konum Kontrolü Blok Diyagramı.

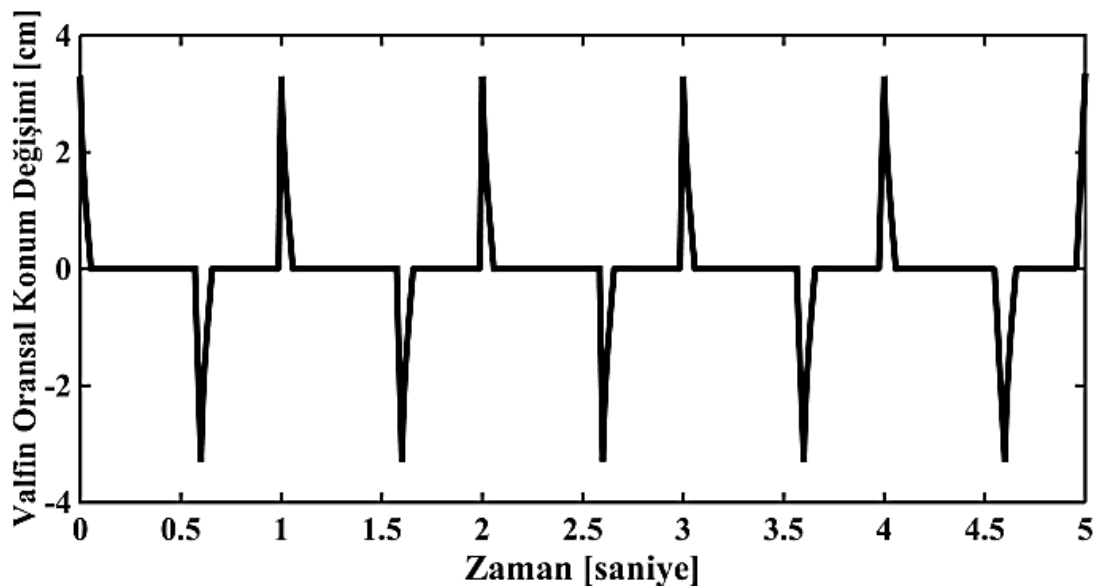
Kontrolcü tasarımında, kazanç parametrelerinin optimizasyonunda ve kontrol simülasyonlarında MATLAB/Simulink/Control System Toolbox kullanılmıştır. Yapılan ilk kontrol simülasyonlarında sadece (P) oransal kontrolcünün etkisi incelenmiş ancak elde edilen konum cevaplarının istenilen kriterlere uymamasından dolayı kontrolcüye türev (D) etkinin de eklenmesine karar verilmiştir. Oransal-türevsel (PD) kontrolcü kazanç parametreleri sistemin giriş-çıkış değişkenlerine göre MATLAB/Control System

Toolbox kullanılarak optimize edilmiş ve $K_p=80.01$ olarak $K_d=0.3$ olarak bulunmuştur. Türevsel etki K_d kazancı çok az olmasına rağmen sistemin düzenli rejim süresini ve sistem performansını olumlu şekilde etkilemektedir. MATLAB/PD kontrolcü bloğu optimizasyon özelliği kullanılarak optimum kazançlar bulunmuştur.

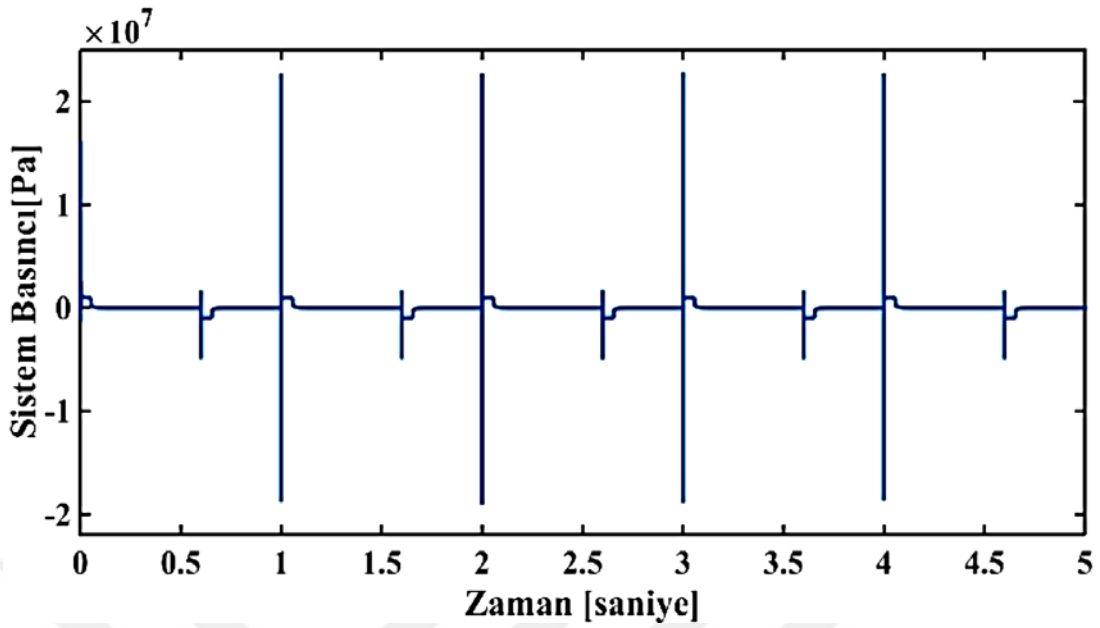
Kontrolcü tasarımından sonra sistemin kapalı çevrim kontrol blok diyagramında iki farklı referans giriş için kontrol simülasyonları yapılmıştır. İlk olarak 15 cm. strok yaratacak kare giriş sinyali referans giriş uygulanmıştır. Bu girişe ait kontrol simülasyon sonuçları Şekil 9-11'de verilmiştir.



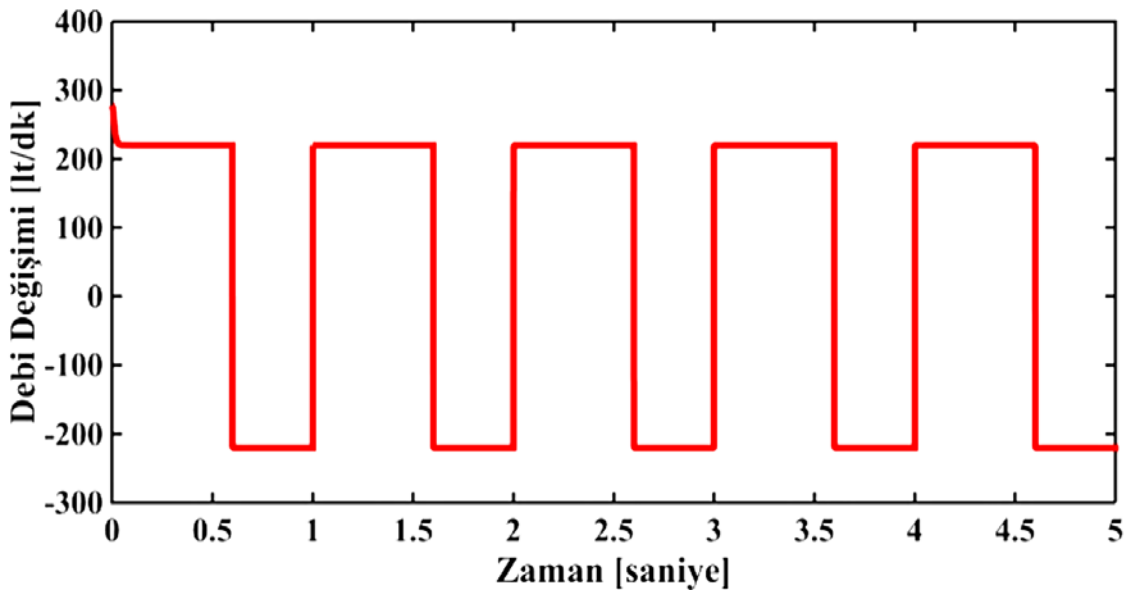
Şekil 5.8 Kare Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Strok Cevabı.



Şekil 5.9 Kare Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Valf Konum Değişimi.



Şekil 5.10 Kare Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Basınç Değişimi.

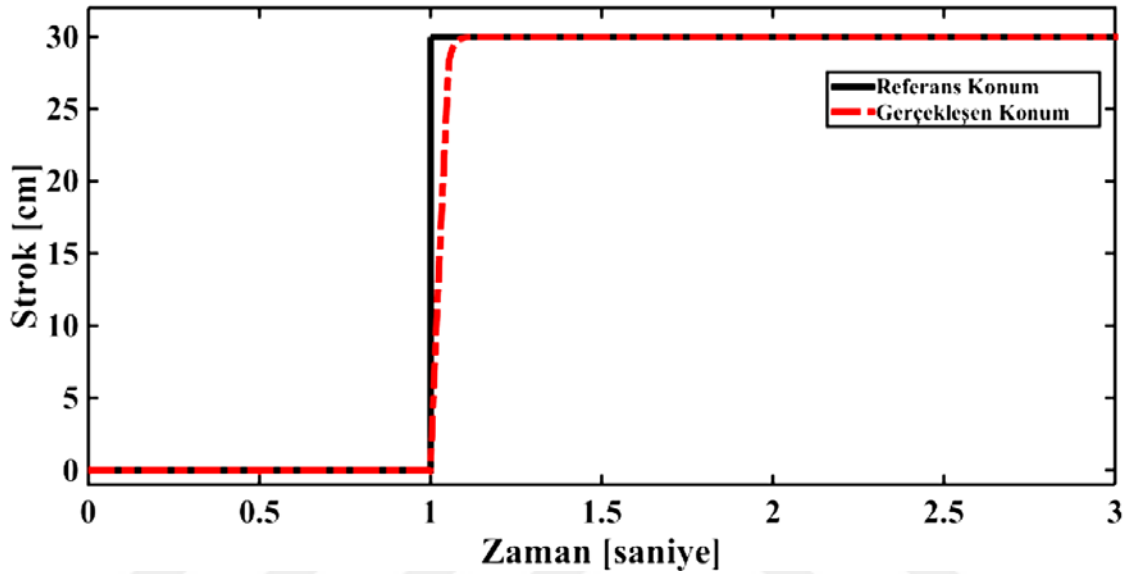


Şekil 5.11 Kare Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Debi Değişimi.

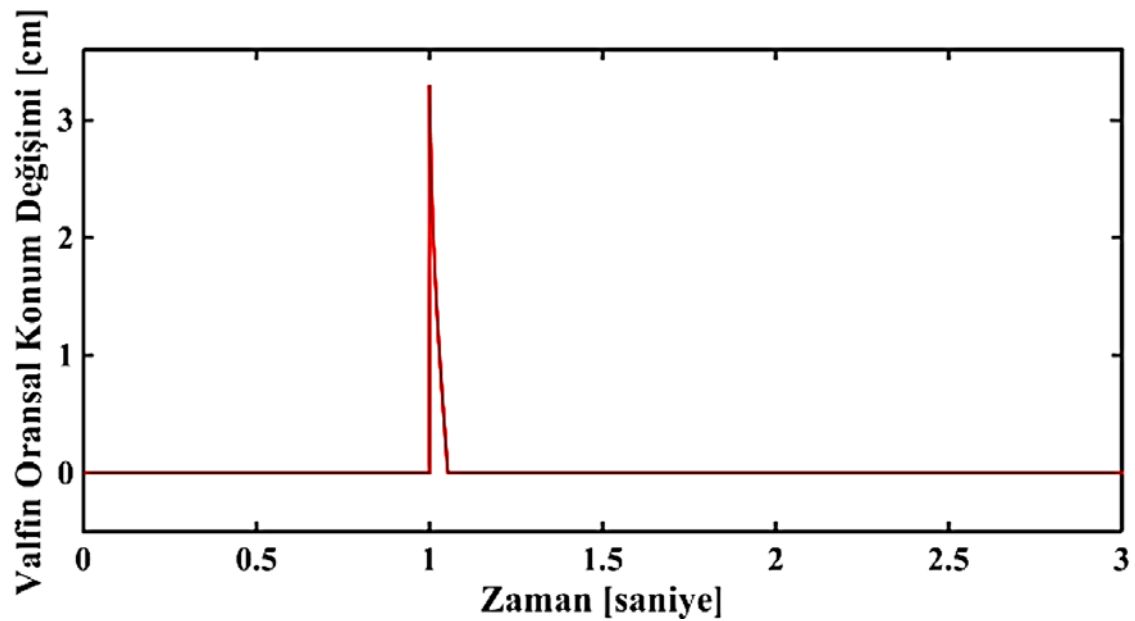
Şekil 5.8, Şekil 5.9, Şekil 5.10 ve Şekil 5.11'e göre uygulanan kare referans giriş sinyaline göre mekanik sistemden ölçülen zamana bağlı strok değişimi ve hidrolik sistemden ölçülen valfin oransal konum değişimi, sistem basınç ve debi değişim grafikleri görülmektedir. Bu grafiklere göre hidrolik sisteme uygulanan PD kontrol ile presin konum kontrolünün başarılı bir şekilde gerçekleştiği, hidrolik sistem değişkenlerinin ise mekanik sisteme göre uygun değişim gösterdiği ve hidrolik limitler

içinde kaldığı gözlenmektedir. Kontrolcünün doğrudan etki ettiği yön denetim valfinin konum değişiminin maksimum 3 cm., sistem hidrolik basıncının maksimum 220 bar olduğu, debinin ise 215 lt/dk. olduğu görülmüştür.

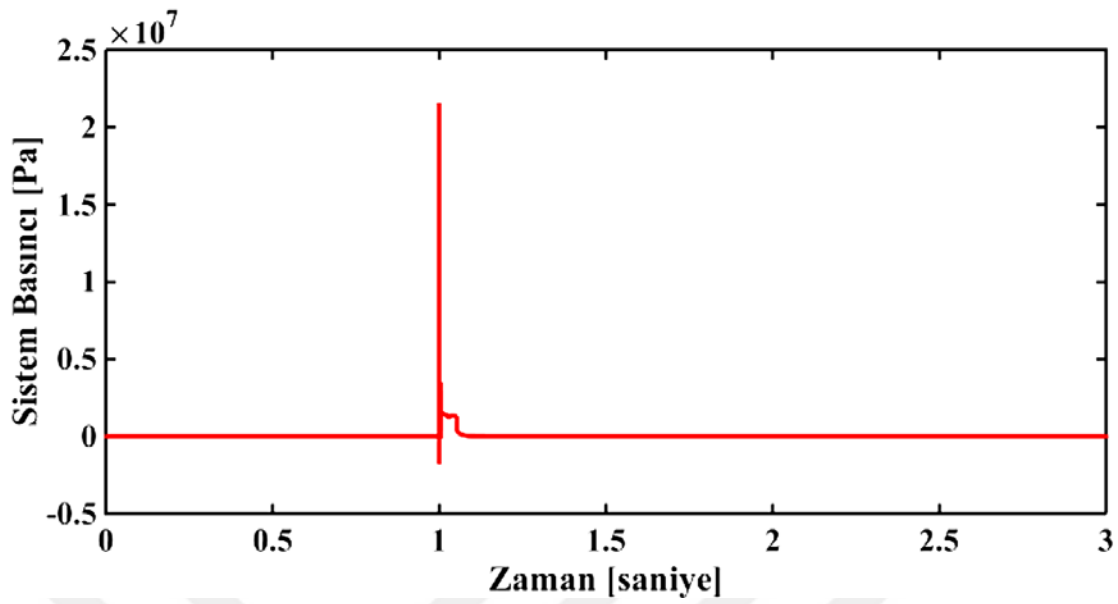
Sistemin kontrolünde ikinci referans giriş olarak ötelenmiş basamak (step) girişi uygulanmıştır. Bu girişte ise 1 saniye gecikmeli, 30 cm. stroğa ulaşacak ve bu strokta sabit kalacak bir sinyal seçilmiştir.



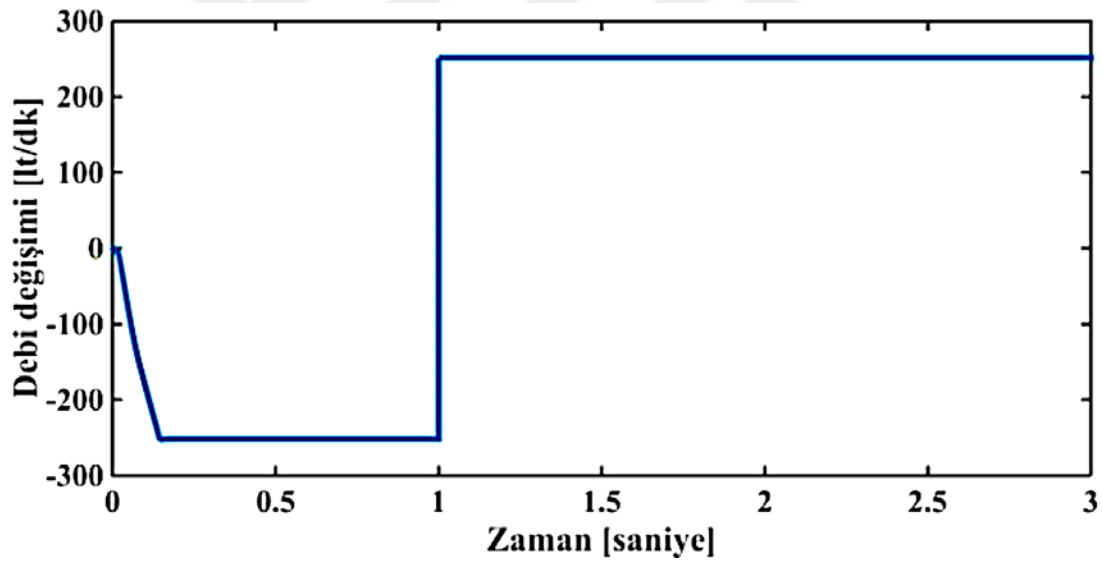
Şekil 5.12. Ötelenmiş Basamak Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Strok Cevabı.



Şekil 5.13. Ötelenmiş Basamak Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Valf Konum Değişimi.



Şekil 5.14 Ötelenmiş Basamak Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Basınç Değişimi.



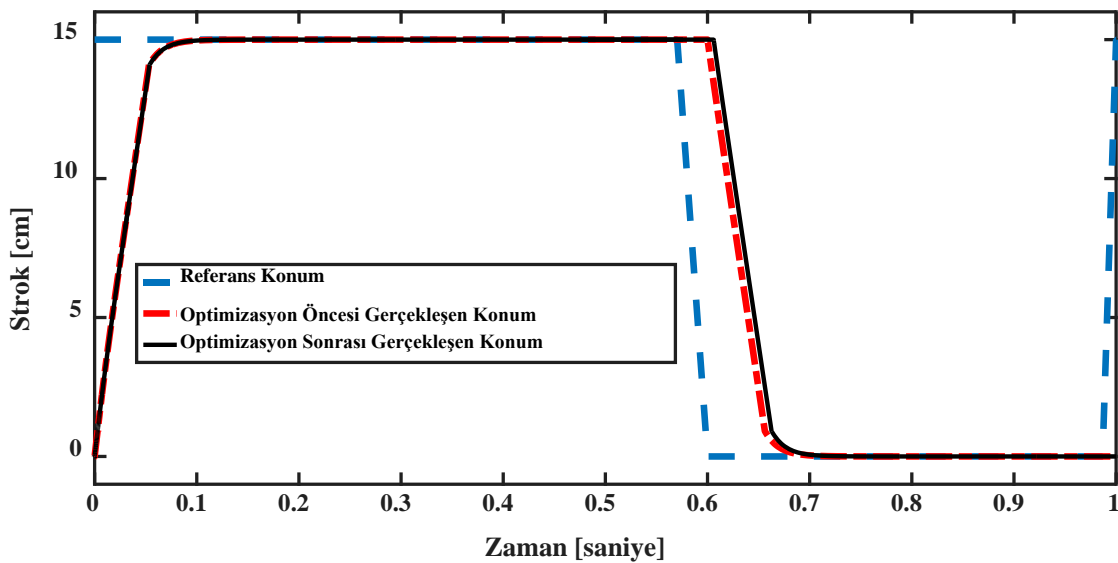
Şekil 5.15 Ötelenmiş Basamak Giriş İçin Elde Edilen PD Kontrollü Debi Değişimi.

Şekil 5.12-Şekil 5.14'de ötelenmiş basamak referans girişine göre uygulanan PD kontrol simülasyon sonuçları verilmiştir. Her iki giriş için de aynı PD kontrolcü parametreleri kullanılmıştır. Bu referans girişine göre elde edilen strok değişimi ve hidrolik sistemden ölçülen valfin oransal konum değişimi, sistem basınç ve debi değişim grafikleri görülmektedir. Bu sonuçlara bakıldığında hidrolik sisteme uygulanan oransal kontrol ile presin konum kontrolünün başarılı bir şekilde gerçekleştiği

gözlenmektedir. Bu sonuçlara göre valf sürgü konumunun 3.25 cm. olduğu, hidrolik basıncın yine 220 bar ve debinin ise 250 lt/dk. olduğu görülmektedir.

Simülasyon çalışmalarına göre sistemin konum kontrolünde kullanılan PD kontrolcünün başarılı olduğu görülmektedir. Farklı kontrolcüler ve farklı giriş sinyalleri ile çalışmanın geliştirilebileceği ve kuvvet geri beslemesi ile hidrolik sistemin basıncının kontrol edilebileceği düşünülmektedir. Ayrıca koçun topolojik optimizasyondan önce toplam kütlesi 301.3108 kg. iken optimizasyon sonrası kütlesi 308.47 kg. olmuştur. Yani koçun kütlesi % 2.3 oranında 7.1592 kg. artmıştır. Bunun nedeni ise; pres 300 ton yük uygularken koçun orta kısmında yer alan, presi taşımak için açılan delikte maksimum 220 Mpa gerilme meydana geldiği tespit edilmiş ve optimizasyon ile bu delik kapatılmış ve maksimum gerilim 100 Mpa'ın altına düşmüştür.

Kontrol simülasyonları bu durum dikkate alınarak tekrar yapılmış ve koç kütlesi ($M_{koç}$) 308.47 kg. olarak değiştirilmiştir. Ancak hem kare giriş hem de ötelenmiş basamak girişlerine göre preste oluşan konum, basınç ve debi değişimleri optimizasyondan öncesi koç kütlesine göre yapılan simülasyon sonuçları ile çok yakın çıkmıştır. Şekil 5.16'da kare referans giriş sinyaline göre gerçekleşen PD kontrollü optimizasyon öncesi ve sonrası strok cevapları verilmiştir. Buna göre koç kütlesindeki optimizasyon sonrası %2.3 oranında artış, sistemin PD kontrollü strok cevabını değiştirmemiştir. Dolayısı ile sistemin kontrol esnasında basınç ve debi değişimleri de bu durumdan etkilenmemiştir.



Şekil 5.16 Kare Giriş İçin Elde Edilen Optimizasyon Öncesi ve Sonrası PD Kontrollü Strok Cevabı.

Bu sonuçlara göre; koç kütlesindeki topolojik optimizasyon sonrası artış sistem cevabını etkilememiştir. Bunun nedeni ise optimizasyon sonrası presi meydana getiren parçalarda en az kütle değişimi koç parçasında olmuştur. Ayrıca presin diğer parçalarının kütlesi azalırken, optimizasyon sonrası koçun kütlesi artmıştır. Ancak bu kütle artışı parçanın dayanımı artırmış ve maksimum gerilme bu parçada 100 Mpa'ın altına inmiştir.



5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçlar

Hidrolik presler dünya teknolojisinde eski bir üründür ve ülkemizde genel olarak deneyim ve ustalık bilgisine dayanarak imal edilmektedir. Yapılan piyasa araştırması sonucunda mühendislik hesaplamaları dikkate alınmadan tasarlanan ve imal edilen bu ürünlerin gereğinden fazla mukavemetli olduğu görülmüştür. Bu durum öncelikle imalatçı firmalara ve dolaylı olarak ülke ekonomimize zarar vermektedir. Bu nedenle çalışmanın temel amacı; gerektiği kadar mukavim bir pres tasarımı yaparak maliyetleri düşürmektir. Ayrıca çalışmanın bir diğer amacı mühendislik tasarımları ile üretim yapabilen bir ülke olma hedefine katkıda bulunmaktır.

Bu çalışmada, ilk olarak hidrolik preslerden, günümüzde kullanım alanlarından ve çalışma prensiplerinden bahsedilmiştir. Daha sonra literatürde presler üzerinde yapılan farklı analiz çalışmaları ve mühendislik hesaplamaları anlatılmıştır. Yapılan benzer çalışmalarda elde edilen sonuçlar ve bu çalışmaların önemi üzerinde durulmuştur. Ayrıca çalışmanın materyal ve metot bölümünde yapısal analiz çalışmalarında kullanılan teknik unsurlar detaylı bir şekilde anlatılmıştır.

Sunulan çalışmanın ilk kısmında hidrolik presin statik, dinamik, burkulma, yorulma analizleri ve topolojik optimizasyonu anlatılmış ve elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Analiz çalışmalarında ANSYS Workbench sonlu elemanlar programı kullanılmıştır. Pres gövdesinin, koç ve yardımcı silindirlerin, koçbaşının ve presi oluşturan parçaların öncelikle statik analizleri yapılmış ve bu parçalar için ayrı ayrı sınır şartları tanımlanıp maksimum Von Mises gerilme bölgeleri, emniyet katsayıları, yer değiştirme sonuçları ve optimizasyon yapılması gereken yerler belirlenmiştir. Ayrıca hidrolik silindilerin burkulma analizleri gerçekleştirilmiş ve silindirlere ait Von Mises gerilme, toplam yer değiştirme ve yük çarpanı sonuçları elde edilmiştir. Daha sonra presin yorulma ve ömür analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapısal analiz çalışmalarının sonunda presi oluşturan parçaların topolojik optimizasyonu yapılmış ve elde edilen sonuçlar geometri ve mukavemet bakımından presin ilk hali ile kıyaslamalı olarak sunulmuştur.

Çalışmanın ikinci kısmında ise literatürde yer alan çalışmalarından farklı olarak yeni bir modelleme yaklaşımı ile endüstriyel 300 tonluk H tipi bir hidrolik presin modellenmesi ve konum geri beslemeli oransal-türevsel (PD) kontrolü

gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın bu bölümünde ise öncelikle presin 3 boyutlu katı modelinden yola çıkarak mekanik modeli elde edilmiştir. Bu modelleme yaklaşımında SolidWorks ve MATLAB/SimMechanics programları birlikte kullanılmış ve hidrolik presin mekanik hareket modeli bulunmuştur. Presin hidrolik sistem davranışı ve mekanik sisteme vermiş olduğu hareket ise yine literatürden farklı olarak ilk kez MATLAB/SimHydraulic modülü kullanılarak yapılmıştır. Her iki modelin birleştirilmesi ile presin gerçekçi benzetim modeli elde edilmiştir. Bu çalışmalardan sonra PD kontrolcü tasarımı yapılmış ve hidrolik presin konum kontrolü simüle edilmiştir. PD Kontrolcü kazanç parametreleride MATLAB/Control System Toolbox modülü kullanılarak optimize edilmiştir. Çalışmanın bu kısmında SolidWorks, MATLAB/SimMechanics ve MATLAB/SimHydraulic programlarının çözüm ve modelleme kabiliyetleri kullanılmış ve simülasyonlar bu şekilde gerçekleştirilmiştir.

Çalışma sonunda;

- Çalışmanın ilk kısmında presin yapısal analizi gerçekleştirilmiş ve elde edilen sonuçlar presi oluşturan her bir parça için ayrı ayrı sunulmuştur.
- Pres parçalarına ait maksimum Von Mises gerilme bölgeleri, emniyet katsayıları ve yer değiştirme sonuçları elde edilmiştir.
- Presin yorulma ve ömür analizleri yapılmış ömür-zaman grafiği elde edilmiştir.
- Presin topolojik optimizasyonu yapılmış, geometri ve mukavemet bakımından önceki modelle farklılıklar ayrıntılı sunulmuştur.
- Yapısal analiz ve topolojik optimizasyon sonuçlarına göre; endüstriyel 300 ton'luk H tipi hidrolik pres %2.5 mukavemet artımı ile %28.3 hafifletilmiştir.
- Çalışmanın ikinci kısmında ise literatürde yer alan çalışmalardan farklı bir modelleme tekniği kullanılmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir.
- Bu çalışmada kullanılan modelleme yaklaşımını bir çok hidrolik sisteme uygulanabileceğini söylemek mümkündür.
- Çalışma kapsamında daha az maliyetle daha fazla mukavim yeni bir hidrolik pres tasarımı ve imalatı için oldukça önemli teknik bulguların elde edildiğini söylemek mümkündür.
- Yapılan bu çalışmada elde edilen sonuçların gerçek çalışmalarda kullanılabileceğini, ayrıca bulunan sonuçların gelişmeye yönelik olduğunu, kullanılan modelleme yaklaşımının benzer çalışmalara ve literatüre ışık tutacağını söylemek mümkündür.

5.2. Öneriler

Çalışma kapsamında yapılan analiz çalışmaları benzer makinelerin mukavemet kaybı olmaksızın hafifletilmesinde kullanılacak türdedir. Bu nedenle analiz çalışmalarından elde edilen sonuçlar yeni bir ürünün tasarımında ve imalatında kullanılabilir niteliktedir. Ayrıca çalışmada kullanılan modelleme çalışması benzer hidrolik ve mekanik sistemlerin matematiksel olarak modellenmesinde literatüre katkı sağlayacaktır.



KAYNAKLAR

- ASM International Handbook Committee. (1990). ASM Handbook–Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High Performance Alloys. ASM International, Materials Park, 2195-2248.
- Ahmadian, M. (2001). Active Control of Vehicle Vibration In: S. Braun, D. Ewins, S.S. Rao (Editors), Encyclopedia of Vibration (2002). Academic Press, San Diego, USA. vol.1, p.37-4
- Akkaya A. V., Çetin S., (2003) Doğrusal Bir Hidrolik Hareketlendirici Sistemin Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü, III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, s. 81-87 .
- Aravind, U., Gopalakrishnan, C. K., Chakkingal, U., & Venugopal, P. (2015). Fine Piercing with Rubber for Counter Force in a Double Action Hydraulic Press. Transactions of the Indian Institute of Metals, 68(2), 235-242.
- Arslan, O. (2009), Bir eksantrik pres gövdesinin Ansys ile analizi, Bitirme tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, 35 s.
- Aydin, M., & Kisioglu, Y. (2013). Hydraulic press design under different loading conditions using finite element analysis. Engineering Science & Technology, an International Journal, 16(3).
- Babacan,K, (2007), Mekanik preslerde şekillendirme hassasiyetini etkileyen faktörlerin incelenmesi ve pres elemanları üzerinde uygulanacak mukavemet analizleri ile konstrüktif iyileştirmelerin sağlanması, Yüksek lisans tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 117 s.
- Batu, U., Gürcan, M. B., & Balkan, T. (2003). Hidrolik Servo Valflerin Dinamik Modelleri ve Performans Testleri. III. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi ve Sergisi, 15-26.
- Becan, R. M., Kuzucu, A., & Kutlu, K. (1998). Hidrolik Konum Kontrol Sistemlerinin Gerçeğe Yakın Benzetimi. Tr. J. Of Engineering Environmental Sciences, 125-130.
- Beer, F. P., Johnston, E. R., & Dewolf, J. T. (2006). Mechanics of Materials. 4th.
- Cahit K. (2011). Makine Elemanları Teori, Konstrüksiyon ve problemler
- Campbell, F. C. (Ed.). (2008). Elements of metallurgy and engineering alloys. ASM International.
- Cao, S. Y., Sun, Y. S., & Xuan, L. (2014). Study on Failure Trend of L-Type Deflection Machine Structure on Basis of Static Strength Analysis. InAdvanced Materials Research (Vol. 834, pp. 1484-1487). Trans Tech Publications.

- CAO, W., & ZENG, J. (2013). Finite element analysis and structural optimization of upper beam for hydraulic press. *China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology*, 5, 026.
- CHEN, C., FAN, S., ZHAO, S., CUI, M., & HAN, X. (2015). Analysis and verification of frame structure for 160kN servo-hydraulic press. *China Metal Forming Equipment & Manufacturing Technology*, 6, 025.
- Chen, G., Wu, L., Wu, L., & Xie, P. Q. (2015). The Finite Element Analysis of Tension and Compression Condition of Diesel Engine Connecting Rod. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 722, pp. 120-124). Trans Tech Publications.
- Choi, B. K., Lee, J. H., Lee, J. M., Ha, J. M., Gu, D. S., & Kim, W. C. (2013). Structural Analysis of 800Ton Hot Stamping Press. *Journal of the Korea Society For Power System Engineering*, 17(1), 97-103
- Çakan, A. (2013). Karayolu taşıtları süspansiyon sisteminde aktif titreşim kontrolü (Doctoral dissertation, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- ÇALIŞKAN, H., BALKAN, T., PLATİN, B. E., & DEMİRER, S. (2008). Değişken Devirli Po Mpa ile Servo Hidrolik Konum Kontrolü. V. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi. İzmir, 359-375.
- Fatih C. Babalık , Kadir Çavdar (2011). Makine Bilimi ve Elemanları.
- Gao, M., Huang, H., Liu, Z., Li, X., & Sutherland, J. W. (2016). Design and Optimization of the Slide Guide System of Hydraulic Press Based on Energy Loss Analysis. *Energies*, 9(6), 434.
- Guangming, S., Feng, J., & Jianhui, L. (2014). Research on static and dynamic characteristic and structure optimization of bearing retainer special NC drilling machine tool bed. *Modern Manufacturing Engineering*, 2, 011.
- Gülbağçe, E. (2015). HELİKOPTER KABİN GÜRÜLTÜSÜNÜN PİEZOELEKTRİK EYLEYİCİLERLE AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ ANALİZLERİ (MS THESIS, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Halicioglu, R., Dulger, L. C., & Bozdana, A. T. (2016). Structural design and analysis of a servo crank press. *Engineering Science and Technology, an International Journal*
- Han, W. J., Bi, D. S., Li, S., Guan, Y. B., & Yang, G. (2014). Lower Beam of the Heavy Isothermal Forging Hydraulic Press Co Mpare between Rigidity Test and Simulated Result. In *Applied Mechanics and Materials*
- Hatapakki, A. B., & Gulhane, U. D. (2015). Design Optimization of C Frame of Hydraulic Press Machine.

- Haydim M., (2006) Elektro Hidrolik Servo Sistemlerde Bulanık Mantık Yaklaşımıyla Konum Kontrolü Yüksek Lisans Tezi, Makine Müh. ABD, Selçuk ÜN Fen Bilimleri Enst., 93 s.
- Huang, Z. C., Zhang, B. Q., Xu, H., & Han, W. (2012). Study on the Fatigue Life of Fully-Automatic Hydraulic Press Pull Rods Based on Finite Element and Mechanical Materials. In *Advanced Materials Research (V)*
- Huang, Z., Wu, N., & Wang, X. (2013). Contact Analysis on The Whole Frame of 32.8 MN PRESS. *Indonesian Journal of Electrical Engineering and Computer Science*, 11(7), 3863-3873.
- İstif İ., Kutlu K., (2004) Oransal valf kontrollü hidrolik silindir sisteminin konum kontrolü, İTÜ dergisi, Cilt:3, Sayı:2-3-4-5, s.77-86.
- Khisti, R. S., Pawar, A. V., Budhi, M. M., & Mangalvedhe, S. K. (2015, March). Design of C Frame for Assembly Press. In *International Journal of Engineering Research and Technology (Vol. 4, No. 03 (March-2015))*. ESRSA Publications.
- Kılıç A., Kapucu S., (2011)Hidrolik Silindir İle Sürülen Asılı Yüklerin Salınım Kontrolü”, VI. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi, s.75-83.
- Koçer, Ü. (2013). Beş serbestlik dereceli bomba yükleme aracının tasarımı, analizi, simülasyon/mechanics modeli ve animasyonu (Doctoral dissertation, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- Köseler,S, (2014), Üç etkili yüksek hızlı bir hidrolik presin tasarımı ve analizi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, 125s.
- Kumar, Mr J. Jagadesh, V. V. Satyanarayana, and Mrs D. Pratibha. (2015) ELASTO-PLASTIC ANALYSIS OF A HEAVY DUTY PRESS USING FEM AND NEUBER’S APPROXIMATION METHODS
- Li, Y., & Wang, T. (2015, August). The structural static analysis of four-column hydraulic press. In *2015 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation (ICMA)* (pp. 1301-1306). IEEE.
- Li, Y., Zhang, L., He, B., Chen, Y., & Zhang, C. (2015). Forming-precision-driven structure design of hydraulic press Methodology and case study. *Transactions of Tianjin University*, 21, 541-553.
- Lian, J., & Li, J. (2014). Crane basic boom static analysis based on ANSYS. In *Advanced Materials Research (Vol. 871, pp. 64-68)*. Trans Tech Publications.
- Liu, G. K., Liu, Y. J., Jing, F. J., Liu, B., Sun, H. F., & Nie, L. C. (2014). Finite Element Analysis of Grab Crane’s Metal Construction In *Applied Mechanics and Materials (Vol. 556, pp. 1050-1053)*. Trans Tech Publications.

- Lu, X., & Huang, M. (2015). Novel multi-level modeling method for complex forging processes on hydraulic press machines. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 79(9-12), 1869-1880.
- Lu, X., Fan, B., & Huang, M. (2015). A novel LS-SVM modeling method for a hydraulic press forging process with multiple localized solutions. *IEEE Transactions on Industrial Informatics*, 11(3), 663-670.
- Lv, D. Q. (2013). The Finite Element Analysis on the Crossbeam of Full Automatic Hydraulic Tile Press. In *Advanced Materials Research* (Vol. 605, pp. 397-400). Trans Tech Publications.
- Malipatil, S. S., Potdar, Y. N., & Mattikalli, A. C. (2014). Analysis and Structural Optimization of 5 Ton H-Frame Hydraulic Press. *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology*, 1(5), 356-360.
- More, R. S., & Kulkarni, S. R. (2015). Finite Element Analysis and Optimization of 'c' Types Hydraulic 200ton Press.
- Nie, J. H., & Nie, H. W. (2013, June). Research on the Crawling Mechanism of Giant Hydraulic Press at a Low-Speed Running State. In *Digital Manufacturing and Automation (ICDMA), 2013 Fourth International Conference on* (pp. 1123-1126). IEEE.
- Pan, Y. (2014). Finite element analysis for the upper beam of 21MN ceramic press. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 556, pp. 1030-1033). Trans Tech Publications.
- Patel, R. K., Angra, S., & Mittal, V. K. (2014). Comparison of Materials for Universal Tractor Connecting Rod Using Ansys Software. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 592, pp. 1015-1019). Trans Tech Publications.
- Pejkowski, Ł., & Skibicki, D. (2011). Analysis of accelerated methods for determination of fatigue curves. *Journal of Polish Cimac Selected problems of designing and operating technical systems*, 6(3), 199-214.
- Press, F. C. H. (2015). *International Journal of Emerging Technology & Research. Simulation*, 2(4).
- Qi, X. M., & Zhang, J. D. (2014). ANSYS Workbench for Static Analysis of Excavator Arm. In *Advanced Materials Research* (Vol. 926, pp. 759-762). Trans Tech Publications.
- Ravi, D. (2014). Computer Aided Design and Analysis of Power Press. *Middle-East Journal of Scientific Research*, 20(10), 1239-1246.
- Raz, K., Kubec, V., & Cechura, M. (2015). Dynamic behavior of the hydraulic press for free forging. *Procedia Engineering*, 100, 885-890.

- Sezgen, H. Ç., Tınkır, M. (2016). Structural Analysis of Industrial H-Type Hydraulic Press by Using Finite Element Method. Conference on Mathematical Foundations of Informatics MFOI'2016, Chisinau/Republic of Moldova, July 25-29, pp. 321-332.
- Shaikh, S., Bhatt, H., & Parikh, P. (2014). A Review On Topology Analysis And Optimization Of Hydraulic Press Brake. International Journal for Innovative Research in Science and Technology, 1(6), 215-218.
- Shi, H. S., Wang, L. H., Yang, Z., & Wang, P. C. (2014). Dynamics Simulation Analysis on Hydraulic Excavator Working Mechanism Based on Rigid-Flexible Coupled Modeling. In Advanced Materials Research (Vol. 889, pp. 459-462). Trans Tech Publications.
- Shigley, J. E. (2011). Shigley's mechanical engineering design Tata McGraw-Hill Education
- Sun, Y. S., & Xuan, L. (2014). Study on Failure Trend of Lateral Lifting Platform Structure on Basis of Static Strength Analysis. In Applied Mechanics and Materials (Vol. 446, pp. 553-557). Trans Tech Publications.
- TAHRALI, Necati, and Ufuk ÖZDEMİR. (2007) "Dinamik Gerilmelerde Öngörülen Ömüre Göre Çelik Makina Parçalarının Tasarımı."
- Taş, B. (2008), Hidrolik pres tasarımı, Yüksek lisans tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 90 s.
- Tınkır, M., Sezgen, H. Ç. (2016). H Tipi Hidrolik Presin Modellenmesi ve Konum Geri Beslemeli Oransal-Türevsel Kontrolü. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi, Cilt. 18, No.3, Sayı. 54, ss. 533-545.
- WANG, X. W., LI, Y. S., ZHANG, X. L., ZHANG, Z. Y., & LIAN, J. H. (2012). Static analysis of cylinder and frame for 80 MN high speed forging hydraulic press. Journal of Taiyuan University of Science and Technology, 3, 007.
- Wei, J., Zhang, Q., Li, M., & Shi, W. (2016). High-performance motion control of the hydraulic press based on an extended fuzzy disturbance observer. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering,.
- Wei, W. (2013). Structural optimization for upper beam of isothermal hydraulic press. In Applied Mechanics and Materials (Vol. 423, pp. 1936-1939). Trans Tech Publications.
- Xu, W. J., Chen, K. W., & Ding, Y. F. (2011). Structural Optimization on the Hydraulic Press by FEM and Mathematical Programming Algorithm. In Advanced Materials Research (Vol. 291, pp. 2579-2585).

- Yağbasan, O. , (2010), C Tipi Bir Pres Gövdesinin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 77s.
- Yanmış, N , (2010), Bilgisayar Destekli Prototip Hidrolik Pres ile Çökertme İşleminde Presin Basınç, Hız ve Pozisyon Kontrolünün İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Mekatronik Anabilim Dalı, 126s.
- Yao, Y., Pengfei, W., Wenyu, Z., & Hualiang, W. (2015). The PID Parameter Setting for the Hydraulic Servo System Based on Genetic Algorithms.
- Yong, Z. H. A. N G., Zhijiu, A. I., Yan, W. U., Xu, P. E. N G., Yi, Z. H. A. N G., Pan, Z. H. A. N G., & Branch, Z. O. P. (2013). Structural Analysis of Forging Press and Its Optimization Under Left and Right Partial Load Conditions. *Hot Working Technology*, 23, 049.
- Yu, H. Y., Tang, J. L., & Tang, Y. (2015). Research on 800 MN hydraulic press monitoring system. *Materials Research Innovations*.
- Yu, M. (2015). INTELLIGENT NEURAL NETWORK CONTROL STRATEGY OF HYDRAULIC SYSTEM DRIVEN BY SERVO MOTOR. *International Journal on Smart Sensing & Intelligent Systems*, 8(2).
- Yu, N H., & Fan, J. J. (2014). Stress Analysis of the Press Cage in Screw Press by Finite Element Method. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 543, pp. 164-167). Trans Tech Publications.
- Zhang, H., Shanmei, L., & Wu, A. (2015, June). The Modal Analysis of 20 MN Forging Hydraulic Press. In *2015 8th International Conference on Intelligent Computation Technology and Automation (ICICTA)* (pp. 997-
- Zhang, Q., Fang, J., Wei, J., Xiong, Y., & Wang, G. (2016). Adaptive robust motion control of a fast forging hydraulic press considering the nonlinear uncertain accumulator model. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*, 230(6), 483-497.
- Zhang, Q., Wei, J., Fang, J., & Wang, X. (2015, October). High Performance Pressure Control for the Hydraulic Press Based on the Soft Relief Fuzzy PID Controller. In *ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power and Motion Control* (pp. V001T01A046-V001T01A046). American Society of Mechanical Engineers.
- Zhang, W. W., Wang, X. S., Wang, Z. R., Yuan, S. J., He, Z. B., Liu, G., & Dai, K. (2015). Mechanical analysis on the cylinder-crown integrated hydraulic press with a hemispherical cylinder. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 229(3), 407-416.
- Zhu, P., Zhang, L., Zhou, R., Chen, L., Yu, B., & Xie, Q. (2012). A novel sensitivity analysis method in structural performance of hydraulic press. *Mathematical Problems in Engineering*, 2012.

ÖZ GEÇMİŞ

HAŞMET ÇAĞRI SEZGEN

Adres: Mamuriye Mah. Atademir Sk. Mavi Köşk Sitesi A Blok
Kat:3 No:6 Meram/ KONYA

TELEFON NUMARASI: (505) 7048501

E-Posta: sezgen1@hotmail.com



KİŞİSEL BİLGİLER

Doğum Tarihi ve Yeri: 01.01.1988 - Konya

Uyruğu : T.C.

Medeni Durumu : Bekâr

Cinsiyet : Erkek

Askerlik Durumu : Yapıldı (04.11.2013 – 04.05.2014)

Ehliyet : B Sınıfı

EĞİTİM BİLGİLERİ

LİSANS

Selçuk Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü (09/2007 – 06/2013)

Transkript Ortalaması (2.53 / 4 - 65.70 / 100)

LİSE

Konya Meram Anadolu Lisesi (09/2002 - 06/2006)

İŞ DENEYİMİ

Bilimsel Ar-Ge Destek Ltd. Şti.

Aralık 2015 / -

Şirket profili: Tübitak-Teydeb ve Kosgeb ar-ge projeleri hazırlama, yürütme, mühendislik hesaplamaları ve mühendislik desteği

Görev : Proje ve analiz uzmanı ve analiz eğitmeni

- ANSYS veMATLAB programları ile mühendislik yaklaşımları
- Tübitak ve Kosgeb ar-ge projeleri hazırlama
- Müşteri firmalara mühendislik eğitimi (ANSYS ile sonlu elemanlar analizi eğitimi)

Hidroliksan Halim Usta Hidroliksan Pres

Eylül 2015 / Mayıs 2016

Şirket profili: Hidrolik pres makinaları üretimi ve imalatı

Görev : Teknik danışman ve eğitmen

- Şirket Mühendislerine, temel mühendislik analizleri eğitimi
- Şirket Mühendislerine, yapısal mühendislik analizleri eğitimi
- Seçilmiş bir hidrolik prese, yapısal analizler yapıldıktan sonra şasi optimizasyonu

Vital Asansör, Konya

Temmuz 2014 / Ekim 2014

Şirket profili: Tam otomatik ve yarı otomatik asansör kapıları üretimi

Görev : İmalat Mühendisi

- Tam otomatik ve yarı otomatik asansör kapısı tasarımı
- Montaj hattı iş takibi
- Tasarlanmış ve modifiye edilmiş parçaların ön analizi
- Arıza çıkaran asansör kapılarının sorun tespiti

Hantaş Hidrolik, Konya

Temmuz 2012 / Ocak 2013

*Şirket profili: Pnömatik ve hidrolik silindir üretimi ve montajı.**Görev : İmalat Mühendisi*

- Torna, freze, cnc ve diğer imalat makinalarında üretim operatörlüğü
- Silindir üretim hattında, iş planlaması ve operatörlük

Yurtpak Ambalaj, Konya

Temmuz 2011 / Kasım 2011

*Şirket profili: Paketleme ve dolum makineleri üretimi**Görev : İmalat Mühendisi*

- Yarı otomatik ve tam otomatik paketleme makinesi ve shrink makinesi tasarımı
- Kullanılan paketleme makineleri komponentlerinin modifikasyonu
- Tasarlanmış ve modifiye edilmiş parçaların ön analizi
- Shrink makinesi termal testleri ile yeni tasarımlar oluşturma

STAJ DENEYİMİ

- **Konya Çimento A.Ş.** Konya

Temmuz / Ağustos , 2008

Staj Departmanı: Makine Bakım

- **Konya Çimento A.Ş**

Konya Temmuz /
Ağustos, 2009

Staj Departmanı: Makine Bakım

YAZILIM BİLGİLERİ**Mühendislik Hesaplamaları Yazılımları:** Matlab, Simulink, Simmechanics, Simhydraulics, Gui, Fluidsim, Mapple, Mathcad, (Hepsi iyi derecede)**CAD/CAM Yazılımları:** Solidworks, Unigraphics, Autocad, Mastercam, CNC programları ve Simulatörleri (Predator CNC), (Hepsi iyi derecede)**Analiz Yazılımları:** Solidworks Simulation, Solidworks Motion, Solidworks Flow Simulation Ansys(Tüm yapısal ve ısı toolboxları), Msc Adams, Msc Apex, Msc Nastran-

Patran, Dassault Abaqus, Icem Cfd, Ncode Designlife (Hepsi iyi derecede)

Office Yazılımları: Microsoft Word, Excel, Powerpoint, Sharepoint, Access, (Hepsi iyi derecede)

DİL BİLGİLERİ

İngilizce: Reading (çok iyi), Listening (iyi), Writing (çok iyi), Speaking (iyi)

ÖSYM SINAV BİLGİLERİ

YDS Puanı: 73.75 (Bahar 2015)

ALES Puanı: 81.325 (Sonbahar 2014)

BİLİMSEL YAYINLAR

- **Haşmet Çağrı Sezgen**, Mustafa TINKIR, “Structural Analysis of Industrial H-Type Hydraulic Press by Using Finite Element Method”, Conference on Mathematical Foundations of Informatics MFOI’2016, Chisinau/Republic of Moldova, July 25-29, pp. 321-332, 2016.
- Mustafa TINKIR, **Haşmet Çağrı Sezgen**. H Tipi Hidrolik Presin Modellenmesi ve Konum Geri Beslemeli Oransal-Türevsel Kontrolü. Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi, Cilt. 18, No.3, Sayı. 54, ss. 533-545, 2016.

AKADEMİK ARAŞTIRMA PROJELERİ

- “H Tipi Hidrolik Presin Yapısal Analizi, Optimizasyonu ve Konum Kontrolü” Yüksek Lisans tezi
- Lisans bitirme projesi : " Hareket halindeki araçların ağırlıklarından tahrik alan bir hidrolik sistemle enerji üretme yöntemi "
- TÜBİTAK-TEYDEB(1507,1505,1511...)-ARDEB (1001,1003...) projeleri hazırlama. (Çok iyi derecede)

EĞİTİM VE SEMİNERLER

- 21.06.2011 Eğitim Sertifikası – Hidrolik-Pnömatik
- 09.05.2013 Kastaş – Sızdırmazlık Eğitim Semineri
- TÜBİTAK-TEYDEB-ARDEB Projeleri hazırlama eğitimi (2013-2015)
- “H Tipi Bir Hidrolik Presin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Lineer Statik Analizi”,

Yüksek Lisans Semineri, Nisan 2016.

EK BİLGİLER

Hobiler: Web tasarımı, grafik tasarımı, yüzme, sinema, bisiklet, basketbol, tarih.

