



T.C.
İSTANBUL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



YÜKSEK LİSANS TEZİ

**HİDROLİK EKSKAVATÖRDE BOM-KOL-KEPÇE SİSTEMİNİN
SONLU ELEMAN GERİLME ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU**

Drissa Mohamed MALO

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Mühendisliği Programı

**DANIŞMAN
Prof. Dr. Erol UZAL**

Haziran, 2018

İSTANBUL

Bu çalışma, 7.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı , Makine Mühendisliği Programında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi



Prof. Dr. Erol UZAL (Danışman)
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi

Prof. Dr. Serdar BARIŞ
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi



Prof. Dr. İbrahim ÖZKOL
İstanbul Teknik Üniversitesi
Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi



Dr. Öğr. Üyesi Şule KAPKIN
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi



Dr. Öğr. Üyesi Erman ASLAN
İstanbul Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi





20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, İstanbul Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

ÖNSÖZ

Bu araştırmanın esası, makinelere ve makine mühendisliği alanında yapılabilecek ilerlemelere tutkumdan kaynaklanmaktadır. Dünyamız robotlaşma çağına girdikçe, madencilik, inşaat mühendisliği, makine mühendisliği ve ormancılık gibi birçok mühendislik alanında modern ve geliştirilmiş makinelere büyük bir ihtiyaç duyulmaktadır. Günümüzde, hidrolik ekskavatörler en çok kullanılan iş makinelerinden birisidir. Bu tez, bir ekskavatör robot kolunun sonlu elemanlar gerilme analiziyle geliştirilmesi ve optimizasyonuna yöneliktir.

Güçlü bir destek olmadan bu başarı seviyesine ulaşamayacaktım. Bu çalışma fırsatını kullanmaktan ve çalışma boyunca beni sağlıklı tutmaktan dolayı her şeyden önce Yüce Allah'a teşekkür ediyorum. İkinci olarak, bana sevgi ve motivasyonla destek veren aileme teşekkür ediyorum. Danışmanım Pr. Dr. Erol UZAL ve komitenin tüm üyelerin, yüksek lisansımın gerçekleşmesi boyunca bana sağladıkları rehberlik, tavsiyeler, yardım, yapıcı eleştiriler için onlara kalpten teşekkür ediyorum. Son olarak, bu tezi hazırlarken bana destek olan herkese teşekkür ediyorum.

Haziran 2018

Drissa Mohamed MALO

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	iv
İÇİNDEKİLER.....	v
ŞEKİL LİSTESİ.....	viii
TABLO LİSTESİ.....	xi
SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ.....	xii
ÖZET.....	xiv
SUMMARY.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
1.1. PROBLEMİN TANIMI.....	2
1.2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ.....	2
1.3. ÇALIŞMANIN AMAÇLARI.....	3
2. GENEL KISIMLAR.....	4
2.1. AĞIR İŞ MAKİNELERİ.....	4
2.1.1. Tanım.....	4
2.1.2. Ağır İş Makineleri Ve Adlandırılması.....	5
2.1.2.1. İnşaat Ve Madencilikte Kullanılan Ağır İş Makineleri.....	5
2.1.2.2. Yol Şantiyelerinde Kullanılan Ağır İş Makineleri.....	7
2.1.2.3. Ormancılıkta Kullanılan Ağır İş Makineleri.....	9
2.2. EKSKAVATÖR.....	12
2.2.1. Tanım.....	12
2.2.2. Ekskavatörün Hidrolik Sistemi.....	14
2.2.3. Önceki Çalışmalar.....	15
3. MALZEME VE YÖNTEM.....	18
3.1. MALZEME.....	18
3.1.1. Sistemin Hareketlerinin Analizi.....	18
3.1.1.1. Uzanma.....	19
3.1.1.2. Yaklaşma.....	19
3.1.1.3. Kazma Başlangıcı.....	20
3.1.1.4. Koparma.....	20
3.1.1.5. Kaldırma.....	21

3.1.1.6. Boşaltma.....	21
3.1.2. Sistemin Bileşenlerin Tasarımı	22
3.1.2.1. Ana Bileşenlerin Tasarımı.....	22
3.1.2.2. Ek Bileşenlerin Tasarımı.....	26
3.2. ANA BİLEŞENLERİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ.....	28
3.2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemin Genel Bir Değerlendirmesi	28
3.2.1.1. Elemanlar	29
3.2.1.2. Düşüm Noktası	30
3.2.1.3. Sınır Koşulları	31
3.2.1.4. Başlangıç Koşulları.....	31
3.2.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin Temel Adımları	31
3.2.2.1. Ön İşlemci Safhası	31
3.2.2.2. Çözüm Safhası	33
3.2.2.3. Son İşlemci Aşaması.....	34
3.2.3. Sistemin Statik Kuvvet Analizi.....	34
3.2.3.1. Sistemin Maksimum Koparma Kuvveti Konfigürasyonu.....	34
3.2.3.2. Kepçenin Statik Kuvvet Analizi.....	35
3.2.3.3. Kolun Statik Kuvvet Analizi.....	38
3.2.3.4. Bomun Statik Kuvvet Analizi	42
3.2.4. Ansys Workbench’i Kullanarak Statik Yapısal Analiz	44
3.2.4.1. Analiz Tipini Seçmek.....	45
3.2.4.2. Mühendislik Verileri	45
3.2.4.3. Geometri.....	45
3.2.4.4. Model.....	45
3.2.4.5. Kurulum.....	45
3.2.4.6. Çözüm.....	46
4. BULGULAR.....	48
4.1. KEPÇENİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ BULGULARI	48
4.1.1. Kepçenin Von-Mises Gerilme Analizi	48
4.1.2. Kepçenin Toplam Deformasyon Analizi.....	48
4.2. KOLUN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ BULGULARI.....	50
4.2.1. Kolun Von-Mises Gerilme Analizi	50
4.2.2. Kolun Toplam Deformasyon Analizi	50
4.3. BOMUN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ BULGULARI.....	52

4.3.1. Bomun Von-Mises Gerilme Analizi.....	52
4.3.2. Bomun Toplam Deformasyon Analizi	52
5. TARTIŞMA VE SONUÇ	54
5.1. OPTİMİZASYONUN DEĞERLENDİRMESİ.....	54
5.2. SİSTEMİN BİLEŞENLERİN TASARIM DEĞİŞİKLİKLERİ	55
5.2.1. Kepçenin Tasarım Değişiklikleri	55
5.2.2. Kolun Tasarım Değişiklikleri.....	56
5.2.3. Bomun Tasarım Değişiklikleri.....	57
5.3. OPTİMİZE EDİLMİŞ BİLEŞENLERİN TESTLERİ	57
5.3.1. Kepçenin Test Sonuçları.....	57
5.3.2. Kolun Test Sonuçları.....	58
5.3.3. Bomun Test Sonuçları	59
5.4. SONUÇ VE ÖNERİLER	62
KAYNAKLAR.....	64
EKLER.....	66
EK 1. Kolun teknik çizimleri.....	66
EK 2. Bomun teknik çizimleri	67
EK 3. Kepçenin teknik çizimleri.....	68
EK 4. Tabanın teknik çizimleri.....	69
EK 5. Pimin teknik çizimleri	70
EK 6. Silindirin teknik çizimleri.....	71
EK 7. Pistonun teknik çizimleri.....	72
EK 8. Stabilizörün teknik çizimleri.....	73
EK 9. Gergi çubuğun teknik çizimleri	74
EK 10. Optimize edilmiş kepeçenin teknik çizimleri	75
EK 11. Optimize edilmiş bomun teknik çizimleri	76
EK 12. Optimize edilmiş kolun teknik çizimleri	77
ÖZGEÇMİŞ	78

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 1.1: Makinelerin kayma riski olduğu tepelik bölgelerde kullanılan paletli ekskavatör.....	1
Şekil 1.2: Paletli yükleyici.....	6
Şekil 1.3: Motorlu greyder.....	7
Şekil 1.4: Buldozer.....	8
Şekil 1.5: Skider.....	9
Şekil 1.6: Ahşap taşıyıcı vinçli kamyon.....	10
Şekil 2.1: : Ekskavatörün bileşenleri adı.....	12
Şekil 2.2: Ekskavatördeki mekanik enerji - hidrolik enerji dönüşümü.....	13
Şekil 2.3: Ekskavatör kinematik modelinine koordinat sistemi belirlenmesi [15].	16
Şekil 3.1: SOLIDWORKS ortamında tasarlanmış robot kolu.....	19
Şekil 3.2: Uzanma.....	19
Şekil 3.3: Yaklaşma.....	20
Şekil 3.4: Kazma başlangıcı.....	20
Şekil 3.5: Koparma.....	21
Şekil 3.6: Kaldırma.....	21
Şekil 3.7: Boşaltma.....	22
Şekil 3.8: Tasarlanmış 3D bom modeli.....	23
Şekil 3.9: Tasarlanmış 3D kol modeli.....	24
Şekil 3.10: Tasarlanmış 3D kepçe modeli.....	25
Şekil 3.11: Taban.....	26
Şekil 3.12: Pim.....	27
Şekil 3.13: Silindir.....	27

Şekil 3.14: Piston.....	27
Şekil 3.15: Stabilizör.	28
Şekil 3.16: Gergi çubukları.	28
Şekil 3.17: Mühendislik problemleri ve matematiksel modelleri şeması.	29
Şekil 3.18: 3D temel elemanlar [22].....	30
Şekil 3.19: Düğüm noktası [22].	30
Şekil 3.20: Sabit kesit alanına sahip lineer bir elemanın gösterimi [20].	32
Şekil 3.21: Maximum koparma kuvveti konfigürasyonu (ek yerleriyle).	34
Şekil 3.22: Maximum koparma kuvveti konfigürasyonu (ölçülerle).....	35
Şekil 3.23: Kepçenin serbest cisim diyagramı.	36
Şekil 3.24: Kepçenin ek yerlerine uygulanan kuvvetler.....	37
Şekil 3.25: Kolun serbest cisim diyagramı (ek yerleriyle).....	38
Şekil 3.26: Kolun serbest cisim diyagramı (ölçülerle).....	39
Şekil 3.27: Kolun ek yerlerine uygulanan kuvvetler.....	41
Şekil 3.28: Bomun serbest cisim diyagramı.	42
Şekil 3.29: Bomun ek yerlerine uygulanan kuvvetler.	44
Şekil 3.30: Ansys workbench'in arayüzü 46	46
Şekil 3.31: Kepçenin çözüm ağ oluşturması (4869 düğüm noktası ve 2292 eleman).....	47
Şekil 3.32: Kolun çözüm ağ oluşturması (2877 düğüm noktası ve 1311 eleman).....	47
Şekil 3.33: Bomun çözüm ağ oluşturması (4216 düğüm noktası ve 2027 eleman).....	47
Şekil 4.1: Kepçenin Von-Mises gerilme analizi grafiği 49	49
Şekil 4.2: Kepçenin toplam deformasyon analizi grafiği 49	49
Şekil 4.3: Kolun Von-Mises gerilme analizi grafiği. 51	51
Şekil 4.4: Kolun toplam deformasyon analizi grafiği. 51	51
Şekil 4.5: Bomun Von-Mises gerilme analizi grafiği..... 53	53
Şekil 4.6: Bomun toplam deformasyon analizi grafiği..... 53	53
Şekil 5.1: Optimize edilmiş kepeç..... 56	56

Şekil 5.2: Optimize edilmiş kol.....	56
Şekil 5.3: Optimize edilmiş bom.....	57
Şekil 5.4: Optimize edilmiş kepçenin Von-Mises gerilme analizi.....	61
Şekil 5.5: Optimize edilmiş kolun Von-Mises gerilme analizi.....	61
Şekil 5.6: Optimize edilmiş bomun Von-Mises gerilme analizi.....	61



TABLO LİSTESİ

	Sayfa No
Tablo 1.1: Ağır iş makinelerin hareketlilik mekanizmalarına göre sınıflandırılması.....	11
Tablo 2.1: Ekskavatörün hidrolik sisteminin hidrolik bileşenleri.	14
Tablo 2.2: Ekskavatörün hidrolik sisteminin mekanik bileşenleri.	15
Tablo 3.1: SAILMA 450 H malzemesi özellikleri	22
Tablo 3.2: Bomun mekanik özellikleri.....	23
Tablo 3.3: Kolun mekanik özellikleri.	23
Tablo 3.4: Kepçenin mekanik özellikleri	24
Tablo 3.5: Kepçenin doluluk yüzdesi.....	25
Tablo 3.6: Kepçenin ek yerlerine uygulanan kuvvetlerin değerleri. Eksi işareti, kuvvetin yatay bileşen için sol doğrultuda, kuvvetin dikey bileşeni için aşağı doğrultuda olduğunu göstermektedir.	38
Tablo 3.7: Kolun ek yerlerine uygulanan kuvvetlerin değerleri. Eksi işareti, kuvvetin yatay bileşen için sol doğrultuda, kuvvetin dikey bileşeni için aşağı doğrultuda olduğunu göstermektedir.	42
Tablo 3.8: Bomun ek yerlerine uygulanan kuvvetlerin değerleri. Eksi işareti, kuvvetin yatay bileşen için sol doğrultuda, kuvvetin dikey bileşeni için aşağı doğrultuda olduğunu göstermektedir.	44
Tablo 4.1: Kepçenin analizleri bulguları.....	48
Tablo 4.2: Kolun analizleri bulguları.....	50
Tablo 4.3: Bomun analizleri bulguları.	52
Tablo 5.1: Yapı çeliğın mekanik özellikleri.....	57
Tablo 5.2: Kepçenin analizlerin yeni ve eski sonuçların karşılaştırması.	58
Tablo 5.3: Kolun analizlerin yeni ve eski sonuçların karşılaştırması.	59
Tablo 5.4: Bomun analizlerin yeni ve eski sonuçların karşılaştırması.	60

SİMGE VE KISALTMA LİSTESİ

Simgeler	Açıklama
A	: Bom-Kabinin Ek Yeri
B	: Bom-Bom Silindirinin Ek Yeri
C	: Bom-Kolun Ek Yeri
D	: Kol-Kepçenin Ek Yeri
E	: Kabin-Bom Silindirinin Ek Yeri
F	: Kol-Kol Silindirinin Ek Yeri
Gi	: Ağırlık Merkezi Değişkeni
I	: Bom-Kol Silindirinin Ek Yeri
J	: Kol- Kepçe Silindirinin Ek Yeri
K	: Kepçe- Kepçe Silindirinin Ek Yeri
L	: Kolun Uzunluğu
N	: Kepçenin Ucu
O_i	: Kordinat Sisteminin Merkezi Değişkeni
x_i	: Kordinat Sisteminin x Ekseni Değişkeni
y_i	: Kordinat Sisteminin y Ekseni Değişkeni
θ_i	: Bileşenlerin Ek Yerinin Değişkeni
$\dot{\theta}_i$: Ek Yeri Değişkeninin İlk Türevi
E	: Elastisite Modülü
μ	: Poisson Oranı
Rho	: Birim Hacim Ağırlığı
σ_Y	: Akma Mukavemeti
SC	: Net Kapasite
E	: Fazlalık
ρ	: Maksimum Koparma Kuvveti Konfigürasyonunda Diş Bıçağı İle Zemin Arasındaki Açısı
Ji	: Robot Kolu Bileşenlerin Ek Yerinin Değişkeni
Fi	: Ek Yerinde Güç Değişkeni
a_i	: Objektif Fonksiyonun Değişkenleri

Kısaltmalar	Açıklama
AM	: Ağırlık Merkezi
CAD	: Computer Aided Design
CAE	: Computer Aided Engineering
HEX	: Hidrolik Ekskavatör
IGES	: Initial Graphics Exchange Specification
KMG	: Komatsu Mining Germany
MATLAB	: Matrix Laboratory
MİM	: Makinenin İlerleme Motoru
STEP	: Standard for the Exchange of Product model data

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HİDROLİK EKSKAVATÖRDE BOM-KOL-KEPÇE SİSTEMİNİN SONLU ELEMAN GERİLME ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

Drissa Mohamed MALO

İstanbul Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman : Prof. Dr. Erol UZAL

Bu tezde özellikle endüstriyel, inşaat ve madencilik şantiyelerinde kullanılan hidrolik ekskavatörlerin bom-kol-kepçe robot kolu sistemine yönelik analizler ve araştırmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar bu sistemin kullanım alanları, teknik özellikleri ve hakkında genel bilgileri sunmaktadır. Bu sistemin performanslarını yükseltmek niyetiyle bileşenlerin sonlu eleman gerilme analizleri yapılmıştır.

Çalışmalar, sistemin gerçekleştirdiği hareketlerin incelenmesiyle başlamaktadır. Her bileşene uygulanan birleşik kuvvetler statik kuvvet analiziyle tespit edilmiştir. Ondan sonra CAD -CAE hazır yazılımları kullanılarak sistemin modellenmesi yapılmıştır. Ayrıca, sonlu eleman gerilme analizinden önce, sistemin ana bileşenlerin statik kuvvet analizi yapılmıştır. Modellenmiş katı cisimleri, sonlu eleman gerilme analizi programına aktarıldıktan sonra, gereken tüm adımlar takip edilmiştir. Sonuçları göz önüne alınarak, sistemin optimizasyonu yapıldı. Malzemesi, geometrisi ve teknik özellikleri yeniden düzenlenmiştir. Bu tasarım değişiklikleri sistemin mekanik özelliklerini geliştirmeye yardımcı olmuştur.

Haziran 2018, 93 sayfa.

Anahtar kelimeler: Ekskavatör, modelleme, optimizasyon, sonlu eleman gerilme analizi, robot kolu

SUMMARY

M.Sc. THESIS

FINITE ELEMENT STRESS ANALYSIS AND OPTIMISATION OF BOOM- ARM-BUCKET SYSTEM ON HYDRAULIC EXCAVATOR

Drissa Mohamed MALO

İstanbul University

Institute of Graduate Studies in Science and Engineering

Department of Mechanical Engineering

Supervisor : Prof. Dr. Erol UZAL

In this thesis, analyses and researches have been carried out on the boom-arm-bucket system of hydraulic excavators used especially on industrial, construction and mining sites. This study provides general information about the application areas and the technical specifications of this system. In order to improve its performances, finite elements stress analyses have been performed.

The works begin with an observation of the basic movements that the system accomplishes. The combined forces which are applied on each component have been determined through a static force analysis. Then the system has been modeled using CAD (Computer Aided Design) software. The drawings have been transferred to the finite element stress analysis program and all of the steps needed for the analysis have been executed. The optimization of the system has also been done by taking the obtained stress analyses results into account. The system's material, geometric and technical characteristics have been readjusted. These design modifications helped to improve the system's mechanical characteristics.

June 2018, 93 pages.

Keywords: Excavator, finite elements stress analysis, modeling, optimization, robot arm

1. GİRİŞ

Madencilik, inşaat ve endüstriyel faaliyetlerin hızlı bir şekilde büyümesi, hidrolik ekskavatörler gibi sofistike mekanizmalara sahip otomatik yüksek performanslı makineler tarafından desteklenmektedir.

Hidrolik ekskavatörler, hidrolik sistemini kullanıp hidrolik bir kuvvet üreterek çeşitli topraklar kazabilen ağır iş makineleridir. O hidrolik kuvveti kullanarak kepçeyi kendilerine geri çekebilirler. Bu ağır iş makineleri temel olarak bir bom, bir kol veya çubuk, bir kova ve dönen bir platform üstünde bir kabinden oluşmaktadır [1]. Bu makinelerin hareket kabiliyeti genelde iki paletten veya normal lastik tekerleklerden oluşan bir sistem tarafından sağlanmaktadır. İlk ekskavatörler 1700'lü yılların sonlarında ortaya çıkmışlar. 1990'lı yıllardan önce, tüm ekskavatörler, daha fazla denge, kazma gücü ve kaldırma kapasitesi sağlamak için makinenin arkasına asılmış uzun ve konvansiyonel karşı ağırlıklara sahiptiler. Kapalı alanlarda çalışırken bu karşı ağırlıklar sıkıntı haline geliyorlardı. Bu karşı ağırlıklara “kuyruk” adı verilmiş. YANMAR şirketi, 1993 yılında, uzun ve konvansiyonel karşı ağırlıksız dünyanın ilk “kuyruksuz” ekskavatörü icat etmiş. Genel olarak, ekskavatörler kazı ve malzemeleri yüklemek için yüzey madenciliği ve şantiye alanlarında kullanılan en tipik ağır iş makinelerinden biridir [2].



Şekil 1.1: Makinelerin kayma riski olduğu tepelik bölgelerde kullanılan paletli ekskavatör.¹

¹ <https://www.hitachicm.com/global/ourbusiness/products/>

1.1. PROBLEMİN TANIMI

Şantiyelerde en iyi üretim oranlarını ve aynı zamanda şirketin kârlılığını sağlamak için, kazı çalışmalarına en uygun ekipmanı kullanmak kesinlikle gerekmektedir. Bu ekipmanın, şantiyenin konfigürasyonuna ve ihtiyaçlarına göre optimize edilmesi lazım. Tasarım, optimizasyon ve tasarım değişikliği, şantiyenin üretim oranını yükseltmek için çok önemli adımlardır.

Bu iş makineleri genellikle mekanik enerjiyi üretmek için bir dizel motoru kullanmaktadır. Daha sonra bu mekanik enerji bir hidrolik pompa ile hidrolik enerjiye dönüştürülür ve bir hidrolik sisteme aktarılır. Ekskavatör, robot kolu olarak bilinen mekanizmayı kullanarak planlanan kazma işini gerçekleştirebilmektedir. Bir ekskavatörün otomasyonu karmaşık bir hidrolik ve robotik sisteme ihtiyaç duymaktadır. Bu robotik sistem, bom, kol ve kepçeyi içermektedir. Bu robot kolu, genellikle yüksek kuvvetlere ve gerilmelere maruz kalmaktadır. Geliştirmek ve optimize etmek amacıyla, bu çalışmada ekskavatörün robot kolu sistemin bazı bileşenleri tasarlanmış ve sonlu elemanlar stres analizi yapılmıştır.

1.2. ÇALIŞMANIN ÖNEMİ

Dünyamızda madencilik, inşaat ve ormancılık gibi faaliyetler büyük ölçüde büyümektedir. O büyüyen faaliyetlerde ekskavatör gibi kullanılan makineler, ağır yükleri kaldırmak için yoğun kuvvetlere ve gerilmelere maruz kalmaktadır. Otomatik robot kolu, bir ekskavatörün en önemli ve en çok streslere maruz kalan kısımlarından biridir. Gerçekten, kol ve bom sırayla kaldırma ve kazma işlemlerinde ezme ve bükme yüklerine maruz kalır. Her yıl birçok şantiyelerde ekskavatör hidrolik ve mekanik arıza ortaya çıktıkları için bu konu tez konusu olarak seçilmiştir. Streslerin belirlenmesi, deformasyonlar ve hesaplamalar çıktılarının doğru değerlendirilmesi, iş makineleri ve mekanizmaların şantiyenin çevresi üzerindeki etkinliği üzerinde son derece önemlidir.

Bu araştırma, özellikle robot kolu sisteminin bileşenlerindeki kırıkları ve deformasyonları hakkında bilgi sağlayabilmektedir. Bu çalışmanın sonuçları bomun, kolun, kepçenin ve diğer yardımcı ekipmanların yapısal bütünlüğün güçlendirmesini sağlamaya yardımcı olabilmektedir. Sisteme izin verilen stres sınırları üzerindeki streslerden ortaya çıkan öngörülebilir kazaları önlemeye yardımcı olabilmektedir.

Ayrıca, bu çalışma aynı zamanda, gerilme analizini içeren çoğu mühendislik problemleri çözmek için en yaygın sayısal prosedür olan sonlu elemanlar stres analiz metodu üzerine bir inceleme olacaktır. Özellikle bir sonlu elemanlar analiz yazılımında olan çözüm ağ oluşturma, dış kuvvetler ve yükler, başlangıç ve sınır koşulları simülasyon ve Von-Mises gerilme gibi kavramlar hakkında okuyucuya bilgi verecektir. Ek olarak, böyle bir mekanik sistemin nasıl optimize edilebileceği ve sistemin yapısal bütünlüğünü korumak için hangi değişkenlere daha fazla önem verilmesi gerektiği konusunda bilgi sağlayabilmektedir.

1.3. ÇALIŞMANIN AMAÇLARI

Çalışmanın 3 ana amacı vardır. İlk olarak, bilgisayar destekli sistem (CAD) yazılımı kullanarak ekskavatörün robot kolu sisteminin bileşenlerini tasarlamaktır. Bunun için çizim yazılımının 3D modelleme aracı kullanılmış. Bileşenler, ekskavatörün ve malzemenin mekanik özelliklerine göre tasarlanmıştır.

Çalışmanın ikinci amacı, tasarlanmış 3D parçaların sonlu elemanlar analiz yazılımına aktarılmasıyla, robot kolu bileşenlerinin gerilme analizini yapmaktır. Çözüm ağ oluşturmadan çözüme kadar sürecin tüm adımları takip edildi.

Üçüncü hedef, sistemi optimize etmek için bilgi toplamak ve parametreleri tanımlamaktır. Toplanan tüm bilgiler analiz edilecek. Hidrolik sistemin arızası ya da yoğun kuvvetlerden oluşan kırılma riski olmaması için ve sistemin performansını arttırmak için mümkün olduğu kadar sistemin yapısal bütünlüğü güçlü olması istenmektedir.

2. GENEL KISIMLAR

19. yüzyıla kadar ağır iş makineler insanlar ya da hayvanlar gücün tarafından çekiliyordu. 19. yüzyıldan beri dünyamızda sayısız ve hızlı bilimsel ilerleme kaydedilmiştir. Artan rekabet gücü sayesinde, inşaat şirketlere, madencilere ve operatörlere yüksek performanslara sahip ürünleri sağlanması başlamıştır. O yeni teknolojiler, daha çok konfor ve güvenilirlik sağlamışlar. Bu sayısız bilimsel ilerlemeler, aynı zamanda inşaat, madencilik, ormancılık ve sanayi gibi sektörlerde bazı üssel bir büyüme meydana getirdi.

Bu sektörler karmaşık mühendislik sistemleri ile gelişmiş ve sürekli geliştirilmiş ağır iş makinelerine büyük ihtiyaç duymaktadır. Ağır ekipman endüstrisi (ekskavatörler, forklift ve buldozer gibi makineler) son yıllarda dünya, genelinde %6 civarında bir büyüme oranı yaşamaktadır. Nüfusun Büyümesini karşılamak için yeni binalara ihtiyaç duyulup için, sanayi tesislere hammaddeler sağlamak için madencilik ve ormancılık faaliyetlerinin arttığı için bu ekipmanlara ihtiyaçlar gittikçe büyümektedir [3]. Bu makine türü genellikle ağır işlerin yapıldığı ve yüksek kuvvetler uygulamak gerekli olduğu yerlerde kullanılır. Bu ekipman, karşılanması gereken ihtiyaçlara ve üzerinde çalışacağı şantiyelere göre tasarlanmaktadır. Bu nedenle piyasada, çeşitli boyut ve geometrik, mekanik özelliklere sahip çok sayıda ağır iş makineleri bulunmaktadır.

2.1. AĞIR İŞ MAKİNELERİ

2.1.1. Tanım

Ağır iş makineleri, toprak kazma işleri, konteynerler veya malzeme kaldırması, toprak işleri, beton veya asfalt kaplama gibi ağır işler için tasarlanmış tüm hareketli ve hareketsiz makineleri kapsar. Ağır iş makineleri özellikle inşaat, madencilik, ormancılık gibi sektörlerde görevler yapmak için tasarlanmış ve çoğunlukla toprak işleri operasyonlarını içeren görevler. "Ağır makineler", "ağır kamyonlar", "inşaat ekipmanları", "mühendislik ekipmanları", "ağır araçlar" veya "ağır hidrolik makineler" gibi ağır iş makineleri tanımlamak için kullanılan birçok terim vardır [4]. "Ağır makineler" dan gelen "ağır" terimi, makinelerin büyüklüğü veya ağırlığından dolayı değil, gerçekleştirdiği görevlerin ağır niteliğine göre böyle adlandırılmışlar. Doğrusu, birkaç metreye ulaşabilen küçük boyutlu bazı makineler var. En büyük olanlar ise Büyük 20-30 metreden fazla bir uzunluğa sahip olabilmektedir.

Makineler farklı boyut ve özelliklere sahip olmalarına rağmen, temel olarak hepsi aynı işleyiş ilkeleri ve yapıya sahiptir. Bu yapı genellikle güçlü bir motor kullanıyor. Çoğu zaman motor tarafından mekanik enerjiye dönüştürülen güç kaynağı dizeldir. Sonra bu mekanik enerji basınç altında bir sıkıştırılmayan bir akışkan (sıvı) kullanarak hidrolik bir sistemle hidrolik enerjiye dönüştürülür. Bu makineler genellikle kabinde olan bir operatör tarafından yönetilen otomatik sistemlerdir. Operatörler makineleri, özelliklerini, makinenin bakımının nasıl yapılacağını bilip uzun süre mesleki tecrübeye sahip olması lazım. Bu makinelerin şantiyelerdeki çalışma hızı ve verimliliği, çalışma ortamı ve operatörün niteliği gibi birçok faktörlere bağlıdır [5]. Uygulamaya bağlı olarak, ağır iş makineleri planlanan şekilde çalışmaların iyi yürütülmesine yardımcı olacaktır.

2.1.2. Ağır İş Makineleri Ve Adlandırılması

Ağır iş makineleri, kaldırma, kazma, toprak işleri, ormancılık, nakliye, demiryolu işleri gibi ağır iş görevleri için kullanılmaktadır. Bu nedenle, çeşitli ağır ekipman türleri vardır ve bunların şekilleri, boyutları ve özellikleri, üzerinde çalışacakları yere ve yapacakları göreve göre değişiyor. Ağır iş makineleri, hareket mekanizmalarına göre de sınıflandırılabilir. Bir yandan, hareketlilikleri için iki adet palet kullanan makineler var. Genellikle bu makine türü makinelerin kayma riskinin olduğu alanlarda kullanılırlar. Öte yandan, düz zemin işlemleri için genellikle kullanılan geleneksel lastik tekerlekleri kullanan makineler de vardır.

2.1.2.1. İnşaat Ve Madencilikte Kullanılan Ağır İş Makineleri

Bu makineler kazma işlemleri ve kanal açmak için kullanılır. Burada listelenen makineler, manevra kabiliyetlerine göre çeşitli kazma işlemlerinde kullanılır.

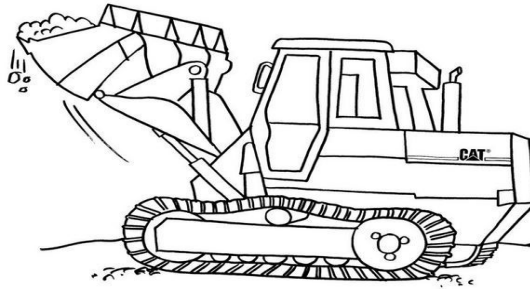
Ekskavatörler: hareket mekanizmalarına göre iki temel ekskavatör şekli vardır. Paletli ve tekerlekli olanlar var. Paletli ekskavatör en yaygın olandır çünkü tekerlekli ekskavatörden daha iyi flotasyonu (yüzdürmesi), dengesi ve daha iyi çekiş özellikleri vardır. Konvansiyonel bir ekskavatörün genellikle 360 derece dönebilen döner bir kabine bağlı bir kepçe kolu vardır. Bu makineler, çok yönlülüğü sayesinde madencilik, inşaat gibi birçok sektörde kullanılmaktadır. Tekerlekli ekskavatörler genelde 37 km / saate kadar ilerleyebilmektedir. Bir şantiyeden başka bir şantiyeye çabucak geçebilmektedir. Ek nakliye gerektirmemektedir. Yol bakımı gibi makinelerin seyahat ederek çalışmaları gerektiren uygulamalar için pratiklerdir [6].

Bekholu yükleyici: Bu ağır iş makinesi 2 makinenin kombinasyonu sayılabilmektedir. Bekholu traktör olarak da adlandırılmaktadır. En çok yönlü ağır iş makinelerinden biridir. Önde bir kepçe ve arkada bir bekho ile donatılmış bir traktör olarak düşünülebilecek bir ağır iş makinesidir. Maksimum hızı yaklaşık 40 Km / s'dir. Küçük olduğundan dolayı kentsel alanlarda çok pratik ve popüler bir makinedir.

Damperli kamyon: Malzeme taşımak için kullanılan bir kamyonudur. Tipik bir damperli kamyon, bir açık kutu yatağıyla ve açık kutu yatağın önü kaldırmak için hidrolik dayamalarla donatılmış bir araçtır. Böylece damperli kamyon, açık kutu yatağında olan malzemeyi önü kaldırarak arkasındaki yere (teslim yeri) boşaltabilmektedir. Birçok yerde ve çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Yükleri kolay ve etkili bir şekilde taşımak için çeşitli boyutlar ve modeller bulunmaktadır.

Tarak dubası: Bu makine su altındaki sedimanları kazıp onları farklı bir yere atmak için kullanılmaktadır. Bu teknik, genellikle gemi ile geçilebilir bir şekilde su yollarını tutmak ve deniz altındaki madencilik siteleri için kullanılmaktadır. Aynı zamanda, kıyı erozyonu nedeniyle kumun kaybolduğu bazı kamu plajlarında kum arttırmak için bir yöntem olarak da kullanılmaktadır. Balıkçılar da tarak dubasını kullanıyorlar. Bazı yenilebilir ve belirli istiridyeye ve yengeç türlerini tutmak için bu aracı kullanıyorlar [8].

Paletli yükleyici: İnşaat alanında kullanılan en popüler ağır iş makinelerinden biridir. Özelliği, bekholu yükleyicinin ve bir ekskavatörün özelliklerini birleştirmesidir. Bu özellik, şirketlerin üretimlerini arttırmalarına yardımcı olabilecek büyük bir avantajdır.



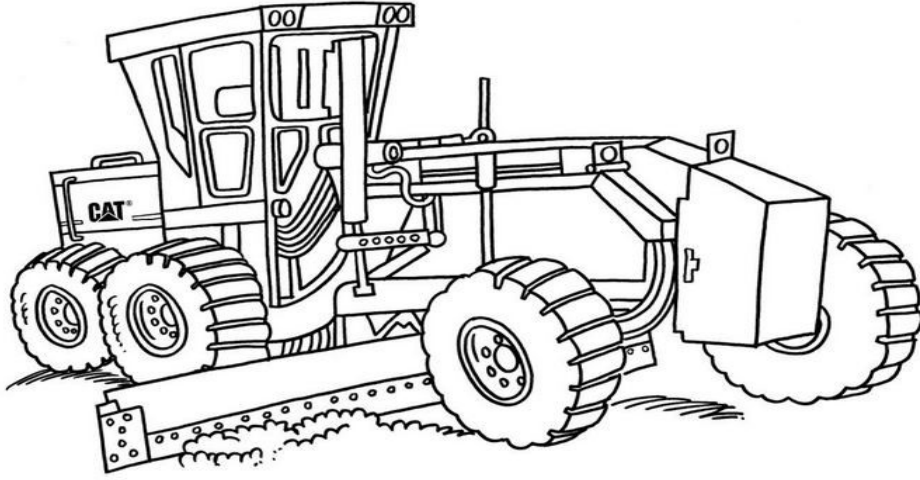
Şekil 1.2: Paletli yükleyici.²

² <http://www.caterpillar.com/en/company/visitors-center/resources/student-activities.html>

2.1.2.2. Yol Şantiyelerinde Kullanılan Ağır İş Makineleri

Yol yapımı için kullanılan ağır iş makineleri, projenin yeni bir yol inşaatı, yol yenilenmesi veya sadece küçük yol onarımı olup olmadığına bağlı olarak değişmektedir. Bu bölümde listelenen makineler yol yapımı şantiyelerde en çok kullanılan makinelerdir.

Motorlu greyder: bir bakımcı olarak da bilinir. İlk greyderler insanlar ve hayvanlar tarafından çekiliyordu. İlk motorlu greyder 1920'de RUSSELL GRADER MANUFACTURING COMPANY şirketince üretilmiş ve ona RUSSELL MOTOR HI-WAY PATROL [9] adı verilmiş. Asfalt üzerine yerleştirilecek yüzeyleri düzleştirmek için kullanılan bir makinedir. Günümüzde modern motorlu greyderler, üç dingilden oluşmaktadır. Her dingil iki tekerlek desteklemektedir. Ayrıca, bir motordan, aracın arkasındaki dingiller üzerinde yer alan bir kabinden ve aracın ön kısmında düzleştirme işlemi yapan uzun bir bıçaktan oluşmaktadır.



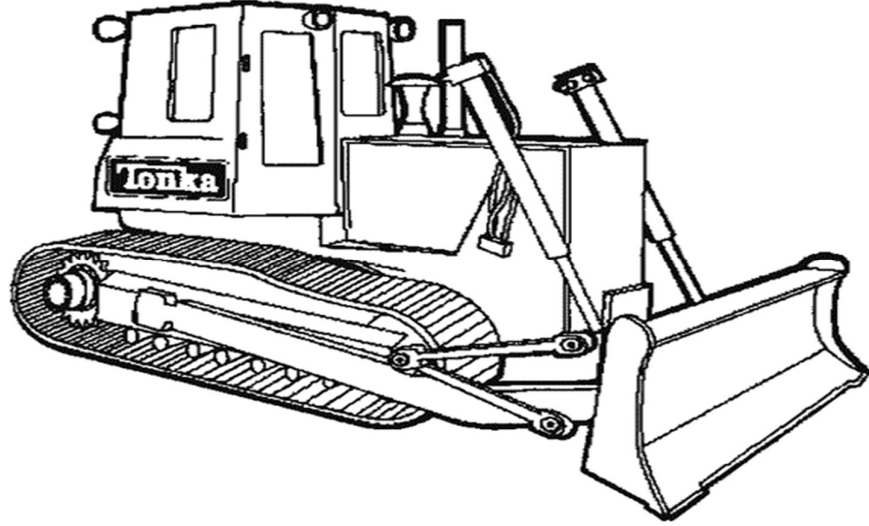
Şekil 1.3: Motorlu greyder.³

Yol silindiri makinesi: Yolu asfaltladıktan sonra, bu makine asfaltı yere bastırmak için kullanılıyor. Toprağı sıkıştırmak için kullanılan kompakt tip bir mühendislik ekipmanıdır. Yüzeyi sıkıştırmak için ağırlığını kullanır. Büyük bir yol şantiyesinde, yüksek ağırlığı, hızı ve gücü nedeniyle dört tekerlekli bir yol silindiri makinesi kullanılacaktır. Küçük bir yol şantiyesinde ise, daha küçük bir iki tekerlekli yol silindiri makinesi kullanılabilir.

³ <http://www.caterpillar.com/en/company/visitors-center/resources/student-activities.html>

Lastik tekerlekli yükleyici: “ön yükleyici”, “çift kollu kaldırıcı” veya “kepçe yükleyici” olarak da adlandırılmaktadır. Bu makine, bir malzeme yığını topraktan kaldırmak ve bir boşaltma aracına yüklemek için kullanılan bir traktör türüdür. Üzerinde çalışacağı şantiyenin gereksinimlerini karşılamak için farklı konfigürasyonda bulunabilmektedir. Dolayısıyla, küçük tekerlekli yükleyiciler, orta tekerlekli yükleyiciler ve büyük tekerlekli yükleyiciler bulunmaktadır.

Buldozer: tüm dünyadaki şantiyelerde kullanılan en güçlü ve güvenilir ağır ekipmanlardan biri olarak düşünülmektedir. Piyasada çeşitli boyutlarda bulunan paletli bir ağır iş makinesidir. En yaygın işlevi inşaat amaçlı yüzeyleri kirden kurtarıp süpürmektir. Çöpleri iterek görevini tamamlıyor. Buldozerler paletlerden, bir kabinden, bir bıçaktan, bıçağın belirli açılar veya derinliklerde hareket ettirilmesine izin veren iki hidrolik pistondan oluşmaktadır.



Şekil 1.4: Buldozer.⁴

Vinçli kamyon: Vinç, komut kabininin bulunduğu kamyonun arkasına monte edilmiştir. İşlevi, üzerinde çalıştığı şantiyedeki kaldırma operasyonlarını gerçekleştirmektir. Bir vinçli kamyon bir taşıyıcı bileşen (altta) ve bir kaldırıcı bileşen (üstte) içerir.

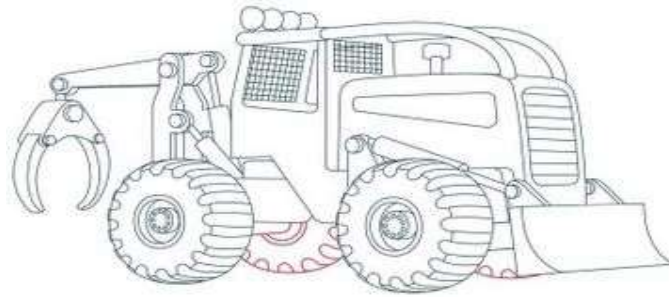
⁴ <https://paginasparacolorear.com/image/transporte/drawing-bulldozer-mecanic-shovel-3.gif>

2.1.2.3. Ormancılıkta Kullanılan Ağır İş Makineleri

Ormancılık, insan ve çevre yararları için arzulanan amaç, ihtiyaçları karşılamak için ormanları ve ilgili kaynakların oluşturulması, yönetimi, kullanılması, korunması ve onarılması bilimi ve zanaatıdır [10]. Ağır iş makineleri gibi mekanik araçların geliştirilmesi daima ormancılık mekanizasyonuna yakın olmuştur. Bu araçlar, ahşabı kesmek ve taşımak için kullanılmaktadır.

Ormancılık hasat makinesi: Bu makine, ağaçlar kesme ve boyuna kesme işlemlerinde kullanılan ormancılık ağır iş makinesi bir türüdür. Bir Ormancılık Hasat makinesi tipik olarak, kesilen ağaçları yola çeken bir ahşap taşıyıcı vinçli kamyon ile birlikte kullanılır [11]. Bu makine ağacı kesmek için bir testereden, ağacın hacmini hesaplamak için bir çap sensöründen, ağacı sıkı sıkı tutmak için 2 silindirden ve tekerlekli veya paletli sağlam bir arazi vasıtasından oluşmaktadır. Hareketliliğini artırmak için, kendi eksenini etrafında 360 derece dönen bir mekanizmaya sahip olabilmektedir.

Skider: kesilen ağaçları kesme alanından ormanın dışına kadar çeken her türlü ağır iş makinesidir [12]. İlk skiderler hayvanların gücünü tarafından çekiliyordu. 1920'lerin başında, bilimsel gelişmeler sayesinde ilk motorlu skiderler icat edilmiş. Bu makineler güçlü bir dizel motora sahiptir. Paletli veya tekerlekli olabilmektedir. Çoğu zaman, bu makine operatörün bulunduğu kabinden, bir hidrolik robot kolundan ve kesilmiş ağaçları çeken bir vinçten oluşmaktadır. Ağaçları çekerken, ağaçlar yere değiyorlar çünkü kamyon gibi yatağı yok.



Şekil 1.5: Skider.⁵

⁵ <https://lifestyle.howstuffworks.com/crafts/drawing/how-to-draw-construction-vehicles7.htm>

Ahşap taşıyıcı vinçli kamyon: ahşap taşıyıcı vinçli kamyonlar kesilmiş ağaçları kesme alanından orman dışına kadar taşıyan ormancılık makineleridir. Bu makineler, ağaçları açık kutu yatağında taşımaktadır. Skiderler aksine, kesilmiş ağaçlar yere değmiyorlar, dolayısıyla toprağa çarpma yok. Fakat taşınacak ağaçların uzunluğu kısa olması gerekebilir. Çoğu zaman, boyuna kesme işlemlerinde ormancılık Hasat makinesiyle birlikte çalışmaktadırlar. Üzerinde çalışacakları şantiyeye göre hareketlilik mekanizmalarında, paletler veya tekerlekler kullanılabilir.



Şekil 1.6: Ahşap taşıyıcı vinçli kamyon.⁶

⁶ <http://www.fao.org/3/a-52298e/52298e0b.htm>

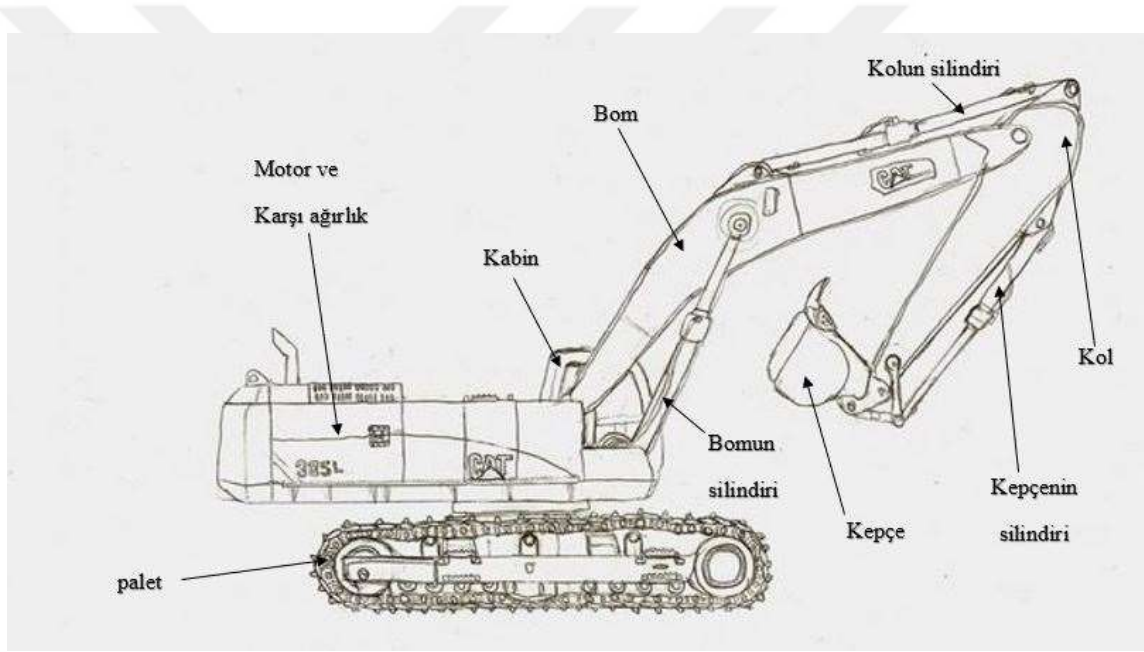
Tablo 1.1: Ağır iş makinelerin hareketlilik mekanizmalarına göre sınıflandırılması.

HAREKETLİLİK MEKANİZMASI	AĞIR İŞ MAKİNESİ	KULLANIM ALANI
<i>PALETLİ</i>	Paletli Ekskavatör (crawler ekskavatör) ve paletli yükleyici	madencilik, inşaat ve yol şantiyelerinde
	Buldozer	inşaat ve yol şantiyelerinde
	Paletli ormancılık hasat makinesi, skider ve ahşap taşıyıcı vinçli kamyon	Ormancılıkta
<i>TEKERLEKLI</i>	Bekholu yükleyici	madencilik, inşaat ve yol şantiyelerinde
	Damperli kamyon	Nakliye
	Motorlu greyder	inşaat ve yol şantiyelerinde
	Lastik tekerlekli yükleyici	inşaat ve yol şantiyelerinde
	Vinçli kamyon	Kaldırma işlerinde
	Yol silindri makinesi	inşaat ve yol şantiyelerinde
	Lastik tekerlekli ormancılık hasat makinesi, skider ve ahşap taşıyıcı vinçli kamyon	Ormancılık
<i>HAREKETSİZ VEYA GEMİ ÜZERİNE MONTE EDİLMİŞ</i>	Tarak dubası	Deniz altındaki kazma işlemlerinde

2.2. EKSKAVATÖR

2.2.1. Tanım

Ekskavatörler, kazma işlemleri için inşaat, yol şantiyeleri ve maden gibi iş yerlerinde kullanılan ağır iş makineleridir. Ayrıca, bu makineler kazıcılar, mekanik kürekler veya 360 (360 derece ekskavatörler için) olarak da adlandırılmaktadır. Tipik bir ekskavatör bir bomdan, bir koldan, bir kepçeden ve dönen bir platform üzerinde olan bir kabından oluşmaktadır. Bütünü, paletler veya tekerleklere sahip olan bir şasi üzerine monte edilmiştir.



Şekil 2.1: Ekskavatörün bileşenleri adı.⁷

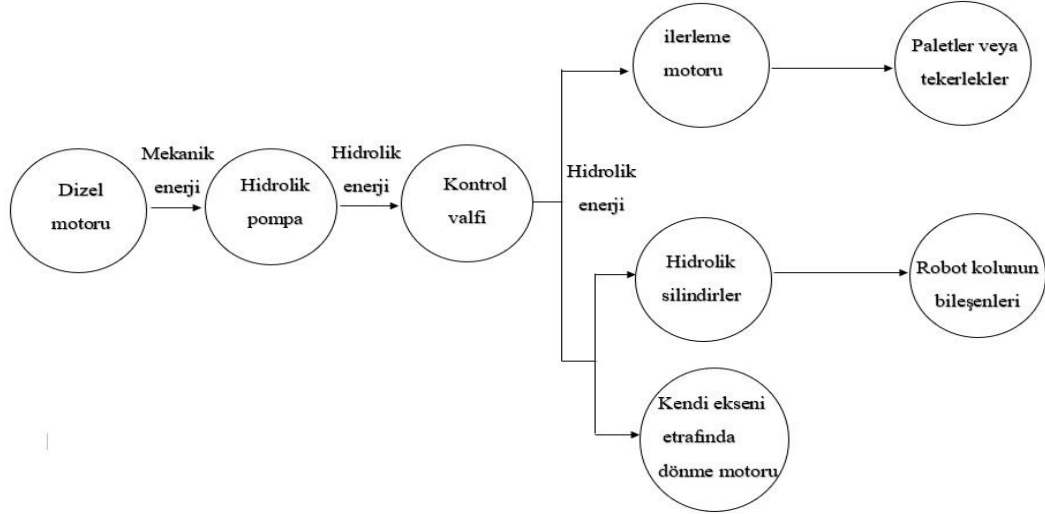
Şekil 2.1'de gösterildiği gibi, kabinin arka tarafında makineyi dengede tutan bir karşı ağırlık ve güçlü bir dizel motor bulunmaktadır. Çoğu ekskavatörler, dönen platform sayesinde 360 derece kendi ekseni etrafında dönme özelliğine sahiptir.

Ekskavatörler, birçok sektör ihtiyaçlarını karşılamak için çeşitli konfigürasyonlarda bulunmaktadır. Piyasada, bir yandan “kompakt ekskavatörler” olarak adlandırılan küçük ekskavatörler ve diğer yandan orta ve büyük ekskavatörler bulunmaktadır. Ekskavatörler arasında, başka dikkat çekici bir fark hareket mekanizma türü olabilmektedir. Yukarıda belirtildiği gibi, iki temel hareket mekanizma türü olan paletler ve tekerlekler bulunmaktadır.

⁷ <https://soylentgreen44.deviantart.com/art/Excavator-outline-184280404>

Paletli ekskavatörlerin en yaygın olmasına rağmen, ikisinin de avantajları ve dezavantajları vardır. Paletli ekskavatör, daha iyi bir denge ve çekiş oranına sahiptir. Bu nedenle makinelerin kayma riski bulunduğu tepelik bölgelerde kullanılır. Fakat genellikle, bir şantiyeden başka bir şantiyeye geçmek için ek nakliye gerektirmektedir. Tekerlekli ekskavatörler, düz alanlarda çoğu zaman kullanılmaktadır. En büyük avantajı, paletli ekskavatörlere göre daha hafif olduklarından ve konvansiyonel otomobiller gibi iyi bir hız ve lastik tekerleğine sahip olmalarından şehir içi yollarında bile kolay seyahat etmeleri imkanıdır. Dolayısıyla, ekstra nakliye gerektirmemektedir. Ayrıca, şantiyeye bağlı olarak ekskavatörlere bazı özel ekler bağlanabilmektedir.

Kamyonlar veya arabalar gibi diğer konvansiyonel araçlardan farklı olarak, ekskavatör motoru tarafından üretilen enerjiyi doğrudan kullanmaz. Gerçekleştirilmesi gereken görevleri yerine getirmek için hidrolik enerjiyi kullanıyor. Dolayısıyla, motor tarafından üretilen mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çeviren hidrolik sistemi en önemli bölümlerinden biridir. Bu bölümde, mekanik enerji hidrolik enerjiye dönüşümü tarif edildi. Mekanik enerji üretildikten sonra sıkıştırılmaz sıvıyı çok yüksek basınç altında tutan güçlü hidrolik pompaya aktarılır. Ondan sonra hidrolik enerji sistemin kalbi olarak düşünülebilecek bir kontrol valfine aktarılır. İşlevi, bu hidrolik enerjiyi makinenin tüm bölümlerine dağıtmaktır.



Şekil 2.2: Ekskavatördeki mekanik enerji- hidrolik enerji dönüşümü.

2.2.2. Ekskavatörün Hidrolik Sistemi

Ekskavatör güçlü hidrolik sistemi sayesinde hareket edip görevlerini yerine getirir. Ekskavatörün hidrolik sistemi temel olarak hidrolik elemanlar ve mekanik elemanlardan oluşmaktadır.

Tablo 2.1: Ekskavatörün hidrolik sisteminin hidrolik bileşenleri.

<i>BİLEŞEN</i>	<i>İŞLEV</i>
Bomun silindiri	Görevi yerine getirmek için gerekli kaldırma enerjisini sağlar ve bomu komuta eder.
Kolun silindiri	Görevi yerine getirmek için gerekli kazma enerjisini sağlar ve kolu komuta eder.
Kepçenin silindiri	Görevi yerine getirmek için gerekli koparma enerjisini sağlar ve kepçeyi komuta eder.
Kendi ekseninde dönme motoru	Ekskavatörün manevra kabiliyetini artırır ve makine kendi ekseninde dönme imkanı sağlamaktadır. Böylece, operatör tüm makineyi yeniden konumlandırmadan kabin döndürerek tüm taraflara erişebilir.
Makinenin ilerleme motoru	Ekskavatörün sağ ve sol tarafında olan 2 tane MİM ilerleme enerjisini sağlar. Daha sonra enerji bir dişli kutusundan paletlere veya tekerleklerle aktarılır.

Bomun silindiri, kolun silindiri ve kepçenin silindiri gibi hidrolik bileşenlerin rolü, hidrolik enerjiyi, görevleri yerine getirecek bom, kol ve kepçe gibi mekanik bileşenlere aktarmaktır [5].

Tablo 2.2: Ekskavatörün hidrolik sisteminin mekanik bileşenleri.

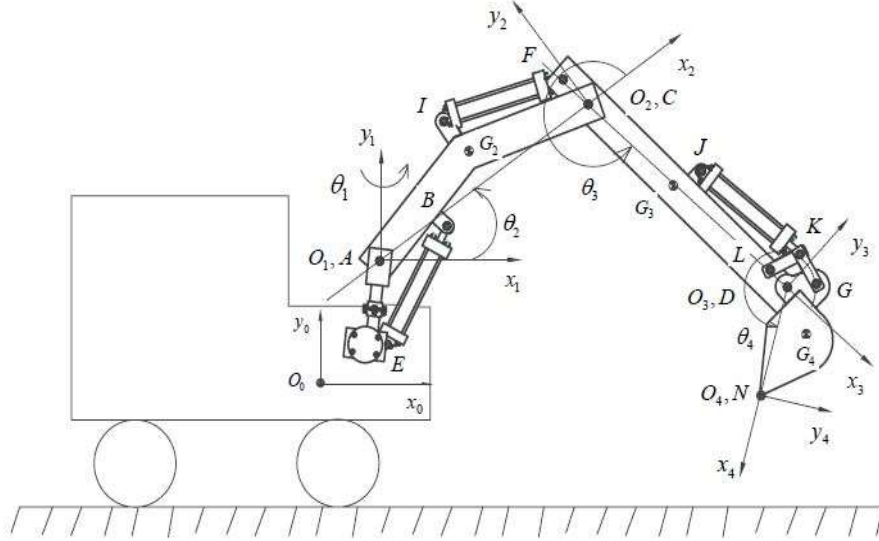
<i>BİLEŞEN</i>	<i>İŞLEV</i>
Bom	Kaldırma ve indirme kuvveti aktarmaktadır. Diğer bileşenleri Kabine bağlayan bileşen olup robot kolunun en büyük parçasıdır. Makinenin konfigürasyonuna bağlı olarak enerjiyi bir veya iki bom silindirinden alır.
Kol	Bomun uzatması olan bu bileşen ekskavatörün robot kolu sisteminin manevra kabiliyetini arttırır. Bomun diğer ucuna bağlanır. Kepçeyi topraktan çekmek için gereken kazma enerjisini sağlar. Makinenin konfigürasyonuna bağlı olarak bir veya iki kol silindirinden enerjiyi alır.
Kepçe	Kolun ucunda yer alan, malzemeyi taşıyan ve kazma işini yapan ekskavatör bileşenidir. Sert toprak ve kayaları kıran uzun ve sivri dişlere sahiptir. Uygulama alanına bağlı olarak çeşitli boyut ve şekilde bulunmaktadır. Kepçe silindirinden koparma enerjisini almaktadır.

2.2.3. Önceki Çalışmalar

Altay ve Shinde, çalışmalarında [14] toprak tarafından ekskavatörün robot kolu sistemine verilen direnç üzerinde çalıştılar. Üzerinde çalıştıkları şantiyenin konfigürasyonuna göre, iyi bir tasarımı araştırarak maksimum düzeyde parçaların güvenilirliğini arttırıp ağırlıklarını ve maliyetlerini indirmeye çalışmışlar. Çalıştıkları Şantiyede olan bir ekskavatör kolu Sonlu elemanlar yöntemi kullanarak tasarladıkları optimize edilmiş yeni kolla karşılaştırmışlar. Sonlu elemanlar analizi için maksimum koparma kuvveti konfigürasyonu olan en kritik durum

seçilmiştir [14]. Analizde bu konfigürasyon sınır koşullarını belirlemek için kullanılmış. Optimize edilmiş kol, çok sayıda iterasyon ile elde edilmiş ve deneysel testlerle, optimize edilmiş. Kolun gerilme analizlerinde hemen %5'lik bir azalma olmuş.

Muvengi, çalışmasında [15] daha önce küçük traktörlerde kullanılmak üzere tasarlanmış bir kazma mekanizmasının mekanik, hidrolik ve dinamik modellemesini açıklamış. Geliştirilen modeller sistemi optimize etmek için kullanılmış. İlk olarak, mekanizmanın kinematik modeline bir koordinat sistemi belirlenmiş şekil 2.3'te [15]. Ondan sonra, farklı mühendislik disiplinlerinden gelen sistemleri aynı şekilde açıklayan bir bağ grafiği yöntemini oluşturmak için koordinat sistemini kullanmış. Bağ grafiği, bir fiziksel dinamik sistemin grafiksel gösterimidir [16]. Bağ grafiği daha sonra blok diyagramlara genişletilmiş ve sistemin kararlı durum tepkisini belirlemek için MATLAB / SIMULINK gibi simülasyon ortamında simüle edilmiş. Özet olarak, bağ grafiği gözden geçirilmiş ve ekskavatörün tam bir dinamik modeli geliştirmek için kullanılmış.



Şekil 2.3: Ekskavatör kinematik modelinin koordinat sistemi belirlenmesi [15].

Bayar çalışmasında [5], ekskavatör sistemlerinin robotlaştırma ve kol yapısını incelemiş ve sonuçları sunmuş. Sistemin küçük ölçekli modelini tasarlamak için bir CAD programı kullanılmış. Modelin, bir bilgisayarda montajı yapılmış ve kontrol edilmiş. Daha sonra geliştirilen model üretilmiş. Nihayet, sistem minimum gereksinimleri karşıladığından emin olmak için test edilmiş.

Danko, Nevada Üniversitesi'ndeki çalışmasında [17], insan operatörü kontrolüne ve robotik kontrol kavramlarına yönelik araştırmalar yapmış. Bilgisayar, makinenin bileşenlerin tekrarlanan hareketleri koordine ederken, insan operatörü ana kontrol hareket parametreleriyle ilgileniyor. Görevini yerine getirmek için ekskavatör robot kolunun gerekli temel hareketlerini analiz etmiş. Fonksiyonel olması için, sistemin 3 ana hareketin gerekli olduğunu belirlemiş. Bu ana hareketler yükleme, kaldırma ve boşaltmadır.

Andrev çalışmasında [13], Eylül 2014 ile Mayıs 2015 tarihleri arasında yüzey madenciliğinde 2 ekskavatör türünün (hidrolik ekskavatör ve bir halatlı ekskavatör) performanslarını karşılaştırmış. Bir halat küreği genellikle kazma için elektrikle çalışan bir kepçe ile donatılmış bir makinedir. Bir halatlı ekskavatör genellikle elektrikle çalışan ve kazma işlemlerini gerçekleştiren bir ağır iş makinesidir. Hidrolik ekskavatör gibi bir kepçe koluna sahiptir. Malzeme yüklemek için hidrolik ekskavatörün yöntemine oldukça benzer bir yöntem kullanmaktadır. Veriler, dünyanın en büyük ağır ekipman imalatçılarından biri olan KMG (KOMATSU MINING GERMANY) şirketinden toplanmıştır. Her makinenin performansı, çalışma saatleri, bakımı ve planlanmamış arizaları gibi parametreleri kaydederek çalışmalarını sürmüş. Çalışma, hidrolik ekskavatörün yüzey madenciliğindeki performansları halatlı ekskavatörünkiyle karşılaştırıldığında hidrolik ekskavatörün halatlı ekskavatörden daha yüksek bir üretim hızı sağladığını ortaya koymuş. Ayrıca, halatlı ekskavatörün yaklaşık 5 yıl kullandıktan sonra hidrolik ekskavatörden daha kazançlı olabileceğini belirlemiş.

3. MALZEME VE YÖNTEM

3.1. MALZEME

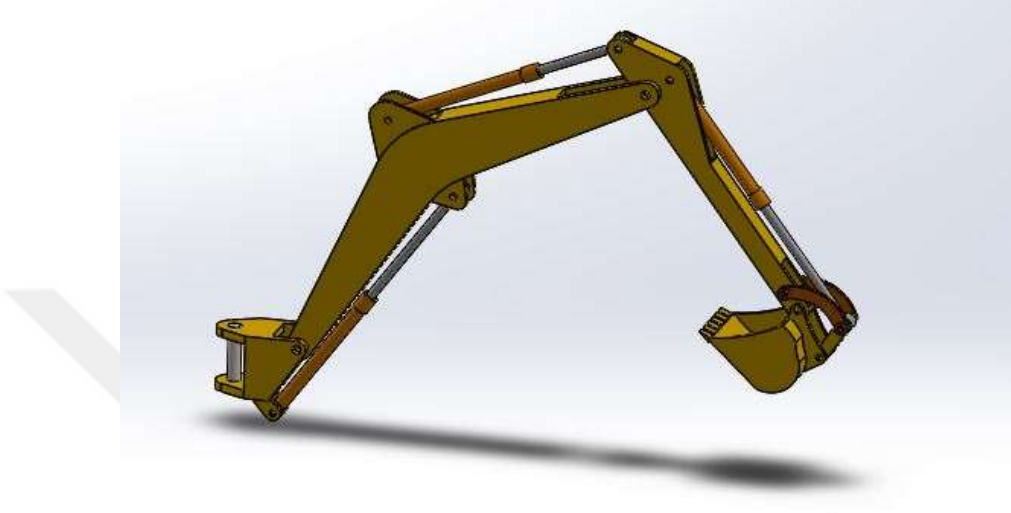
Bu çalışma bir ekskavatörün robot kolu tasarlamak ve sonlu elemanlar gerilme analizini yapmak için yürütülmüştür. Tasarımda sadece fonksiyonel bir sistem değil, aynı zamanda minimum ağırlık, minimum maliyet ve maksimum güvenilirlik dikkate alınması lazım. Böylece, sonlu elemanlar analizi sonuçları sayesinde kol, bom ve kepçe sisteminin yapısal bütünlüğünü güçlendirmek için, sistemin optimizasyonu ve tasarım değişiklikleri yapıldı. İlk önce tüm robot kol sistemi SOLIDWORKS CAD programında çizildi. Her bileşen, diğer kısımlardan bağımsız olarak analiz edildi. Her bileşene uygulanan kuvvetler bulundu, sonra ANSYS sonlu eleman analizi programının ortamında gerilme analizi yapıldı. Sonlu elemanlar analizi, gerilme analizi için en kritik ve ideal olan maksimum koparma kuvveti konfigürasyonunda gerçekleştirildi. Bir mekanizma üzerinde çalışmaya başlamadan önce, nasıl çalıştığını bilmek çok önemlidir. Bu nedenle kazma işlemi boyunca, sistemin gerçekleştirdiği temel hareketler tarif edildi. Sonra tüm bileşenlerin tasarımı illüstrasyon resimleri ile anlatılmış ve sistem montajı gerçekleştirilmiştir.

3.1.1. Sistemin Hareketlerinin Analizi

Bu hareket analizi, tasarladığımız modelimize dayanarak gerçekleştirildi. Tüm bileşenleri tasarladıktan sonra montaj yapılmış ve robot kol sistemi oluşturuldu (Şekil 3.1). Montaj, SOLIDWORKS ortamında bileşenlerin geometrik çiftleşme ilişkileri kullanarak yapıldı. SOLIDWORKS CAD ortamının en büyük avantajlarından biri hareket analizini yapmak imkânı sağlamasıdır. Yani, montajdan sonra, sistem bileşenleri kendilerine verilen özgürlük derecelerine göre hareket edebiliyor ve bu hareketleri bilgisayar ortamında kolayca incelenebilmektedir. Örneğin, iki bileşen arasında bir dönme ilişkisi olduğu zaman, bilgisayar ortamında bileşenlerin belirtilmiş eksen etrafında dönmesini görülmesini sağlanmaktadır. Bir ekskavatör çalışırken robot kolun 6 temel hareketi vardır [5]:

- İlk adım: uzanma
- İkinci adım: yaklaşma
- Üçüncü adım: Kazma başlangıcı
- Dördüncü adım: koparma

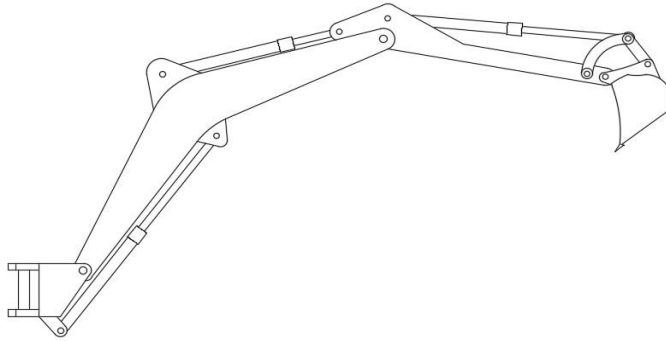
- Beşinci adım: kaldırma
- Altıncı adım: boşaltma



Şekil 3.1: SOLIDWORKS ortamında tasarlanmış robot kolu.

3.1.1.1. Uzanma

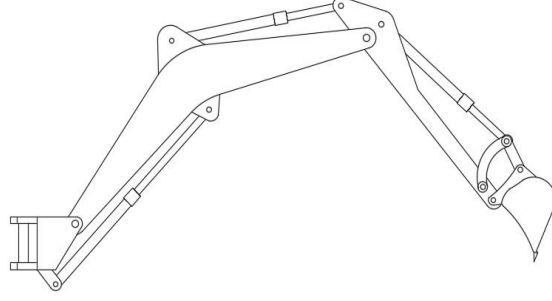
İlk adım olan bu adımda, tüm bileşenler kepçenin zemine erişebilecek şekilde konumlanır. Bom ve kol arasındaki açı büyüyor. Bom tüm sistemi kaldırırken, kol kendi silindrine paralel olma eğilimi gösterir.



Şekil 3.2: Uzanma.

3.1.1.2. Yaklaşma

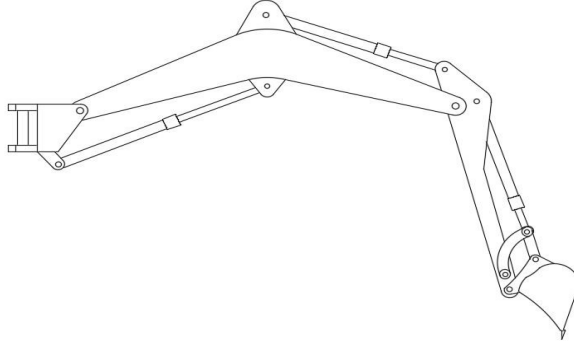
Bu adımda, kol ve kepçe kazılacak toprağa yönlendiriliyor. Bom bütün sistemi taşımaktadır.



Şekil 3.3: Yaklaşma

3.1.1.3. Kazma Başlangıcı

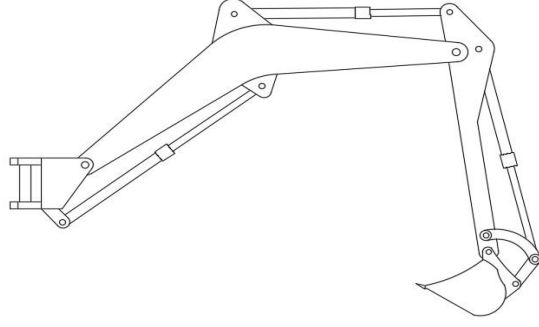
Toprak işi, bu adımda başlıyor. Kepçe silindiri etkinleştirilir ve kepçeye koparma kuvvetini sağlar. Kepçe dişleri, sert toprak ve kayaları kırmasına yardımcı olur. Kepçe çalışırken bom ve kol üzerine yüksek bir basınç uygulanır.



Şekil 3.4: Kazma başlangıcı

3.1.1.4. Koparma

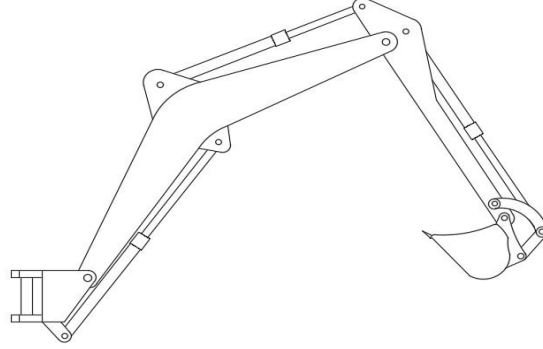
Bu adımda koparma işlemi tamamlanıyor. Kepçe silindiri yüksek bir basınç uygulayarak, dolana kadar kepçeyi makineye doğru döndürüyor. Bu adımda kol ve bom hareketsizdir.



Şekil 3.5: Koparma

3.1.1.5. Kaldırma

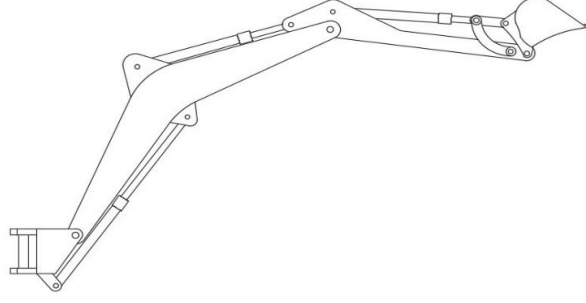
Bu işlem sırasında bom hem kolu hem de kepçeyi kaldırıyor. Bom, kaldırma kuvvetini sağlayarak bütün mekanizmayı taşımaktadır.



Şekil 3.6: Kaldırma.

3.1.1.6. Boşaltma

Son olan bu adımda, yükü kamyonun açık kutu yatağın üstüne veya tanımlanmış bir yere getiriyor, kepçe silindiri kepçeyi yukarı doğru döndürür ve malzemeyi boşaltıyor. Ondan sonra yeni bir devir tekrar başlıyor.



Şekil 3.7: Boşaltma.

3.1.2. Sistemin Bileşenlerin Tasarımı

Bileşenlerin modellenmesi SOLIDWORKS CAD CAE programı ortamında yapılmıştır. 2016 versiyonu kullanılmıştır. Ana bileşenler için kullanılan malzeme SAILMA 450 HI'dır. SAILMA 450 HI'nın özellikleri tablo 3.1'de verildi. Çeşitli ağır iş makinelerin imalatında kullanılan bir malzemedir. Tasarım teknik resimleri çalışmanın "EK" kısmında bulunmaktadır.

Tablo 3.1: SAILMA 450 H malzemesi özellikleri

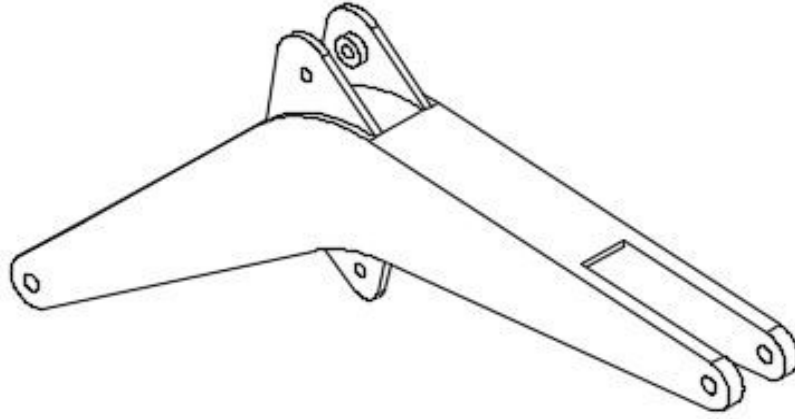
Özellik	Değer
Elastisite modülü (E)	210000 N/mm^2
Poisson oranı (μ)	0.3
Birim hacim ağırlığı (Rho)	7900 Kg/m^3
Akma mukavemeti (σ_Y)	450 MPa

3.1.2.1. Ana Bileşenlerin Tasarımı

- **Bom:** Kabuk unsurudur ve sistemin en büyük bileşenidir. Bütün sistemin Kaldırma kuvvetini sağlar. Sistemin dikey hareketlerine izin veren bileşendir. Sistemin diğer bileşenlerini kabine bağlar. Enerjisini bom silindirinden alır. Bomun mekanik özellikleri tablo 3.2 ve şekil 3.8'de verilmektedir.

Tablo 3.2: Bomun mekanik özellikleri.

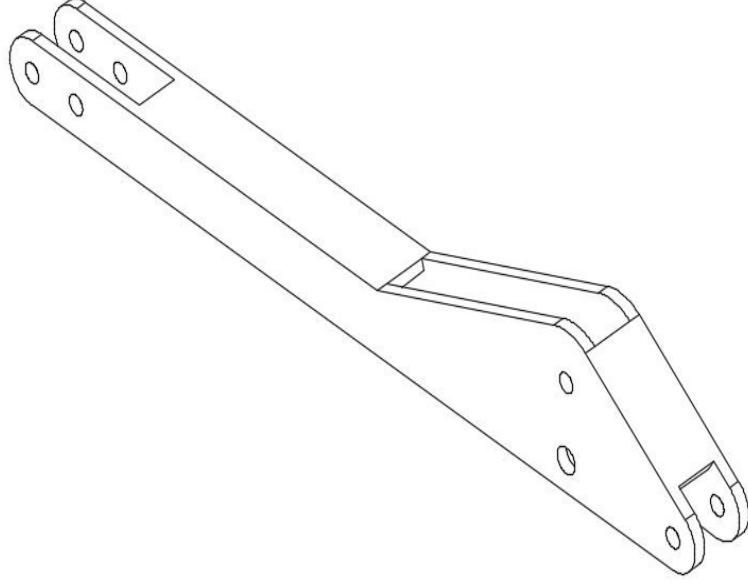
Ağırlık	6.1 ton
Kullanılan malzeme hacmi	$776.5 \times 10^{-3} m^3$
Alan	$21.7 m^2$

**Şekil 3.8:** Tasarlanmış 3D bom modeli.

- **Kol:** Bom 'un uzatmasıdır. Üstelik, bom gibi kabuk bileşeni olup SAILMA 450 HI'den tasarlandı. İşlevi, kepçeyi yerden çekmek için kazma kuvvetini sağlamaktır. Enerjisini bom üzerinde bulunan kol silindirinden alır. Kolun mekanik ve geometri özellikleri tablo 2.3' ve şekil 3.9'da verilmiştir.

Tablo 3.3: Kolun mekanik özellikleri.

Ağırlık	1.45 ton
Kullanılan malzeme hacmi	$183 \times 10^{-3} m^3$
Alan	$8 m^2$



Şekil 3.9: Tasarlanmış 3D kol modeli.

- **Kepece:** Makine kepeceyi insan elle bir kova kullandığı gibi kullanıyor. Sistemde, yığın malzeme taşıyan bileşendir. Piyasada, birçok kepece türü bulunmaktadır [18]. Kolun ucunda bulunur. Kazma işlemini gerçekleştirip malzemeyi içeren bileşendir. Sert toprak ve kayaları kırmak rolü olan uzun ve sivri dişlere sahiptir. Uygulama alanına bağlı olarak çok sayıda boyut ve şekilde bulunmaktadır. Enerjiyi kepece silindirinden alır. Bom ve kol gibi SAILMA 450 HI'den de tasarlandı. Kepeceğin mekanik ve geometrik özellikleri tablo 3.4, tablo 3.5 ve şekil 3.10'da verilmiştir.

Tablo 3.4: Kepeceğin mekanik özellikleri

Toplam kapasite	SC + E: $0.4m^3 + 0.1m^3 = 0.5 m^3$
İdeal koşullarda bir kazma işleminin devri tamamlanması için ortalama süre (güçlü motor, deneyimli operatör ...)	14 san.
Ağırlık	1 ton
Kullanılan malzeme hacmi	$129 \times 10^{-3} m^3$

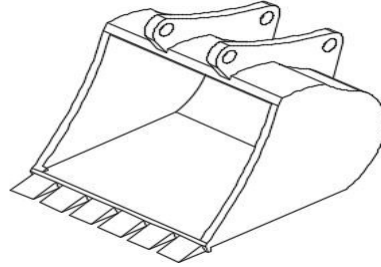
Tablo 3.4 (devam): Kepçenin mekanik özellikleri.

Alan	6.7 m ²
Diş sayısı	6

Tablo 3.5: Kepçenin doluluk yüzdesi [19].

Malzeme	Kepçenin doluluk oranı (yüzdesi)
Kumlu kil (veya nemli verimli toprağı)	100'den 110'a
Kum ve çakıl	95'ten 110'a
Az patlatılmış Kaya	40'tan 50'ye
Çok patlatılmış kaya	60'tan 75'e
Sert kil	80'den 90'a

Bu kepçenin üretim hızı hesaplandı. Diyelim ki kumlu kil toprağı kazması gerekiyor. Bir saatte 50 çalışma dakikasının olduğunu varsayılmaktadır.

**Şekil 3.10:** Tasarlanmış 3D kepçe modeli.

- Kumlu kil için kepçe doluluk oranı 110-100 arasındadır, bu nedenle ortalama oranı %105 varsayılmaktadır.

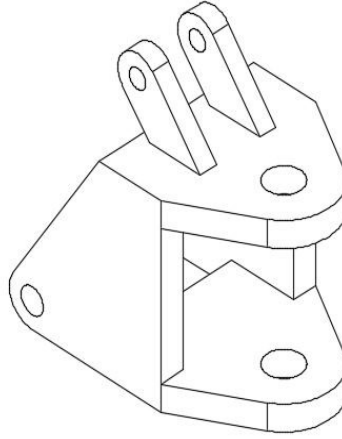
- Kepçenin kazma işlemi devri tamamlanması için ortalama süresi 14 saniyedir.
- İdeal üretim oranı formülü: $\frac{3600\text{saniye}}{\text{kazma ortalama süresi}} \times \text{kepçe kapasitesi} \times \text{doluluk oranı}$
- Üretim oranı formülü: İdeal üretim oranı formülü $\times \frac{50\text{ dakika}}{60\text{ dakika}}$

MATLAB ile hesaplamalar yapıldı. Elde edilen sonuçlar:

- İdeal üretim oranı = $135\text{ m}^3/\text{saat}$
- Üretim oranı = $112.5\text{ m}^3/\text{saat}$

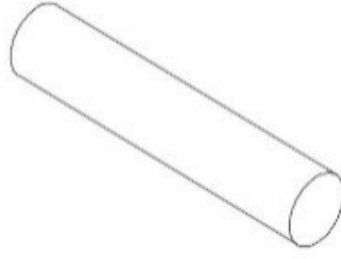
3.1.2.2. Ek Bileşenlerin Tasarımı

- **Taban:** Tüm sistemi taşıyor ve boma bağlıdır. Aynı zamanda bom silindirinin bulunduğu bileşendir. Hem bom hem silindirin dikey düzlemde dönmesine izin verir. Bir pim ile kabinin önüne sabitlenir.



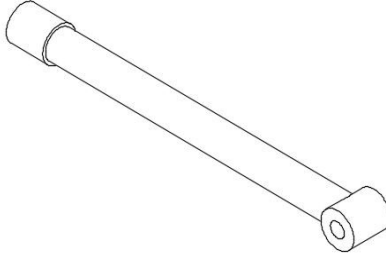
Şekil 3.11: Taban

- **Pim:** sistemin tabanını ve diğer bileşenlerini kabine sabitliyor. Pimin yarıçapı 75 mm ve uzunluğu 765 mm'dir. Tasarımı için alaşımlı çelik kullanıldı.

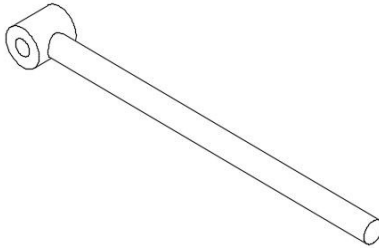


Şekil 3.12: Pim.

- **Silindir ve piston:** Bunlar güçlü hidrolik mekanizmanın bileşenleridir. Silindir ve piston birlikte çalışmaktadır. Hidrolik valften alınan enerjiyi bom, kol ve kova olan ana bileşenlere aktarıyorlar.

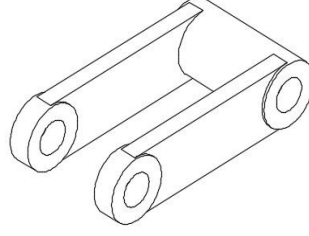


Şekil 3.13: Silindir.

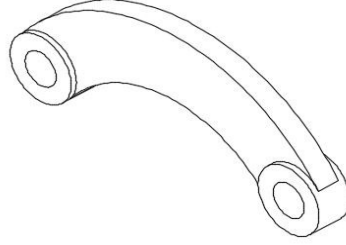


Şekil 3.14: Piston.

- **Stabilizör ve gergi çubukları:** kepçe hareketlerini dengelemek için kol ile kepçe arasındaki ek yerinde kullanılırlar. Ayrıca, kepçe silindirinin öteleme hareketi kovanın rotasyon hareketine dönüşüme yardımcı olurlar.



Şekil 3.15: Stabilizör.



Şekil 3.16: Gergi çubukları.

3.2. ANA BİLEŞENLERİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

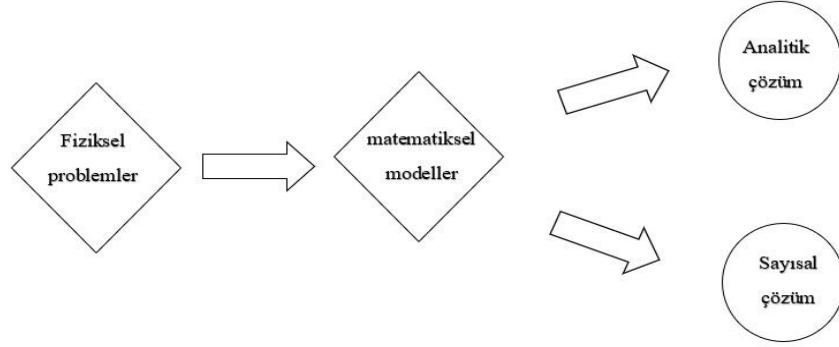
3.2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemin Genel Bir Değerlendirmesi

Birçok mühendislik problemlerinde, klasik hesaplama yöntemlerini kullanarak analitik bir çözüm bulmak imkansızdır. Sonlu elemanlar yöntemi, analitik olarak çözülemeyen gerilme analizi, ısı iletimi ve akışkan akışını içeren bazı mühendislik problemlerinin çözümünü elde etmek için kullanılan sayısal bir prosedürdür.

Mühendislik problemleri genel olarak fiziksel modelden denklem sistemleri olarak matematiksel modellere çevrilebilir. Bu denklem sistemleri genel olarak diferansiyel denklemlerdir. Denklem sistemi çözülebilir ise, bu problem için analitik bir çözüm bulunabilmektedir. O zaman çözüm, homojen bir çözüm ve özel bir çözümden oluşur. Aksi

takdirde problem analitik olarak çözülemez ve sayısal bir yöntem kullanmak zorunludur. Sonlu fark yöntemleri ve sınır elemanı yöntemleri gibi birçok sayısal yöntemler vardır. Ancak en yaygın olanı sonlu elemanlar yöntemidir [20].

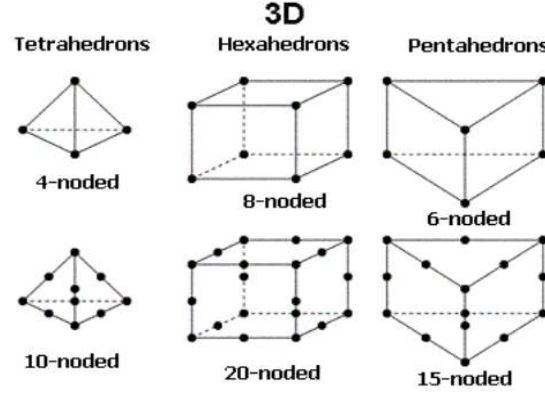
Bu yöntemde yapı, düğüm noktalarında birbirine bağlı küçük elemanlar ağına bölünür. Sayısal bilgisayarların yaygınlaşmasıyla, yüzlerce denklem sistemi eşzamanlı olarak çözülmesi mümkün oldu. Sonlu elemanlar yöntemi, yapıların analizi için matris yöntemlerinden ve güçlü hesaplama aletlerinden kaynaklanarak çok gelişmiş.



Şekil 3.17: Mühendislik problemleri ve matematiksel modelleri şeması.

3.2.1.1. Elemanlar

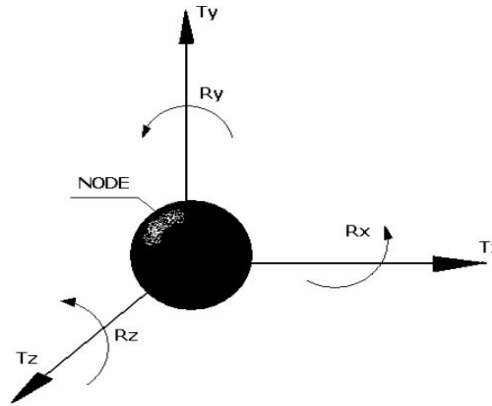
Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık bir cisimi, konfigürasyona bağlı olarak çok sayıda, 1-Boyutlu çizgi (kiriş veya kafes), 2-Boyutlu alanlar, 3-Boyutlu alanlar (plakalar) veya katılar (tuğla ve) olabilecek elemana bölüyor. Bir eleman, bir düğüm noktası özgürlük derecelerinin bir sonraki ile nasıl ilişkili olduğunu tanımlayan matematiksel bir ilişki olarak da tanımlanabilir. Aynı zamanda sapmaların gerilmeleri nasıl oluşturduğunu da gösterir [21]. Derece ve boyuta bağlı olarak, birçok eleman türü vardır. Örneğin, 1 derece elemanlar, 2 derece elemanlar ... n derece elemanlar var. Lineer analizlerinde, elemanın derecesi arttıkça, düğüm noktası sayısı artıyor, hassasiyet artıyor ve çözüm tam çözüme yaklaşıyor.



Şekil 3.18: 3 Boyutlu temel elemanlar [22].

3.2.1.2. Düğüm Noktası

Düğüm noktası, uzayda serbestlik derecelerinin tanımlandığı bir koordinat konumu şeklinde tanımlanabilir. Bir düğüm noktasının serbestlik dereceleri, yapının yüklenmesinden dolayı bu noktanın olası hareketlerini temsil eder. Serbestlik dereceleri aynı zamanda hangi kuvvet ve momentlerin bir elemandan diğerine iletildiğini de temsil eder. Ayrıca, deformasyon ve gerilme sonuçları genellikle düğüm noktalarında verilmektedir [21]. Lineer analizlerinde, düğüm noktası sayısı arttıkça hassasiyet artıyor ve sonuç tam çözüme yaklaşıyor. Standartlar bir düğüm noktasında 6 serbestlik derece olma imkânı belirtiyorlar (Şekil 3.20). Ancak sonlu elemanlar analizinde farklı olabilir. Örneğin 1 boyutlu elemanların sonlu elemanlar analizinde, düğüm noktalarında gerilmelerin koordinat eksenini dışındaki bileşenleri hesaplamasına gerek yoktur.



Şekil 3.19: Düğüm noktası [22].

3.2.1.3. Sınır Koşulları

Sonlu elemanlar yönteminde sınır koşulları büyük bir önem taşımaktadır. Sonuç üzerinde etkileri vardır ve iyi tanımlanmamışlarsa, analizdeki hataların artmasına yol açabilirler. Bunlar yapısal analizde vazgeçilmez kısıtlamalardır. Sınır koşullarının rolleri şunlardır:

- Modelin belirli bir alanındaki yer değişimi veya yükün değerini sabitlemek
- Katıya rijitlik vermek veya vermemek
- Montajın bazı bileşenlerin yerine gelmek için
- Lineer olmayan analizlerde çözücüye stabilize etmek
- Modelin sınırların yakınında eşsizlikleri bastırmak veya oluşturmak

3.2.1.4. Başlangıç Koşulları

Sınır koşullarına oldukça benziyorlar ancak zamanla ilgileniyorlar. Sistemin durumunun zamana bağlı olduğu problemlerde kullanılırlar. Çoğu zaman ısı transferi problemlerinde kullanılırlar. Herhangi bir ısı transferi analizi için vazgeçilmez olan ve çok önemli bir parametredir.

3.2.2. Sonlu Elemanlar Yönteminin Temel Adımları

Sonlu elemanlar yöntemleri genellikle problemi çözmek için gerekli olan 3 ana safhadan oluşur. Bu safhalar, diğer birçok adımlara bölünmüştür. Bu 3 adımlar, ön işlemci safhası, çözüm safhası ve son işlemci safhasıdır.

3.2.2.1. Ön İşlemci Safhası

Bu aşamada izlememiz gereken bazı adımlar var:

- ✓ Analiz edilecek sistemin geometrik ve mekanik özelliklerini, elastisite modülü, uzunluk gibi ölçüleri tanımlamak veya başka bir programdan sistemin modelini sonlu eleman analizi programına aktarmak.
- ✓ Sonlu elemanlara ve düğüm noktalarına ayırklaştırmak ve çözüm ağ oluşturmak. Onun için çözüm ağ oluşturma yöntemleri veya yazılımları kullanılır. Çalışmamızda ANSYS WORKBENCH kullanılmıştır.

- ✓ Genel olarak, sonlu eleman analizlerinde, elastik bölgede elemanlar yay gibi davranırlar. Elemanın davranışlarını tanımlayacak bir şekil fonksiyonu seçmek.
- ✓ Elemanın denklemleri kurmak

Ortalama gerilme

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$

Burada, F elemana uygulanan kuvvet ve A kesit alanıdır.

Ortalama gerinim

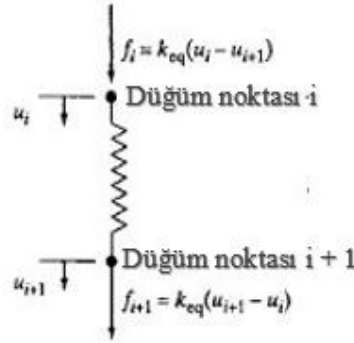
$$\varepsilon = \frac{\Delta_L}{L} \quad (3.2)$$

Burada Δ_L uzunluk değişimi ve L uzunluktur.

Elastik bölgede Hooke kanunu

$$\sigma = E\varepsilon \quad (3.3)$$

Burada E elastisite modülüdür.



Şekil 3.20: Sabit kesit alanına sahip lineer bir elemanın gösterimi [20].

(2.1), (2.2) ve (2.3) denklemlerine dayanarak:

$$F = \sigma A = E\varepsilon A = \left(\frac{EA}{L}\right) \Delta_L \quad (3.4)$$

Ve sabit kesit alanına sahip lineer bir elemanın gösterimi olan şekil 3.21'e dayanarak:

$$F = keq\Delta_L \quad (3.5)$$

burada keq , i ve $i + 1$ düğüm noktaları arasındaki eşdeğer rijitliktir.

Son olarak, (2.4) ve (2.5) denklemlerine dayanarak:

$$Keq = \left(\frac{AE}{L} \right) \quad (3.6)$$

$$f_i = keq (U_i - U_{i+1}) \quad (3.7)$$

$$f_{i+1} = Keq (U_{i+1} - U_i) \quad (3.8)$$

Burada U_{i+1} ve U_i sırasıyla i ve $i + 1$ düğüm noktalarındaki yer değişimi değerleridir.

$$\{F\} = [K]\{U\} \quad (3.9)$$

Burada $\{F\}$ kuvvet vektörü, $\{U\}$ yer değişimi vektörü ve $[K]$ rijitlik matrisidir.

$$\begin{Bmatrix} f_i \\ f_{i+1} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} keq & -keq \\ -keq & keq \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_i \\ U_{i+1} \end{Bmatrix}, \text{ böylece elemanın denklemi kuruldu.}$$

- ✓ Sistem denklemini kurmak: Bu, sistemin bütün elemanların denklemlerin süperpozisyonuyla elde edilir. Denklem bu şekilde bulundu:

$$\{F\}_{sis} = [K]_{sis}\{U\}_{sis} \quad (3.10)$$

Burada $\{F\}_{sis}$ sistemin kuvvet vektörü, $\{U\}_{sis}$ sistemin yer değişimi vektörü ve $[K]_{sis}$ sistemin rijitlik matrisidir.

- ✓ Sinir koşullarını ve başlangıç koşullarını uygulamak

3.2.2.2. Çözüm Safhası

Bu safha rijitlik matrisinin oluşturulmasını ve bir dizi lineer veya lineer olmayan denklem sisteminin eşzamanlı olarak çözülmesini içermektedir. Sonlu eleman yapısal analizlerinde, çözümler düğüm noktalarındaki yer değişimi şeklinde verilmektedir. Sonlu elemanlar problemini formüle etmek için birçok yöntem vardır. Bunlar direkt formülasyon, minimum

toplam potansiyel enerji formülasyonu ve ağırlıklı kalan formülasyonudur. Bir bilgisayar yazılımı kullanarak işlemin süresini kısaltılır. Ön işlemcideki verileri programa girerek çözüm elde edilir.

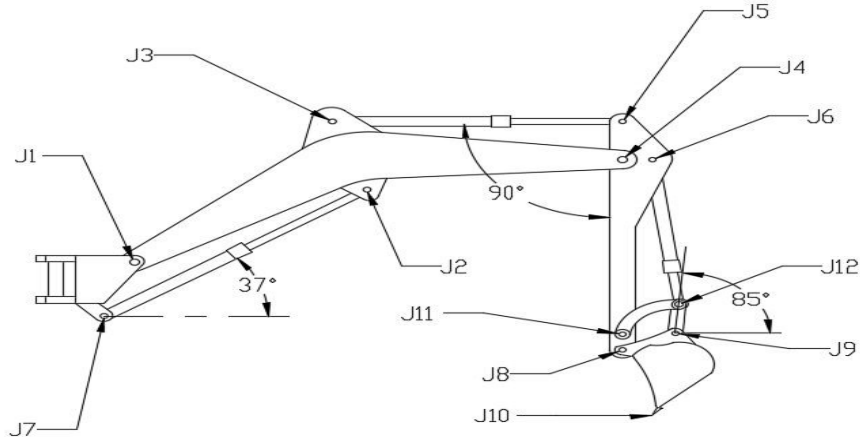
3.2.2.3. Son İşlemci Aşaması

Çözüm aşamasından sonra, son işlemci aşaması geliyor. Bu aşama, gerilmeleri ve ısı akışı gibi diğer önemli verileri sağlamaktadır. Ayrıca, sonuçların grafikleriyle de ilgilenir. Bu aşamada deforme şekiller, gerilmeler ve sıcaklık ile ilgili simülasyonlar da gerçekleştirilir.

3.2.3. Sistemin Statik Kuvvet Analizi

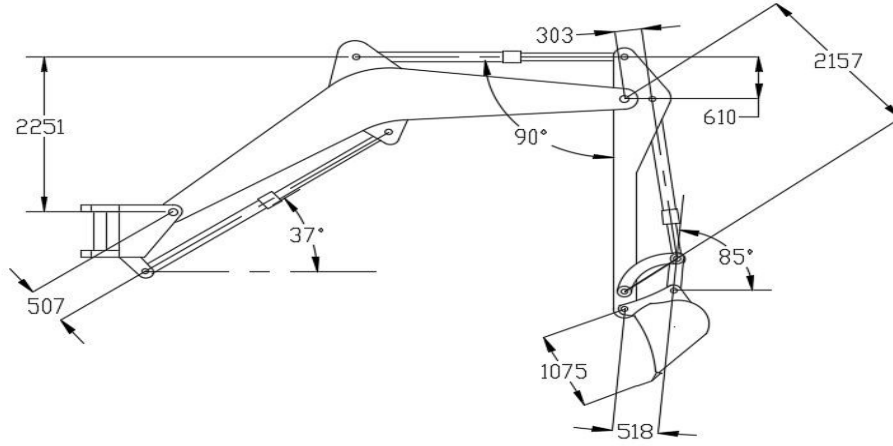
3.2.3.1. Sistemin Maksimum Koparma Kuvveti Konfigürasyonu

Statik kuvvet analizi, sistemin çalışacağı kritik ve yüksek gerilme koşulları dikkate alınarak yapılır. Bu sistemin en kritik konfigürasyonu, mekanizmanın maksimum koparma kuvveti ürettiği zamandaki konfigürasyondur; çünkü koparma kuvveti en yüksektir ve sistemin yapısal bütünlüğü bozulabilmektedir. Bu maksimum koparma kuvveti konfigürasyonu, kolun kol silindirin dik olduğunda elde edilmektedir. Şekil 3.22’de gösterildiği gibi, kolun ekseni dikey, kol silindiri ise yatay; dolayısıyla onlar arasında 90° derecelik bir açı vardır. Kepçeye kepçe silindirini bağlayan stabilizör ile yatay eksen arasındaki açı 85° ’dir. Bom silindiri ile yatay eksen arasındaki açı ise, 37° ’dir [24]. Böylece, bu konfigürasyonun statik kuvvet analizi yapıldı ve yapılacak sonlu elemanlar analizi için sınır şartı olarak kullanılacak.



Şekil 3.21: Maksimum koparma kuvveti konfigürasyonu (ek yerleriyle).

Kepçe dişleri bıçağı koparma kuvveti ile zemin arasındaki açının 25° olup kolun dikey konumda olup kol silindirin kola dik olduğunda, robot kolu sistemini çalıştıran hidrolik sistem 30 kN maksimum bir koparma kuvveti sağlar. Sonraki bölümde, kol, bom ve kepçenin serbest diyagramı tanımlanmış ve açıklanmıştır. Her bileşen analiz edildi ve onlara uygulanan güçler bulundu.



Şekil 3.22: Maksimum koparma kuvveti konfigürasyonu (ölçülerle)

3.2.3.2. Kepçenin Statik Kuvvet Analizi

Şekil 3.23'te, kepçenin J_9 , J_{10} ek yerleri ile J_8 arasındaki mesafeler gösterilmektedir. 30 kN koparma kuvveti nedeniyle J_{10} ek yerinde kepçe dişlerindeki reaksiyon kuvveti bulunmaktadır. Bu reaksiyon kuvveti ile zemin arasındaki açı 25° 'dir. Kepçenin, kolun ve bomun dengeli olması için kuvvetlerin toplamının sıfıra eşit olup ($\Sigma F = 0$) momentlerin toplamının sıfıra eşit ($\Sigma M = 0$) olması gerekmektedir. Bu iki koşullara dayanarak ek yerlerindeki statik kuvvetler hesaplanabilmektedir [24].

İlk olarak, J_{10} ek yerinde kepçe dişlerine uygulanan reaksiyon kuvveti (3.11), (3.12) denklemleri kullanılarak yatay (X) ve dikey (Y) yönlerde bulunur:

$$F_{10x} = F_{10} \cdot \cos\varphi \quad (3.11)$$

$$F_{10y} = F_{10} \cdot \sin\varphi \quad (3.12)$$

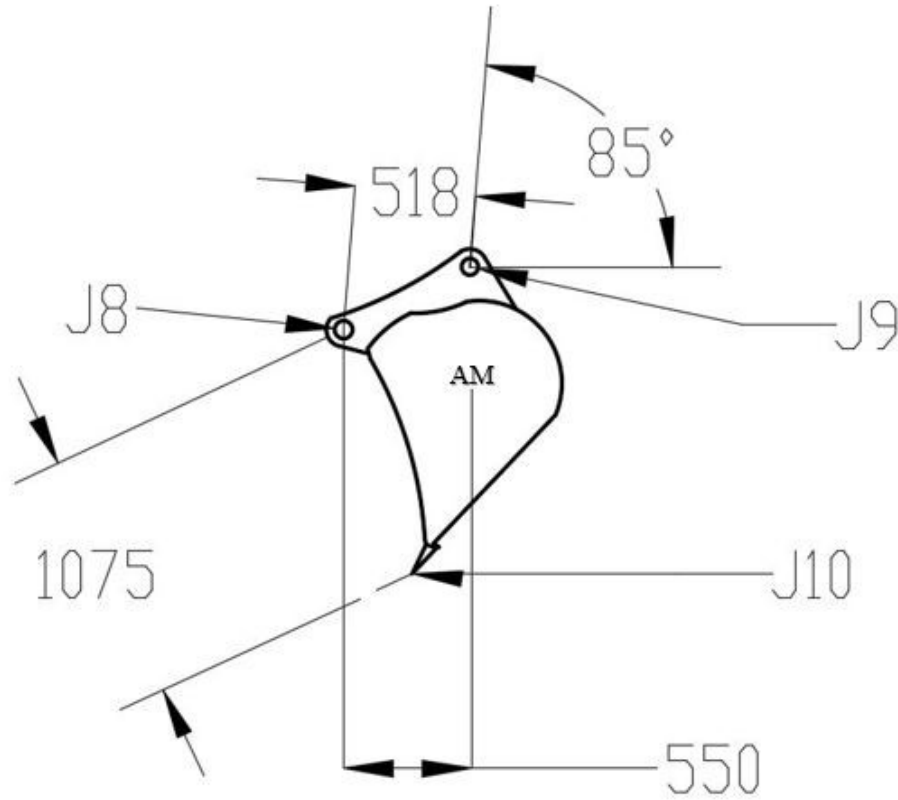
Burada φ , maksimum koparma kuvveti konfigürasyonunda, J_{10} ek yerine uygulanan F_{10} maksimum koparma kuvveti ve zemin arasındaki açıdır (25°).

$$F_{10x} = 27.189 \text{ kN}$$

$$F_{10y} = 12.678 \text{ kN}$$

Şimdi kepçenin dengeli olması için J_8 ek yerine göre ($\Sigma M = 0$ momentlerin toplamı sıfır olmasını varsayalım:

$$F_{10} \cdot L_{10} - F_{gcb} \cdot L_{gcb} = F_9 \cdot L_9 \quad (3.13)$$



Şekil 3.23: Kepingin serbest cisim diyagramı.

- F_{10} , maksimum koparma kuvveti durumunda kepçe dişleri ucuna uygulanan kuvvettir (30 kN).
- L_{10} ek yeri ile J_8 ek yeri arasındaki F_{10} kuvvetine dik olan uzaklıktır (1075 mm).
- L_{gcb} , kepçenin ağırlık merkezi ile J_8 ek yeri arasındaki yerçekimine dik olan yatay mesafedir (550 mm).

- L_9, J_8 ek yeri ile J_9 ek yeri arasındaki F_9 kuvvetine dik olan mesafedir (518 mm).
- F_{gcb} Kepçeye uygulanan yerçekimi kuvvetidir (9.8 kN).
- F_9, J_9 ek yerine uygulanan kuvvettir ve denklem (2.9) kullanarak bulunabilir. Şekil 3.23'te gösterildiği gibi F_9 ile yatay düzlemi arasındaki β_9 açısı 85° 'dir. F_9 kuvveti, aşağıdaki (3.14) ve (3.15) denklemlerini kullanarak yatay (X) ve dikey (Y) yönlerde çözülebilir.

$$F_9 = 51.853 \text{ kN}$$

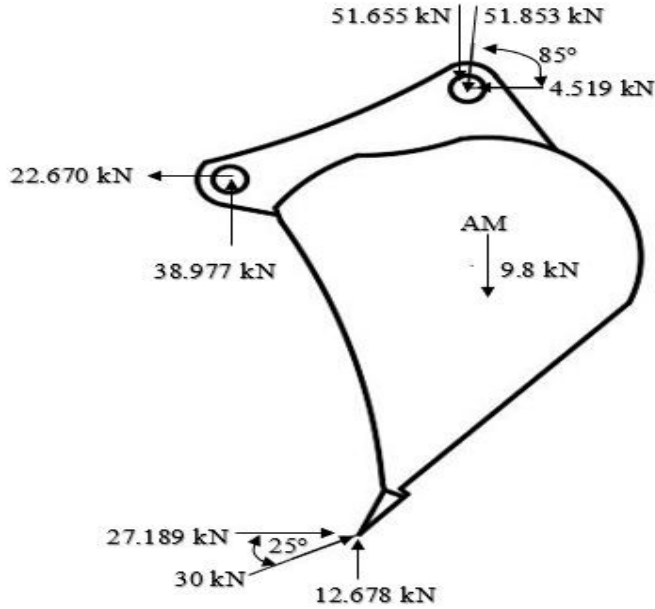
$$F_{9x} = F_9 \cdot \cos\beta_9 \quad (3.14)$$

$$F_{9y} = F_9 \cdot \sin\beta_9 \quad (3.15)$$

$$F_{9x} = 4.519 \text{ kN}$$

$$F_{9y} = 51.655 \text{ kN}$$

$$\Sigma F = 0 \text{ olduğundan: } F_{8x} = 22.670 \text{ kN ve } F_{8y} = 38.977 \text{ kN}$$

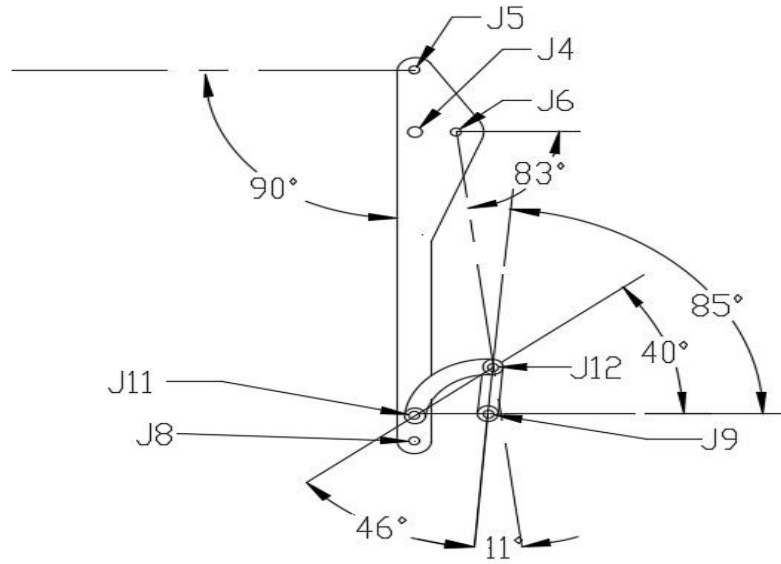


Şekil 3.24: Kepçenin ek yerlerine uygulanan kuvvetler.

Tablo 3.6: Kepçenin ek yerlerine uygulanan kuvvetlerin değerleri. Eksi işareti, kuvvetin yatay bileşen için sol doğrultuda, kuvvetin dikey bileşeni için aşağı doğrultuda olduğunu göstermektedir.

Ek yerleri	Yatay kuvvetler F_x	Dikey kuvvetler F_y
J ₈	-22.670 kN	38.977 kN
J ₉	-4.519 kN	-51.655 kN
J ₁₀	27.189 kN	12.678 kN

3.2.3.3. Kolun Statik Kuvvet Analizi

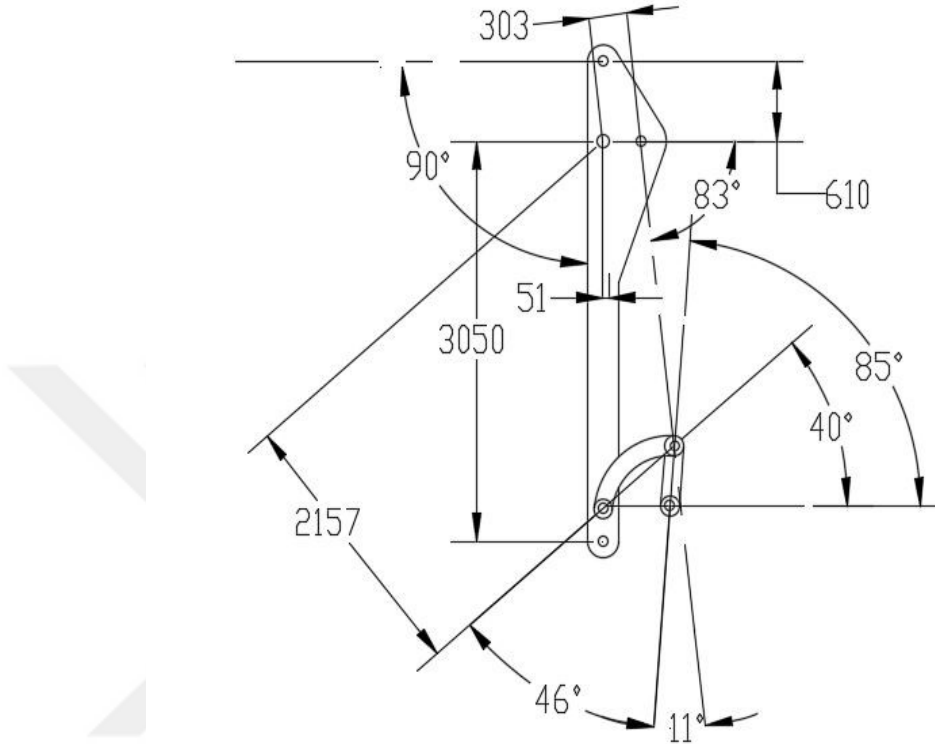


Şekil 3.25: Kolun serbest cisim diyagramı (ek yerleriyle)

Şekil 3.25 ve şekil 3.26'da kolun serbest cisim diyagramı vardır. F_{11} kuvveti, (J₉-J₁₂) stabilizatörden β_{12a} açısıyla (46 °), (J₁₁-J₁₂) gergi çubuğuna uygulanan kuvvettir.

$$F_{11} = F_9 \cdot \cos\beta_{12a} \quad (3.16)$$

$$F_{11} = 36.020 \text{ kN}$$



Şekil 3.26: Kolun serbest cisim diyagramı (ölçülerle)

F_6 kuvveti, kepçe silindirinden β_{12b} açısıyla (11°) J_6 ek yerine uygulanan kuvvettir:

$$F_6 = F_9 \cdot \cos\beta_{12b} \quad (3.17)$$

$$F_6 = 50.900 \text{ kN}$$

F_{11} Kuvveti, (3.18) ve (3.19) denklemleri kullanarak yatay (X) ve dikey (Y) yönlerde çözülebilir. Burada, β_{11} gergi çubukları ile yatay düzlem arasındaki açıdır (40°).

$$F_{11x} = F_{11} \cdot \cos\beta_{11} \quad (3.18)$$

$$F_{11y} = F_{11} \cdot \sin\beta_{11} \quad (3.19)$$

$$F_{11x} = 27.593 \text{ kN}$$

$$F_{11y} = 23.153 \text{ kN}$$

F_6 Kuvveti aşağıdaki (3.20) ve (3.21) denklemleri kullanarak yatay (X) ve dikey (Y) yönlerde çözülebilir. β_6 , F_6 kuvveti ile yatay düzlem arasındaki açıdır (83°).

$$F_{6x} = F_6 \cdot \cos\beta_6 \quad (3.20)$$

$$F_{6y} = F_6 \cdot \sin\beta_6 \quad (3.21)$$

$$F_{6x} = 6.203 \text{ kN}$$

$$F_{6y} = 50.521 \text{ kN}$$

Şimdi kolun dengeli olması için J_4 ek yerine göre ($\Sigma M = 0$) momentlerin toplamı sıfır olmasını varsayalım:

$$F_5 \cdot L_5 = F_{8x} \cdot L_{8y} + F_{8y} \cdot L_{8x} + F_{11} \cdot L_{11} + F_6 \cdot L_6 - F_{gca} \cdot L_{gca} \quad (3.22)$$

- F_5 , kuvveti J_5 ek yerine uygulanan kuvvettir. (3.22) denklemini kullanılarak değeri bulunabilmektedir.
- L_5 , maksimum koparma kuvveti durumunda J_4 ek yeri ile J_5 ek yeri arasındaki F_5 kuvvetine dik olan dikey mesafedir (610mm).
- F_{8y} , J_8 ek yerine uygulanan kuvvetin dikey bileşenidir (38.977 kN).
- L_{8x} , J_8 ek yeri ve J_4 ek yeri arasındaki yatay mesafedir (0mm).
- F_{gca} , kola uygulanan yerçekimi kuvvetidir (14.210 kN).
- L_{gca} , kolun ağırlık merkezi ile J_4 ek yeri arasındaki yatay mesafedir (51 mm).
- F_{8x} , J_8 ek yerine uygulanan kuvvetin yatay bileşenidir (22.670 kN).
- L_{8y} , J_8 ek yeri ile J_4 ek yeri arasındaki dikey mesafedir (3050mm).
- F_{11} , stabilizörden gergi çubuklarına uygulanan kuvvettir (36.020 kN).
- L_{11} , J_4 ek yeri ile J_{11} ek yeri arasındaki F_{11} kuvvetine dik olan mesafedir (2157mm).
- F_6 , kepçe silindirinden J_6 ek yerine uygulanan kuvvettir (50.900 kN).
- L_6 , J_4 ek yeri ile J_6 ek yeri arasındaki F_6 kuvvetine dik olan mesafedir (303 mm).

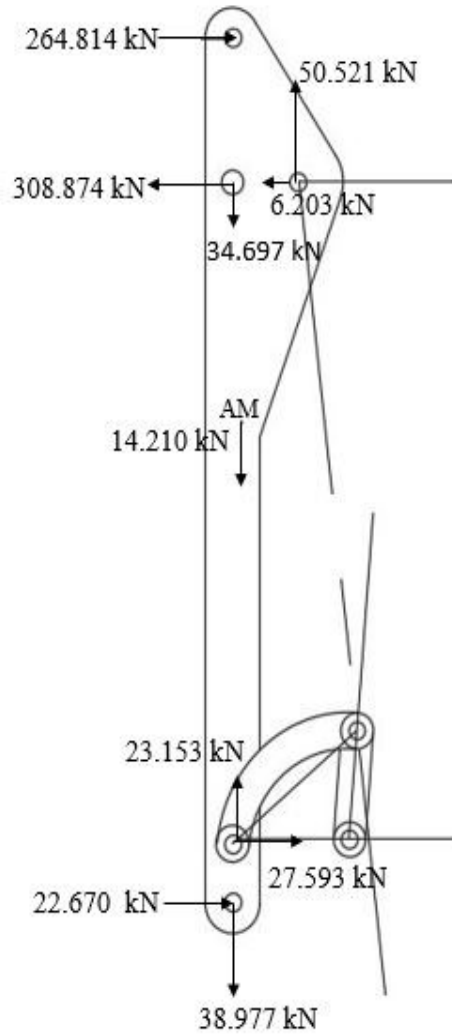
$$F_5 = 264.814 \text{ kN}$$

F_5 , yatay olduğu için:

$$F_{5x} = 264.814 \text{ kN}, F_{5y} = 0 \text{ kN}$$

$\Sigma F = 0$ ' dan, J_4 ek yerine uygulanan F_4 kuvveti bulunabilmektedir.

$$F_{4x} = 308.874 \text{ kN}, F_{4y} = 34.697 \text{ kN}$$

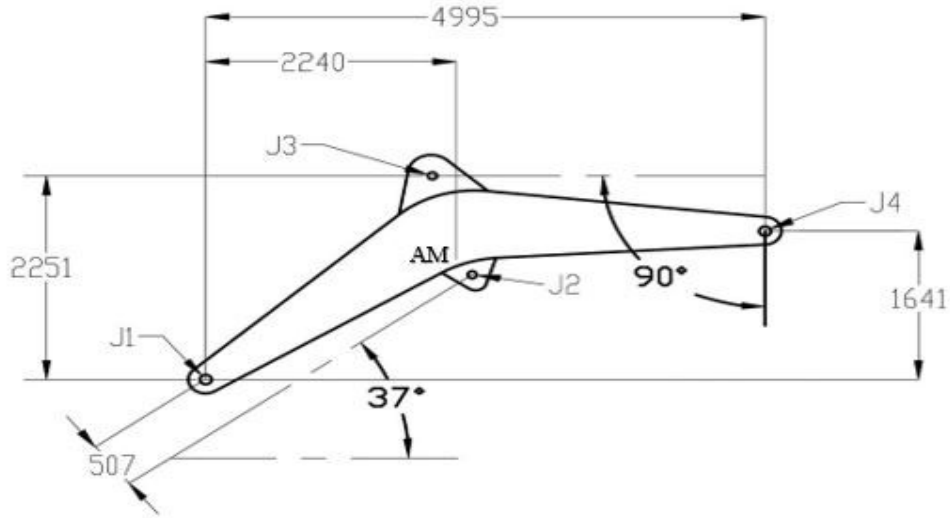


Şekil 3.27: Kolun ek yerlerine uygulanan kuvvetler.

Tablo 3.7: Kolun ek yerlerine uygulanan kuvvetlerin değerleri. Eksi işareti, kuvvetin yatay bileşen için sol doğrultuda, kuvvetin dikey bileşenini için aşağı doğrultuda olduğunu göstermektedir.

Ek yerleri	Yatay kuvvetler F_x	Dikey kuvvetler F_y
J_4	-308.874 kN	-34.697 kN
J_5	264.814 kN	0 kN
J_6	-6.203 kN	50.521 kN
J_8	22.670 kN	-38.977 kN
J_{11}	27.593 kN	23.153 kN

3.2.3.4. Bomun Statik Kuvvet Analizi



Şekil 3.28: Bomun serbest cisim diyagramı.

F_3 kuvveti, kol silindirinden J_3 ek yerine uygulanan kuvvettir. F_5 kuvveti değeri ile aynıdır, ancak yönleri terstir.

$$F_{3x} = 264.814 \text{ kN} \quad \text{ve} \quad F_{3y} = 0 \text{ kN}$$

Şimdi bomun dengeli olması için J_1 ek yerine göre ($\Sigma M = 0$) momentlerin toplamı sıfır olmasını varsayalım:

$$F_2 \cdot L_2 = F_{4y} \cdot L_{4x} + F_3 \cdot L_3 + F_{4x} \cdot L_{4y} - F_{gcbo} \cdot L_{gcbo} \quad (3.23)$$

- F_2 kuvveti, bom silindirinden 37° açıyla J_2 ek yerine uygulanan kuvettir.
- L_2 , J_1 ek yeri ile J_2 ek yeri arasındaki F_2 kuvvetine dik olan mesafedir (507 mm).
- F_{4x} ve F_{4y} , J_4 ek yerine uygulanan kuvvetin sırasıyla yatay ve dikey bileşenleridir (sırasıyla 308.874 kN ve 34.697 kN).
- L_{4x} ve L_{4y} , J_4 ek yeri ile J_1 ek yeri arasındaki mesafenin sırasıyla yatay ve dikey bileşenleridir (sırasıyla 4995 mm ve 1641 mm).
- F_{gcbo} , boma uygulanan yerçekimi kuvvetidir (60.1 kN).
- L_{gcbo} , bomun ağırlık merkezi ile J_1 ek yeri arasındaki yatay mesafedir (2240 mm).
- F_3 , J_3 ek yerine uygulanan kuvettir (264.814 kN).
- L_3 , J_3 ek yeri ile J_1 ek yeri arasındaki F_3 kuvvetine dik olan dikey uzaklıktır (2251mm).

$$F_2 = 252.311 \text{ kN}$$

F_2 kuvveti, aşağıdaki (3.24) ve (3.25) denklemleri kullanarak yatay (X) ve dikey (Y) yönlerde çözülebilir.

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos\beta_2 \quad (3.24)$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \sin\beta_2 \quad (3.25)$$

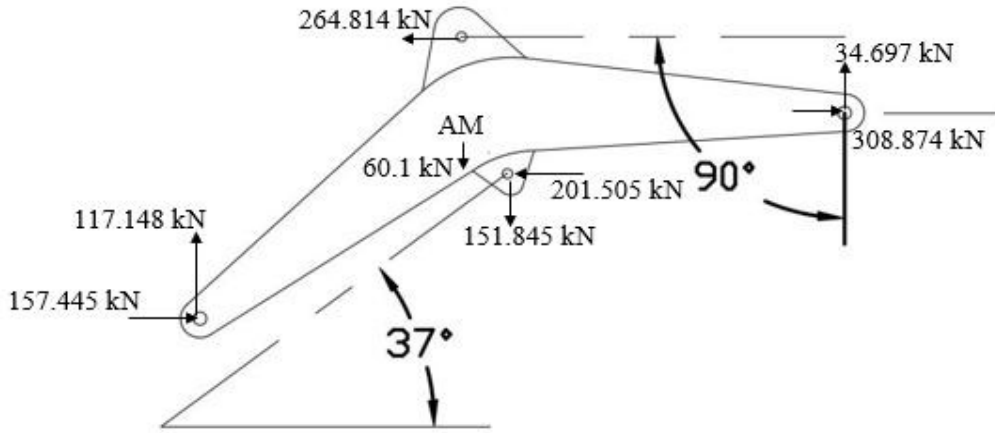
$$F_{2x} = 201.505 \text{ kN} \quad \text{ve} \quad F_{2y} = 151.845 \text{ kN}$$

$\Sigma F = 0$ ' dan, J_1 ek yerine uygulanan F_1 kuvveti bulunabilmektedir.

$$F_{1x} = 157.445 \text{ kN} \quad \text{ve} \quad F_{1y} = 117.148 \text{ kN}$$

Tablo 3.8: Bomun ek yerlerine uygulanan kuvvetlerin değerleri. Eksi işareti, kuvvetin yatay bileşen için sol doğrultuda, kuvvetin dikey bileşeni için aşağı doğrultuda olduğunu göstermektedir.

Ek yerleri	Yatay kuvvetler F_x	Dikey kuvvetler F_y
J_1	157.445 kN	117.148 kN
J_2	-201.505 kN	-151.845 kN
J_3	-264.814 kN	0 kN
J_4	308.874 kN	34.697 kN



şekil 3.29: Bomun ek yerlerine uygulanan kuvvetler.

3.2.4. Ansys Workbench'i Kullanarak Statik Yapısal Analiz

ANSYS WORKBENCH, ANSYS program paketinin bir bileşenidir. Çok geometrilik bir yazılımdır ve birçok CAD yazılımı arayüzüne benzeyen bir arayüze sahiptir. Statik yapısal analiz, kararlı termal analiz, titreşim analizleri ve akışkan akışı analizi gibi birçok analiz türünü sağlamaktadır. Çalışmamızın bu bölümünde analiz hazırlığı yapılmış ve ana adımlar açıklanmış.

3.2.4.1. Analiz Tipini Seçmek

ANSYS arayüzünde (şekil 3.31), ekranın sol tarafında birçok analiz türü bulunmaktadır. O arayüzde, bir analiz türüne tıklayıp arayüzün ortasını kaplayan ve beyaz bir alan olan proje şemasına sürüklemek gerekmektedir. Durumumuzda, statik yapısal analiz seçilip proje şemasına sürüklendi. Bu ilk adımdan sonra, çözümü elde etmek için izlenmesi gereken beş ana safha var. Bir safha tamamladıktan sonra, safhanın ikonu yanında yeşil bir onay işareti görüntülenmektedir.

3.2.4.2. Mühendislik Verileri

Bu adım ANSYS malzeme belgeliğinin bulunduğu adımdır. Yapı çeliği, paslanmaz çelik ve diğer lineer ve lineer olmayan malzemeler gibi birçok malzeme vardır. Malzeme özellikleri görüntülenir ve düzenlenebilir. Çalışmamız için SAILMA 450 HI'nın özellikleri seçildi.

3.2.4.3. Geometri

Bu bölümde 2 seçenek vardır. Yani, bir geometri, WORKBENCH CAD arayüzünü kullanarak oluşturulabilir veya başka bir programdan WORKBENCH'e aktarılabilir. Durumumuzda, CAD dosyaları SOLIDWORKS yazılımından aktarıldı. WORKBENCH, SOLIDWORKS dosya uzantısı olan ".sldprt" açma yeteneği, IGES ve STEP gibi herhangi bir veri alışverişi standardını kullanmamaya yardımcı oldu.

3.2.4.4. Model

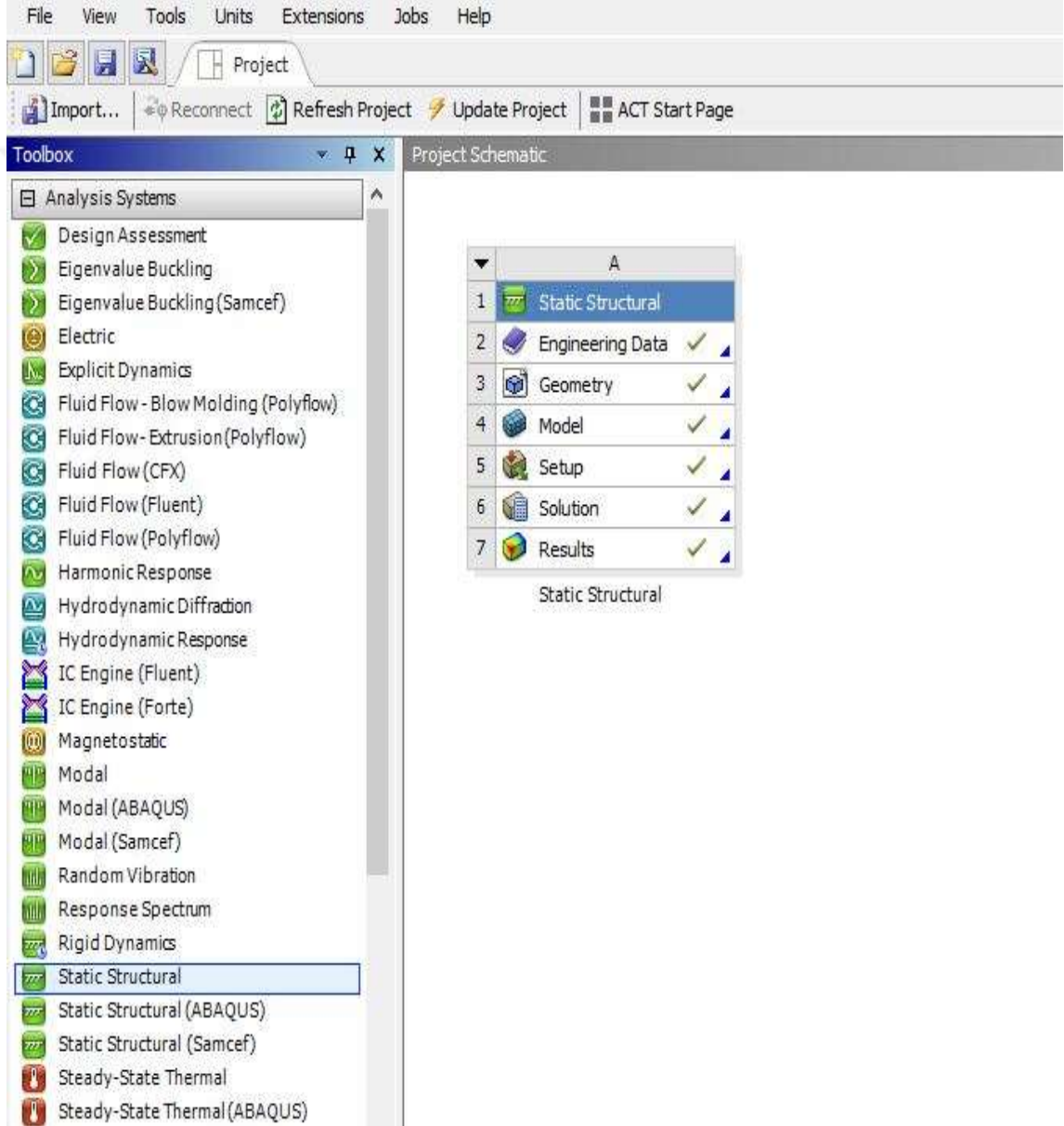
Bu adımda, "mühendislik verileri" bölümünde seçilen malzeme özelliklerini geometriye verilir. Aktarılan geometriye SAILMA 450 HI'nın mekanik özellikleri verildi. Çözüm ağ oluşturma bu bölümde yapılmaktadır (Şekil 3.32, 3.33, 3.34). Çözüm ağ oluşturma manuel olarak veya otomatik olarak yapılabilmektedir. Çalışmamızda, geometrinin çözüm ağ oluşturma otomatik olarak yapıldı.

3.2.4.5. Kurulum

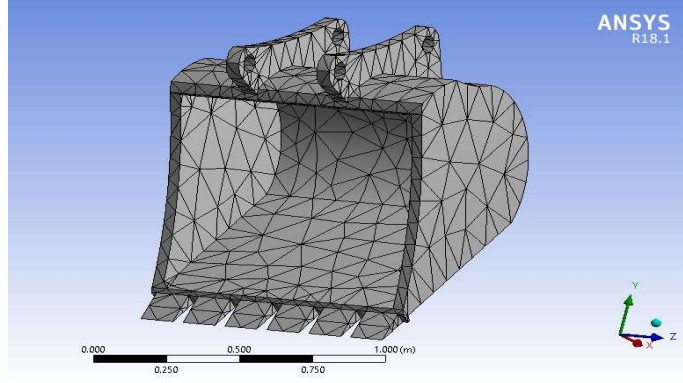
Kurulum, yüklerin ve kısıtlamaların tanımlandığı adımdır. Yükler basınç, kuvvet, moment veya termal koşul olabilir. Bileşenlerin serbest vücut diyagramında daha önce belirlenen kuvvetler kendilerine uygulanmıştır.

3.2.4.6. Çözüm

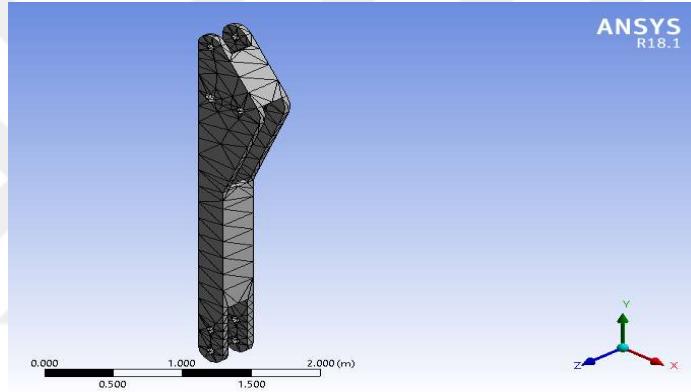
Bu bölümde problem çözüldü. Daha önce tanımlanan parametreler, çözümü bulmak için otomatik olarak kullanılır. Arzu edilen sonuçlar türü de seçiliyor. Çalışmalarımız için Von-Mises gerilme sonuçları ve toplam deformasyon sonuçları seçilmiştir.



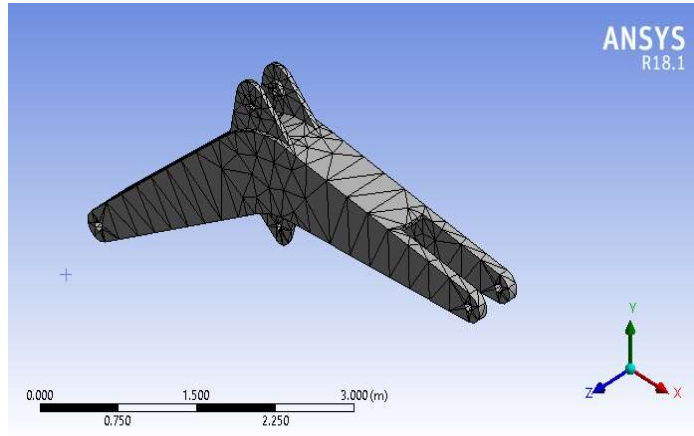
Şekil 3.30: Ansys workbench'in arayüzü



Şekil 3.31: Kepçenin çözüm ağı oluşturması (4869 düğüm noktası ve 2292 eleman)



Şekil 3.32: Kolun çözüm ağı oluşturması (2877 düğüm noktası ve 1311 eleman)



Şekil 3.33: Bomun çözüm ağı oluşturması (4216 düğüm noktası ve 2027 eleman)

4. BULGULAR

ANSYS WORKBENCH, deformasyon veya gerilme sonucu gibi birçok sonuç türü sunabilmektedir. Ekranda birçok sonuç listeleri ve grafikleri bulunmaktadır.

4.1. KEPÇENİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ BULGULARI

4.1.1. Kepçenin Von-Mises Gerilme Analizi

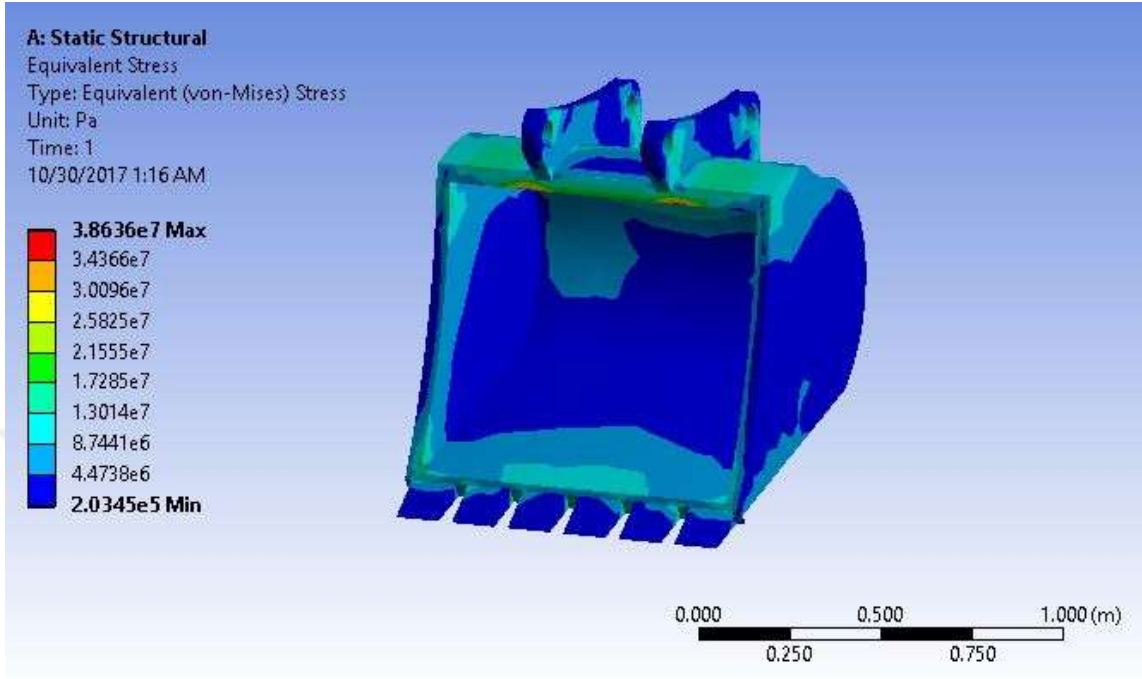
Kepçenin Von-Mises gerilme analizi grafiğinde (Şekil 4.1), maksimum gerilme, kepçenin kancasının etrafındaki kırmızı alanda ve dişlerin alt kısmında bulunmaktadır. Bu maksimum gerilmenin değeri 38.636 MPa'dır. Değeri, SAILMA 450 HI'nın akma mukavemeti olan 450 MPa büyük ölçüde altındadır. Böylece, maksimum gerilmeye dayanarak tasarımın güvenli olduğu belirlendi. Gerilmenin minimum değeri 0.20345 MPa'dır. O minimum değer kanca ile kepçenin dişleri arasındaki yüzeylerde bulunmaktadır. Bütün bu sonuçlar, tasarımın güvenli ve sağlam olduğunu, kepçenin yapılacak ağır görevler tarafından üretilen tüm gerilmelere karşı koyabileceğini göstermektedir.

4.1.2. Kepçenin Toplam Deformasyon Analizi

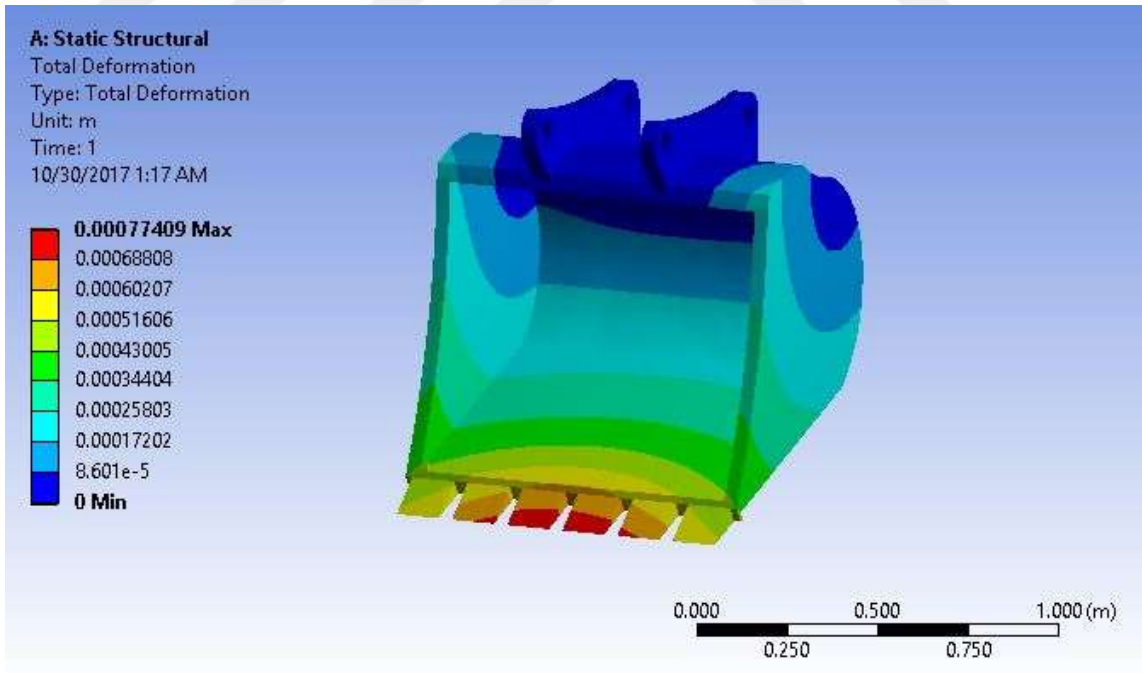
Kepçenin toplam deformasyon analizi grafiği (Şekil 4.2), kepçenin maksimum yer değişiminin dişlerin etrafındaki alanlarda olduğunu ortaya koymaktadır. Bu maksimum yer değişimin değeri 0.77409 mm'dir. Bu değer, kepçe boyutlarıyla karşılaştırıldığında ihmal edilebilir. Böylece, maksimum yer değişimine dayanarak tasarımın güvenli olduğu belirlendi. Yer değişiminin minimum değeri ise 0 mm'dir ve kepçenin kancasına yakın ve dişlerden uzak yüzeylerde bulunmaktadır. Bu toplanan bilgilerden, kepçenin çok büyük bir plastik deformasyona maruz kalmadığı belirlendi.

Tablo 4.1: Kepçenin analizleri bulguları.

Analiz tipi	Maksimum değer	Minimum değer
Von-Mises	38.636 MPa	0.20345 MPa
Toplam deformasyon	0.77409 mm	0



Şekil 4.1: Kepçenin Von-Mises gerilme analizi grafiği



Şekil 4.2: Kepçenin toplam deformasyon analizi grafiği

4.2. KOLUN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ BULGULARI

4.2.1. Kolun Von-Mises Gerilme Analizi

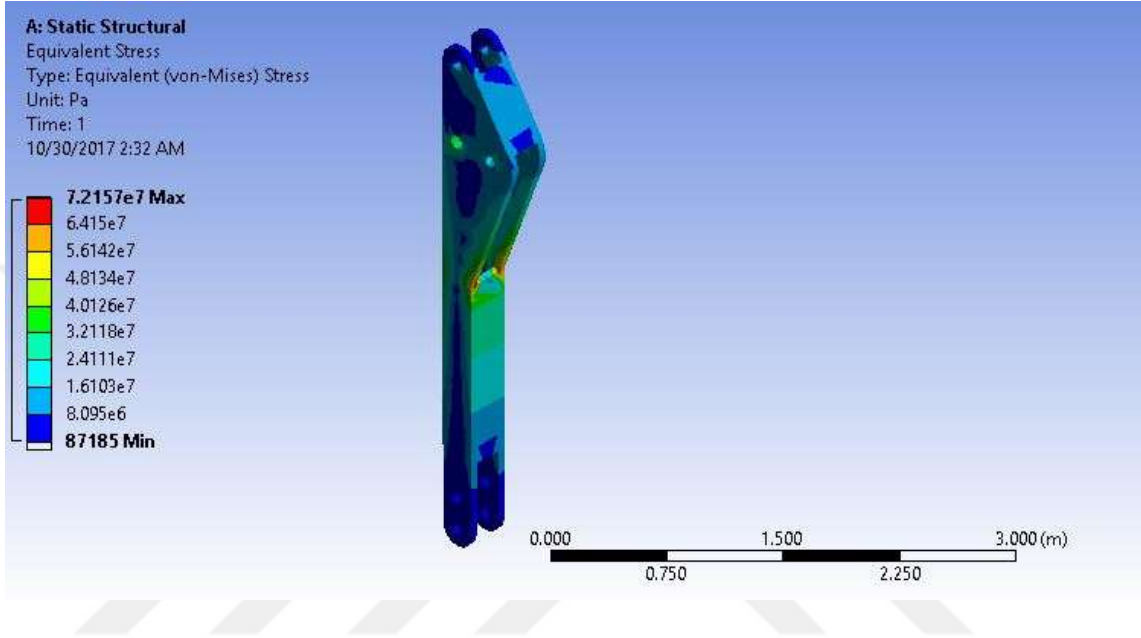
Koldaki maksimum gerilmenin değeri 72.157 MPa'dır. Değeri, SAILMA 450 HI'nın akma mukavemeti olan 450 MPa büyük ölçüde altındadır. Kolun Von-Mises gerilme analizi grafiğinde (Şekil 4.3), maksimum gerilime, kolun orta bölgelerin etrafındaki kırmızı alanlarda bulunmaktadır. Maksimum gerilmeye dayanarak tasarımın güvenli olduğu belirlendi. Gerilmenin minimum değeri 0.087185 MPa'dır. Bu minimum değer J_8 ve J_{11} ek yerlerine yakın olan alanlarda bulunmaktadır. Böylece, tasarımın güvenli ve sağlam olduğu, kolun yapılacak ağır işler tarafından üretilen tüm gerilmelere karşı koyabileceği gösterilmektedir.

4.2.2. Kolun Toplam Deformasyon Analizi

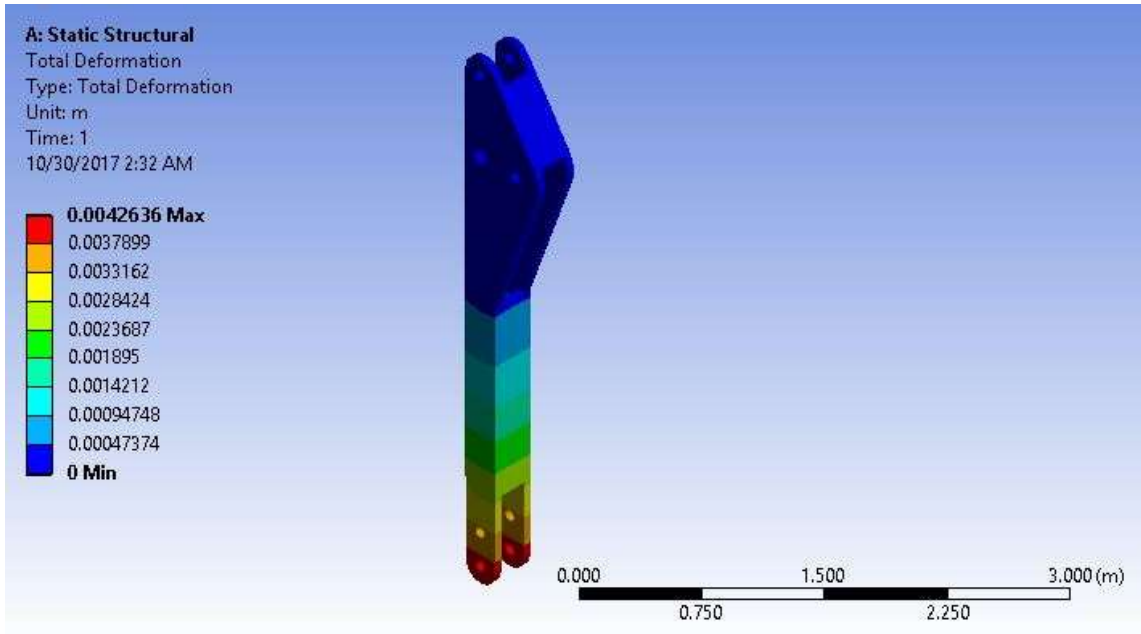
Kolun maksimum yer değişiminin değeri 4.2636 mm'dir. Bu değer, kolun boyutlarıyla karşılaştırıldığında ihmal edilebilir. Kolun toplam deformasyon analizi grafiği (Şekil 4.4), kolun maksimum yer değişiminin J_8 ve J_{11} ek yerleri etrafındaki alanlarda olduğunu ortaya koymaktadır. Böylece, maksimum yer değişimine dayanarak tasarımın güvenli olduğu belirlendi. Yer değişiminin minimum değeri ise 0 mm'dir ve kolun J_4 , J_5 , J_6 ek yerlerine yakın yüzeylerde bulunmaktadır. Bu toplanan bilgilerden, kolun çok büyük bir plastik deformasyona maruz kalmadığını belirlendi.

Tablo 4.2: Kolun analizleri bulguları.

Analiz tipi	Maksimum değer	Minimum değer
Von-Mises	72.157 MPa	0.087185 MPa
Toplam deformasyon	4.2636 mm	0



Şekil 4.3: Kolun Von-Mises gerilme analizi grafiği.



Şekil 4.4: Kolun toplam deformasyon analizi grafiği.

4.3. BOMUN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ BULGULARI

4.3.1. Bomun Von-Mises Gerilme Analizi

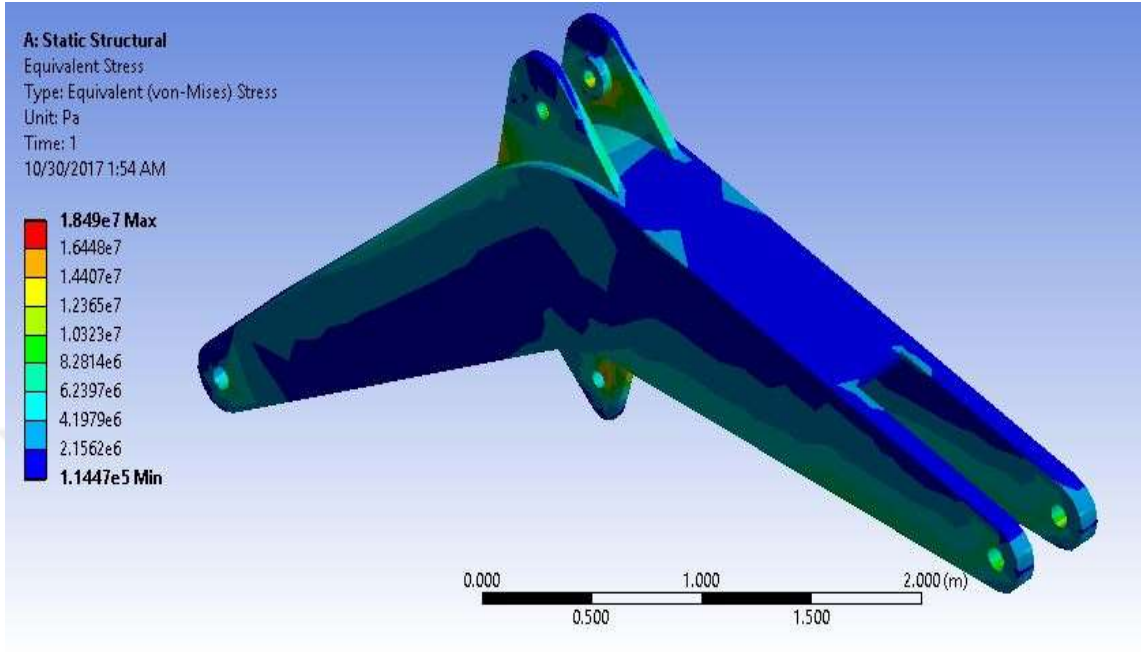
Bom'un Von-Mises gerilme analizi grafiği (Şekil 4.5), maksimum gerilmenin ek yerleri çevresindeki kırmızı alanın üzerinde olduğunu ortaya koymaktadır. Maksimum gerilmenin değeri 18.49 MPa'dır. Bu değer, SAILMA 450 HI'nın akma mukavemeti olan 450 MPa büyük ölçüde altındadır. Maksimum gerilmeye dayanarak tasarımın güvenli olduğu belirlendi. Gerilmenin minimum değeri 0.11447 MPa'dır ve ek yerlerinden uzak yüzeylerde bulunur. Bütün bu sonuçlar, tasarımın güvenli ve sağlam olduğunu ve kolun yapılacak ağır görevler tarafından üretilen tüm gerilmelere karşı koyabileceğini gösterilmektedir.

4.3.2. Bomun Toplam Deformasyon Analizi

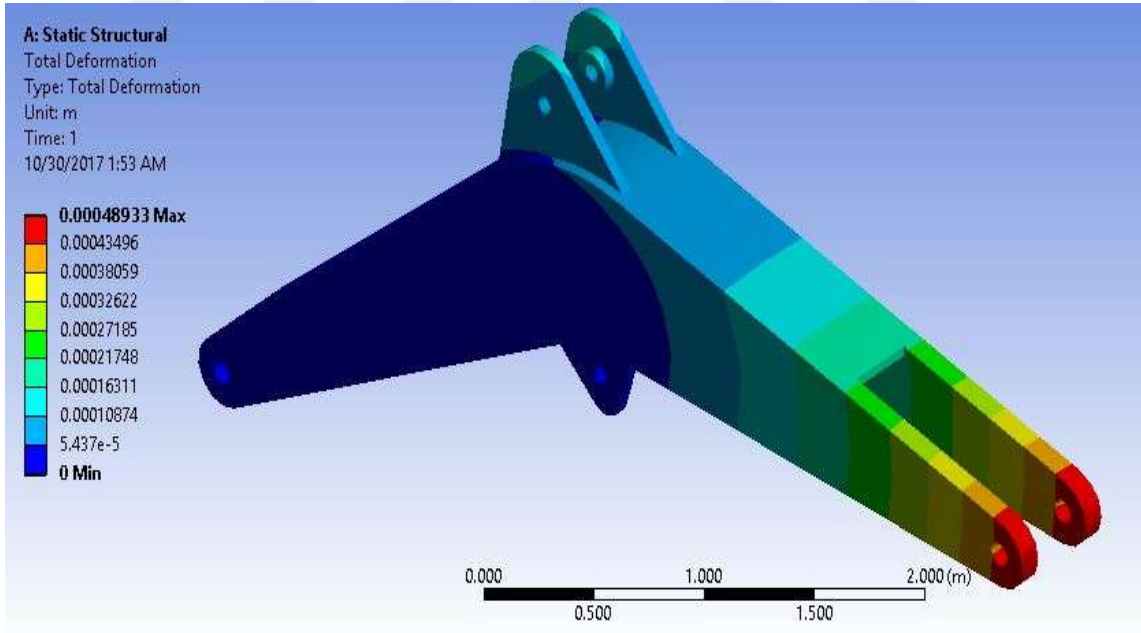
Bomun maksimum yer değişimi değeri 0.48933 mm 'dir. Bu değer, bomun boyutuyla karşılaştırıldığında ihmal edilebilir. Toplam deformasyon analizi grafiği (Şekil 4.6), bomun maksimum yer değişimi, J_4 ek yeri etrafındaki kırmızı alan üzerinde bulunduğunu ortaya koymaktadır. Maksimum yer değişimine dayanarak tasarımın güvenli olduğu belirlendi. Yer değişiminin minimum değeri ise, 0 mm'dir ve J_1 , J_2 ek yerleri çevresindeki alanlarda bulunur. Böylelikle, bom neredeyse çıplak gözle görülemeyen plastik deformasyona maruz kalır.

Tablo 4.3: Bomun analizleri bulguları.

Analiz tipi	Maksimum değer	Minimum değer
Von-Mises	18.49 MPa	0.11447 MPa
Toplam deformasyon	0.48933 mm	0



Şekil 4.5: Bomun Von-Mises gerilme analizi grafiği



Şekil 4.6: Bomun toplam deformasyon analizi grafiği

5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada incelenen her bir bileşen için, sistemin yapısal bütünlüğünün, ekskavatörün maruz kaldığı yüksek yüklere ve kötü çalışma koşullarına karşı direnebilip direnemeyeceğini belirlemek için, sonlu elemanlar analizi gerçekleştirildi. Genel olarak, hesaplanan deformasyon ve gerilme, SAILMA 450 HI malzemesi akma mukavemetinin büyük ölçüde altında olduğu için, bileşenlerin tasarımının güvenli olduğu bulunmuştur.

Ancak, hesaplanan gerilme ve deformasyonun SAILMA 450 HI malzemesi akma mukavemetine göre çok düşük olması, optimizasyona büyük bir marj sağlayan bir avantajdır. Bir tasarım yaparken, sadece maksimum güvenilirliğe sahip bir ekipman sağlamak değil, minimum ağırlığa ve maliyete de sahip olması gerekmektedir. Çalışmanın bu bölümünde optimizasyon tanımlandı ve bileşenlerin optimizasyonu gerçekleştirildi. Optimize edilen bileşenlerin, ekskavatörün maruz kaldığı gerilmelere karşı koyabileceğinden emin olmak için yeniden kontrol analizler edildi.

5.1. OPTİMİZASYONUN DEĞERLENDİRMESİ

Optimizasyon, belirli bir durumda mevcut seçenekleri temsil eden parametrelere göre bazı fonksiyonları maksimuma çıkarmak veya minimuma indirmek için yapılan eylemlerdir. Fonksiyon, hangi seçeneğin "en iyi" olabileceğini belirlemek için farklı seçeneklerin karşılaştırılması imkânı sağlamaktadır [25]. Asgari maliyet, minimum hata, maksimum kar, optimal tasarım ve en uygun yönetim gibi bazı nicelik veya durumları belirlemek için kullanılan bir yöntemdir.

Optimizasyonda, hedefe ulaşmak için kullanılan birçok parametreler bulunmaktadır:

- **Hedef fonksiyonu:** Optimize edilmesi gereken miktarı temsil etmektedir. Bu fonksiyon çok değişkenlidir.
- **Değişkenler:** Bunlar, fonksiyon davranışlarının dayandığı bir dizi parametredir. Bu değişkenler, hedef fonksiyonunu optimize etmek için ayarlanan parametrelerdir.
- **Uygulanabilir seçenekler:** İzin verilen seçeneklerin grubunu temsil etmektedir.
- **Eşitlik kısıtlamaları:** Bunlar, hedef fonksiyonun iki veya birçok değişkenleri arasında eşitlik ilişkisi getiren kısıtlamalardır. Örneğin, $a_1 = a_2 = a_3$.

- **Eşitsizlik kısıtlamaları:** Bunlar, hedef fonksiyonun iki veya bir çok değişkenleri arasında bir eşitsizlik ilişkisi getiren kısıtlamalardır. Örneğin, $a_1 \leq a_2 \leq a_3$.
- **Bir aralıkta sınırlama kısıtlamaları:** Bunlar, kapalı bir IR aralığına bir değişken yerleştirilecek kısıtlamalardır. Örneğin, $100 \leq a_1 \leq 200$.
- **Lineer kısıtlamalar:** Bir veya daha fazla değişken ile lineer bir fonksiyon arasında lineer bir ilişki kurmaktadır.

Parametreleri ayarlayarak ve kısıtlamalara dayanarak optimize edilmiş bir sonuca ulaşabilmektedir.

5.2. SİSTEMİN BİLEŞENLERİN TASARIM DEĞİŞİKLİKLERİ

Analiz edilen gerilmeler SAILMA 450 HI'nın akma mukavemeti büyük ölçünde altında olduğundan, bileşenler başka bir malzeme ile yeniden tasarlandı. Yapı çeliği, daha ucuz, daha hafif ve akma mukavemeti aşırı yüksek olmadığı için seçildi. Sistemi tasarlamak için uygun bir malzemedir. Özellikleri tablo 5.1'dedir.

Bu optimizasyonda temel olarak iki değişken bulunmaktadır. Bir taraftan gerilme ile karakterize olan güvenilirlik bulunmaktadır. Sistemin yapısal bütünlüğünü korumak için, sistemin maruz kaldığı gerilmelerin yapı çeliğinin akma mukavemeti altında tutulması gerekmektedir. Sistemin yapısal bütünlüğünü korumak için her bileşende 75 Mpa'lık bir emniyet gerilmesi dikkate alınmıştır. Üstelik sırayla kepçe, kol ve bomun deplasmanları 4mm, 7mm ve 4mm'den daha fazla olmaması da dikkate alınmıştır. a_i ve U_i bu değişkenler olsun. Eşitsizlik kısıtlamalar bulunmaktadır:

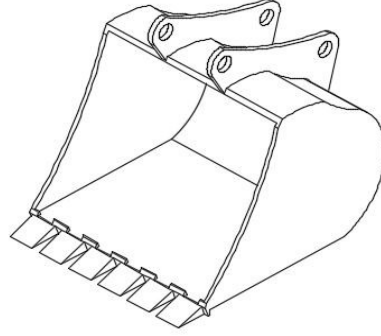
$$a_i \leq 175 \text{ MPa}; U_{kepçe} \leq 4\text{mm}; U_{kol} \leq 7\text{mm}; U_{bom} \leq 4\text{mm} .$$

Öte yandan makinenin maliyeti ve ağırlığı bulunmaktadır. Maliyet, ağırlığın bir fonksiyonudur. Sistem daha hafif oldukça, maliyeti düşüyor. Genel olarak, sistemi hafifletmek için, tüm bileşenler üzerinde bir miktar kalınlık azalması yapılmıştır.

5.2.1. Kepçenin Tasarım Değişiklikleri

Kepçe üzerinde iki temel tasarım modifikasyonu gerçekleştirildi. İlk olarak, kabuk elemanın kalınlığı 40 mm'den 20 mm'ye düşürüldü. Dişler aynı boyutlarda tutuldu. İkinci olarak, kepçenin kanca kalınlığı 50 mm'den 25 mm'ye düşürülmüştür. Bu değişiklikler, kepçenin

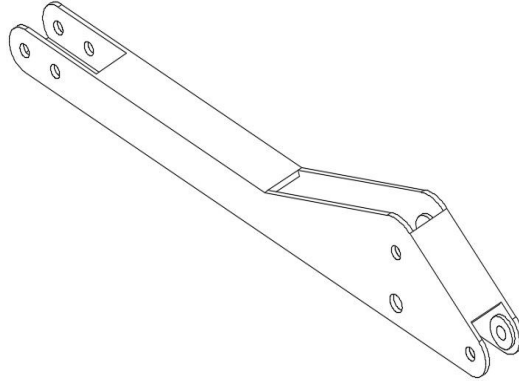
ağırlığını önemli ölçüde azaltmaya yardımcı oldu. Üstelik, azaltma işlemleri iç bölgelerden yapıldığı için, kepçenin kapasitesini arttırmaya da yardımcı oldu. Bu yeniden tasarlanmış kepçenin yapısal bütünlüğünün direncini belirlemek için tekrar test edildi.



Şekil 5.1: Optimize edilmiş kepçe.

5.2.2. Kolun Tasarım Değişiklikleri

Kabuk eleman olan kol üzerinde tasarım değişiklikleri de yapılmıştır. Kol plakalarının kalınlığı başlangıçta 53 mm'dir. Bu kalınlık 30 mm'ye azaltıldı ve başlangıç ağırlığının yaklaşık 1/3'ünden kurtuldu.



Şekil 5.2: Optimize edilmiş kol.

5.2.3. Bomun Tasarım Değişiklikleri

Bom da kova ve kol gibi bir kabuk elemandır. Bom plakalarının başlangıç kalınlığı 100 mm idi. Kalınlık iç bölgelerden 50 mm'ye düşürülmüştür. Ayrıca, bomun alt ve üst kancaları da yeniden tasarlandı. Kancaların kalınlığı 50 mm'den 25 mm'ye düşürülmüştür.



Şekil 5.3: Optimize edilmiş bom.

Tablo 5.1: Yapı çeliğın mekanik özellikleri.

Özellik	Değer
elastisite modülü (E)	200000 N/mm^2
poisson oranı (μ)	0.3
birim hacim ağırlığı (Rho)	7850 Kg/m^3
akma mukavemeti (σ_Y)	250 MPa

5.3. OPTİMİZE EDİLMİŞ BİLEŞENLERİN TESTLERİ

5.3.1. Kepçenin Test Sonuçları

Tasarım değişiklikleri sonrasında kepçenin ağırlığı 1 tondan 534 kg'a düştü. Kapasitesi 0.5 m^3 'den 0.55 m^3 'e yükseldi. Daha önce yapılan aynı statik yapısal analiz yeniden tasarlanan kepçe üzerinde gerçekleştirildi. Von-Mises gerilme analizi, sistemin maksimum gerilmenin

38.636 MPa'dan 131.05 MPa'a yükseldiğini ortaya koydu. Gerilmenin minimum değeri ise 0.20345 MPa'dan 0.49257 MPa'a yükseldi. Maksimum yer değişimi 0.77409 mm'den 3.1825 mm'ye yükseldi. Bu yeni değer kepçenin boyutlarıyla karşılaştırıldığında ihmal edilebilir. Minimum yer değişimi halen 0'dır. Maksimum gerilme değerleri yapı belirlenmiş mukavemetin altında olduğu için optimizasyon güvenlidir.

Tablo 5.2: Kepçenin analizlerin yeni ve eski sonuçların karşılaştırması.

Optimize edilmiş ve optimize edilmemiş	Özellik	Maksimum değer	Minimum değer
optimize edilmemiş	Von-Mises gerilmesi	38.636 MPa	0.20345 MPa
	Toplam deformasyon	0.77409 mm	0
	Ağırlık	1 ton	
	Kapasite	0.5 m ³	
optimize edilmiş	Von-Mises gerilmesi	131.05 MPa	0.49257 MPa
	Toplam deformasyon	3.1825 mm	0
	Ağırlık	534 Kg	
	Kapasite	5.55 m ³	

5.3.2. Kolun Test Sonuçları

Tasarım değişiklikleri yapıldıktan sonra, daha önce gerçekleştirilen statik yapısal analiz, yeniden tasarlanan kol üzerinde tekrar gerçekleştirildi. Von-Mises gerilme analizi, sistemin maksimum gerilme 72.157 MPa'dan 117.55 MPa'a yükseldiğini ortaya koymuştur. Gerilmenin minimum değeri 0.087185 MPa'dan 0.17538 MPa'a yükselmiş. Maksimum yer değişimi, 4.2636 mm'den 6.517mm'ye yükseldi ve yine de bu yeni değer kolun boyutlarıyla karşılaştırıldığında ihmal edilebilir. Minimum yer değişimi halen 0'dır. Maksimum gerilme

değeri belirlenmiş mukavemetin altında olduğu için optimizasyon güvenlidir. Kolun ağırlığı ise, 1.45 tondan 944 kg'a düştü.

Tablo 5.3: Kolun analizlerin yeni ve eski sonuçların karşılaştırması.

Optimize edilmiş ve optimize edilmemiş	özellik	Maksimum değer	Minimum değer
optimize edilmemiş	Von-Mises gerilmesi	72.157 MPa	0.087185 MPa
	Toplam deformasyon	4.2636 mm	0
	Ağırlık	1.45 ton	
optimize edilmiş	Von-Mises gerilmesi	117.55 MPa	0.17538 MPa
	Toplam deformasyon	6.517mm	0
	Ağırlık	944	

5.3.3. Bomun Test Sonuçları

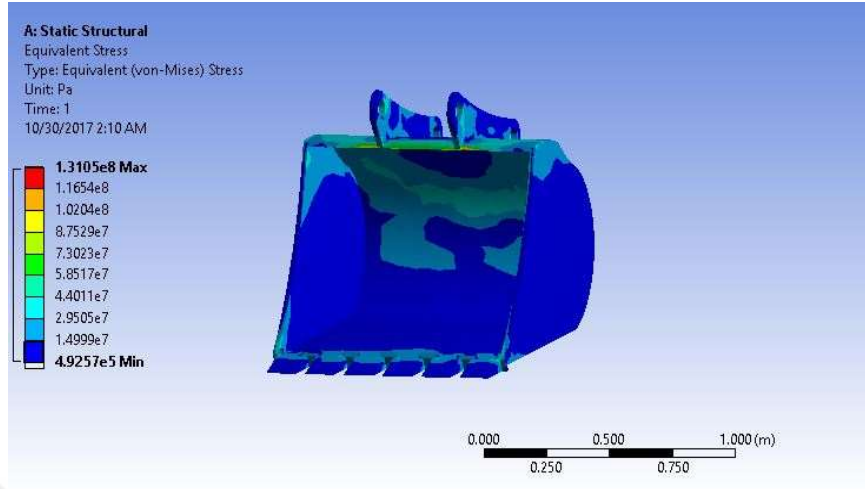
Bomun ağırlığı 6.1 tondan 3.838 tona düştü. Daha önce yapılan aynı statik yapısal analiz yeniden tasarlanan bom üzerinde tekrarlanmıştır. Von-Mises gerilme analizi, sistemin maksimum gerilmenin 18.49 MPa'dan 40.481 MPa'a yükseldiğini ortaya koydu. Gerilmenin minimum değeri ise, 0.11447 MPa'dan 0.26057 MPa'a yükseldi. Maksimum yer değişimi, 0.48933 mm'den 3.1583 mm'ye yükseldi. Bu yeni değer bomun boyutlarıyla karşılaştırıldığında ihmal edilebilir. Minimum yer değişimi hala 0'dır. Maksimum gerilme değerleri, belirlenmiş mukavemetin altında olduğu için, optimizasyon güvenlidir.

Tablo 5.4: Bomun analizlerin yeni ve eski sonuçların karşılaştırması.

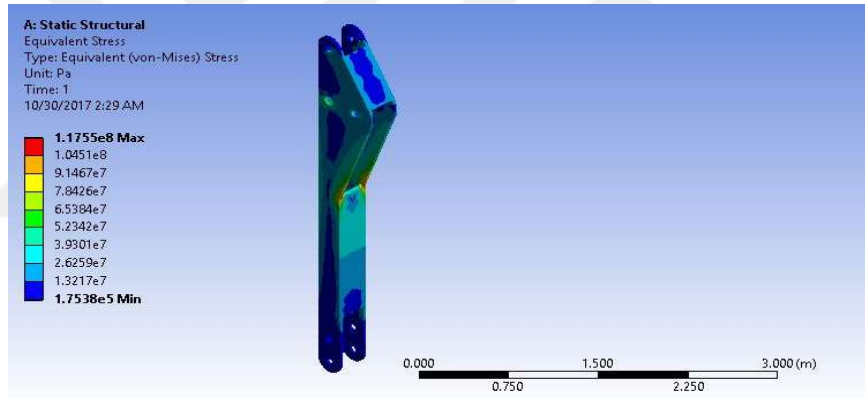
Optimize edilmiş ve optimize edilmemiş	özellik	Maksimum değer	Minimum değer
optimize edilmemiş	Von-Mises gerilmesi	18.49 MPa	0.11447 MPa
	Toplam deformasyon	0.48933 mm	0
	Ağırlık	6.1 tonnes	
optimize edilmiş	Von-Mises gerilmesi	40.481 MPa	0.26057 MPa
	Toplam deformasyon	3.1583 mm	0
	Ağırlık	3,838 ton	

Optimizasyon, bileşenlerin kalınlığını azaltarak sistemi hafifletmeye yardımcı oldu. Bu da birçok ekonomik avantaj sağlayacaktır:

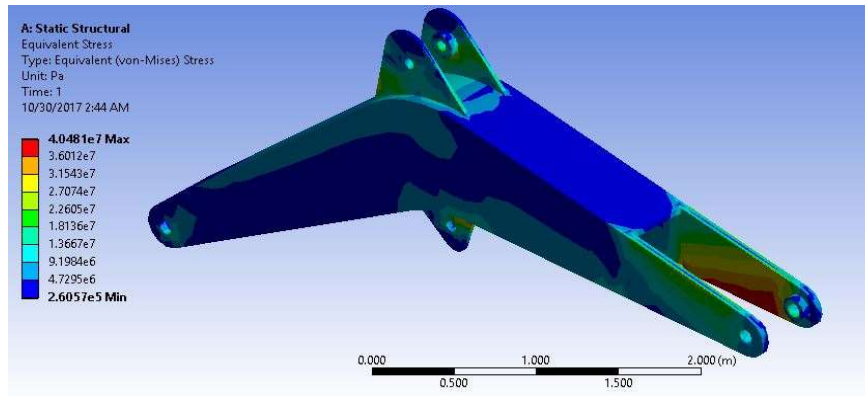
- Bileşenleri yeniden tasarlamak için daha ucuz bir malzeme kullanılmış ve bileşenleri üretmek için kullanılan malzeme miktarı azaldı. Ondan dolayı hem maliyet hem de ağırlık düştü.
- Ağırlık düştüğünden, bileşenlerin imalat fabrikasından montaj fabrikasına taşınması daha kolaydır.
- Hidrolik ekskavatör, daha hafif bir sistemi ele aldığından, kazma işlemleri gerçekleştirmesi süresi ve kaldırma enerjisi azalacaktır.



Şekil 5.4: Optimize edilmiş kepçenin Von-Mises gerilme analizi.



Şekil 5.5: Optimize edilmiş kolun Von-Mises gerilme analizi.



Şekil 5.6: Optimize edilmiş bomun Von-Mises gerilme analizi.

5.4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmanın amacı bir ekskavatörün robot kolu sistemi tasarlayıp sonlu elemanlar gerilme analizini gerçekleştirip elde edilen sonuçları dikkate alınarak optimize etmektir. Sistem üzerinde çalışmaya başlamadan önce nasıl çalıştığını bilmek çok önemlidir. Çalışma, bir kazma işlemi sırasında gerçekleştirilen ana hareketlerin analizi ile başlamıştır.

Sistem bileşenlerinin modellemesi için, kabuk elemanları oluşturularak bir 3D CAD programı kullanılmıştır. Tasarımda kullanılan malzeme, iyi ve uyumlu mekanik özellikleri nedeniyle seçilmiştir.

Sonlu elemanlar analizinden önce ana bileşenlerin statik kuvvet analizi yapıldı. Sistemin maksimum koparma kuvveti konfigürasyonuna dayanarak, her bir bileşene uygulanan kuvvetler bulundu. Bu konfigürasyonda makinenin maksimum koparma kuvveti sağlayabileceği için, sonlu elemanlar statik yapısal analiz için en kritik ve en ideal konfigürasyondur.

Ondan sonra, CAD modelleri sonlu elemanlar yazılımına aktarıldı. Geometri kurulumu hazırlandı ve sonucu elde etmek için gerekli tüm adımları tamamlandı. Bu adımlar temel olarak çözüm ağ oluşturmadan, yükleri uygulamasından ve sınır koşulları ayarlamasından oluşmaktadır.

Sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçlar, bileşenlerin maruz kaldığı gerilmelerin kullanılan malzemenin akma mukavemeti büyük ölçüde altında olduğunu ortaya koymuştur. Fakat, bileşenler ağırlıkları biraz yüksekti. O yüksek ağırlık bazı şantiyelerde bir dezavantaj olabilir. İmalat maliyetini ve ağırlığı düşürmek için bileşenlerin kalınlıkları azaltarak ve malzemeyi değiştirerek optimizasyon gerçekleştirildi.

Optimizasyondan sonra, yeniden tasarlanan bileşenler sonlu elemanlar analiz programıyla tekrar test edildi. Elde edilen yeni sonuçlar, optimize edilmiş bileşenlerin maruz kaldıkları gerilmelerin yeni malzemenin akma mukavemeti altında olup sistemin güvenli olduğunu ortaya koydu.

Sistem tasarlandı ve optimize edildi, ancak tüm testler bilgisayarın sanal ortamında yapıldı. Sistemin küçük ölçekli modelini üretmek ve gerçek yaşam koşullarında test etmek uygun

olacaktır. Ekskavatörlerin maruz kaldığı koşulların olduğu gerçek ortamda test edilerek, sistemin şantiyelerde nasıl davranacağı belirlenebilir. Gerçek bir ortamda test etmek mümkün olmadığı zaman, bileşenler laboratuvardaki makinelerde de test edilebilir. Bu yeni testlerin sonuçlarına dayanarak, gerekirse ek optimizasyon edilebilir.

Ayrıca, tasarlanmış sistemimize 30 kN'lik maksimum koparma kuvveti sağlayan hidrolik sistemin analizi de faydalıdır. Ekskavatörün robot kolunun hidrolik sistemi temel olarak dizel motorundan, hidrolik pompadan, ilerleme motorundan, kendi ekseninde dönme motorundan, hidrolik silindirlere ve kontrol valfinden oluşuyor. Kontrol valfi sistemin çok önemli bir parçasıdır. Bu valf elektronik bileşenlere ve karmaşık otomasyon araçlarına sahiptir. Ekskavatör bileşenlere akışkanı dağıttığı, ekskavatörün “kalpini” oynamaktadır. Böyle bir sistem geliştirmek, analiz etmek ve optimize etmek çok uygun olacaktır.

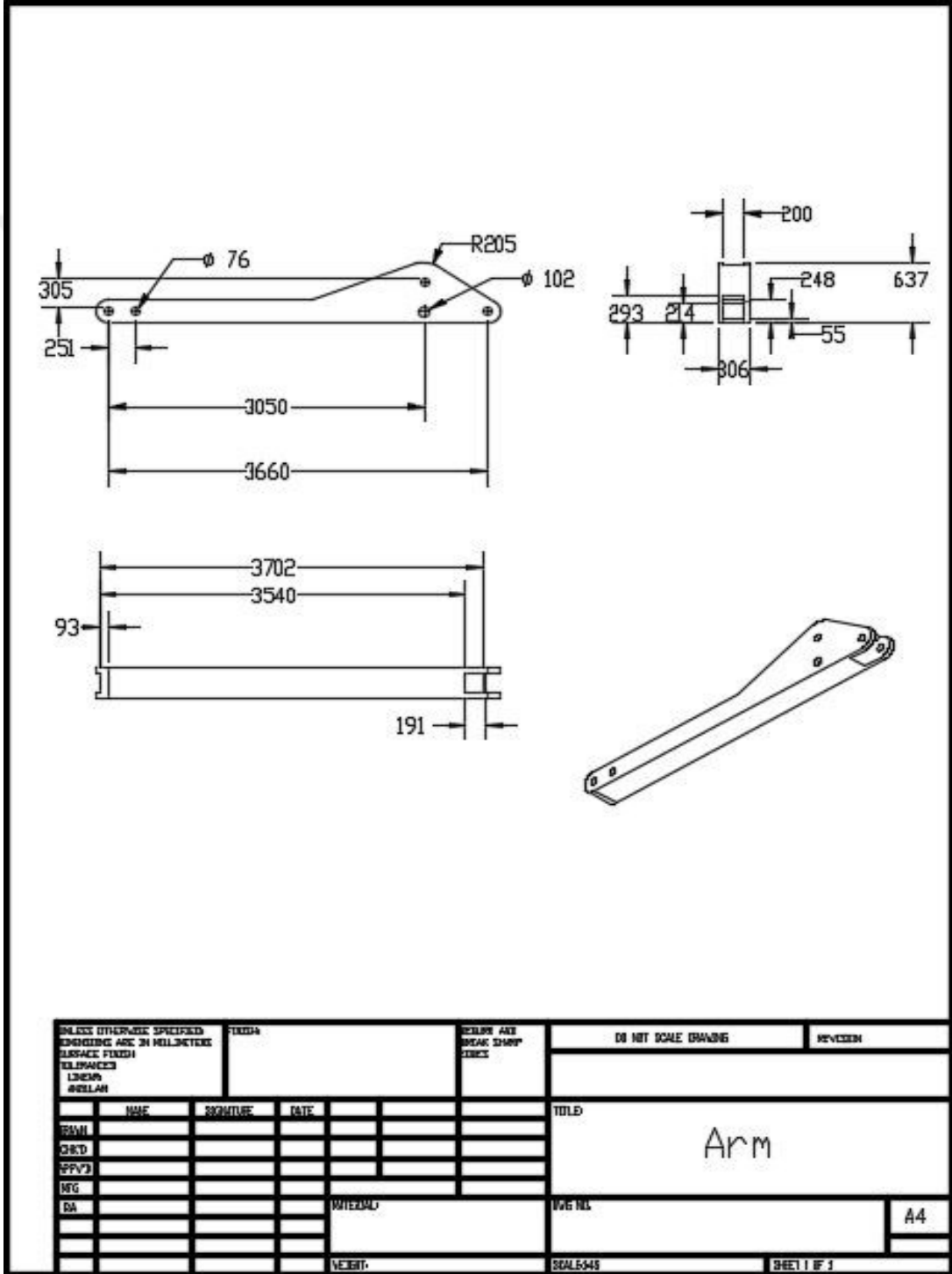
KAYNAKLAR

- [1]. 2017, *Ekskavatör*, <https://tr.wikipedia.org/wiki/Ekskavatör> [Ziyaret tarihi: 20/09/2017].
- [2]. Gaurav, K.M., Iyer, V.R. and Dave, J., *Finite element analysis and optimization of an excavator attachments*, Nirma University.
- [3]. 2014, *Heavy equipment*, <http://www.heavyequipment.com/heavy-equipment> [Ziyaret tarihi: 21/09/2017].
- [4]. 2017, *Heavy equipment*, https://tr.wikipedia.org/wiki/İş_makineleri [Date of visit: 21/09/2017].
- [5]. Bayar, M., 2010, *Ekskavatör kepçe robot kol sisteminin geliştirilmesi*, Yüksek Lisans, Mustafa Kemal Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [6]. 2014, *Excavation-trenching*, <http://www.heavyequipment.com/heavy-equipment/excavation-trenching> [Ziyaret tarihi: 22/09/2017].
- [7]. 2017, *Damperli kamyon*, https://tr.wikipedia.org/wiki/Damperli_kamyon [Ziyaret tarihi: 22/09/2017].
- [8]. 2017, *Dredging*, <https://en.wikipedia.org/wiki/Dredging> [Ziyaret tarihi: 22/09/2017].
- [9]. 2017, *Grader*, <https://en.wikipedia.org/wiki/Grader> [Ziyaret tarihi: 22/09/2017].
- [10]. 2017, *Ormancılık*, <https://tr.wikipedia.org/wiki/Ormancılık> [Ziyaret tarihi: 22/09/2017].
- [11]. 2017, *Harvester (forestry)*, [https://en.wikipedia.org/wiki/Harvester_\(forestry\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Harvester_(forestry)) [Ziyaret tarihi: 23/09/2017].
- [12]. 2017, *Skidder*, <https://en.wikipedia.org/wiki/Skidder> [Ziyaret tarihi: 23/09/2017].
- [13]. Andrev, R., 2015, *Evaluation of hydraulic excavator and rope shovel major maintenance costs in operation*, Yüksek Lisans, Department of Civil and Environmental Engineering University of Alberta.
- [14]. Shaikh, A.S. and Shinde, B.M., Design and optimization of arm of excavator, *International Engineering Research Journal*, Page No 622-627.
- [15]. Muvengi, O.M., 2008, *Simulation of the dynamic behavior of an excavator due to interacting mechanical and hydraulic dynamics*, Yüksek Lisans, Department of Mechanical Engineering of Jomo Kenyatta University of Agriculture and Technology.
- [16]. 2017, *Bond graph*, https://en.wikipedia.org/wiki/Bond_graph [Ziyaret tarihi: 25/09/2017].
- [17]. Danko, G., 2005, *Integrated robot-human control in mining operations*, University of Nevada, Reno Mining Engineering Department.

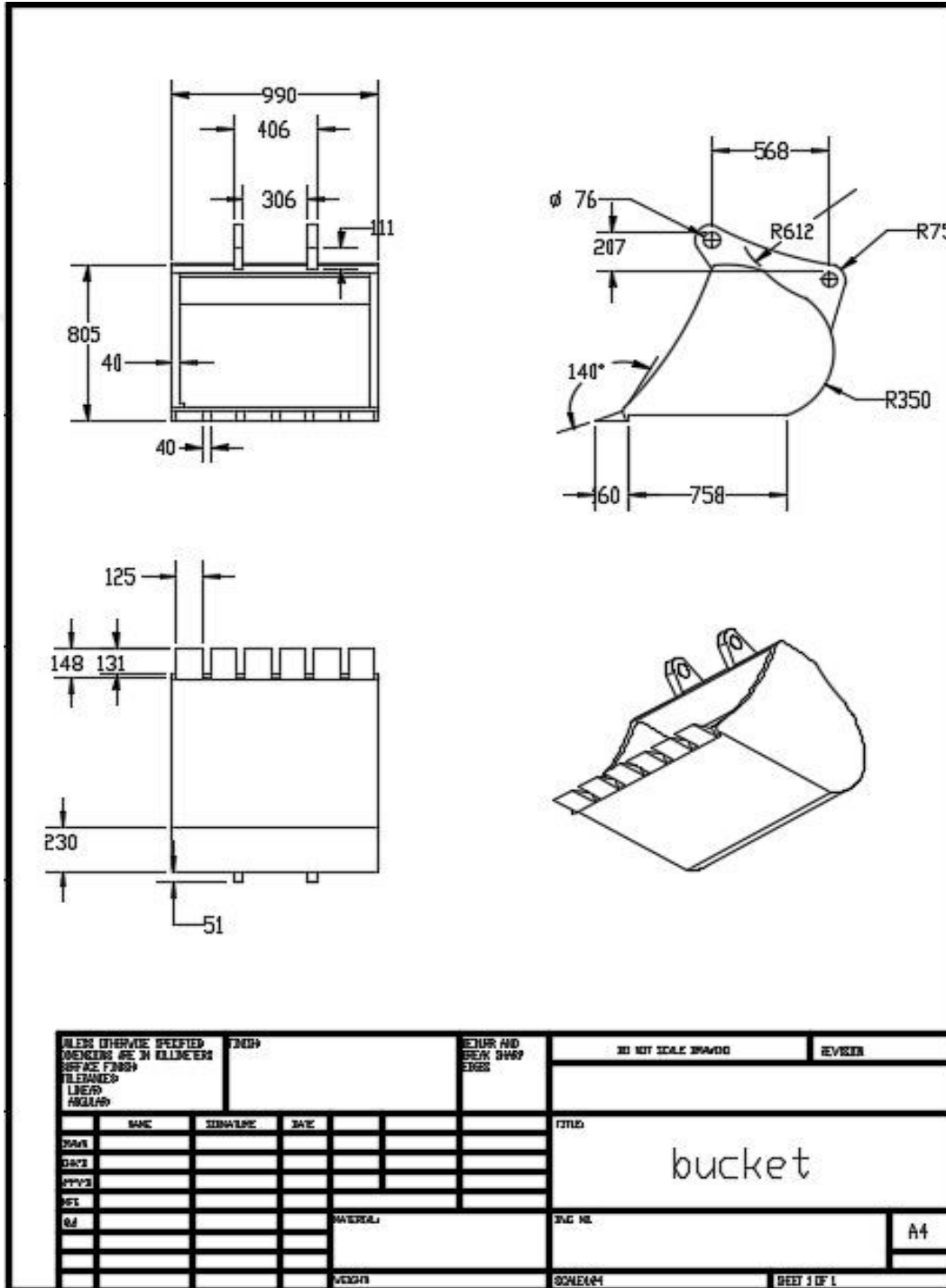
- [18]. 2017, *Bucket (machine part)*, [https://en.wikipedia.org/wiki/Bucket_\(machine_part\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Bucket_(machine_part)) [Ziyaret tarihi: 26/09/2017].
- [19]. *Hydraulic excavators*, <https://www.globalsecurity.org/military/library/policy/army/fm/5-434/chap8.pdf> [Ziyaret tarihi: 02/10/2017].
- [20]. Moaveni, S., 1999, *Finite Element Analysis: Theory and Application with Ansys*, Prentice Hall, USA, ISBN 0-13-785098-0.
- [21]. *Nodes and elements*, http://download.autodesk.com/us/algor/userguides/mergedProjects/Getting_Started/introduction_to_algor/Nodes_and_Elements.htm [Ziyaret tarihi: 05/10/2017].
- [22] Martins, J., 2012, *Finite Element Analysis - Applications in Mechanical Engineering*, <https://www.intechopen.com/books/finite-element-analysis-applications-in-mechanical-engineering/overview-in-the-application-of-fem-in-mining-and-the-study-of-case-stress-analysis-in-pulleys-of-sta> [Ziyaret tarihi: 05/10/2017].
- [23]. Cyprien, 2016, *Role of boundary conditions*, <http://feaforall.com/the-role-of-boundary-conditions/> [Ziyaret tarihi: 05/10/2017].
- [24]. *Bucket capacity and force calculation*, http://shodhganga.inflibnet.ac.in/bitstream/10603/8593/16/16_chapter_7_digging%20force%20calculations.pdf [Ziyaret tarihi: 05/10/2017].
- [25]. *What is optimization?*, https://sites.math.washington.edu/~burke/crs/515/notes/nt_1.pdf [Ziyaret tarihi: 05/10/2017].

EKLER

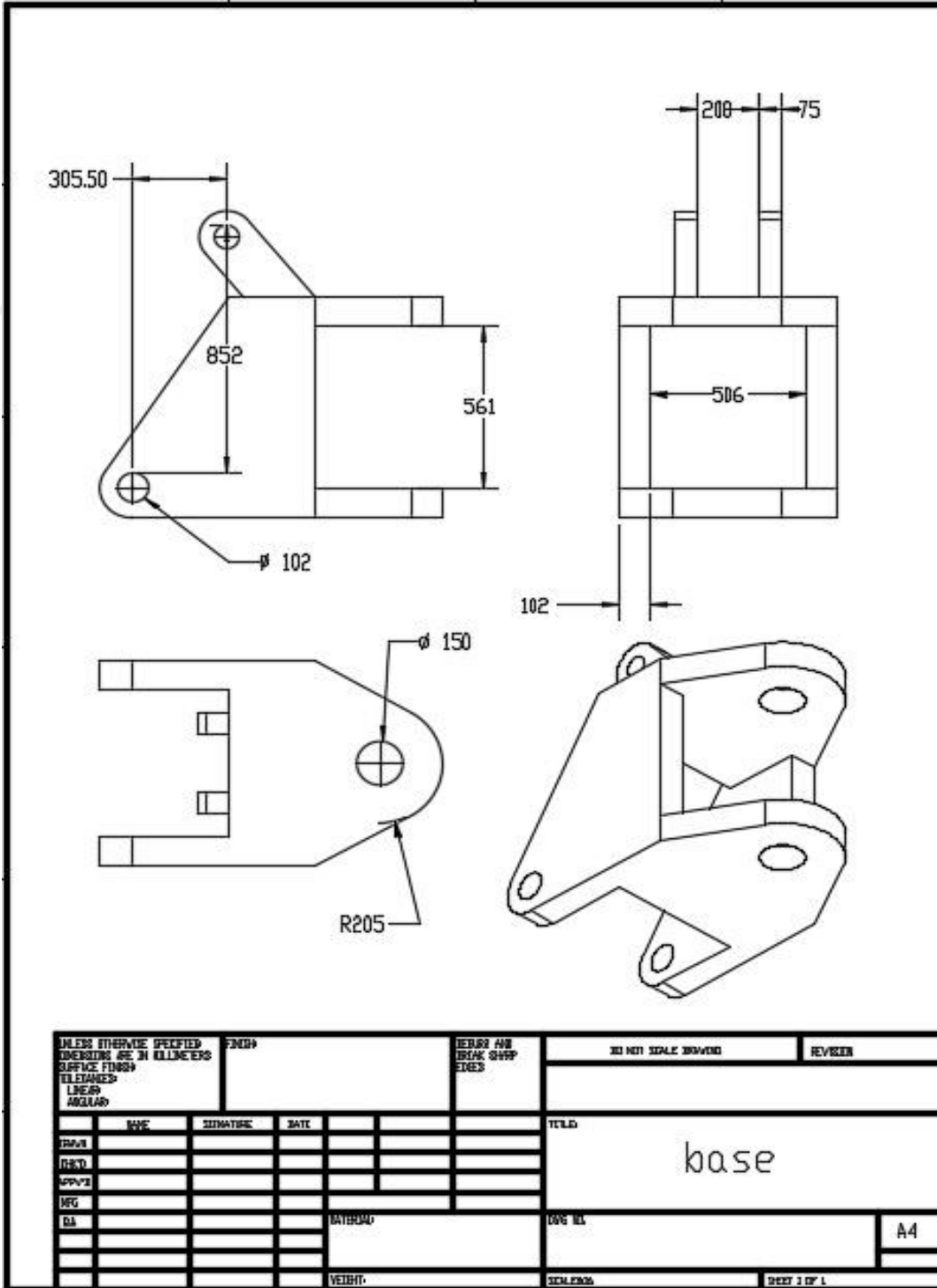
EK 1. Kolun teknik çizimleri.



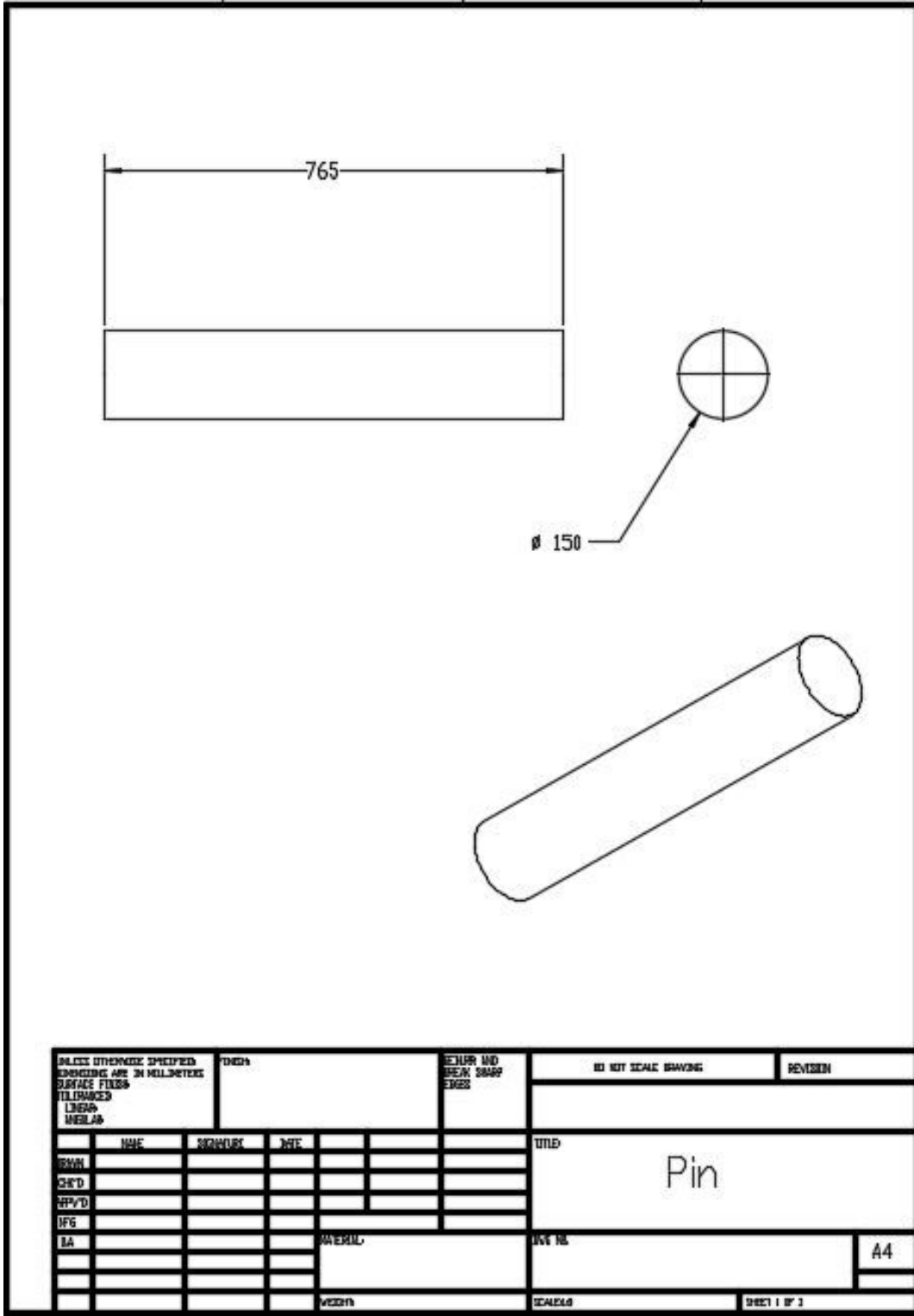
EK 3. Kepçenin teknik çizimleri.



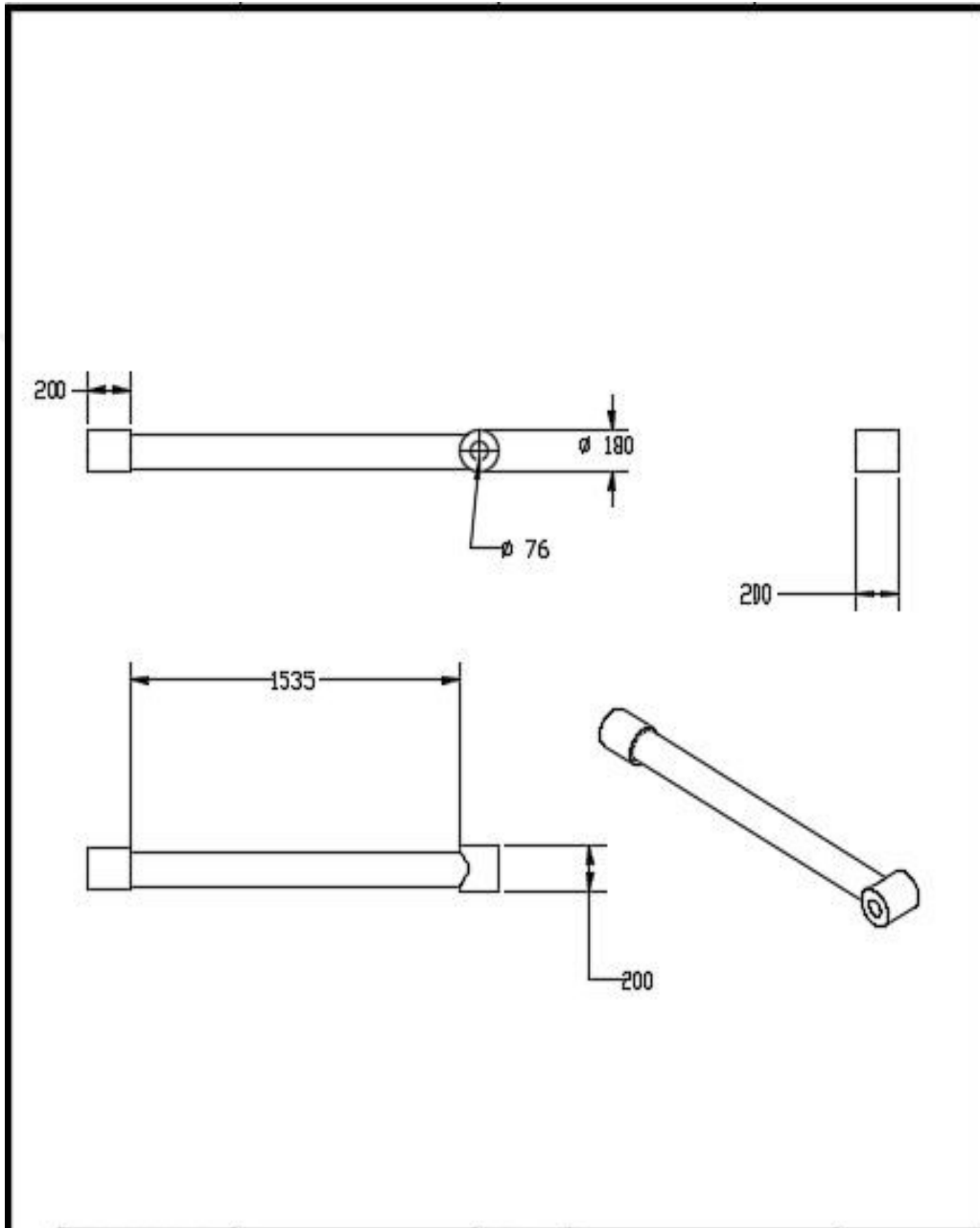
EK 4. Tabanın teknik çizimleri.



EK 5. Pimin teknik çizimleri.

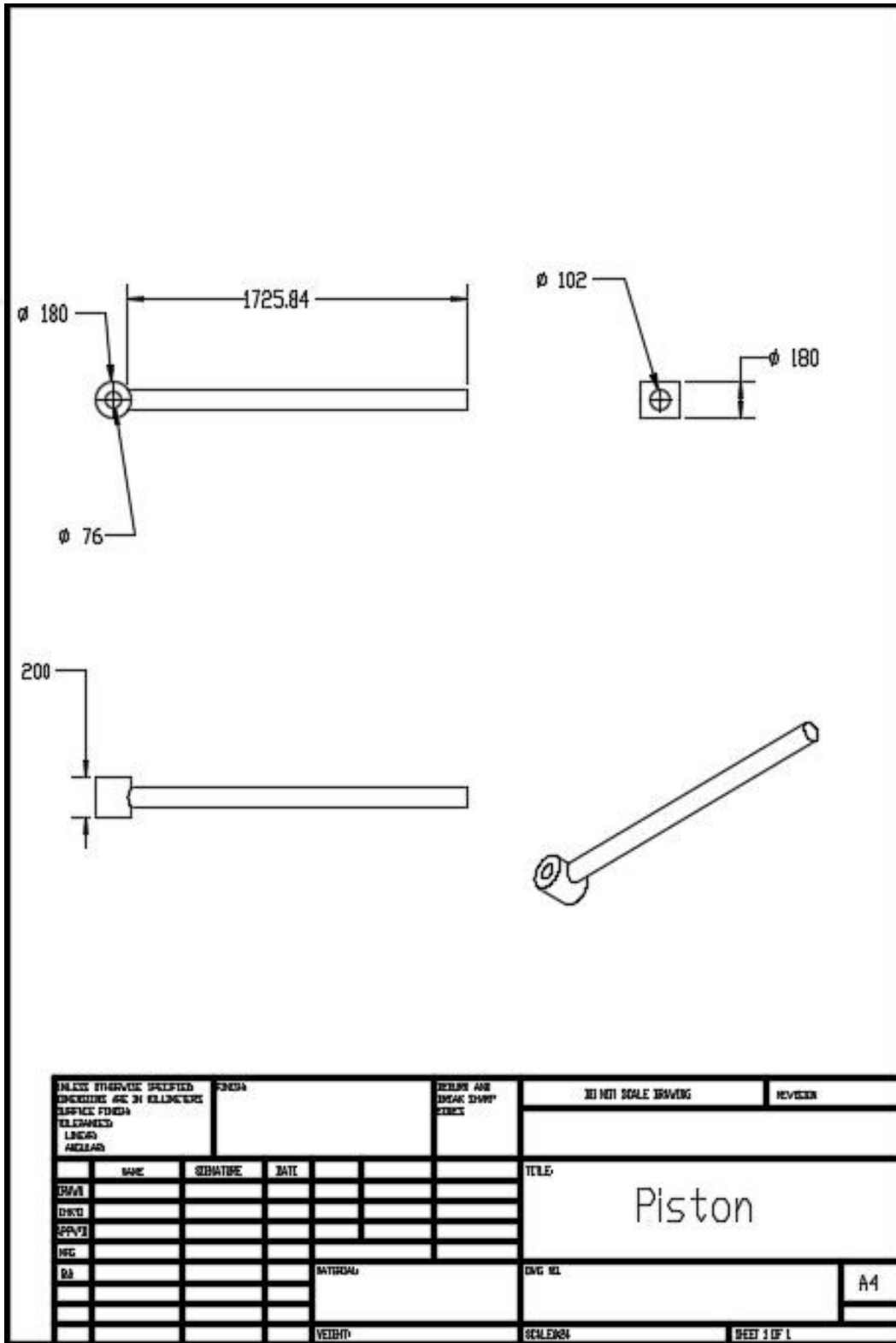


EK 6. Silindirin teknik çizimleri.

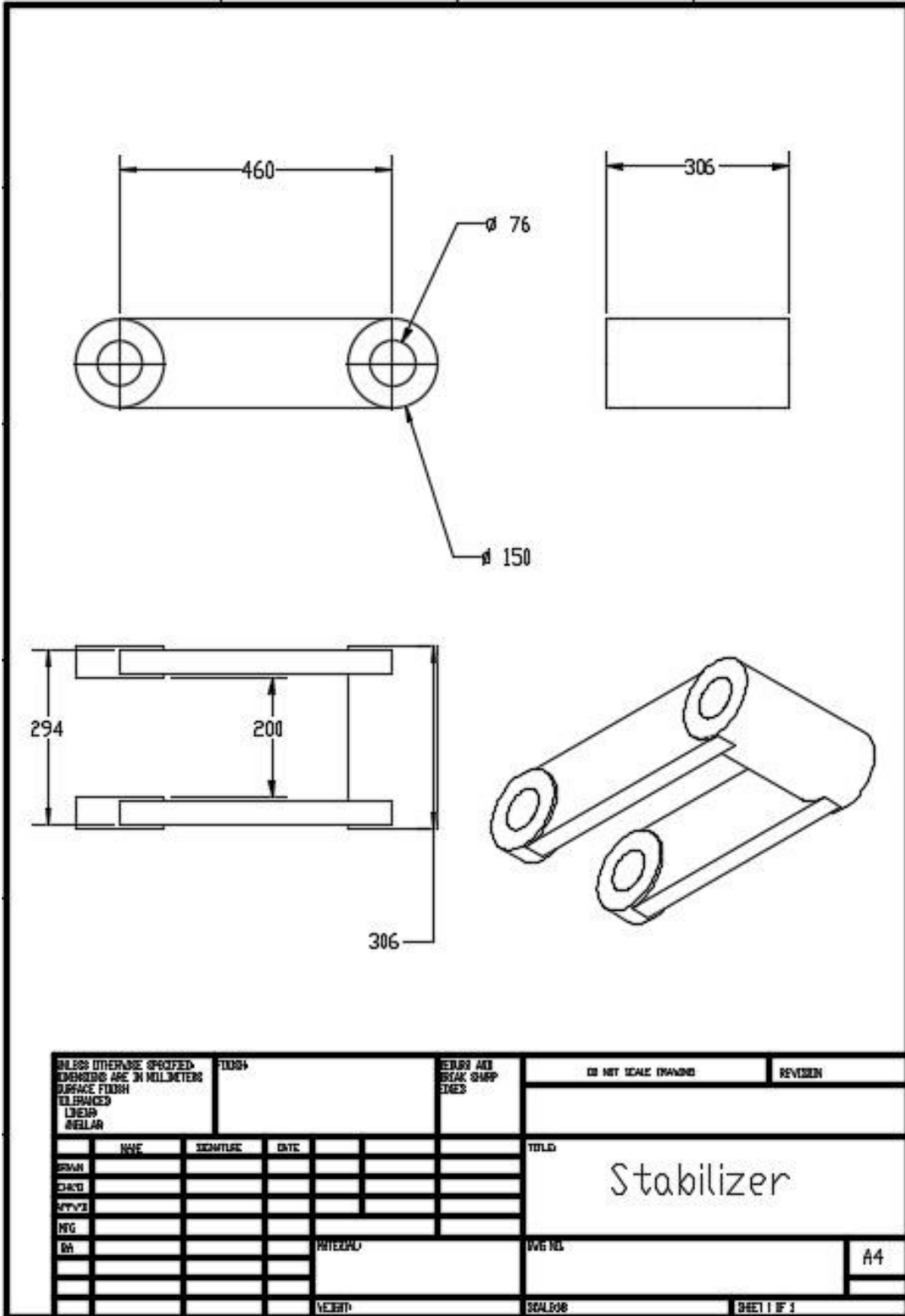


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH TOLERANCES LINEAR ANGULAR		FINDS		FILLET AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DIMENSIONS		REVISION	
						TITLE			
						cylinder			
NO	DATE	DESIGNED	DATE			SHEET NO.		A4	
1				MATERIAL		SHEET NO.			
WEIGHT						SCALE		SHEET 1 OF 1	

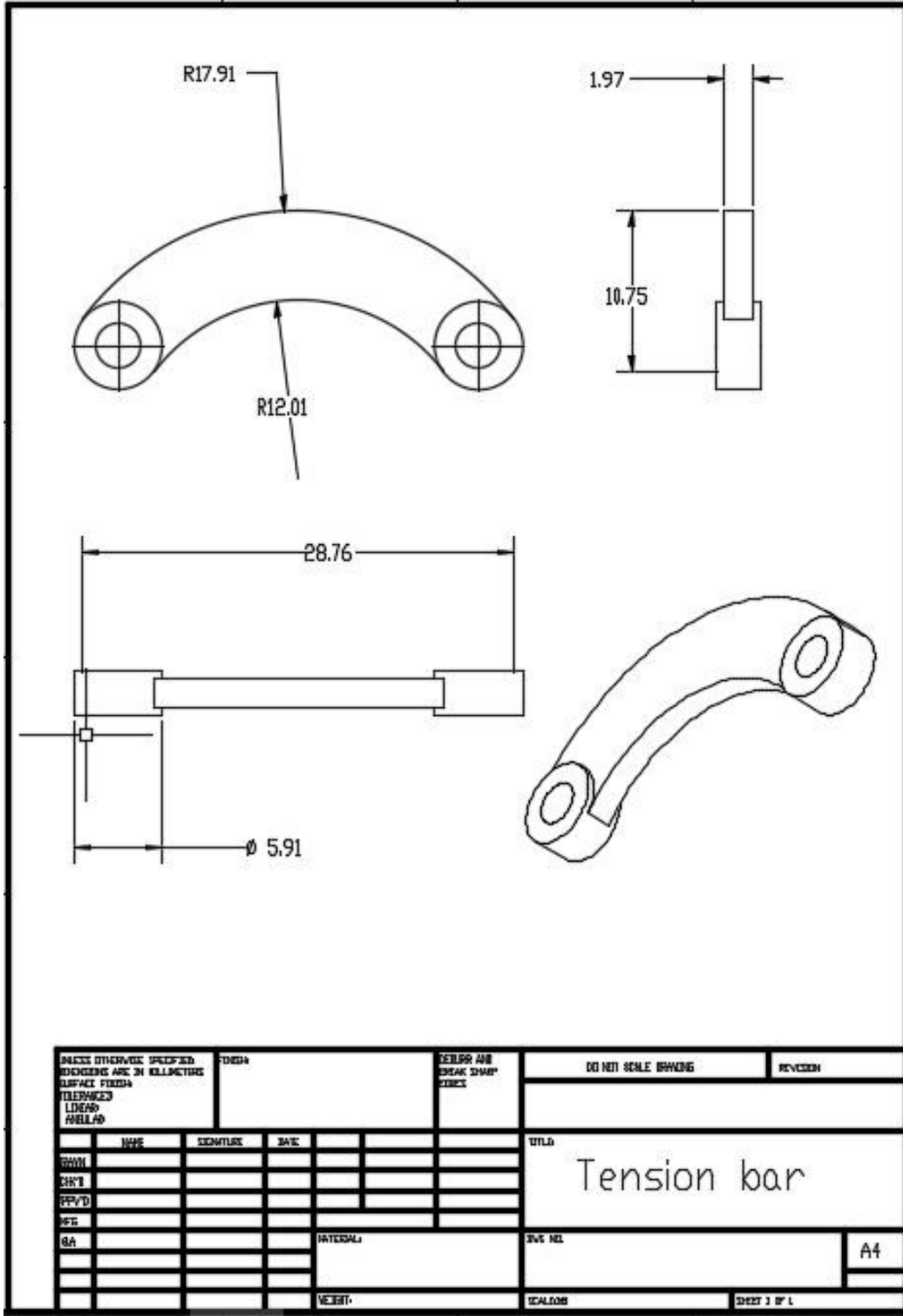
EK 7. Pistonun teknik çizimleri.



EK 8. Stabilizörün teknik çizimleri.



EK 9. Gergi çubuğun teknik çizimleri.



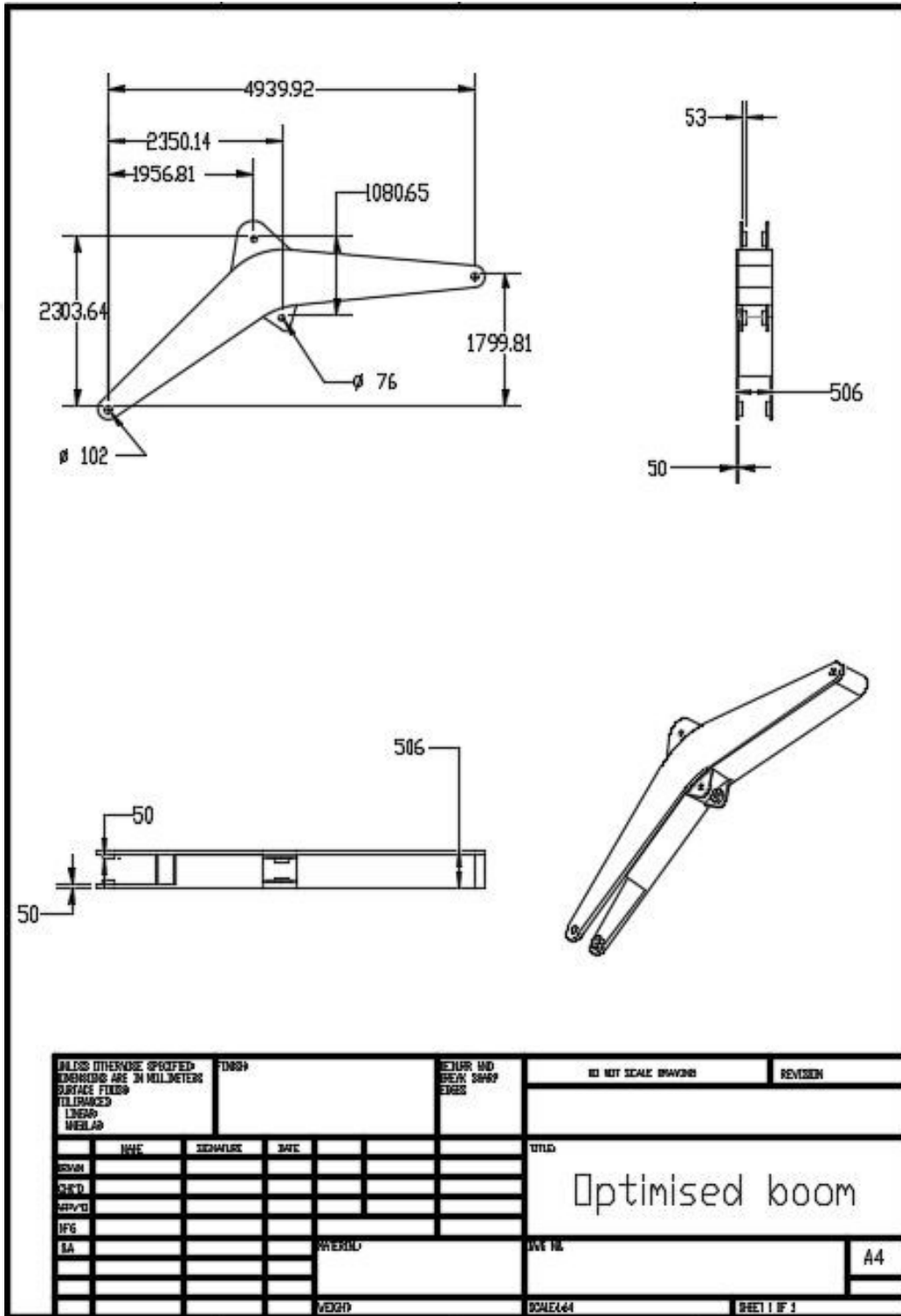
EK 10. Optimize edilmiş kepçenin teknik çizimleri.

The technical drawings include:

- Front View:** Shows a bucket with a total width of 990. The width of the bucket body is 356, and the width of the handle attachment area is 306. The bucket height is 805, with a 20-unit gap between the body and the handle. The handle attachment area has a height of 111 and a width of 40.
- Side View:** Shows a bucket with a top width of 56B. The handle attachment area has a height of 207. The bucket body has a radius of R612. The bucket body has a radius of R350. The bucket body has a height of 160 and a width of 75B. The bucket body has a 140-degree angle.
- Top View:** Shows a bucket with a top width of 148 and a top height of 131. The bucket body has a height of 230 and a width of 51.
- Perspective View:** Shows a 3D view of the bucket.

MİLLÎ ÜNİVERSİTE MÜHÜRÜ SİYASAL İKTİSADİ BİLİMLER ENSTİTÜSÜ MÜHÜRÜ LİSANS ANALİZ		TARİHİ		BİTİRİM İSİMİ BİTİRİM NO KİŞİ		SINIF NO SINIF ADI		KURUM ADI	
İMZA	İMZA	İMZA	İMZA			TİTİR			
						optimized bucket			
İMZA						TARİHİ		A4	
						KURUM ADI		SINIF NO	

EK 11. Optimize edilmiş bomun teknik çizimleri.



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH TOLERANCES LINEAR MEASUR		TOLER		RETURN AND CHECK 2000 EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
	DATE	DESIGNED	DRAWN			TITLE			
						Optimised boom			
						DATE			A4
						SCALE			SHEET 1 OF 3

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı	Drissa Mohamed MALO
Doğum Yeri	ORODARA
Doğum Tarihi	31.05.1993
Uyruğu	<input type="checkbox"/> T.C. <input checked="" type="checkbox"/> Diğer: BURKINA FASO / YUKARI VOLTA
Telefon	+90 505 009 03 31
E-Posta Adresi	madrmo1993@gmail.com
Web Adresi	Yok



Eğitim Bilgileri	
Lisans	
Üniversite	Polytechnical University of Bobo Dioulasso
Fakülte	University Institute of Technology
Bölümü	Makine mühendisliği
Mezuniyet Yılı	02.02.2015

Yüksek Lisans	
Üniversite	İstanbul Üniversitesi
Enstitü Adı	Fen bilimleri Enstitüsü
Anabilim Dalı	Makine mühendisliği
Programı	Makine mühendisliği