



**BİR KAZICI YÜKLEYİCİ MAKİNEİNİN KAZICI KOLUNUN YAPISAL
OPTİMİZASYONU**

Fazıl Anıl ÖZCAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2023

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Fazıl Anıl ÖZCAN

10/01/2023

BİR KAZICI YÜKLEYİCİ MAKİNESİNİN KAZICI KOLUNUN YAPISAL OPTİMİZASYONU

(Yüksek Lisans Tezi)

Fazıl Anıl ÖZCAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ocak 2023

ÖZET

Günümüzde inşaat sektörü, maden sektörü, tarım alanlarının düzenlenmesi, yerleşim yerlerindeki bakım ve onarım faaliyetleri gibi farklı alanlarda kazıcı yükleyici makineler yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu makinelerin kullanım alanlarının bu kadar geniş olmasının en önemli sebeplerinden biri, hem kazı hem de yükleme kabiliyetini bünyelerinde bulunduran bir tasarıma sahip olmalarıdır. Hem kazıcı hem de yükleyici mekanizmalara takılan farklı ekipmanlarla, kazıcı yükleyici makineler oldukça çeşitli çalışma kabiliyetlerine sahip olabilirler. Bu çalışmada bir kazıcı yükleyici iş makinesinin kazıcı kolunun yapısal optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Mevcut tasarım üzerinde yapılan analizlerden alınan sonuçlar optimizasyon sürecine yön vermiştir. Optimizasyon süreci kapsamında alternatif modeller oluşturulurken, mekanizmaların bağlantı noktalarının yapıları, konumları ve bu bağlantı noktaları arasındaki mesafeler sabit tutularak, alternatif tasarımların hepsinin mevcut makine üzerinde bir değişiklik yapmaya gerek kalmadan makineye montajının mümkün olması sağlanmıştır. Optimizasyon işlemi sonucunda elde edilen kazıcı kol tasarımına uygun olarak mevcut kazıcı kol silindirinden daha hafif ve daha hızlı hareket edebilen optimal bir kazıcı kol silindiri de tasarlanmıştır. Bu yapısal optimizasyon çalışması ile makinenin maliyetinin yanında ağırlığının ve yakıt tüketiminin azaltılması, bu sayede makinenin çalışma veriminin artırılması hedeflenmiştir. Elde edilen optimum yapı üzerinde yapısal analizler yapılarak yeni modelin mukavemet açısından çalışma şartlarına uygun olup olmadığı incelenmiştir. Mevcut tasarım ile optimize edilmiş olan tasarım mukavemet ve çalışma performansı açısından karşılaştırılmıştır.

Bilim Kodu : 93008

Anahtar Kelimeler : Kazıcı yükleyici makineler, kazıyıcı kol, yapısal optimizasyon, hidrolik silindir tasarımı, sonlu elemanlar analizi

Sayfa Adedi : 66

Danışman : Prof. Dr. Mesut Düzgün

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF THE BACKHOE ARM OF A BACKHOE LOADER

(M. Sc. Thesis)

Fazıl Anıl ÖZCAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2023

ABSTRACT

Today, backhoe loader machines are widely used in different areas such as the construction industry, mining industry, arrangement of agricultural areas, maintenance and repair activities in settlements. One of the most important reasons why the usage areas of these machines are so wide is that they have a design that includes both excavation and loading capabilities. With different attachments attached to both the backhoe and loader mechanisms, backhoe loader machines can have a wide variety of operating capabilities. In this study, the structural optimization of the backhoe arm of a backhoe loader is carried out. The results obtained from the analyzes made on the existing design gave direction to the optimization process. While creating alternative models within the scope of the optimization process, the structures of the connection points of the mechanisms, their positions and the distances between these connection points were kept constant, allowing all alternative designs to be mounted on the machine without the need to make any changes on the existing machine. In accordance with the excavator arm design obtained as a result of the optimization process, an optimal backhoe arm cylinder that is lighter and can move faster than the existing excavator arm cylinder has also been designed. With this structural optimization study, it is aimed to reduce the weight and fuel consumption of the machine as well as to increase the operating efficiency of the machine. Structural analyzes were made on the optimum structure obtained, and it was examined whether the new model was suitable for working conditions in terms of strength. The current design and the optimized design are compared in terms of strength and operating performance.

Science Code : 93008

Key Words : Backhoe loader, backhoe arm, structural optimisation, hydraulic cylinder design, finite element methods (FEM)

Page Number : 66

Supervisor : Prof. Dr. Mesut DÜZGÜN

TEŞEKKÜR

BİR KAZICI YÜKLEYİCİ MAKİNESİNİN KAZICI KOLUNUN YAPISAL OPTİMİZASYONU isimli yüksek lisans tez çalışmama desteklerinden dolayı danışman hocam Prof. Dr. Mesut DÜZGÜN'e ve Hidromek firmasına teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	x
RESİMLERİN LİSTESİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR	5
3. OPTİMİZASYON YAKLAŞIMI	31
3.1. Optimizasyon Probleminin Tanımı	31
3.2. Çok Değişkenli Optimizasyon.....	32
3.3. Kısıtlı Optimizasyon	32
3.3.1. Lagrange çarpanları	32
3.3.2. Kuhn-tucker koşulları	33
3.4. Yapısal Optimizasyon	33
4. KAZICI KOL OPTİMİZASYON	35
4.1. Boyut Optimizasyonu.....	45
4.2. Yapısal Analiz Sonuçları	46
5. YENİ HİDROLİK KAZICI KOL SİLİNDİRİ TASARIMI	55
6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	61

Sayfa

KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ	66

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 2.1. Farklı malzeme ve parça kalınlıklarında kazıcı kolun toplam ağırlıkları...	15
Çizelge 2.2. Optimizasyon öncesi ve sonrası ağırlık karşılaştırması	17
Çizelge 2.3. Farklı birim eleman boyutlarına göre görülen maksimum gerilme değerleri	21
Çizelge 2.4. Farklı kesit tipleri için analiz sonuçları.....	22
Çizelge 2.5. Mevcut model ve alternatiflerin analiz sonuçları.....	23
Çizelge 4.1. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri.....	35
Çizelge 4.2. Boyut optimizasyonu kalınlık kombinasyonları	43
Çizelge 4.3. Alternatif tasarımların mukavemet analizi sonuçları	44
Çizelge 4.4. Kazıcı kol ağırlık karşılaştırması	52

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 4.1. Kazıcı koparma kuvveti pozisyonu	34
Şekil 4.2. Kazıcı grubu ölçüleri	34
Şekil 4.3. Simetrik yükleme altında kombinasyonlara göre yüklerin dağılımı.....	45
Şekil 4.4. Kaçık yükleme altında kombinasyonlara göre yüklerin dağılımı.....	45
Şekil 5.1. Silindir burkulma boyu	55

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Paletli ekskavatör.....	4
Resim 2.2. Yükleyici makine.....	5
Resim 2.3. Greyder	5
Resim 2.4. Kazıcı yükleyici yapısal bileşenleri	6
Resim 2.5. Kazıcı grubu yapısı ve elemanları	7
Resim 2.6. Kazıcı bom ve kova hareketleri	8
Resim 2.7. Hidrolik kırıcı.....	9
Resim 2.8. Burgu ataşmanı	9
Resim 2.9. Folip ataşmanı.....	9
Resim 2.10. Trapez kova.....	10
Resim 2.11. Döner kanal kepçesi	10
Resim 2.12. Ripper	11
Resim 2.13. Kova analizinde kullanılan ağ yapısı.....	12
Resim 2.14. Kova üzerinde görülen deformasyon değerleri.....	13
Resim 2.15. Kova üzerinde görülen von Mises gerilmeleri.....	13
Resim 2.16. Kova üzerinde görülen maksimum kesme gerilmeleri	14
Resim 2.17. Kazıcı kol üzerinde görülen von Mises gerilmeleri.....	15
Resim 2.18. Kazıcı kol üzerinde görülen deformasyon değerleri	16
Resim 2.19. Bom üzerinde oluşturulan dörtyüzlü ağ yapısı	18
Resim 2.20. Maksimum asal gerilmelerin yapı üzerindeki dağılımı.....	20
Resim 2.21. Yapı üzerindeki deformasyon değerlerinin dağılımı.....	20
Resim 2.22. C tipi, I tipi, kutu ve çapraz destekli kutu kesitler	22
Resim 2.23. Mevcut model ve alternatiflerin boyutları.....	23

Resim	Sayfa
Resim 2.24. Gergi kolu üzerindeki sınır şartları ve tanımlanan yükler.....	24
Resim 2.25. Gergi kolu optimum şekil formu ve kol üzerindeki yük dağılımı	24
Resim 2.26. Braketin şekil optimizasyonundan önceki yapısı	25
Resim 2.27. Optimizasyondan önceki ve sonraki gövde yapıları.....	25
Resim 2.28. Kanat kirişinin optimizasyondan önceki mevcut yapısı.....	26
Resim 2.29. Kanat kirişinin optimizasyon sonrası yapısı	26
Resim 2.30. Baz model ve optimize edilmiş şasi ve tavan yapıları.....	27
Resim 4.1. Mevcut kazıcı kolun analiz modellemesi	36
Resim 4.2. Simetrik yükleme senaryosunda Von Mises gerilmeleri.....	37
Resim 4.3. Simetrik yükleme senaryosunda maksimum asal gerilmeler	38
Resim 4.4. Simetrik yükleme koşullarında görülen deplasmanlar	39
Resim 4.5. Kaçık yükleme senaryosunda Von Mises gerilmeleri	40
Resim 4.6. Kaçık yükleme senaryosunda maksimum asal gerilmeler	41
Resim 4.7. Kaçık yükleme koşullarında görülen deplasmanlar.....	42
Resim 4.8. Kazıcı kolun yapısı	43
Resim 4.9. 1. Kombinasyon simetrik yükleme altında Von Mises gerilmeleri	46
Resim 4.10. 1. Kombinasyon simetrik yükleme altında maksimum asal gerilmeler	47
Resim 4.11. 1. Kombinasyon simetrik yükleme altında görülen deplasman değerleri ..	48
Resim 4.12. 1. Kombinasyon kaçık yükleme altında Von Mises gerilmeleri.....	49
Resim 4.13. 1. Kombinasyon kaçık yükleme altında maksimum asal gerilmeleri.....	50
Resim 4.14. 1. Kombinasyonda kaçık yükleme altında görülen deplasman değerleri...	51

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A_{mil}	Silindir mili kesit alanı
C	Geometrik katsayı
D_B	Kova silindiri piston çapı
D_1	Silindir mil çapı
D_2	Silindir piston çapı
E	Silindir mili elastisite modülü
F_A	Kazııcı kol silindiri kapanma kuvveti
F_b	Kova koparma kuvveti
F_s	Kol koparma kuvveti
K	Atalet yarıçapı
kg	Kilogram
L_{ef}	Silindir burkulma uzunluğu
m	Metre
mm	Milimetre
MPa	Megapaskal
p	Sistem çalışma basıncı
P_{cr}	Kritik burkulma yükü
Q	Debi
r_{mil}	Mil yarıçapı
S	Silindir strok mesafesi
T_a	Silindir açılma süresi
T_k	Silindir kapanma süresi
V_a	Silindir açılma hızı
V_k	Silindir kapanma hızı
λ	İncelik oranı
σ	Akma mukavemeti

Kısaltmalar**Açıklamalar****EN**

European Norm

ISO

International Organization for Standardization

1. GİRİŞ

Kazıcı yükleyici iş makinesi, tüm dünyada en çok kullanılan iş makinesi türlerinden biridir. Hem kazı hem de yükleme kabiliyetlerini bulundurdıkları için bu makineler inşaat, madencilik, tarım alanları ve şehir düzenlemesi gibi çeşitli alanlarda kullanılabilmektedir. Birçok mühendislik faaliyetinde olduğu gibi iş makinesi tasarımında da optimumu elde etmek, tasarımın başarılı olması açısından en önemli faktörlerden biridir. Tasarlanan makinenin kullanım amacı ve şartlarından kaynaklanan performans ihtiyaçlarını karşılaması gerekirken bir yandan da mümkün olan en yüksek verimliliği sağlamalıdır. Yüksek verimlilik ise makinenin bir işi kısa zamanda ve düşük yakıt tüketimiyle tamamlamasıyla mümkün olur.

Makinenin verimliliğinin yüksek olması için tasarım sürecine optimizasyon faaliyetleri de dahil edilmelidir. Boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu, tasarım sürecinde modele uygulanabilen ve daha verimli bir tasarım elde edilmesine yardımcı olan yapısal optimizasyon çeşitlerindendir. Boyut optimizasyonunda genel olarak yapısal parçalara ait kalınlık, kesit alanı, uzunluk, genişlik gibi parametreler değiştirilerek optimal boyutların elde edilmesi hedeflenir. Şekil optimizasyonunda boyut optimizasyonundan farklı olarak parça üzerindeki boşaltmalar ve delikler üzerinde çalışılır. Daha önce dış hatları belirlenerek hazırlanmış olan bir model üzerindeki delik ve boşlukların geometrileri, konumları ve boyutları değiştirilerek tasarımın daha optimal bir hâl alması sağlanır. Topoloji optimizasyonunda ise amaç parça üzerindeki malzeme dağılımını değiştirerek parçanın rijitliğini artırmaktır. Böylece topoloji optimizasyonu sonucunda sınır şartlarında belirtilen yüklere karşı mukavim olan ve aynı zamanda hafifletilmiş bir tasarım elde edilir.

Hem tasarım hem de optimizasyon sürecinde yapısal analiz kavramı kilit rol oynamaktadır. Bir tasarımın hangi kısımlarının hangi optimizasyona elverişli olduğunu belirlemek ve optimizasyon süreci sonrasında nihai tasarımı mukavemet açısından teyit etmek amacıyla model üzerinde yapısal analiz uygulanmalıdır. Sonlu elemanlar analizi prensibiyle çalışan bilgisayar destekli analiz programlarıyla yapılan yapısal analizlerde kısa sürede tutarlı değerler elde edilebilir. Elde edilen değerler yorumlanarak hafifletilmiş son tasarımın

güvenli çalışma şartlarını sağlamakla beraber işlevsel olarak çalışıp çalışamayacağına karar verilir.

Bu çalışmanın amacı bir kazıcı yükleyici makinenin kazıcı kolunda boyut optimizasyonu uygulayarak kazıcı kolun ağırlığını azaltmak ve böylece makinenin çalışma verimliliğini artırmaktır. Mevcut tasarım ve optimizasyon sürecinde elde edilen alternatif tasarımlar üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle mukavemet analizleri yapılarak tasarımlar mukayese edilmiş ve nihai tasarıma yön verilmiştir. Ayrıca optimizasyon çalışmasının sonucunda hafifletilmiş olan kazıcı kola uygun olarak daha hızlı çalışabilen bir hidrolik kazıcı kol silindiri tasarlanmıştır. Böylece hafifletilmiş olan makinenin yakıt tüketimi düşerken, yeni silindir tasarımı ile kazı operasyonlarında makinenin çalışma hızı artacaktır.

Çalışma verimliliğinin yanı sıra geniş kullanım alanı, esnek kullanım şartları ve düşük maliyet gibi faktörler de kazıcı yükleyici makineleri pazarda cazip bir seçenek haline getirmektedir. Kazıcı yükleyici makinelerin geniş bir kullanım alanına sahip olmasında en büyük etkenlerden biri kazma ve yükleme operasyonlarını yapabilecek ataşmanların tek bir bünyede toplanabiliyor olmasıdır. Bu nedenle, bir kazıcı yükleyici makine beraberinde ne kadar fazla ataşman seçeneği sunabilirse tercih edilebilirliği de o kadar fazla olacaktır [1]. Bu çalışmadan alınacak sonuçlar makinenin tercih edilebilirliği açısından önem taşımaktadır. Çünkü bu çalışma ile elde edilmesi hedeflenen hafifletilmiş kazıcı kol mekanizması tasarımı sayesinde makinenin yakıt tüketimi düşecek ve böylece yakıt verimliliği artacaktır. Bunun yanı sıra daha hafif bir kazıcı kol ile mevcut mekanizmadan daha hızlı çalışan bir mekanizma elde etmek mümkündür ve daha hızlı çalışabilen bir kazıcı mekanizması da makinenin çalışma verimini arttırarak makinenin daha cazip bir hale gelmesini sağlayacaktır. Ayrıca daha hafif bir kazıcı kol, mekanizmayı hareket ettiren silindirleri daha az yüke maruz bırakacaktır. Bu durum silindirlerin kapasitesi sebebiyle oluşan kullanılabilecek azami ataşman ağırlığı sınırını yükseltir. Böylece ağırlık kısıtlaması sebebiyle mevcut kazıcı mekanizmasına takılamayan ataşmanlar hafifletilmiş kazıcı kol ile kullanılabilecektir. Bu durumun bir sonucu olarak makineyle birlikte kullanılabilecek ataşman yelpazesi genişletilmiş olacaktır ve bu faktör makinenin tercih edilebilirliğine doğrudan katkı sağlayacaktır.

Bu çalışmayla elde edilmesi hedeflenen hafifletilmiş kazıcı kol tasarımında kazıcı kolun kazıcı boma ve kovaya bağlandığı bölgelerin yapısı sabit tutulmuştur. Böylece mevcut

makinenin diğerk parçalarında herhangi bir tasarım değışikliğıne gidilmeden hafifletilmiş yeni kazıcı kol ve kazıcı kol silindirinin makineye montajı ve mevcutta kullanılan ataşmanlarla kullanılabilmesi de mümkün olacaktır. Ayrıca yine bağlantı bölgelerinin sabit tutulması sayesinde yeni tasarımın daha önce üretilmiş ve kullanılmakta olan makinelere sonradan uygulanması da mümkün olacaktır. Bu çalışmanın başka bir amacı da yeni tasarımla birlikte kazıcı kolun üretim maliyetini düşürmektir. Çalışma kapsamında kazıcı kolun gövdesini oluşturan sac parçaların kalınlığı optimize edilerek gövdedeki mukavemet açısından uygun bölgelerde sacların kalınlıkları azaltılacaktır. Bu durum kazıcı kolun daha düşük maliyetli sac parçalarla üretilmesini sağlayacaktır. Bu parçaların kalınlıkları dışında diğerk ölçüleri sabit tutulacaktır. Bu nedenle söz konusu parçaların üretiminde ve montaj aşamasında kullanılan mevcut kalıp ve aparatlar kullanılabilecektir. Yeni kalıp ve aparatlara ihtiyaç olmayacağından, bunların sebep olacağı ekstra bir maliyetin çıkması da önlenmiş olacaktır. Suryo'nun 2022 yılında bir iş makinesinin kazıcı bom, kazıcı kol ve kovası üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle statik mukavemet analizi yaptığı çalışmasında, sonlu elemanlar analizi dışında gelecek çalışmalarda bir optimizasyon çalışmasının da yapılabileceğı belirtilmiştir [2]. Wang ve arkadaşları 2015 yılında yaptıkları çalışmada bir iş makinesinin performansını gerçek çalışma koşullarında test ederek, elde ettikleri veriler doğrultusunda kazıcı elemanları yapısal olarak optimize etmişlerdir. Wang ve arkadaşları, bu yapısal optimizasyon işlemlerinin makine tasarım sürecindeyken yapılmasının üreticiye önemli ölçüde fayda sağlayacağını belirtmişlerdir [3] .

2. LİTERATÜR

İş makineleri, inşaat, tünel kazma, malzeme taşıma ve tarım gibi bir çok önemli sektörde kullanılmakta olan kompleks makinelerdir. İş makineleri işlevlerine göre genel olarak toprak iş makineleri, inşaat makineleri ve malzeme taşıma makineleri olarak sınıflandırılabilir. Kazıcı yükleyici makinelerin de içinde bulunduğu toprak iş makineleri sınıfı çok geniş bir çeşitliliğe ve çok çeşitli kullanım alanlarına sahip makineler barındırır. Bu sınıfta bulunan ve kullanımı en yaygın olan makinelere paletli ve lastikli ekskavatörler, yükleyiciler, buldozerler, greyderler ve kazıcı yükleyiciler örnek olarak gösterilebilir. Ekskavatörler genel olarak bom, kazıcı kol, kova ve kabinden oluşan iş makineleridir. Mekanizma hareketleri hidrolik silindirler ile sağlanır. Yürüyüş takımlarının çeşitlerine göre lastikli ve paletli olarak ikiye ayrılırlar. Makine gövdesi yürüyüş takımı üzerinde 360 derece dönebilir. Bu sayede hareket kısıtlılığına sebep olan şartlarda daha verimli çalışabilir. Ekskavatörler kazı, malzeme taşıma, ormancılık işleri, yıkım, peyzaj, madencilik ve kazık çakma gibi çok çeşitli alanlarda kullanılabilir. Resim 2.1’de bir paletli ekskavatör örneği gösterilmiştir.



Resim 2.1. Paletli ekskavatör [4]

Sıkça kullanılan iş makinelerinden biri de yükleyicilerdir. Yükleyici makinelerin başlıca bileşenleri yükleyici kol mekanizması, yükleyici kepçe ve kabindir. Yükleyiciler genelde inşaat ve maden alanlarında asfalt, moloz, kar, kum, kaya ve talaş gibi malzemeleri çalışma alanından taşımak ve kamyon, taşıma bandı gibi araçlara yüklemek için kullanılırlar. Yükleyici iş makineleri belden kırmalı olarak da tasarlanabilir. Gövdesindeki hidrolik

silindirlerle makineye kazandırılan bu kabiliyet sayesinde makinenin manevra kabiliyeti artırılır. Resim 2.2’de yüklü durumdaki bir yükleyici makine örneği gösterilmiştir.



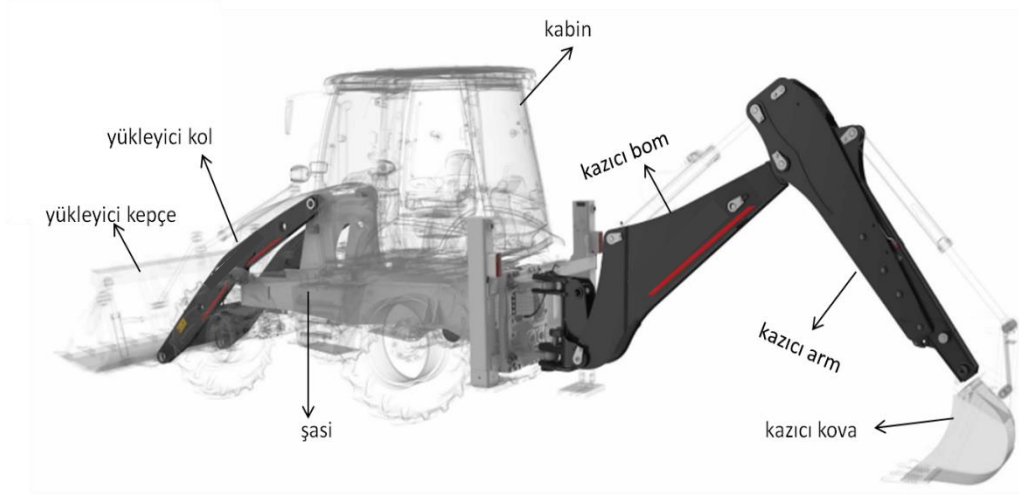
Resim 2.2. Yükleyici makine [4]

Greyderler de ekskavatör ve yükleyiciler gibi sıkça kullanılan iş makinelerindendir. Çoğunlukla yol yapım ve zemin düzenleme çalışmalarında kullanılan greyderler tipik olarak üç aksa sahiptirler. Makinenin arka tarafında bulunan iki adet aksın üzerine kabin ve motor yerleştirilirken makinenin burun kısmında bulunan üçüncü aks ile ikinci aks arasında makinenin işlevi açısından en karakteristik parçası olan bıçak bulunur. Bıçağı hareket ettiren hidrolik silindirler sayesinde bıçağın kısıtlı da olsa farklı eksenlerde hareket kabiliyeti bulunur [4]. Resim 2.3’te bir greyder örneği gösterilmiştir.



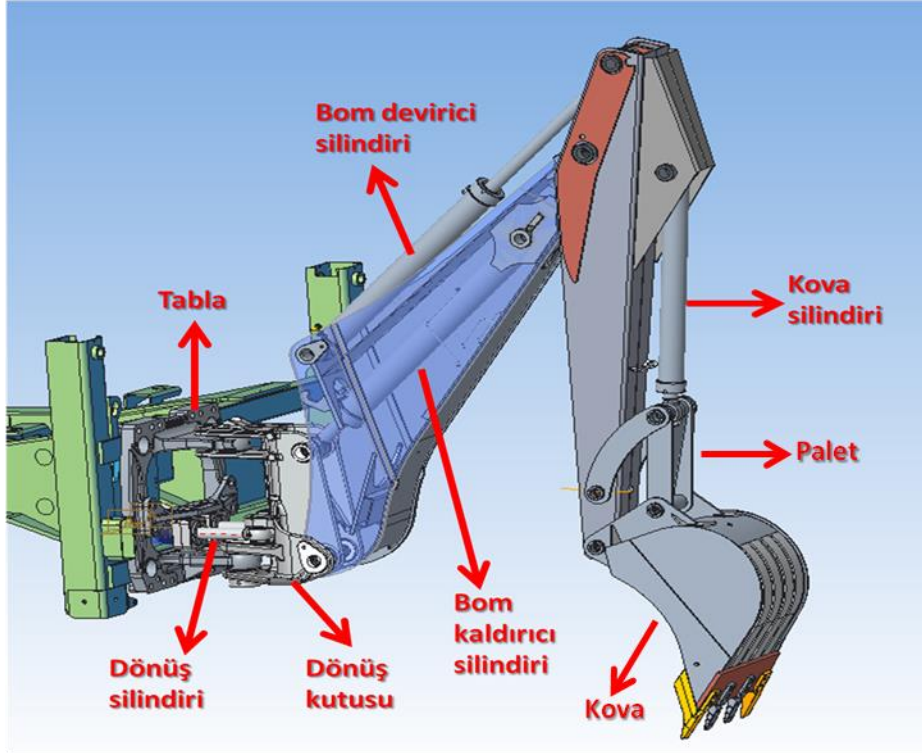
Resim 2.3. Greyder [4]

Yaygın bir şekilde kullanılan iş makinelerinden bir başkası da kazıcı yükleyicilerdir. Adından da anlaşılacağı üzere kazıcı yükleyici makineler hem kazma hem de yükleme kabiliyetlerine sahip olan makinelerdir. Bu kabiliyetleri sayesinde kazıcı yükleyici makineler inşaat, peyzaj, madencilik, şehir düzenlemeleri ve tarım faaliyetleri gibi pek çok farklı alanda tercih edilmektedirler. Kazıcı yükleyici iş makinelerini oluşturan temel yapılar şasi, kabin, soğutma grubu, güç aktarma elemanları, ön tarafta bulunan yükleyici mekanizmaları ve makinenin arka tarafında bulunan kazıcı mekanizmalarıdır. Bu mekanizmaların hareket kabiliyeti makine üzerinde bulunan ve motor tarafından tahrik edilen hidrolik sistemler tarafından sağlanmaktadır. Resim 2.4'te kazıcı yükleyici makinelerin temel yapısal elemanları gösterilmiştir.



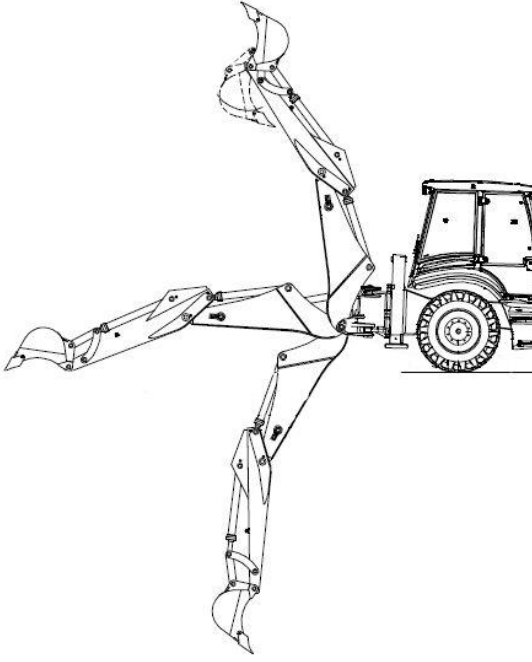
Resim 2.4. Kazıcı yükleyici yapısal bileşenleri [5]

Makinenin arka tarafında bulunan kazıcı grubu ile çukur kazma, kanal açma, çeşitli yükleri taşıma ve kaldırma, sert zeminlerin ve malzemelerin kırılması gibi işlemler gerçekleştirilebilmektedir. Kazıcı grubu genel olarak dönüş tablası, dönüş kutusu, kazıcı bom, kazıcı kol (arm), kepçe-kol bağlantı mekanizması (palet) ve kovadan oluşmaktadır. Gerektiğinde kova yerine ripper, polip, kırıcı gibi çeşitli ataşmanlar takılarak kazıcı grubu ile farklı işlemler gerçekleştirilebilir. Kazıcı grubu üzerinde bulunan hidrolik borular, hortumlar ve silindirler ile bu ataşmanlara, kazıcı boma, kazıcı kola ve kovaya güç ve hareket kabiliyeti kazandırılmaktadır. Resim 2.5'te kazıcı grubundaki hidrolik silindirler gösterilmiştir.



Resim 2.5. Kazıcı grubu yapısı ve elemanları

Dönüş kutusu ile dönüş tablası arasında bulunan dönüş silindirleri kazıcı grubunun sağa ve sola dönmesini sağlar. Bom üzerinde bulunan bom kaldırıcı silindiri bomun aşağı ve yukarı hareket etmesini sağlar. Kazıcı kol üzerinde bulunan kova silindiri ise kovanın hareketini sağlamaktadır. Kazıcı performansında özellikle kova silindiri ve bom devirici silindirinden alınabilen kuvvet en önemli belirleyici faktörlerden biridir. Resim 2.6’da kazıcı grubunun hareketleri gösterilmiştir [5].



Resim 2.6. Kazıcı bom ve kova hareketleri [5]

Kazıcı yükleyici makinelerin tercih edilmesinin en önemli sebeplerinden biri birçok farklı işi yapabilme kabiliyetleridir. Kazıcı yükleyicilerin bu kabiliyetlerini artırmak amacıyla makinenin kazıcı ve yükleyici mekanizmalarına bağlanılabilecek kova ve kepçe dışında çeşitli ataşmanlar geliştirilmiştir. Makinenin kazıcı mekanizmasına takılarak kullanılabilen hidrolik kırıcı, burgu, folip, trapez kova, döner kanal kepçesi ve ripper gibi ataşmanlar en çok tercih edilen ataşman türleri arasındadır. King, 1993 yılında ABD Enerji Bakanlığı için hazırladığı bir raporda kazıcı yükleyici makinelerle kullanılabilen çeşitli ataşmanları ve bu ataşmanların işlevlerini tanımlamıştır [6]. Hidrolik kırıcılar kazıcı yükleyici makinenin hidrolik devresinden gücünü alan, yol yapımlarında veya taş ocakları gibi alanlarda asfalt, beton, kaya, mermer gibi sert malzemeleri kırmak için kullanılan ataşmanlardır.



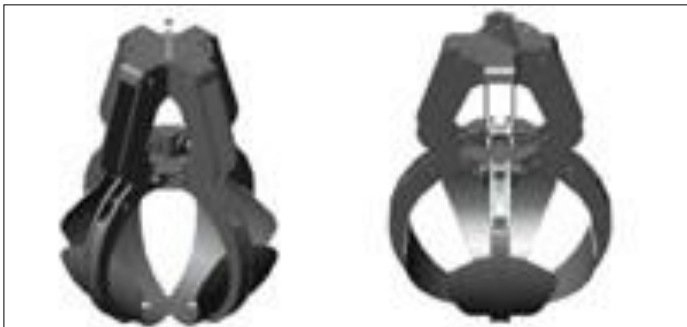
Resim 2.7. Hidrolik kırıcı [5]

Burgu ataşmanı genellikle toprak gibi yumuşak malzemelerde çukur kazmak için kullanılır. Farklı devir hızları ve burgu çaplarıyla farklı niteliklerdeki operasyonlarda kullanılabilirler.



Resim 2.8. Burgu ataşmanı [5]

Kazıcı mekanizmasıyla sıkça kullanılan ataşmanlardan olan folip, yapı olarak pençeyi andıran menteşeli çatalara sahiptir. Kazıcı yükleyici makinenin hidrolik sisteminden beslenen hidrolik silindirlerle hareket ettirilen bu çatalarla taşınması istenen malzemeleri kavrayıp kaldırarak taşıyabilirler. Folip ataşmanlarının bir hidromotor sayesinde kendi eksenini etrafında dönebilen çeşitleri de bulunmaktadır.



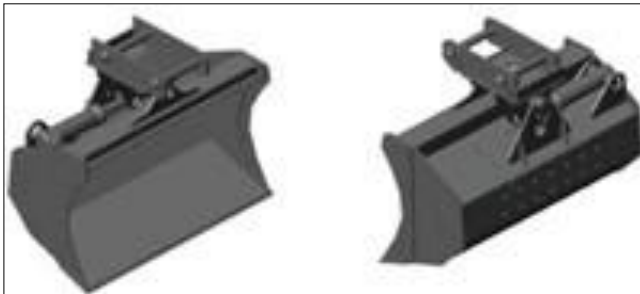
Resim 2.9. Folip ataşmanı [5]

Kazıcı yükleyici makinelerde kullanılan standart kovalara alternatif olarak kullanılan trapez kazıcı kovalar eğimli bir şekilde kanal açma ve eğimli alanlardan malzeme temizleme gibi operasyonlarda kullanılır. Trapez kovaların açılı geometrileri bu tür operasyonlarda standart kazıcı kovalara göre daha kolay çalışılmasını sağlar.



Resim 2.10. Trapez kova [5]

Standart kazıcı kovaya alternatif olarak sıkça kullanılan başka bir ataşman da döner kanal kepçesidir. Kazıcı yükleyici makinenin hidrolik sisteminden beslenen bir hidrolik silindir yardımıyla istenen açıda döndürülebilen bu kepçe sayesinde kanal ve hendek gibi yapıların duvarlarına aç verilebilir ve açılı bir şekilde tesviye yapılabilir.



Resim 2.11. Döner kanal kepçesi [5]

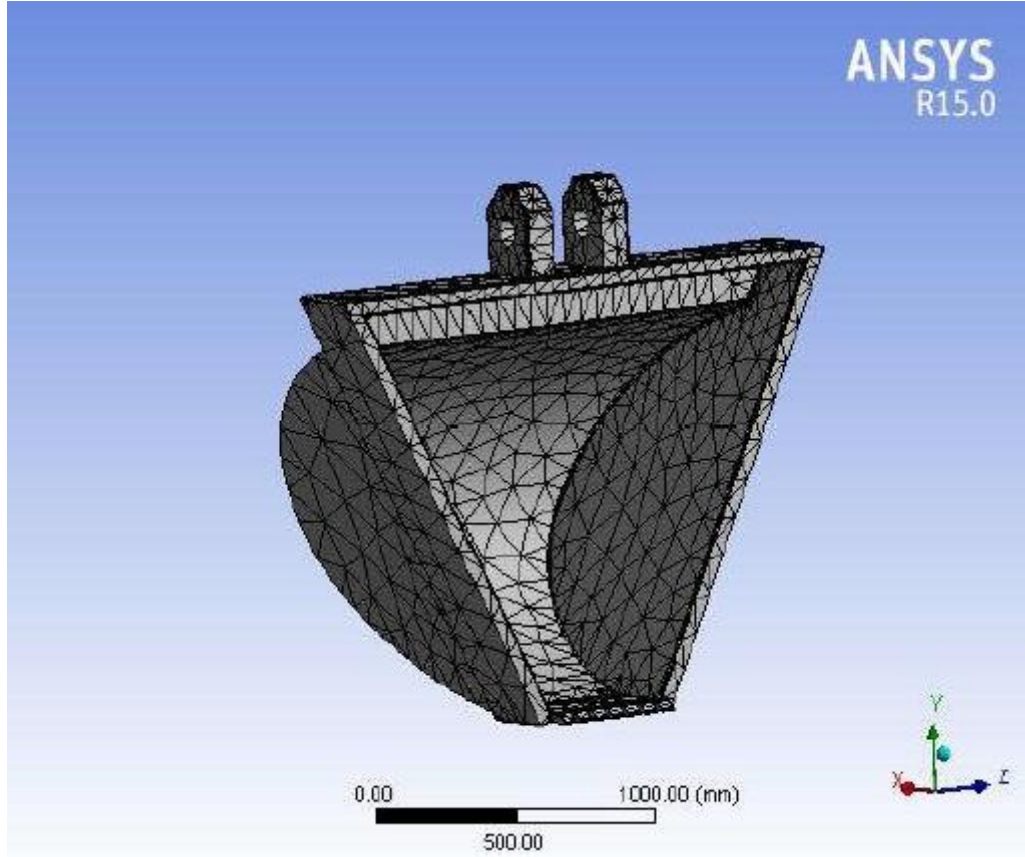
Yaygın olarak kullanılan kazıcı ataşmanlarından ripper ise sert ve ağır malzemeleri bir yerden koparmak ve kırmak için kullanılır. Ripper ile koparılan veya kırılan malzemeler sonrasında kazıcı kova ile taşınabilecek duruma getirilmiş olur. Kullanım alanları gereği yüksek miktarda aşınmaya maruz kalan ripper ataşmanlarının tırnakları sökülerek yenisiyle değiştirilebilecek şekilde tasarlanır.



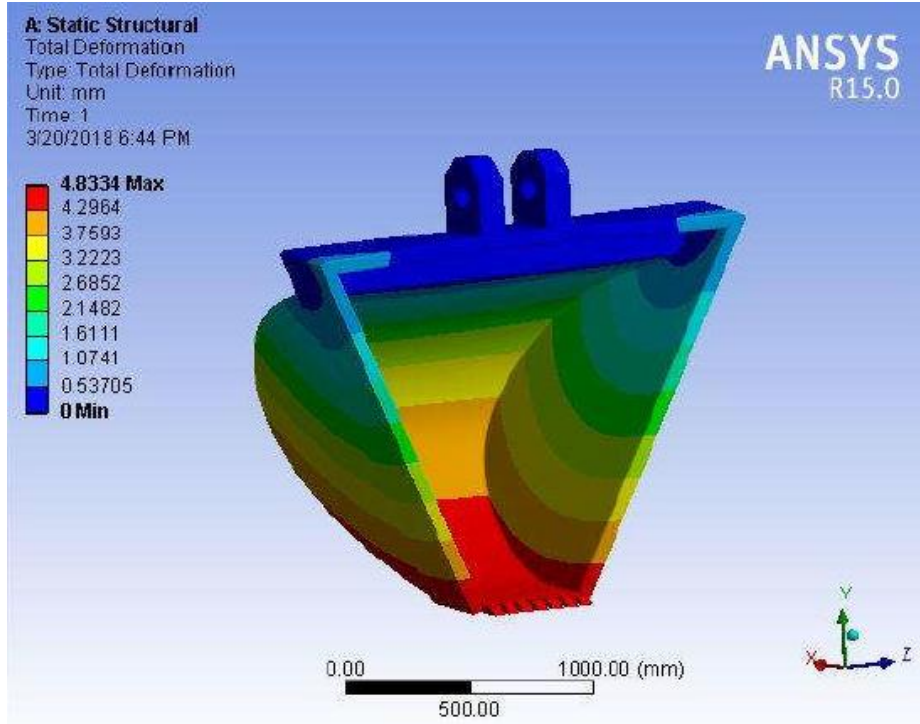
Resim 2.12. Riper [5]

Ticari amaçlı üretilen bir kazıcı yükleyici makinenin tasarım sürecinin başında öncelikle sektörden, potansiyel müşterilerden gelen talepler ve ihtiyaçlar göz önünde bulundurularak sistem isterleri belirlenir. Bu isterler kavramsal tasarım aşamasında tasarım parametreleri olarak kullanılır ve tasarım süreci bu yönde ilerler. Bu parametrelere örnek olarak kazma derinliği, kazıcı kova ve yükleyici kepçe kapasiteleri, kazıcı kepçe koparma kuvveti değerleri gösterilebilir. Tasarımın aynı zamanda çalışma yüklerine karşı dayanabilen mukavim bir yapıda olmalıdır. Bu nedenle tasarım ve analiz süreci büyük oranda iç içe ilerlemektedir. Literatürdeki birçok çalışma da bu duruma örnek teşkil etmektedir. Patel ve arkadaşlarının 2012’de bir mini ekskavatörün kazıcı mekanizması üzerinde yaptığı bir çalışmada kazma sırasında mekanizmanın maruz kalacağı yükler ve kepçe kapasitesi hesaplanmıştır. Bu hesaplamaların yanı sıra kazıcı mekanizmasının herhangi bir pozisyonda maruz kalacağı çalışma yüklerini hesaplamak için analitik bir model oluşturulmuştur. Bu model ile hesaplanan değerler aynı zamanda model üzerinde gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizinde sınır şartlarını belirlemiştir. Geliştirilmiş olan analitik model ile farklı ölçülerdeki kazıcı mekanizmaları ve farklı kapasitelerdeki kepçeler karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda önerilen modelde mekanizmanın kazma kuvveti kapasitesi kıyaslanan mevcut modellerden daha düşük olsa da hesaplanan kazma kuvveti ihtiyacını karşılamaktadır. Bunun yanında önerilen modelin yakıt tüketiminin daha düşük olduğu, böylece makinenin çalışma maliyetinin düşürüldüğü belirtilmiştir [7]. 2018’de Hadi ve arkadaşları ikizkenar yamuk geometrisinde bir kazıcı kova tasarlamak amacıyla bir çalışma yapmışlardır. Çalışma kapsamında öncelikle çalışma sırasında kovanın maruz kalacağı yükler hesaplanmıştır. Ardından bilgisayar destekli tasarım programında üç boyutlu bir kova modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan kova modeli üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle analiz uygulanmıştır. Analiz parametreleri olarak hesaplanmış olan operasyon yükleri kullanılmıştır. Resim 2.13’te analiz için oluşturulan ağ yapısı, Resim 2.14’te ise analiz

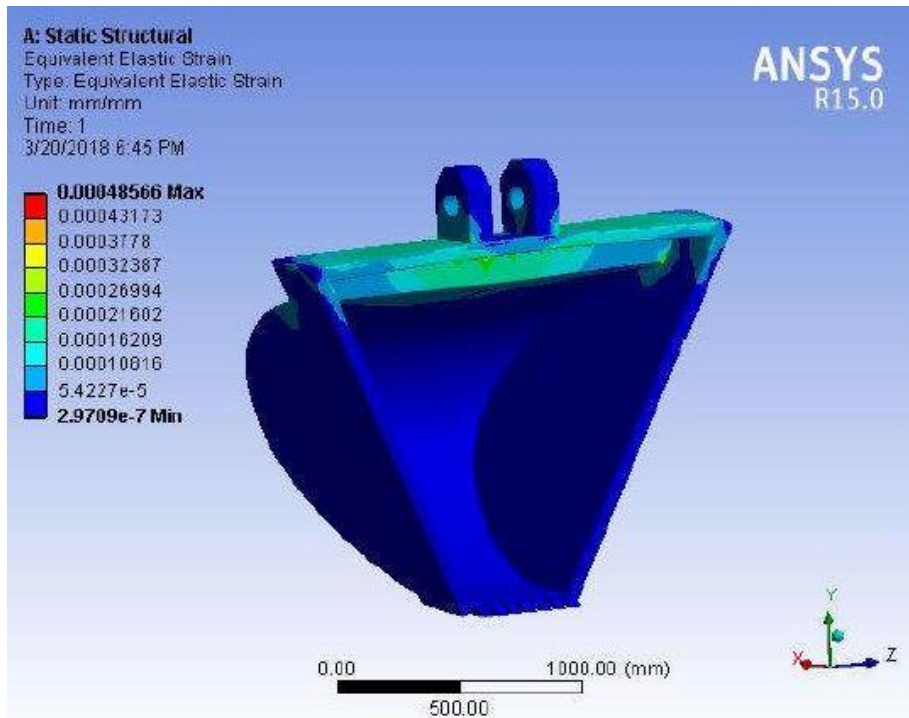
sonucunda model üzerinde görülen deformasyon gösterilmiştir. Kova üzerinde ortaya çıkan maksimum von Mises gerilimleri ve maksimum kesme gerilmeleri sırasıyla Resim 2.15 ve Resim 2.16’da gösterilmiştir.



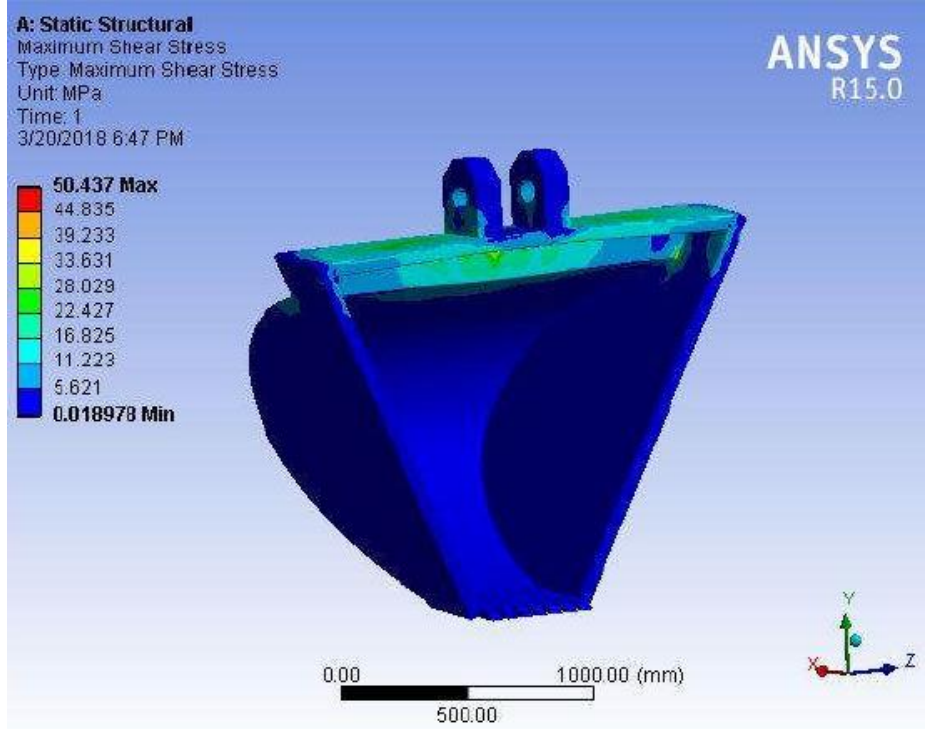
Resim 2.13. Kova analizinde kullanılan ağ yapısı [8]



Resim 2.14. Kova üzerinde görülen deformasyon değerleri [8]



Resim 2.15. Kova üzerinde görülen von Mises gerilmeleri [8]



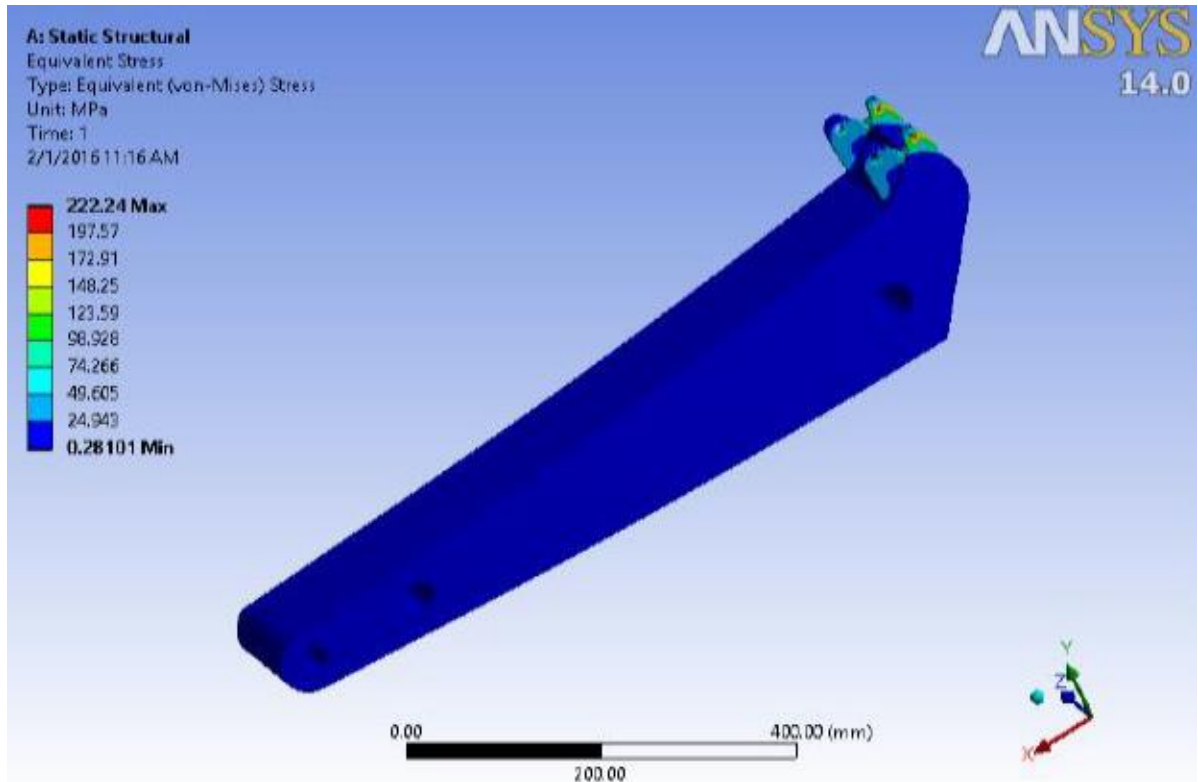
Resim 2.16. Kova üzerinde görülen maksimum kesme gerilimleri [8]

Analiz sonucunda maksimum gerilme değerlerinin kovanın üst kısmında, kazıcı kol bağlantısına yakın bölgelerde görüldüğü belirtilmiştir. Maksimum deformasyon ise kovanın dışlarının olduğu bölgede 4.8334 mm olarak görülmüştür ve bu sebeple maksimum aşınmanın bu bölgede olacağı belirtilmiştir. Ayrıca Hadi ve arkadaşları bu çalışmada deformasyonu en aza indirmek için toprak yapısına göre doğru kova seçiminin önemli olduğunu vurgulamaktadır [8]. Khan ve arkadaşlarının 2016'da yaptığı bir çalışmada mevcut bir ekskavatör kazıcı kolunun ağırlığının azaltılması amacıyla kullanılan malzemeler ve parça kalınlıkları değiştirilerek farklı ağırlık ve özelliklerde tasarımlar elde edilmiştir. Khan ve arkadaşlarının bu çalışmasında mevcut tasarım üç farklı şekilde değiştirilmiştir. Öncelikle mevcut tasarımda kullanılan parça kalınlıkları artırılarak modelin ağırlığı artırılmıştır. Sonrasında mevcut tasarımda kullanılan parça kalınlıkları iki aşamalı olarak azaltılmış ve daha hafif tasarımlar elde edilmiştir. Bunlara ek olarak yapıda kullanılan malzemeyi çelik alaşımı ve alüminyum alaşımı olarak iki farklı şekilde incelenerek de ağırlık kıyaslaması yapılmıştır. Yapılan bu kıyaslamaya ait değerler Çizelge 2.1'de gösterilmiştir.

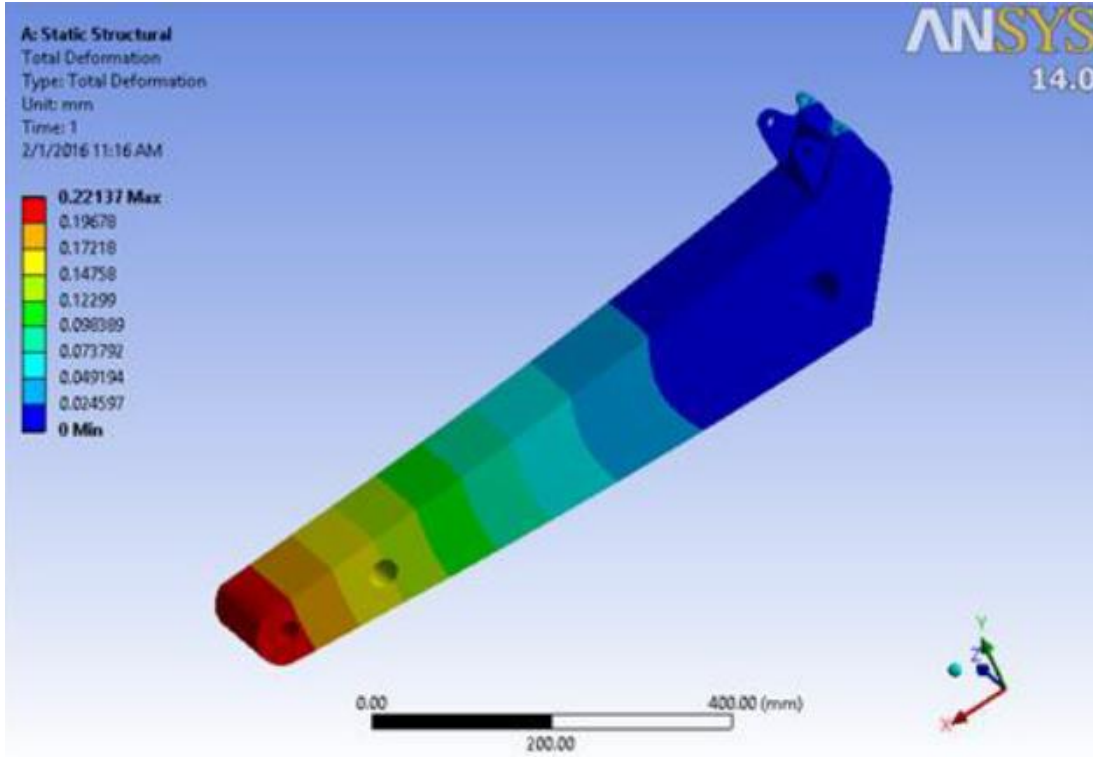
Çizelge 2.1. Farklı malzeme ve parça kalınlıklarında kazıcı kolun toplam ağırlıkları [9]

Malzeme	Optimizasyon öncesi ağırlık (kg)	Ağırlığı artırılmış model ağırlık (kg)	Ağırlığı azaltılmış model ağırlık - 1.aşama (kg)	Ağırlığı azaltılmış model ağırlık - 2.aşama (kg)
Çelik alaşım	25,60	29,00	20,90	18,00
Alüminyum alaşım	9,40	10,70	7,70	6,80

Elde edilen bu tasarımlarda hesaplanmış olan çalışma yükleri göz önünde bulundurularak sonlu elemanlar yöntemiyle analizler yapılmıştır. Yapılan analizlerde elde edilen kritik von Mises değerleri ve kullanılan malzemelerin dayanım değerleri kıyaslanarak tasarımların güvenli çalışmaya uygun olup olmadığı kontrol edilmiştir. Yapılan analizler birinci aşamada ağırlığı azaltılmış modelin çelik alaşım malzemeyle üretilmesi halinde güvenli bir yapının elde edilebileceğini göstermektedir. Bu modelin analizlerinden elde edilen von Mises gerilmeleri Resim 2.17’de, deformasyon değerleri ise Resim 2.18’de gösterilmiştir.



Resim 2.17. Kazıcı kol üzerinde görülen von Mises gerilmeleri [9]



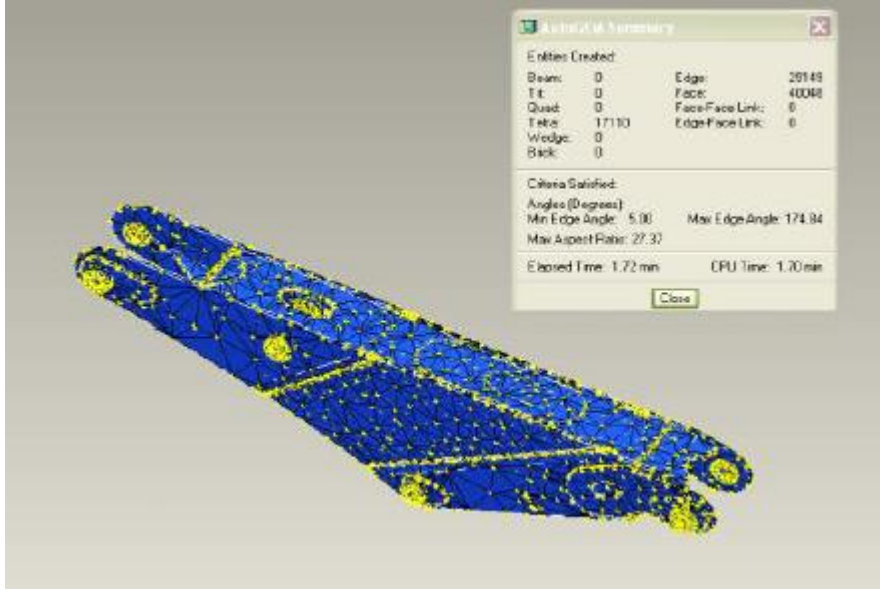
Resim 2.18. Kazıcı kol üzerinde görülen deformasyon değerleri [9]

Çalışma sonucunda kullanılan malzemede ve parça kalınlıklarında değişikliğe gidilerek yapının güvenli çalışma limitleri dahilinde önemli miktarda hafifletilebileceği belirtilmiştir [9]. 2010’da yapılmış olan Solazzi’ye ait bir çalışmada bir ekskavatörün kazıcı kolunda ve bomunda çelik alaşım yerine alüminyum alaşım kullanılarak ve tasarımda değişiklikler yapılarak kazıcı kolun ve bomun ağırlığının azaltılması hedeflenmiştir. Böylece kazıcı kova kapasitesinin ve makinenin çalışma verimliliğinin artırılabilceği belirtilmiştir. Farklı yük koşulları için mekanizma bileşenlerinde oluşan yükler incelenmiştir. Bu yükler yeni kol tasarımı üzerinde yapılacak olan analiz modellemesinin parametreleri olarak kullanılmıştır. Analizlerde mekanizmanın güvenli çalışma şartlarına elverişli olup olmadığını kontrol etmek adına güvenlik katsayıları da göz önünde bulundurulmuştur. Yapılan analizlerin sonuçları alüminyum alaşımın kullanıldığı modelin güvenli olarak çalışmaya uygun olduğunu göstermiştir. Çizelge 2.2’de optimizasyon süreci öncesi ve sonrasındaki ağırlık karşılaştırmaları gösterilmiştir.

Çizelge 2.2. Optimizasyon öncesi ve sonrası ağırlık karşılaştırması [10]

Parça	Orijinal modelin ağırlığı (kg)	Optimize edilmiş modelin ağırlığı (kg)	Ağırlık değişimi (%)
Kazıcı kol bileşenleri	2050	1080	-47,3
Pimler	335	195	-41,8
Kova	2150	2785	29,5

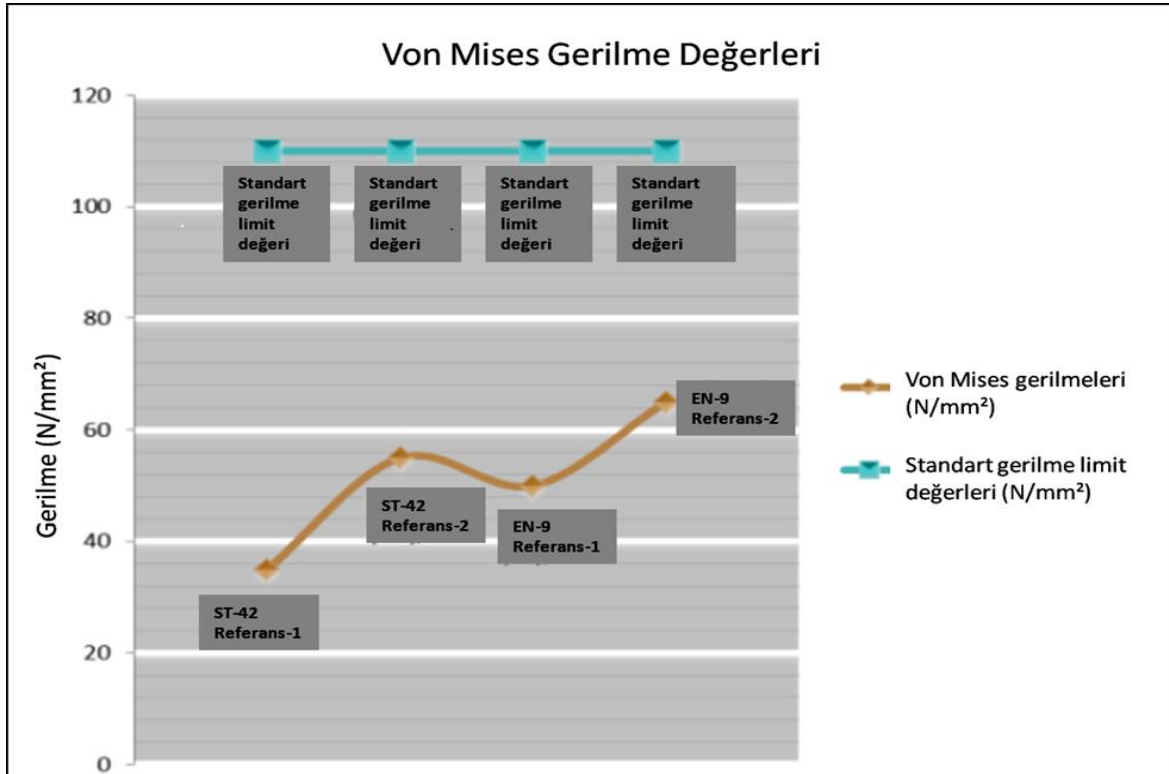
Yeni tasarımla mevcut tasarım karşılaştırıldığında kazıcı kolun toplam ağırlığı %50 oranında azalırken toplam maliyetin ise 2500-3500 € aralığında arttığı belirtilmiştir. Ayrıca çalışma verimliliğinin %35 arttığı vurgulanmıştır [10]. Tewari ve arkadaşları 2020 yılında yaptıkları çalışmada, bir kazıcı yükleyici makinede yaşanan bir arızayı referans alarak makinenin kazıcı mekanizmasını modellemişler ve oluşturulan model üzerinde analizler yapmışlardır. Kazıcı kol, bom, kova gibi kazıcı mekanizması bileşenleri üç boyutlu olarak modellenirken makine üzerinden alınan ölçüler göz önünde bulundurulmuştur. Üç boyutlu modellemeler tamamlandıktan sonra model üzerinde kinematik ve dinamik analiz yapılarak mekanizmanın çalışma kabiliyetleri belirlenmiş ve doğrulanmıştır. Sonrasında üç boyutlu model üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapılarak model üzerindeki gerilme dağılımları incelenmiştir. Analizler ST-42 ve EN-9 malzemeleri için ayrı ayrı yapılmıştır. Göz önünde bulundurulan gerilmeler von Mises ve maksimum asal gerilmelerdir. Analiz için dörtyüzlü (tetrahedral) ağ yapısı kullanılmıştır. Model üzerinde oluşturulan ağ yapısı Resim 2.19’da gösterilmiştir.



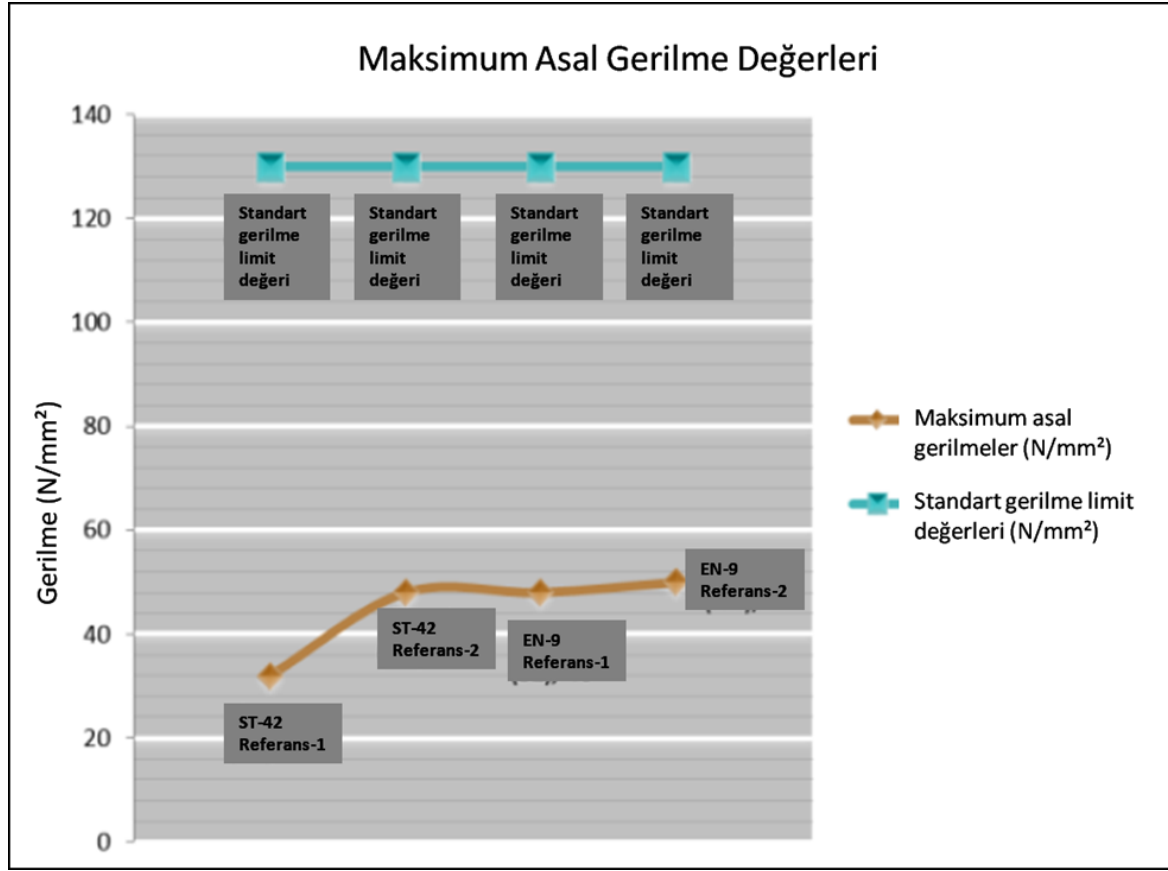
Resim 2.19. Bom üzerinde oluşturulan dörtyüzlü ağ yapısı [11]

Sonlu elemanlar analizi süreci sonrasında elde edilen mekanizma kuvvetlerinden kaynaklı von Mises gerilmeleri ve maksimum asal gerilmeler Şekil 2.1 ve Şekil 2.2’de gösterilmiştir. Bu grafikler model üzerindeki referans bölgelerde okunan gerilme değerleriyle oluşturulmuştur [11].

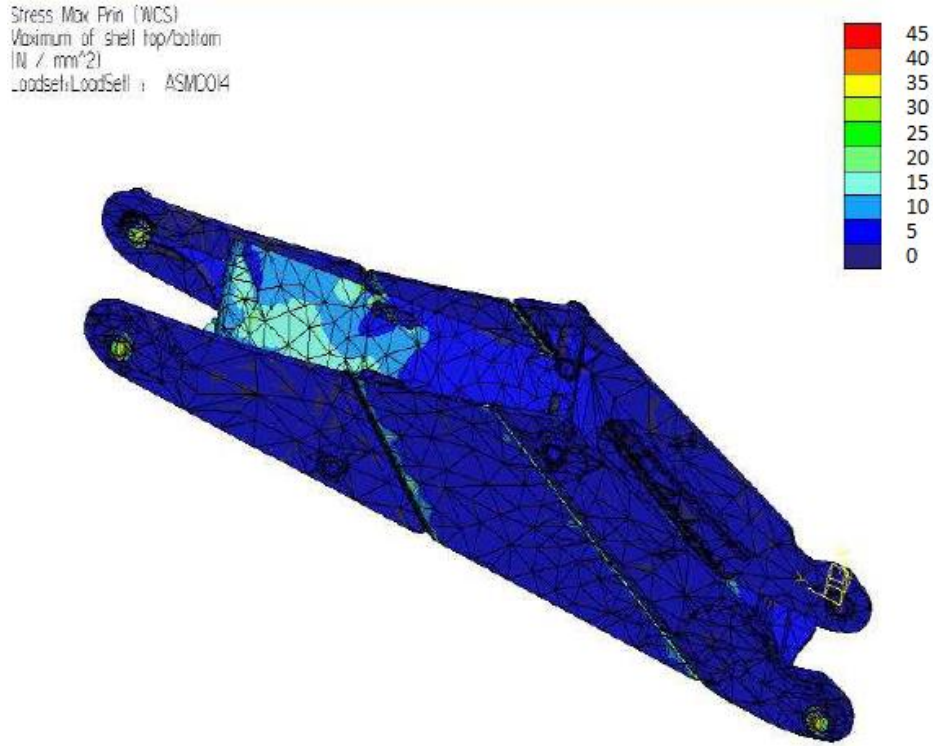
Şekil 2.1. Von Mises gerilmeleri [11]



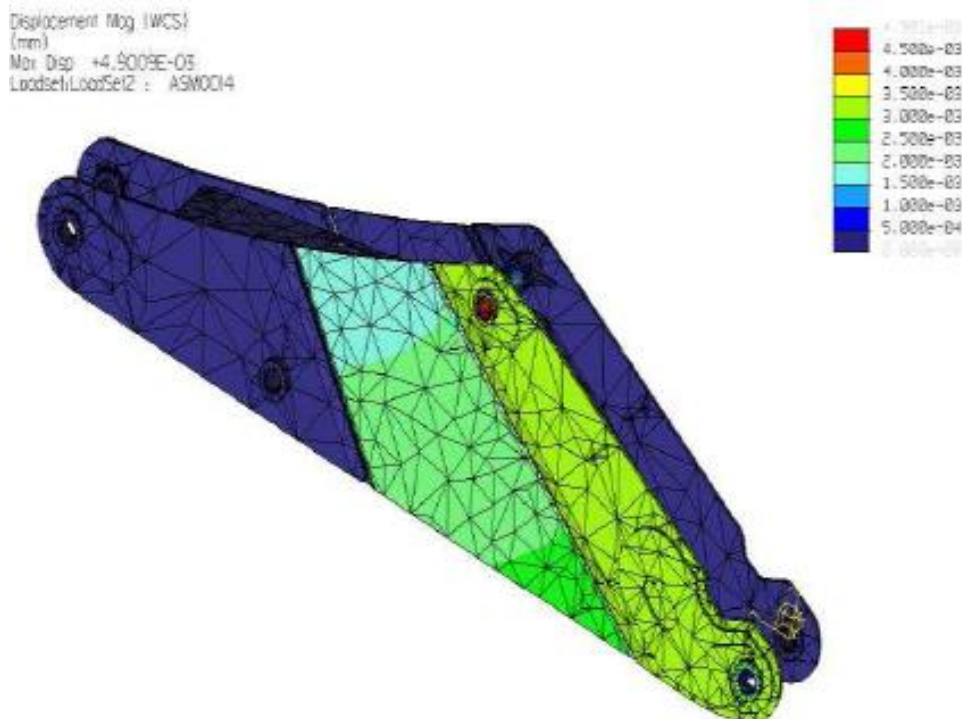
Şekil 2.2. Maksimum asal gerilmeler [11]



Qureshi ve Sagar 2012 tarihli çalışmalarında mevcut bir kazıcı yükleyici makinenin bomu üzerinde sonlu elemanlar yöntemiyle mukavemet analizi yaparak hem bom yapısının geliştirilmesine hem de yaptıkları tanımlarla ve araştırmalarla sonlu elemanlar analizi metodunun anlaşılmasına yardımcı olmayı amaçlamışlardır. Sonlu elemanlar yöntemi basitçe bir yapıyı öncelikle farklı elemanlara ayırıp sonrasında düğümlerle (node) birleştirmeye dayanır. Bu işlem sonrasında model üzerinde matematiksel formüllerle çözülen eş zamanlı cebirsel denklemlerin kurulup gerilme ve deformasyon değerlerinin elde edilmesiyle sonuçlanır. Quershi ve Sagar'ın bu çalışmasında mevcut kazıcı bomun öncelikle bilgisayar ortamında üç boyutlu katı modeli oluşturulmuştur ve ardından gerekli parametreler programa tanıtılmıştır. Ardından bu yapı sonlu elemanlar analizi yürütülmesi için kompleks üç boyutlu yapılarda sıkça tercih edilen dört yüzlü ağ yapısı (tetrahedral mesh) kullanılmıştır. Çalışma sırasında yapının maruz kalacağı yükler kullanılarak yapılan analizler sonucunda elde edilen sonuçlar Resim 2.20 ve Resim 2.21'de gösterilmiştir.



Resim 2.20. Maksimum asal gerilmelerin yapı üzerindeki dağılımı [12]



Resim 2.21. Yapı üzerindeki deformasyon değerlerinin dağılımı [12]

Çalışma kapsamında yürütülen analiz sürecinden alınan sonuçlar mevcut yapının mukavemet açısından güvenli olduğunu göstermiştir [12]. Suryo 2022 yılında yaptığı bir

çalışmada olası kazaların ve hasarların önüne geçmek amacıyla mevcut bir kazıcı yükleyici makine tasarımının mukavemet açısından güvenilirliğini teyit etmek üzere makinenin kazıcı kovasını, kolunu ve bomunu yapısal olarak analiz etmiştir. Çalışmada öncelikle statik matematiksel denklemler kullanılmıştır. Kazıcı kovanın beyan edilen koparma kuvvetinden yola çıkılarak bu denklemlere göre yapılan hesaplamalarla kova, kazıcı kol ve bom üzerindeki yükler hesaplanmıştır. Sonrasında mevcut makine referans alınarak kazıcı kova, kol ve bomun üç boyutlu modelleri oluşturulmuştur ve bu model bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizi sürecinde kullanılmıştır. Farklı ağ boyutlarıyla modellenen analizlerin sonuçları karşılaştırılmıştır. Analiz için model üzerinde ağ yapısı oluşturulurken 10 mm, 20 mm, 30 mm, 40 mm ve 50 mm’lik birim elemanlar kullanılmıştır. Karşılaştırma sonuçları Çizelge 2.3’te gösterilmiştir.

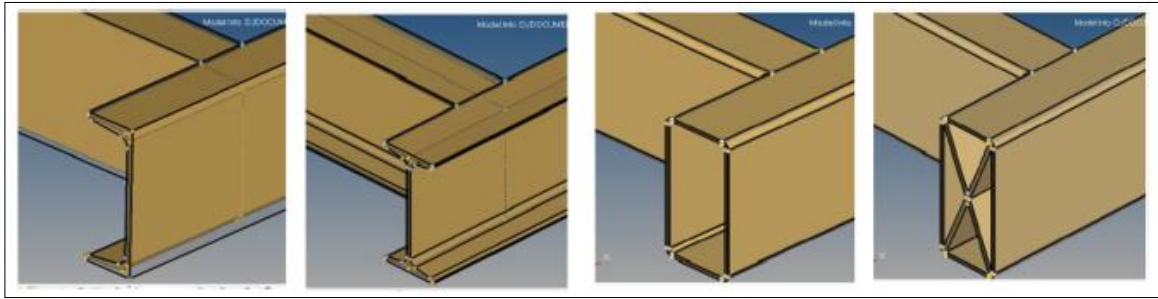
Çizelge 2.3. Farklı birim eleman boyutlarına göre görülen maksimum gerilme değerleri [2]

Ağ yapısı birim eleman boyutu (mm)	Maksimum von Mises gerilmesi-Kova (Mpa)	Maksimum von Mises gerilmesi-Kazıcı kol (Mpa)	Maksimum von Mises gerilmesi-Bom (Mpa)
50	135.83	134.93	189.58
40	173.26	169.21	137.77
30	246.61	120.97	134.33
20	242.46	165.06	136.60
10	246.86	234.32	200.46

En yüksek gerilme değerleri tüm yapılar için 10 mm’lik birim elemanların kullanıldığı analizlerde görülmüştür. Elde edilen en yüksek von Misses gerilimleri göz önünde bulundurularak mevcut kova, kol ve bom tasarımının güvenlik katsayısı belirlenmiştir ve kullanılan malzemenin de mukavemet değerleri göz önünde bulundurularak mevcut yapının güvenli olduğu sonucuna varılmıştır [2].

Bir mühendislik projesinin tasarım aşamasında optimizasyon süreci de dahil edilirse henüz tasarım aşamasındayken maliyet ve ağırlık gibi parametreler düşürülebilir. Böylece hem işlevsellik hem de verimlilik açısından daha başarılı bir tasarım elde edilmiş olunur. Kazıcı-yükleyici makinelerin küresel pazarına bakıldığında makineler arasında tasarımsal ve işlevsellik parametreleri açısından çok fazla fark olmadığı görülmektedir. Bu nedenle makinenin yakıt tüketimi ve çalışma verimliliği gibi özelliklerinde yapılan iyileştirmeler, makinenin pazardaki rekabette avantaj kazanmasını sağlayacaktır. Bu iyileştirmeler için ise tasarımda optimizasyona gidilmelidir. Pratikte bir makinenin yapısal parçaları söz konusu

olduğunda, değişkenlerin ve sınır şartlarının karmaşık yapısından dolayı analitik optimizasyon çözümleri çoğu zaman tek başlarına yetersiz kalırlar. Bu nedenle günümüzde yapısal optimizasyon süreçleri genellikle bilgisayar destekli programlar ile gerçekleştirilmektedir. Otomotiv sektörü göz önünde bulundurulduğunda, bir modeli yapısal olarak optimize etmek için genellikle boyutsal optimizasyon, şekil optimizasyonu ve topolojik optimizasyon tekniklerinin kullanıldığı görülmektedir [13, 14]. Singh ve arkadaşlarının bir otobüs şasisi üzerinde yaptığı çalışmada, şasinin kesit alanları ve kesit geometrileri değiştirilerek farklı modeller tasarlanmış ve bilgisayar destekli analiz programları kullanılarak belli sınır şartları altında bu modellerin mukavemetleri karşılaştırılmıştır. Çalışmanın amacı en hafif, malzeme kullanımı ve üretim döngüsü açısından en verimli seçeneği saptamaktır. Bu doğrultuda şasinin maruz kaldığı başlıca yükler belirlenmiş ve bu koşullar farklı kesitlere sahip (C tipi, I tipi, kutu ve çapraz destekli kutu) şasi modellerine uygulanmıştır [15].



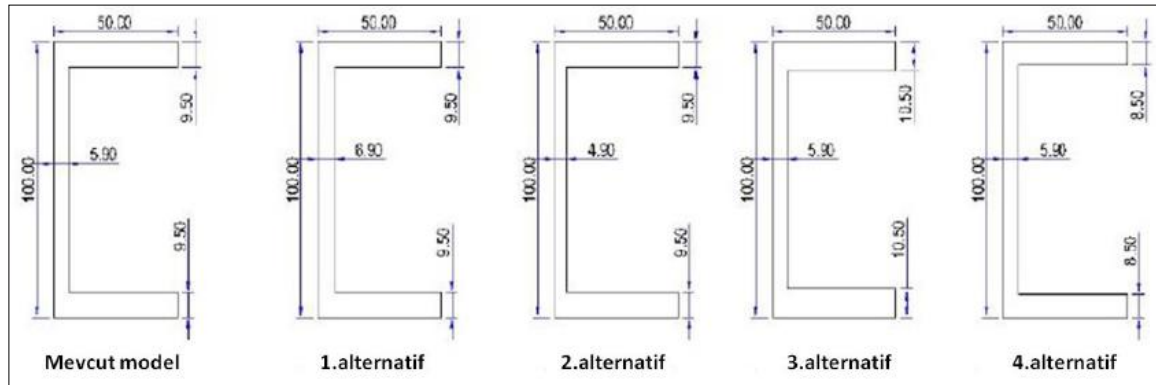
Resim 2.22. C tipi, I tipi, kutu ve çapraz destekli kutu kesitler [15]

Bu şasiler aynı yük koşulları altında karşılaştırıldığında en düşük maksimum stres ve yer değiştirme çapraz destekli kutu kesitli şaside görülmüştür.

Çizelge 2.4. Farklı kesit tipleri için analiz sonuçları [15]

Şasi No	Kesit	Deplasman (mm)	von Mises Gerilmesi (MPa)	Maksimum Kesme Gerilmesi (MPa)
1	C tipi	6.153	3.01×10^2	1.59×10^2
2	I tipi	4.786	2.34×10^2	1.24×10^2
3	Kutu tipi	2.683	1.27×10^2	6.53×10^2
4	Çapraz destekli kutu tipi	1.839	1.12×10^2	5.81×10^2

Böylece tasarım aşamasında en verimli şasi profili seçeneği saptanmıştır. Başka bir çalışmada ise Kachave ve arkadaşları merdiven gövdeli bir kamyon şasisi üzerinde boyut optimizasyonu amacıyla analizler yapmışlardır [16]. Bu çalışmada geçen şasi c tipi kesit alanına sahip olan kirişlerden oluşmaktadır. C profilde kısmi kalınlık değişiklikleri yapılarak farklı şasi alternatifleri üretilmiş ve bu alternatifler aynı yük şartlarında CATIA V5R117 ve ANSYS programları kullanılarak analiz edilmiştir.



Resim 2.23. Mevcut model ve alternatiflerin boyutları [16]

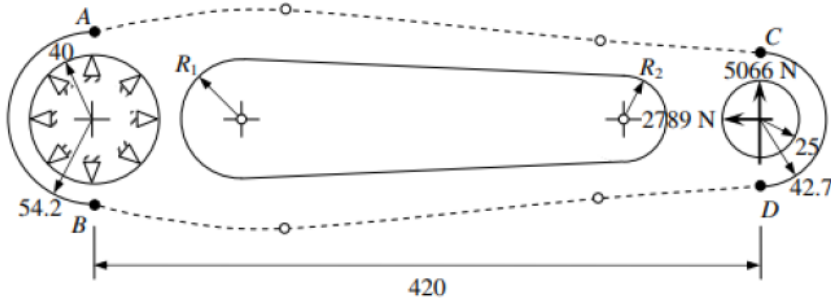
Çalışmada bu farklı alternatiflerde görülen maksimum gerilme, bükülme, bükülme direnci ve direncin ağırlığa oranı karşılaştırılmıştır.

Çizelge 2.5. Mevcut model ve alternatiflerin analiz sonuçları [16]

Şasi	Bükülme (mm)		Gerilme (N/mm ²)	Ağırlık (kg)	Bükülme Direnci (N/mm ²)		Bükülme/Ağırlık Oranı	
	Analitik	Nümerik			Analitik	Nümerik	Analitik	Nümerik
Mevcut model	0.853	1.0515	111.04	544.17	13716.30	11126.96	25.21	20.45
1. alternatif	0.846	1.0095	105.16	550.96	13829.79	11589.90	25.10	21.04
2. alternatif	0.859	1.201	124.02	537.38	13620.49	9741.88	25.35	18.13
3. alternatif	0.831	0.97404	100.31	557.56	14079.42	12011.83	25.25	21.54
4. alternatif	0.877	1.0468	108.36	533.35	13340.94	11176.92	25.01	20.96

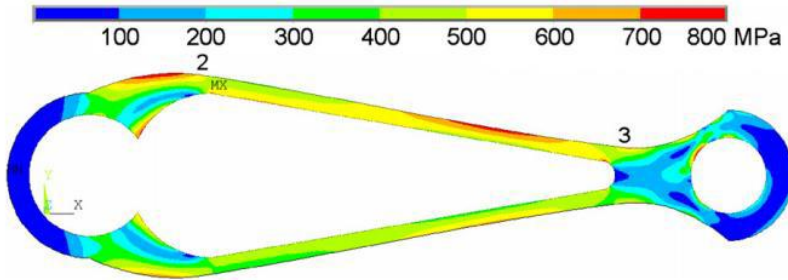
Bu sonuçlar kalınlığın ağırlık ve bükülme direncine etkilerini göstermiş ve tasarımda optimum boyutların elde edilmesinde yol gösterici olmuştur. Bennett ve Botkin'in 1984 yılında yaptıkları bir çalışmada bir gergi kolu üzerinde ağırlık azaltma amacıyla şekil

optimizasyonu yapılmıştır. Resim 2.24'te de gösterilmiş olan yapı üzerindeki dairesel deliklerin sınırları ile AB ve CD yayları sabit kabul edilmiştir. Diğer kıvrımların radyusları ve bu kıvrımların merkezlerinin apsis eksenleri tasarım değişkenleri olarak belirlenmiştir. Ayrıca kullanım sırasında kolun maruz kalacağı yükler de Resim 2.24'teki gibi tanımlanmıştır. Gergi kolunun kalınlığı 3 mm olarak alınmıştır.



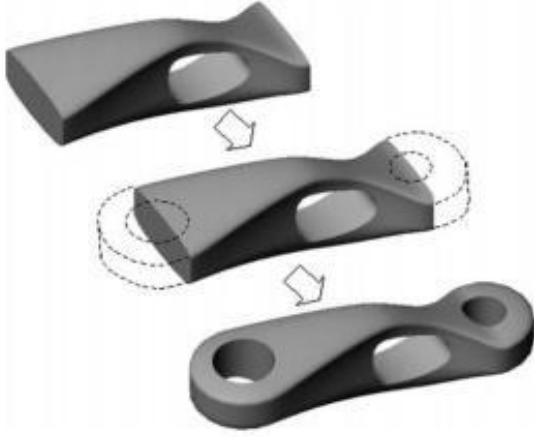
Resim 2.24. Gergi kolu üzerindeki sınır şartları ve tanımlanan yükler [17]

Çalışmada, analiz sonucunda gerilme konsantrasyonu olan bölgelerin gergi kolunun işlevi açısından sorun teşkil etmeyeceği belirtilmiştir.



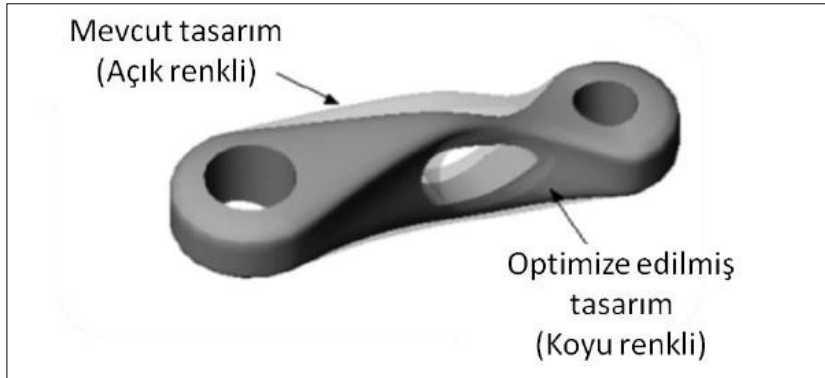
Resim 2.25. Gergi kolu optimum şekil formu ve kol üzerindeki yük dağılımı [17]

Optimizasyon sonucunda ilk ağırlığı 0.421 kg olan gergi kolunun ağırlığı 0.293 kg olmuştur. Bu da yaklaşık %30 oranında hafifleme sağlandığını göstermektedir [17]. Bir başka çalışmada ise Oklahoma Üniversitesi'nden Chang ve Tang, tankların taşıyıcı tekerleklerinin bağlantısında kullanılan bir braket üzerinde şekil optimizasyonu yapmıştır.



Resim 2.26. Braketin şekil optimizasyonundan önceki yapısı [18]

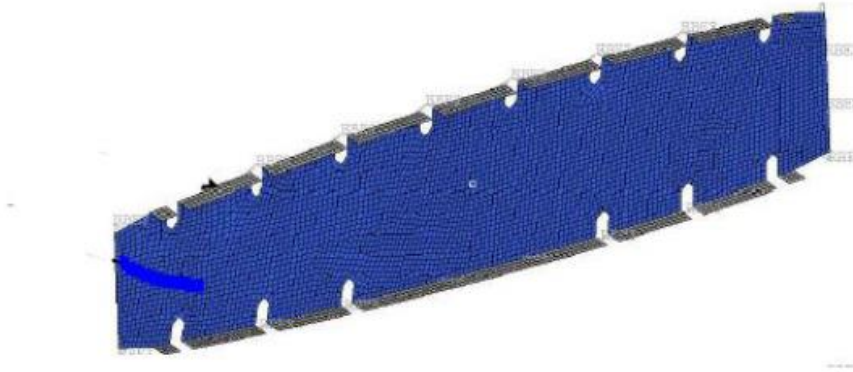
Bu çalışmada da öncelikle mevcut yapının geometrisindeki sınır şartları belirlenmiştir. Ardından bu model üzerinde parçanın maruz kalacağı yükler tanımlanmış ve optimizasyon yapılmıştır. Yapılan bu şekil optimizasyonu sonucunda %19'luk bir hafifleme sağlandığı belirtilmiştir [18].



Resim 2.27. Optimizasyondan önceki ve sonraki gövde yapıları [18]

Tucker ve arkadaşları 2011'de Airbus firmasına ait bir uçağın kanat kirişinde hafifletme yapmak amacıyla topoloji optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Optimizasyon sırasında hava basıncından dolayı kanada etki edecek olan bölgesel yükler, kanatta oluşacak olan bükülme ve burkulma hareketlerinden dolayı kirişe binecek olan yükler göz önünde bulundurulmuştur. Optimizasyon çalışması Altair firmasına ait bir sonlu elemanlar tabanlı topoloji optimizasyonu programı kullanılarak yapılmıştır. Ortaya çıkan yapının daha hafif olmakla birlikte maruz kalınan yüklere ve bükülmelere karşı yeterli mukavemeti gösterdiği belirtilmiştir. Bu sonucun elde edilmesinde topoloji optimizasyonunun yanı sıra kiriş

üzerinde yapılan ve son optimum yapının elde edilmesini sağlayan boyut ve şekil optimizasyonlarının da etkili olduğu ifade edilmiştir [19].



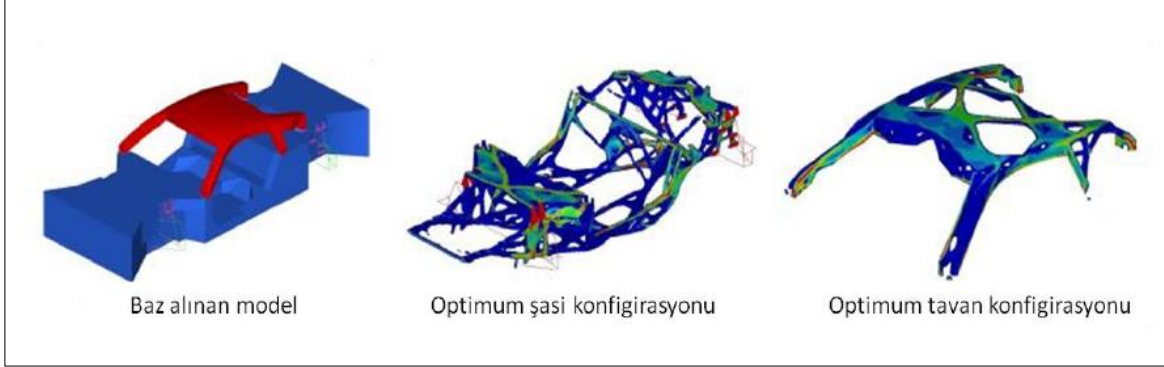
Resim 2.28. Kanat kirişinin optimizasyondan önceki mevcut yapısı [19]



Resim 2.29. Kanat kirişinin optimizasyon sonrası yapısı [19]

Cavazzuti ve arkadaşlarının yaptığı başka bir çalışmada ise bir Ferrari F430 şasisine topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Bu çalışmada amaç aracın yol tutuşundan, şasinin üretilebilirliğinden, dayanaklılığından ve kazalara karşı sağladığı güvenlikten ödün vermeden daha hafif bir şasi elde etmektir. Bu doğrultuda dikkate alınan ve kısıtlamaları oluşturan faktörler şasinin maruz kaldığı eğilme, burulma ve statik kuvvetlere karşı mukavim olması, şasinin açılır tavana olan uyumluluğu ve aerodinamik yüklerden kaynaklanan deformasyonlara karşı göstermesi gereken mukavemettir. Ayrıca şasi üzerinde süspansiyon, motor ve şanzıman bağlantı noktalarındaki bölgesel rijitlikler de sağlanması gereken şartlar arasındadır. Resim 2.30'da baz model ve bu baz modele uygulanan topoloji optimizasyonu sonrasında ortaya çıkan şasi gövdesine ve tavana ait yapılar gösterilmiştir. Resim 2.30'daki yapıların renklendirilmeleri bölgenin deformasyon/kalınlık oranını

göstermektedir. Bu oranın 0.1 olduğu yerler mavi, 1 olduğu yerler kırmızı olacak şekilde renk skalası oluşturulmuştur.



Resim 2.30. Baz model ve optimize edilmiş şasi ve tavan yapıları [20]

Optimizasyon sonrasında elde edilen yapılar gerekli mukavemet ve güvenlik parametrelerini sağlarken aynı zamanda bu yapıların daha hafif bir hale geldiği belirtilmiştir. Ayrıca topoloji optimizasyonunun ardından elde edilen yapılara sonradan şekil optimizasyonu da yapıldığında şasinin daha mukavim bir hal aldığı da belirtilmiştir [20].

Bir kazıcı yükleyici makineyi oluşturan yapısal elemanların çoğunda olduğu gibi kazıcı kolun üretiminde de kaynaklı imalat kullanılmaktadır. Kazıcı kolu oluşturan sac parçalar önceden hazırlanmış olan kalıplarla sabitlenir ve ark kaynağı ile birbirlerine kaynatılır. Ark kaynağı robot kaynağı uygulamaları için elverişli bir kaynak tipidir. İş güvenliği, insan hatası faktörünü azaltmak ve üretim verimini artırmak amacıyla kazıcı kol gibi büyük boyutlu kaynaklı montajlar için kaynak robotları kullanılır. Robotik ark kaynağının endüstride seri üretimde kullanılmaya başlanması 1900'li yıllara dayanmaktadır. Miller'ın 1989 basım tarihli Industrial Robot Handbook kitabında 1975 yılında otomatik ark kaynağı sistemlerinin geliştirilmeye başlandığı belirtilmektedir. Bunun yanı sıra otomobil üretiminde seri üretim bandında şasilerin kaynatılmasında ve kazıcı kova üretiminde robotik ark kaynağının kullanıldığı örneklerden bahsedilmektedir [21]. Patee'nin Technological Advances in Joining başlıklı raporunda kazıcı yükleyici makinelerin kazıcı kovalarının üretimi de dahil olmak üzere otomotiv endüstrisinin birçok üretim alanında kullanılan bir robotik ark kaynağı sisteminden bahsedilmektedir. 6 eksenle hareket kabiliyeti olan bu sistemde, robotun kaynak kafasının pozisyonu, voltaj değeri, kaynak ilerleme hızı gibi parametreler kontrol ünitesindeki yazılım sayesinde kontrol edilebilmekte ve ayarlanabilmektedir. Raporda aynı

zamanda robotik ark kaynağı sisteminin üretim hızını artırdığı ve işçilik maliyetlerini düşürdüğü de vurgulanmaktadır [22]. Literatürdeki bu yazılar robotik ark kaynağı kullanımının 1900'lü yıllara kadar dayandığını göstermektedir. Kah ve arkadaşlarının 2015'te yaptıkları çalışmada robotik kaynak sistemlerinin endüstrideki yeri, avantajları ve bu sistemlerde kullanılan sensör tabanlı kontrol teknolojileri incelenmiştir. Bu çalışmaya göre robotik kaynak sistemleri üretim sektöründe insan gücüyle yapılan kaynak işlemlerine kıyasla bir çok avantajı vardır. Robotlardan önce kullanılan geleneksel kaynak yöntemlerinde ortaya çıkan ve çalışma ortamını olumsuz etkileyen fazla miktardaki kaynak gazının robotik kaynakta çok daha az olması ve robotik kaynak sistemlerinin yüksek hacimli endüstriyel üretimler için daha uygulanabilir olması gibi sebeplere ek olarak sürekli gelişmekte olan otonom kontrol teknolojileri sayesinde robotik kaynak sistemlerinin kullanımının giderek yaygınlaştığı belirtilmiştir [23]. Bolmsjö ve arkadaşlarının 2001 tarihli bir çalışmasında ise endüstride kullanılan kaynak robotlarının yıllar boyunca gelişimi ve gelecekte bu sektörde gerçekleşmesi beklenen gelişmeler ele alınmıştır. Bu çalışmaya göre endüstriyel alanda robotların ark kaynağı için kullanımı 1970'lerin başına dayanmaktadır. Kaynak robotlarının kontrol sistemleriyle ilgili hızlı gelişen teknolojilere dikkat çekilen bu çalışmada gelecekteki robotik kaynak sistemlerinde gelişmiş simülasyon ve kontrol yazılımları sayesinde geometriden bağımsız olarak kompleks montajların kaynaklanmasının mümkün olacağı, farklı üretim şartlarına hızlı bir şekilde adapte edilebilen daha verimli robotik sistemlerin geliştirileceği öngörülmüştür [24].

3. OPTİMİZASYON YAKLAŞIMI

3.1. Optimizasyon Probleminin Tanımı

Optimizasyon, verilen koşullar altında en iyi sonucu elde etme eylemidir. Tasarım aşamasında, herhangi bir mühendislik sisteminin oluşturulması ve bakımı gibi konularda, mühendisler çeşitli teknolojik ve yönetsel kararlar vermek durumundadırlar. Tüm bu kararların nihai hedefi ya gerekli çabayı ve maliyeti en aza indirmek ya da istenen faydayı en üst düzeye çıkarmaktır. Herhangi bir pratik durumda gereken çaba veya istenen fayda, belirli karar değişkenlerinin bir fonksiyonu olarak ifade edilebildiğinden, optimizasyon bir işlevin maksimum veya minimum değerini veren koşulları bulma süreç olarak tanımlanabilir. Bir optimizasyon problemi Eş. 3.1’deki gibi tanımlanabilir.

$$f(X) \text{ fonksiyonunu minimize eden } X = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{Bmatrix} \text{ değerlerini bulunuz.} \quad (3.1)$$

Kısıt şartları ise Eş. 3.2 ve Eş. 3.3’teki gibi ifade edilebilir.

$$g_j(X) \leq 0, \quad j = 1, 2, \dots, m \quad (3.2)$$

$$l_j(X) = 0, \quad j = 1, 2, \dots, p \quad (3.3)$$

Burada X , n boyutlu bir vektör olup tasarım vektörü olarak adlandırılır. $f(X)$ amaç fonksiyonu, $g_j(X)$ eşitsizlik kısıtları ve $l_j(X)$ ise eşitlik kısıtları olarak tanımlanır. Eğer $f(X)$ fonksiyonu maksimize edilmek istenirse fonksiyonun başına (-) işareti konur ve $g_j(X)$ sıfıra eşit veya sıfırdan büyük olarak tanımlanır. Davranış veya performans sınırlamalarını temsil eden kısıtlamalar davranış veya işlevsellik kısıtlamaları olarak adlandırılır. Ulaşılabilirlik, üretilebilirlik ve taşınabilirlik gibi fiziksel sınırlamalar ise geometrik veya yan kısıtlar olarak adlandırılır [25]. Optimizasyonun tanımı gereği burada $f(x)$ fonksiyonunun tek değişkenli bir fonksiyon olduğu varsayılmaktadır. $f(x)$ fonksiyonunun $x=x^*$ değerinde $f(x^*) \leq f(x^*+h)$

koşuluyla yeterince küçük olan pozitif ve negatif h değerleri için bir lokal minimum değeri bulunmaktadır. Benzer şekilde, eğer h değerinin sıfıra yeterince yakın olan tüm değerleri için $f(x^*) \geq f(x^*+h)$ koşulu sağlanıyorsa x^* değerine lokal maksimum değeri denir. Eğer tüm x değerleri için $f(x^*) \leq f(x)$ sağlanıyorsa $f(x)$ fonksiyonun x^* noktasında mutlak minimumu vardır. Benzer şekilde, eğer tüm x değerleri için $f(x^*) \geq f(x)$ sağlanıyorsa $f(x)$ fonksiyonun x^* noktasında mutlak maksimumu bulunmaktadır [25].

3.2. Çok Değişkenli Optimizasyon

Amaç fonksiyonunun çok değişkenli olması durumunda bu fonksiyon için bir Hessian matrisi tanımlamak gerekir. Hessian matrisinde her bir elemanın kısmi türevleri alınır ve buna göre çözüm yapılır.

3.3. Kısıtlı Optimizasyon

Kısıtları eşitlik veya eşitsizlik şeklinde olan problemlerden oluşan optimizasyon problemlerine kısıtlı doğrusal olmayan optimizasyon denir. Bu optimizasyon problemleri için geliştirilen analitik çözümler kısıtların eşitlik veya eşitsizlik halinde olmasına göre farklılık göstermektedir. Kısıtların eşitlik şeklinde olması durumunda Lagrange çarpanları yöntemi uygulanır. Kısıtların eşitsizlik şeklinde olması durumunda ise Kuhn-Tucker şartlarına göre çözümler araştırılır [25].

3.3.1. Lagrange Çarpanları

Lagrange çarpanları yönteminde temel olarak iki varsayım bulunmaktadır:

- Kısıt fonksiyonu sayısı (m), bilinmeyen değişken sayısından (n) az olmalıdır.
- Kısıt fonksiyonları ve amaç fonksiyonu sürekli olmalıdır ve türevleri alınabilen fonksiyonlar olmalıdırlar.

Eğer kısıtlar $g_i(x)=b_i$ olarak eşitlik halinde verilirse, modelin Lagrange fonksiyonu:

$$L(x, \lambda) = f(x) + \sum \lambda_i [b_i - g_i(x)] \quad (3.4)$$

şeklinde gösterilir. Burada λ_i Lagrange çarpanını ifade etmektedir. Bu Lagrange fonksiyonu ile m sayıdaki kısıt fonksiyonu, m sayıdaki Lagrange çarpanlı kısıtsız problem haline gelir. Lagrange fonksiyonu için optimum değeri veren sonuç, asıl problem için de optimum çözümü veriyor olacaktır. Çünkü bu sonuç söz konusu kısıtları sağlamak zorundadır [25].

3.3.2. Kuhn-Tucker Koşulları:

Kısıtları eşitsizlik şeklinde olan doğrusal olmayan problemlerin çözümü Kuhn-Tucker şartlarını sağlayacak şekilde olmalıdır. m sayıda kısıt ve n sayıda değişkenden oluşan bir problemde; minimum ya da maksimum amaç fonksiyonu $z = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ olsun. Kısıtlar ise $g_1(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_1, g_2(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_2, \dots, g_m(x_1, x_2, \dots, x_n) \leq b_m$ şeklinde olsun. Bu durumda problemin öncelikle Lagrange fonksiyonu yazılır: $L(x_j, \lambda_i) = f(x_j) - \lambda_i g_i(x_j)$ ($j = 1, 2, \dots, n$) ve ($i = 1, 2, \dots, m$). Ardından bu Lagrange fonksiyonuna göre Kuhn-Tucker koşulları incelenir. Kuhn-Tucker koşullarının uygulanabilmesi için doğrusal olmayan bu problemin kısıtlarının $\leq$ şeklinde olması gerekmektedir [25].

3.4. Yapısal Optimizasyon:

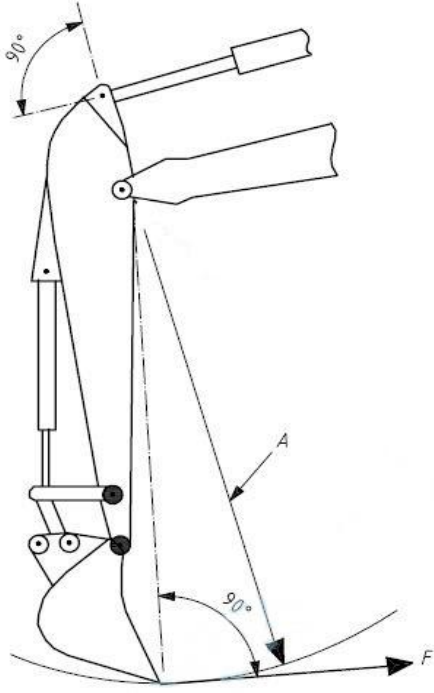
Yapısal bir mühendislik ürününün veya modelinin verimli ve güvenli bir şekilde işlevini yerine getirirken aynı zamanda ağırlık ve maliyet parametrelerini mümkün olduğunca minimuma indirebilmek için bu ürün veya model üzerinde yapısal optimizasyon süreci uygulanır. Literatürde ve otomotiv sektöründe en sık uygulanan optimizasyon çeşitleri arasında şekil optimizasyonu, boyut optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu yöntemleri bulunmaktadır. Boyutsal optimizasyonda temel amaç, oluşturulmuş olan bir yapısal modelde optimum boyutsal ölçüleri elde etmektir. Bu doğrultuda optimizasyonun uygulandığı yapıda uzunluk, kalınlık, genişlik, kesit alanları değiştirilmektedir. Bu optimizasyon tekniğinde önceden belirlenmiş olan geometrik yapının sınırları ve yapı içerisindeki delikler veya boşlukların yapısı değiştirilmez. Oluşturulmuş olan mevcut geometriden en verimli tasarım elde edilmeye çalışılır [13, 14]. Şekil optimizasyonunda boyut optimizasyonundan farklı olarak yapının dış hatları ve yapı içerisindeki boşluklu yapılar ve delikler de değiştirilir. Şekil optimizasyonu uygulanmadan önceden model ana hatlarıyla belirlenmiş olmalıdır. Optimizasyon yapılırken yapının dış sınırları sınır değişkeni olarak belirlenir [14]. Topoloji optimizasyonunda optimum yapı, tasarlanan modeldeki malzeme dağılımı değiştirilerek elde

edilir. Amaç yapının rijitliğini veya doğal frekansını maksimize ederken parçanın hacmini ve ağırlığını azaltmaktır. Bir yapının topolojisi, o yapıda bulunan deliklerin ve kirişlerin sayısı ile tanımlanır. Yapı üzerindeki deliklerin sayısı aynı kaldığı sürece deliklerin boyut ve şekilleri değiştirilerek aynı topolojiye sahip yapılar elde edilebilir. Topoloji optimizasyonu genellikle boyut ve şekil optimizasyonu uygulamalarıyla birlikte, bu diğer optimizasyon tekniklerinden alınan verilerle sürekli geri beslemeli bir şekilde yapılır [13, 14, 19].

Bu çalışmada optimizasyon uygulanacak olan kazıcı kol üzerinde silindirler, hidrolik tesisat ve yapısal bağlantı elemanlarının bulunduğu bölgeler kritik olduğundan bu bölgelerin yapısı ve bu elemanların konumları sabit tutulmalıdır. Aksi takdirde optimizasyon çalışması sonucunda elde edilecek olan alternatif kazıcı kol modelinin mevcut makineye montajı mümkün olmayacaktır ve kazıcı mekanizmasının kinematik parametreleri değişecektir. Ayrıca, kazıcı kolun üretiminde baskın olan yöntemin kesilmiş olan çelik sac parçaların kaynatılarak birleştirilmesi olduğu göz önünde bulundurulduğunda, kazıcı kol üzerinde uygulanacak olan bir topoloji optimizasyonunun sonucunun pratikte uygulanabilirliğinin zor olduğu görülecektir. Çünkü topoloji optimizasyonu süreci sonucunda elde edilecek model geometrik olarak daha kompleks olacaktır ve bu durum üretim maliyetlerini ve sürelerini artıracaktır. Tüm bu sebepler göz önünde bulundurulduğunda boyut optimizasyonu yönteminin en uygulanabilir yöntem olduğu sonucuna varılmıştır. Çünkü boyut optimizasyonu sonucunda elde edilen alternatif modelde mevcut üretim kalıplarını ve tekniklerini değiştirmeye gerek duyulmazken, mekanizma bağlantı bölgeleri de sabit tutulacağından mevcut makineye uyumlu bir model elde edilecek ve mevcut kinematik parametreler korunmuş olacaktır.

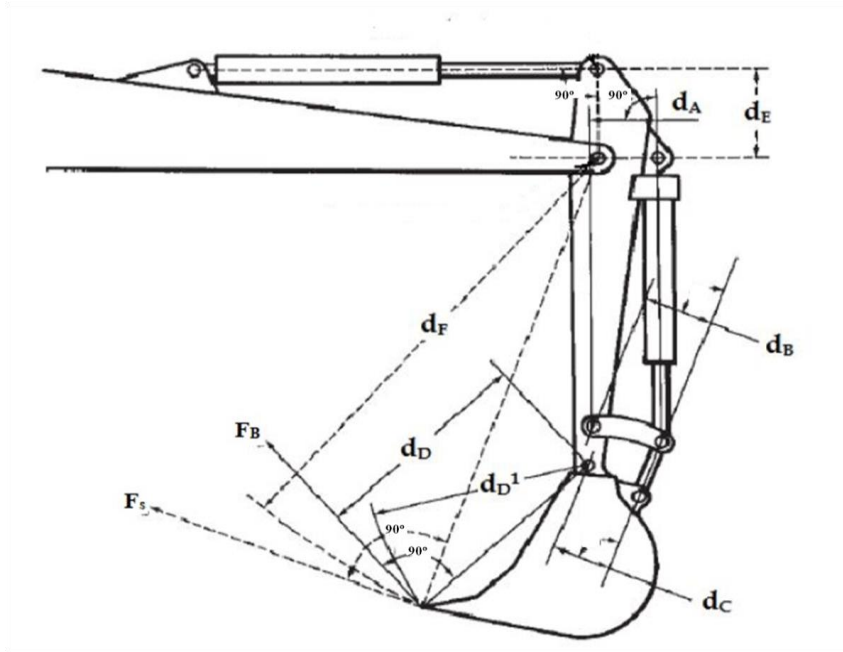
4. KAZICI KOL YAPISAL OPTİMİZASYONU

Optimizasyon sürecinin amacına ulaşması, optimize edilmiş tasarımın eski tasarımda olduğu gibi yeterli mukavemet değerlerinin yakalanmasıyla mümkündür. Mevcut ve yeni yapının mukavemet açısından karşılaştırılabilmesi için mevcut yapının kritik mukavemet değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu amaçla öncelikle mevcut tasarım üzerinde mukavemet analizi yapılmıştır. Bu analizde kazıcı kola uygulanan kuvvet belirlenirken kazıcı koparma kuvvetleri göz önünde bulundurulmuştur, çünkü olağan çalışma şartlarında kazıcı grubu üzerinde en kritik yüklemelerin koparma kuvvetlerinin belirlendiği şartlarda gerçekleştirildiği kabul görmektedir ve tasarım aşamasında da bu şartlar göz önünde bulundurulur. Uluslararası pazarda satılmaya yönelik üretilen kazıcı yükleyici makineler için üretici firma, makinenin çeşitli teknik özellikleri ve performansı ile ilgili bilgiler içeren bir katalog hazırlar. Bu resmi katalogta makinenin kazıcı grubunun çalışma performansı ile ilgili kritik görülen teknik bilgiler de beyan edilir. Beyan edilen bu bilgilerin uluslararası pazarda resmi olarak kabul görmesi için belirli standart yöntemlerle hesaplanmış olması gerekmektedir. ISO 6015 standardında ekskavatör ve kazıcı yükleyici makinelerin kazıcı performanslarının nasıl hesaplanması, test edilmesi ve raporlanması gerektiğine dair standardize edilmiş yöntemler belirtilmektedir. ISO 6015 standardına göre koparma kuvveti hesaplanırken kazıcı grubu Şekil 4.1’de belirtilen pozisyonda olmalıdır [26].



Şekil 4.1. Kazıcı koparma kuvveti pozisyonu [26]

Şekilde A ifadesi kazıcı kolun kazma sırasında çizeceği yayın yarıçap çizgisini, F ise koparma kuvvetini ifade etmektedir. Mevcut tasarımda koparma kuvveti şekilde belirtilen ölçülere göre hesaplanmıştır.



Şekil 4.2. Kazıcı grubu ölçüleri [7]

Burada F_b kova koparma kuvvetini, F_s kol koparma kuvvetini, d_A , d_B , d_C , d_D , d_E ve d_F ise şekil üzerinde belirtilmiş olan uzunlukları ifade etmektedir. Değerler Eş. 4.1’de yerlerine konulduğunda kova koparma kuvveti (F_B) elde edilir [7].

$$F_B = \frac{p \times (\pi/4) D_B^2}{d_D} \left(\frac{d_A \times d_C}{d_B} \right) \quad (4.1)$$

Burada p değeri MPa cinsinden sistem çalışma basıncını, D_B ise mm cinsinden kova silindiri çapını ifade etmektedir. Kol koparma kuvveti ise Eş. 4.2.’de gösterildiği gibi hesaplanır [7].

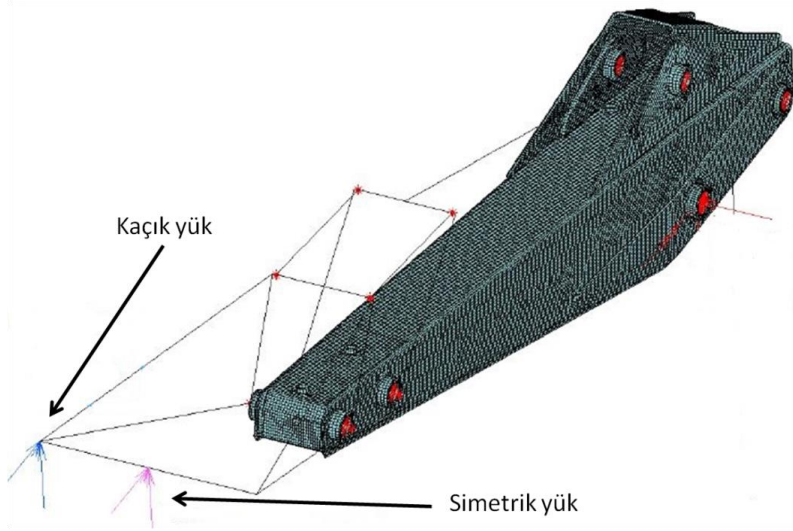
$$F_S = \frac{p \times (\pi/4) D_A^2 \times d_E}{d_F} \quad (4.1)$$

Burada D_A ifadesi mm cinsinden kol silindirinin piston çapını ifade etmektedir. Hesaplama şekilleri göz önünde bulundurulduğunda, bom üzerinde bulunan kazıcı kol silindirinin kazıcı kolu hareket ettirmesiyle elde edilen kol koparma kuvvetinin kazıcı kolun mukavemeti açısından daha kritik olduğu anlaşılmaktadır. Bu nedenle kazıcı kol üzerinde yapılan mukavemet analizinde yapıya kol koparma kuvveti uygulanmıştır. Yapıda kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri de yapının mukavemetinde belirleyici role sahiptir. Söz konusu kazıcı kolun gövdesinde S335J2 yapısal çelik kullanılırken, silindir ve mekanizma bağlantılarının olduğu bölgelerdeki burçlarda ise C45 yüksek karbonlu çelik kullanılmıştır. Bu malzemelerin mekanik özellikleri kalınlıklarına göre değişkenlik göstermektedir. Mevcut tasarımda kullanılan malzeme kalınlıkları göz önünde bulundurularak, bu malzemelerin EN 10025 ve EN 10277 standartlarına göre mekanik özellikleri tabloda belirtilmiştir [27, 28].

Çizelge 4.1. Kullanılan malzemelerin mekanik özellikleri

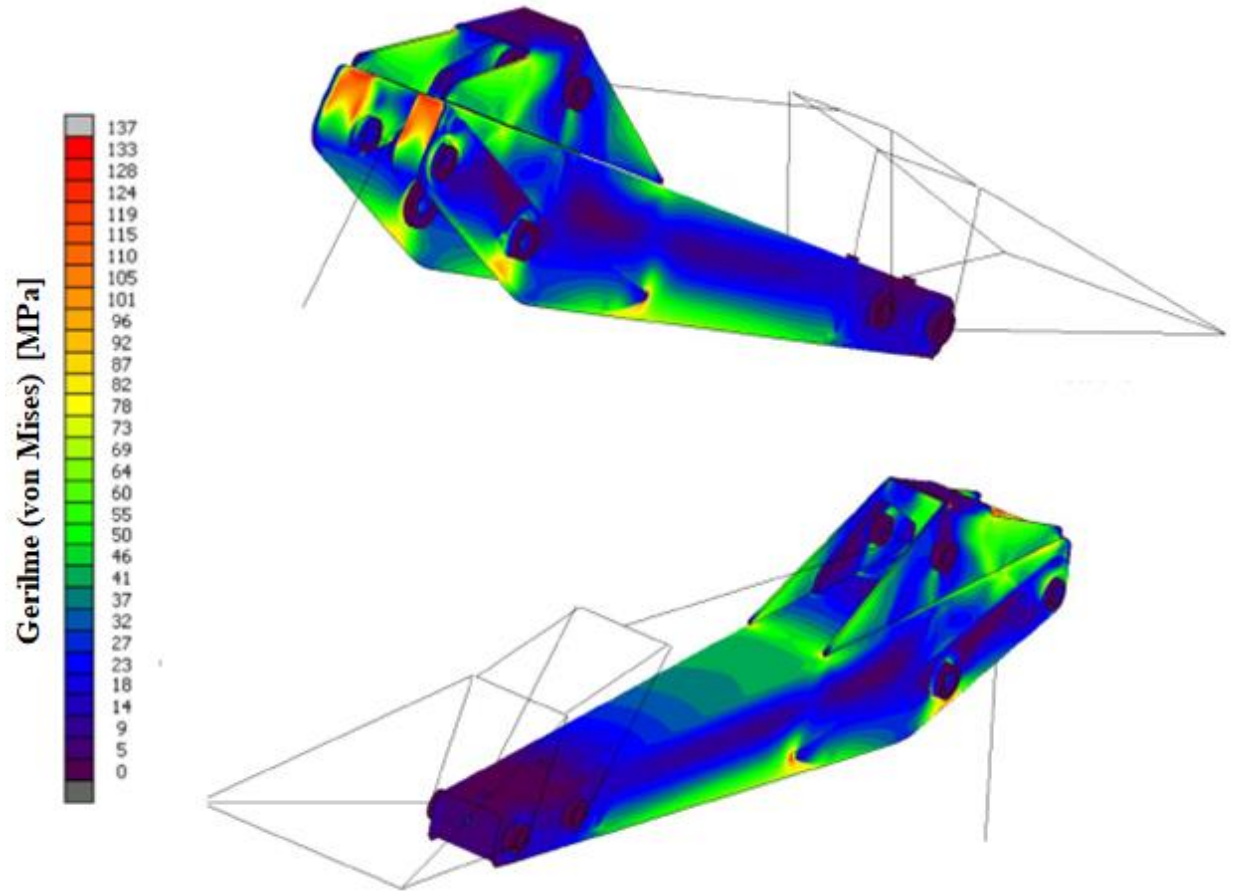
Malzeme	Akma dayanımı (MPa)	Çekme dayanımı (MPa)
S355J2	355	510-680
C45	310	565

Kazıcı kolun gerçek çalışma şartlarında karşılaşıacağı yükleme senaryoları göz önünde bulundurularak kol koparma kuvveti kova ucundan simetrik ve kaçık olmak üzere iki farklı şekilde uygulanmıştır. Uygulanan yük için makine katalogunda belirtilen kol koparma kuvveti olan 27.6 kN göz önünde bulundurulmuştur [5].

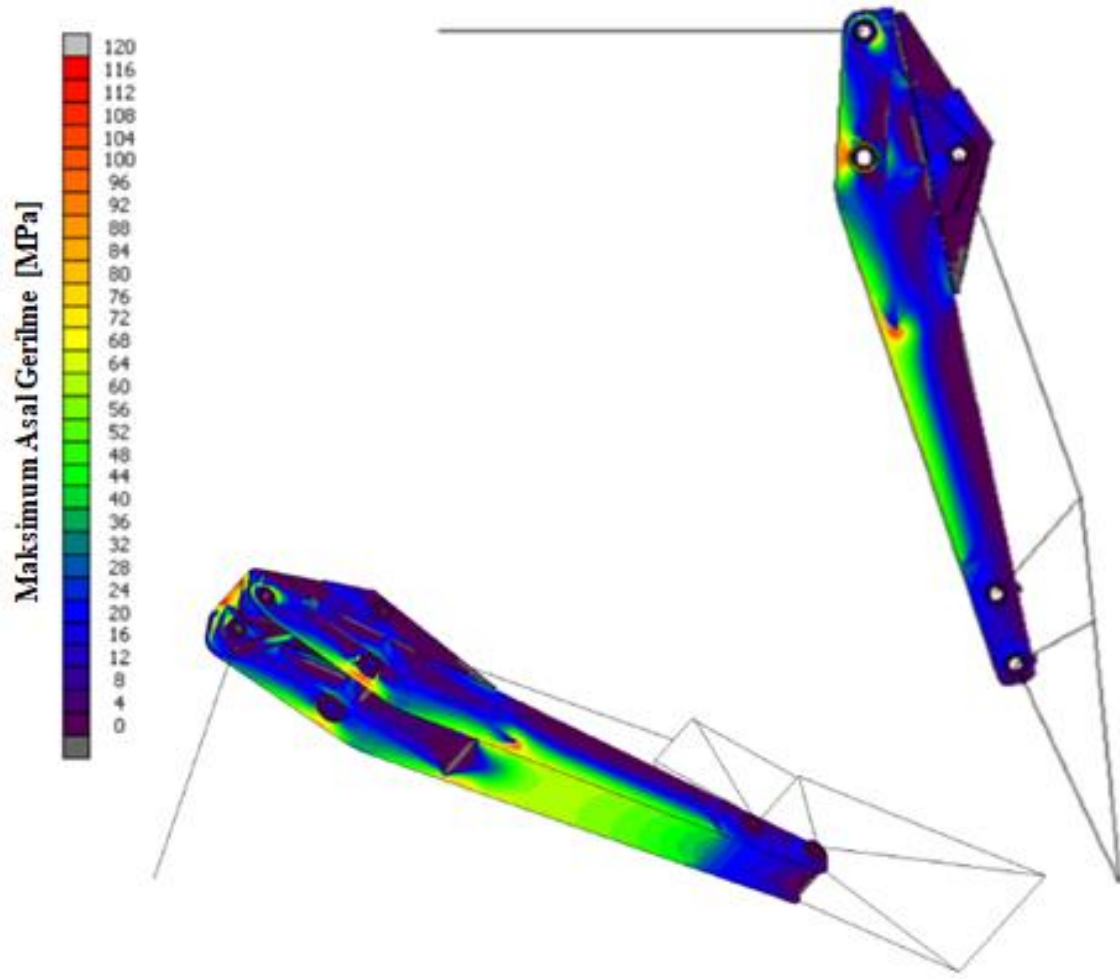


Resim 4.1. Mevcut kazıcı kolun analiz modellemesi

Katı model üzerinde gerekli düzenlemeler ve analiz için ağ yapısının oluşturulması işlemleri MSC Apex programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. MSC Mentat arayüzü ile sınır koşulları tanımlaması ve malzeme tanımlaması yapılmış, MSC Marc programı ile analiz çözülmüştür. Kazıcı kova, kova bağlantı linkleri, kol silindiri ve kova silindiri, analiz modelinin karmaşıklığını azaltmak amacıyla çizgi eleman olarak modellenmiştir. Kazıcı kol gövdesi kova, kova silindiri ve bom bağlantı bölgelerinden sabitlenmiştir. Analiz sürecinde mevcut kazıcı kol modelinde oluşan Equivalent Von Mises gerilmeleri ve maksimum asal gerilmeler hem simetrik yükleme hem de kaçık yükleme senaryolarında ayrı ayrı incelenmiştir. Elde edilen stres değerlerinin uygunluğu değerlendirilirken kazıcı kol mekanizması için güvenlik katsayısı 3 olarak kabul edilmektedir. Resim 4.2 ve Resim 4.3'te görüldüğü üzere her iki gerilme yaklaşımında da maksimum gerilmeler kazıcı kol üzerinde bom bağlantısının sağlandığı bölgelerde ve kazıcı kol gövdesinin iki yanındaki takviye saclarının uç bölgelerinde oluşmaktadır.

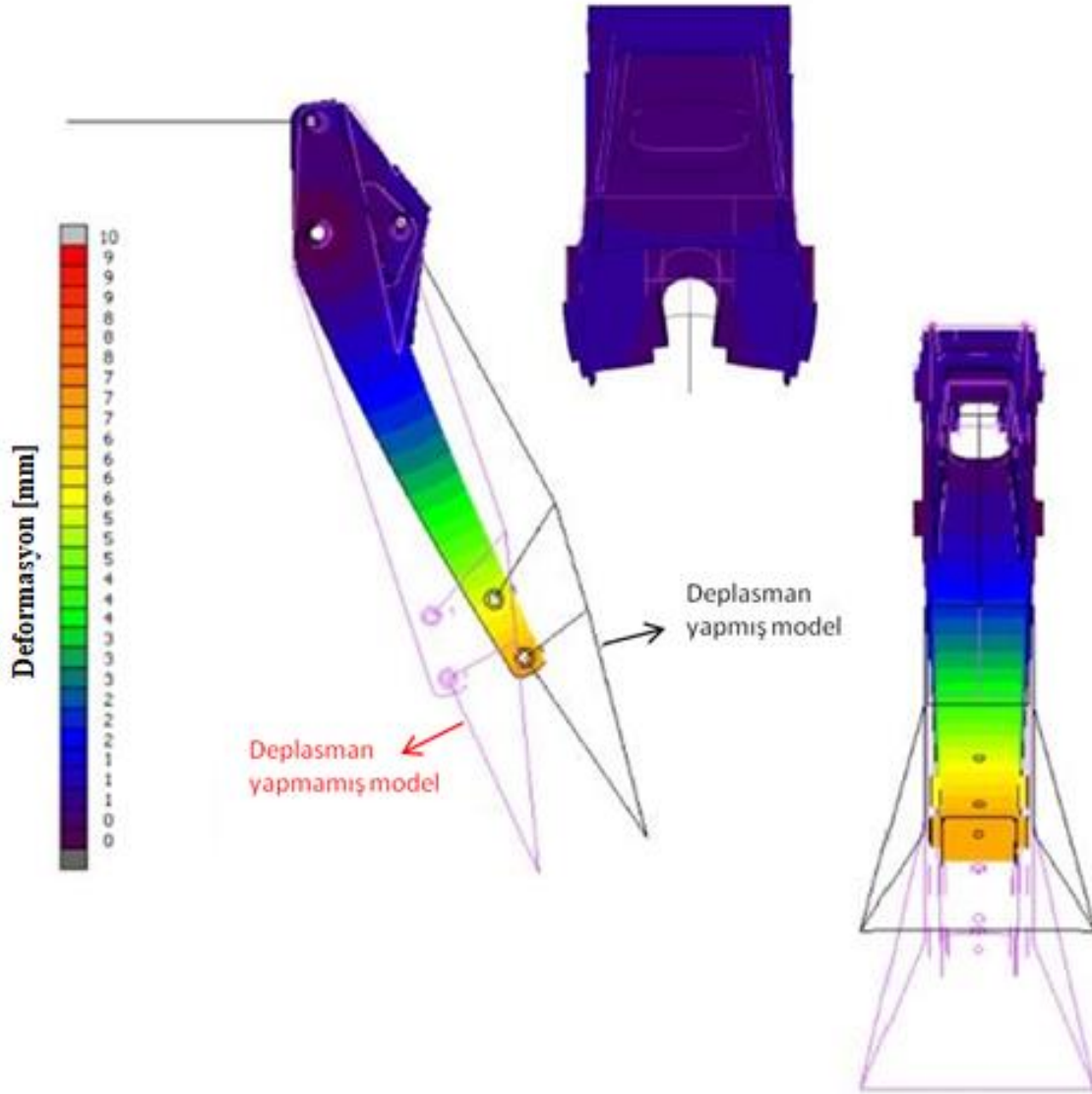


Resim 4.2. Simetrik yükleme senaryosunda Von Mises gerilmeleri



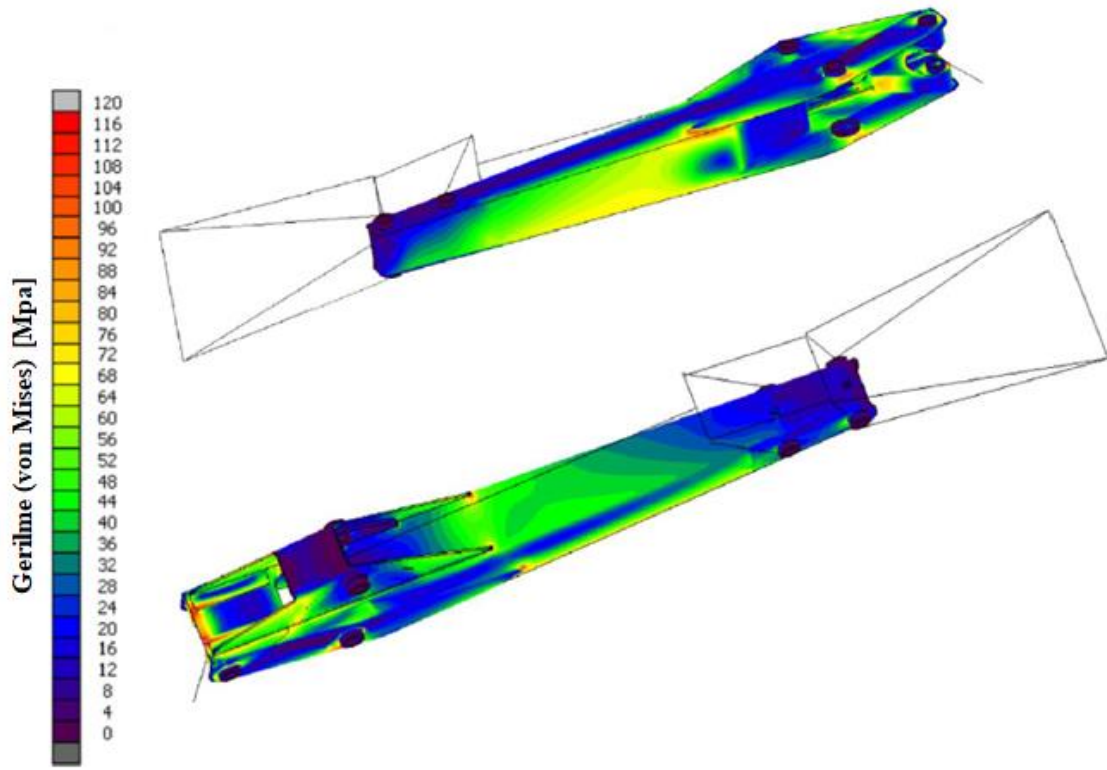
Resim 4.3. Simetrik yükleme senaryosunda maksimum asal gerilmeler

Ayrıca Resim 4.4'te kazıcı kolda simetrik yükleme şartlarında oluşan deplasman gösterilmiştir.

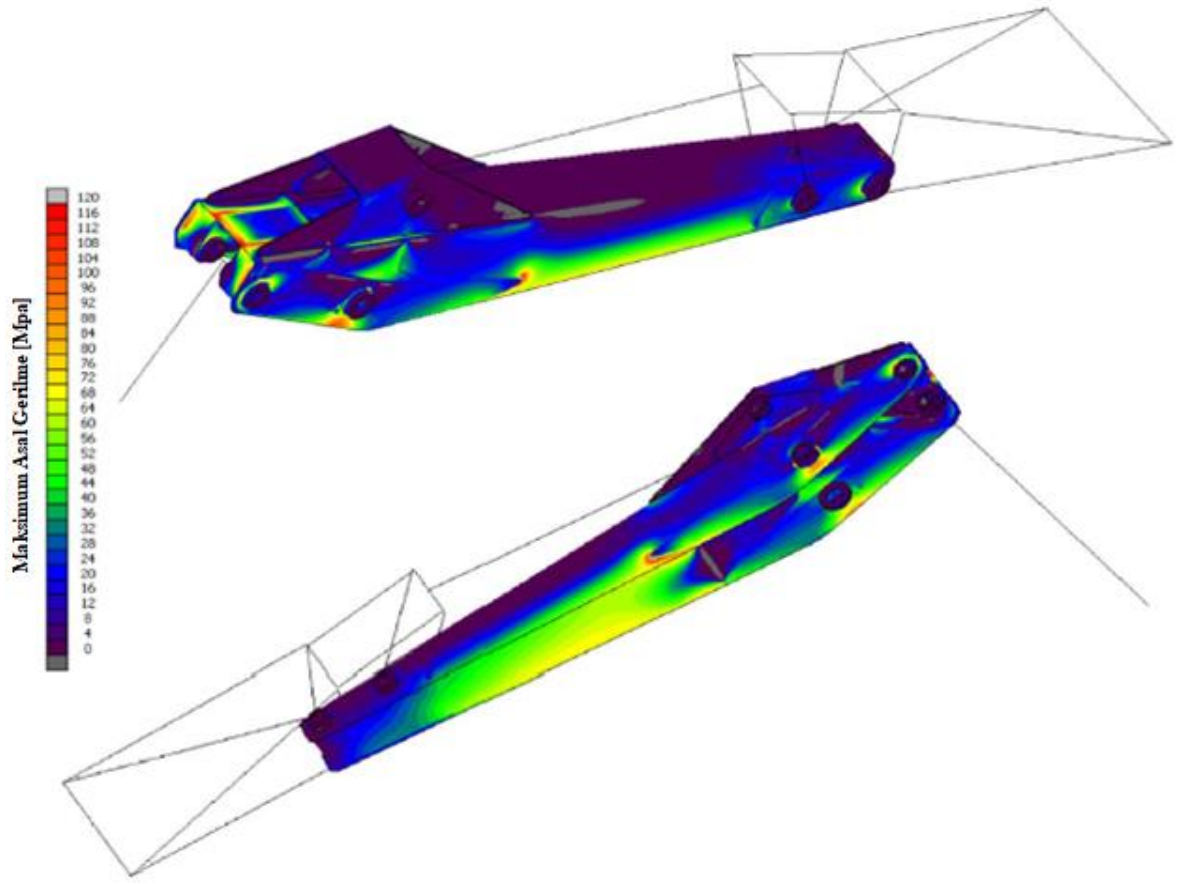


Resim 4.4. Simetrik yükleme koşullarında görülen deplasmanlar

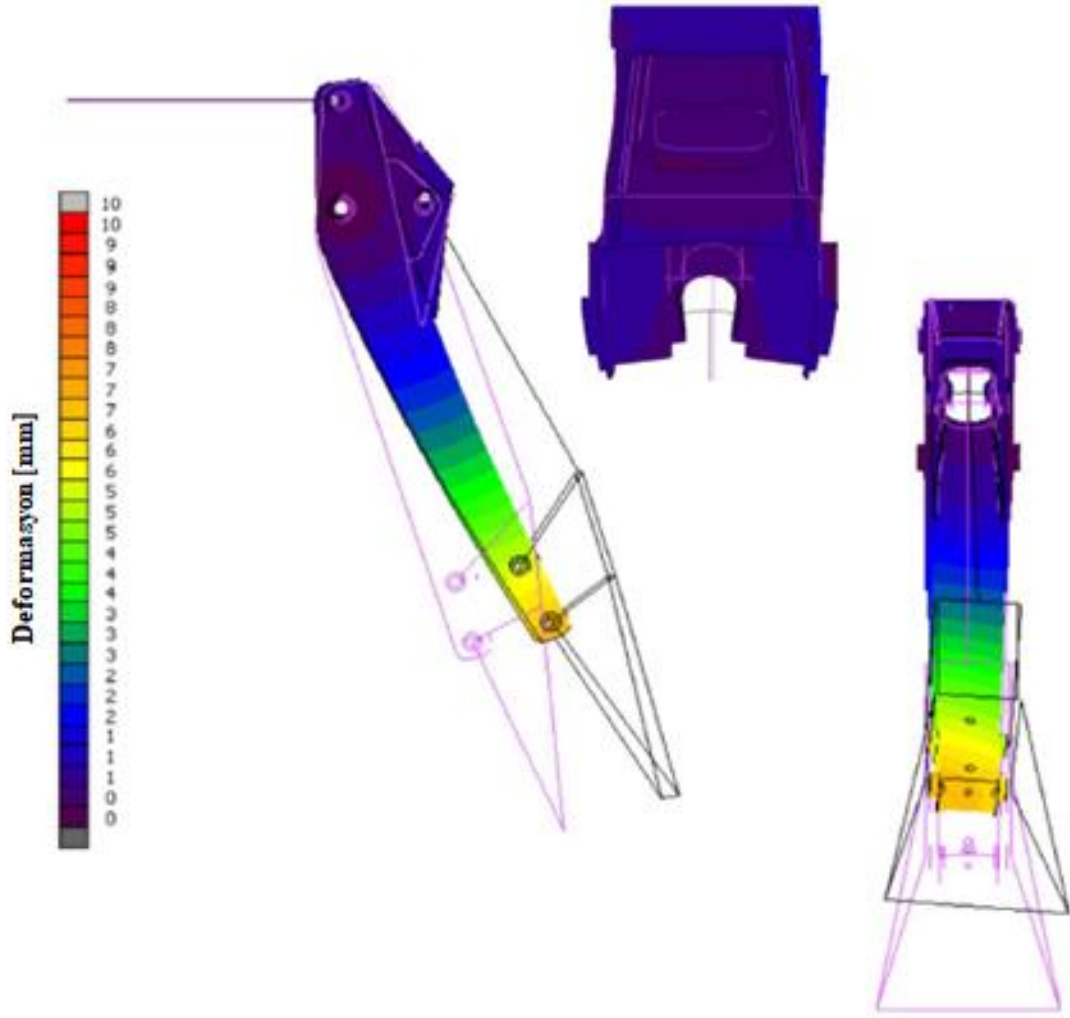
Makinenin kazıcı grubuyla çalışırken kazıcı kolun kaçık yüklemeye maruz kalma olasılığı da oldukça fazladır. Kaçık yükleme kavramında kastedilen senaryo, yükün kazıcı kovanın dış köşesinden asimetric olarak uygulanmasıdır. Bu tarz bir yükleme kazıcı kol üzerinde daha yüksek gerilmelere yol açacağından analiz sırasında bu senaryo da göz önünde bulundurulmuştur. Resim 4.5 ve Resim 4.6'da kaçık yükleme şartlarında kazıcı kol üzerinde oluşan gerilmeler, Resim 4.7 ise yine kaçık yükleme şartlarında oluşan deplasmanlar gösterilmiştir.



Resim 4.5. Kaçık yükleme senaryosunda Von Mises gerilmeleri



Resim 4.6. Kaçık yükleme senaryosunda maksimum asal gerilmeler

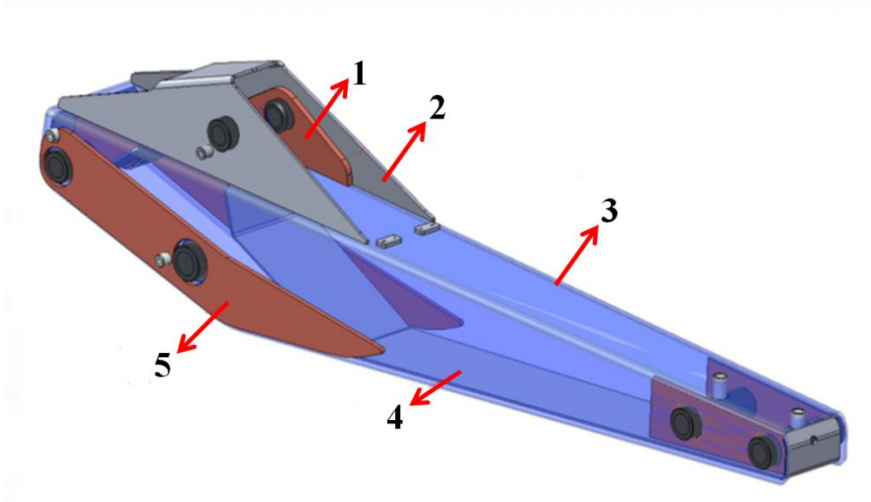


Resim 4.7. Kaçık yükleme koşullarında görülen deplasmanlar

Hem mevcut modelin analiz sonuçları hem de oluşturulacak alternatif tasarımların analiz sonuçları incelenirken kaynak bölgelerindeki çekme kuvvetleri kritik olduğundan bu bölgeler değerlendirilirken özellikle maksimum asal gerilme değerleri dikkate alınmıştır. Kaynak bölgelerini incelerken kritik üst değer 120 MPa'dır. Modelde kaynaklı bölgeler dışındaki bölgelerde kayma gerilmesi kritik olduğu için bu bölgelerde özellikle von Mises gerilme değerleri dikkate alınmıştır. Bu bölgelerde malzemelerin akma dayanımı değerleri 1.5 güvenlik katsayısı dahilinde üst kritik değer olarak dikkate alınmıştır. Analiz sonuçlarında kazıcı kol gövdesinde çoğunlukla kritik değerlerin altındaki değerlere rastlanması, yapının optimizasyon uygulamalarına elverişli olduğunu göstermektedir.

4.1. Boyut optimizasyonu:

Mevcut kazıcı kol tasarımında kutu kesite sahip bir tasarım görülmektedir. Temel olarak farklı kalınlıklardaki çelik sacların birbirlerine kaynatılmasıyla bu yapı elde edilmektedir. Resim 4.8’de söz konusu mevcut yapı ve yapıyı oluşturan sac parçalar gösterilmiştir.



Resim 4.8. Kazıcı kolun yapısı

Mevcut tasarım üzerinde yapılan mukavemet analizlerinde yapının genelinde görülen düşük gerilim değerleri, bu saclarda kalınlık değişikliği yapılarak optimum kalınlıkların saptanmasıyla daha hafif bir yapının elde edilebileceğini göstermektedir. Bu doğrultuda uygulanan boyut optimizasyonu sürecinde öncelikle mevcut tasarım üzerindeki gerilim dağılımları göz önünde bulundurularak optimum tasarım için farklı kalınlık kombinasyonları ön görülmüştür. Bu kombinasyonlar Çizelge 4.2’deki gibi olup, parça numaraları için Resim 4.8’deki numaralandırma referans alınmıştır.

Çizelge 4.2. Boyut optimizasyonu kalınlık kombinasyonları

Parça no	Parça kalınlıkları (mm)			
	Mevcut tasarım	1.kombinasyon	2.kombinasyon	3.kombinasyon
1	15	12	10	8
2	8	6	5	5
3	8	6	5	5
4	6	5	5	5
5	12	10	8	6

4.2. Yapısal Analiz Sonuçları

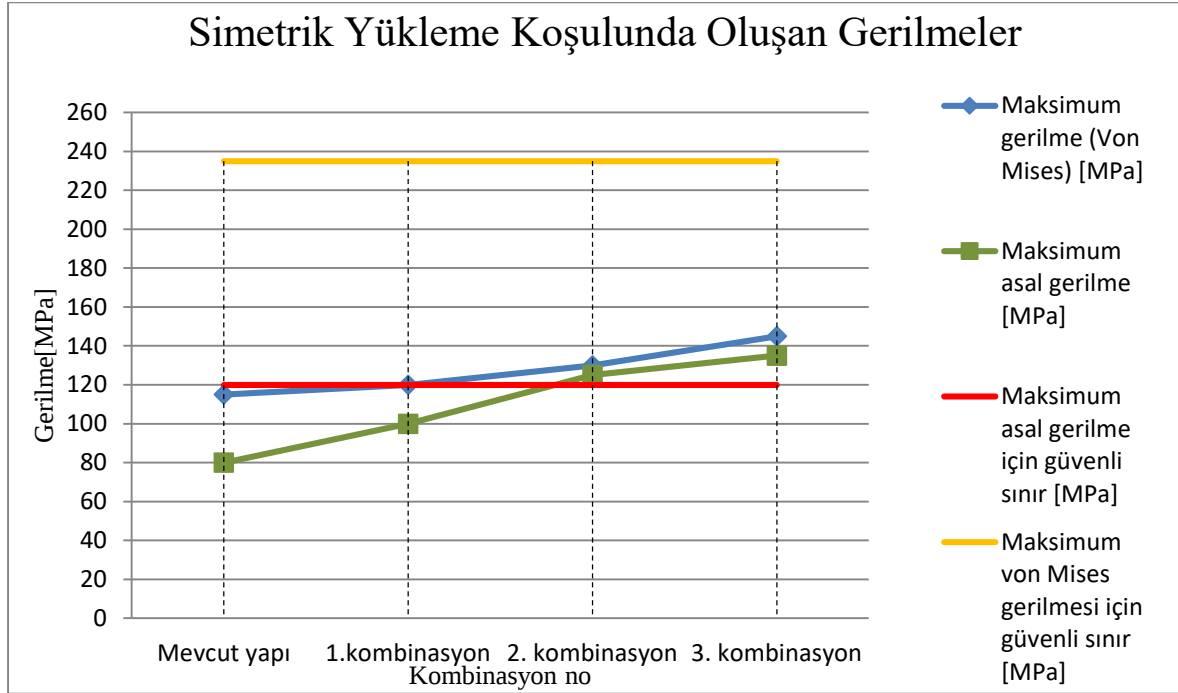
Boyut optimizasyonu kapsamında oluşturulan 3 farklı kombinasyon üzerinde mukavemet analizleri yapılmıştır. Yapılan analizlerde mevcut tasarım üzerinde yapılan analizle aynı sınır şartları belirlenmiş ve aynı kuvvetler aynı şekilde uygulanmıştır. Bu farklı kombinasyonlarla oluşturulmuş olan alternatif tasarımlar üzerinde yapılmış olan mukavemet analizlerinin sonuçları Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.3. Alternatif tasarımların mukavemet analizi sonuçları

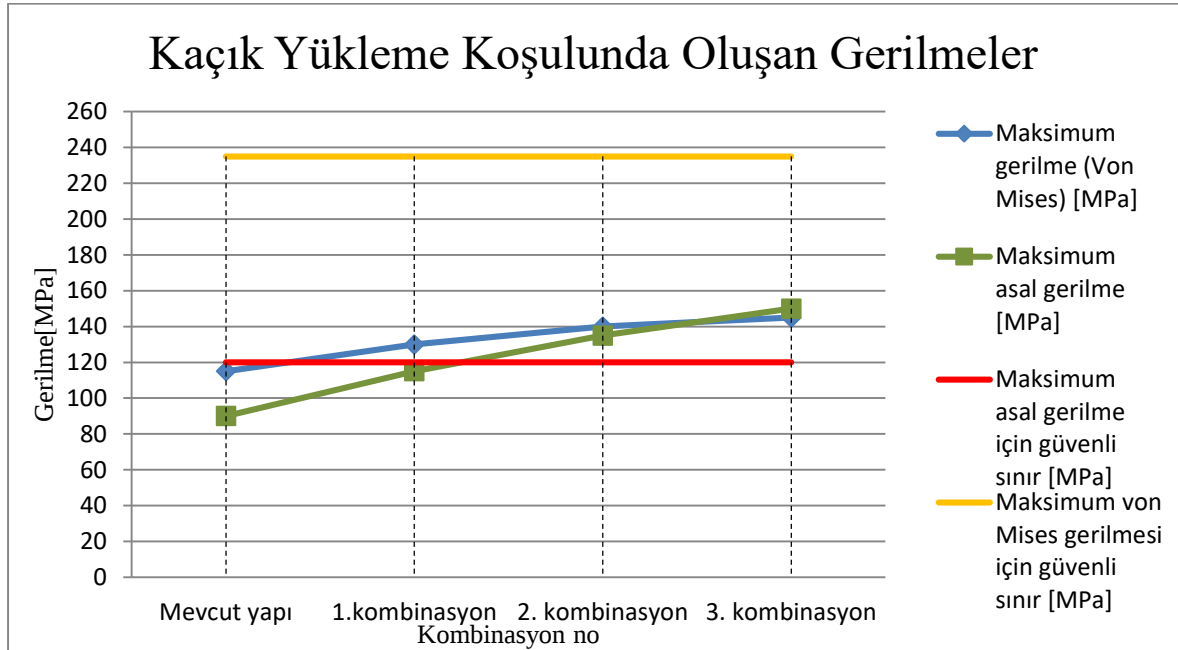
		Mevcut yapı	1.kombinasyon	2. kombinasyon	3. kombinasyon
Simetrik yükleme	Maksimum gerilme (Von Mises) [MPa]	115	120	130	145
	Maksimum asal gerilme [MPa]	80	100	125	135
	Maksimum deplasman [mm]	6.61	7.54	8.24	8.48
Kaçık yükleme	Maksimum gerilme (Von Mises) [MPa]	115	130	140	145
	Maksimum asal gerilme [MPa]	90	115	135	150
	Maksimum deplasman [mm]	6.81	7.78	8.51	8.75

Ayrıca Şekil 4.3 ve Şekil 4.4'te sırasıyla simetrik ve kaçık yükleme durumlarında kombinasyonlara göre yüklerin dağılımı güvenli çalışma limitleriyle birlikte gösterilmiştir.

Şekil 4.3. Simetrik yükleme altında kombinasyonlara göre yüklerin dağılımı

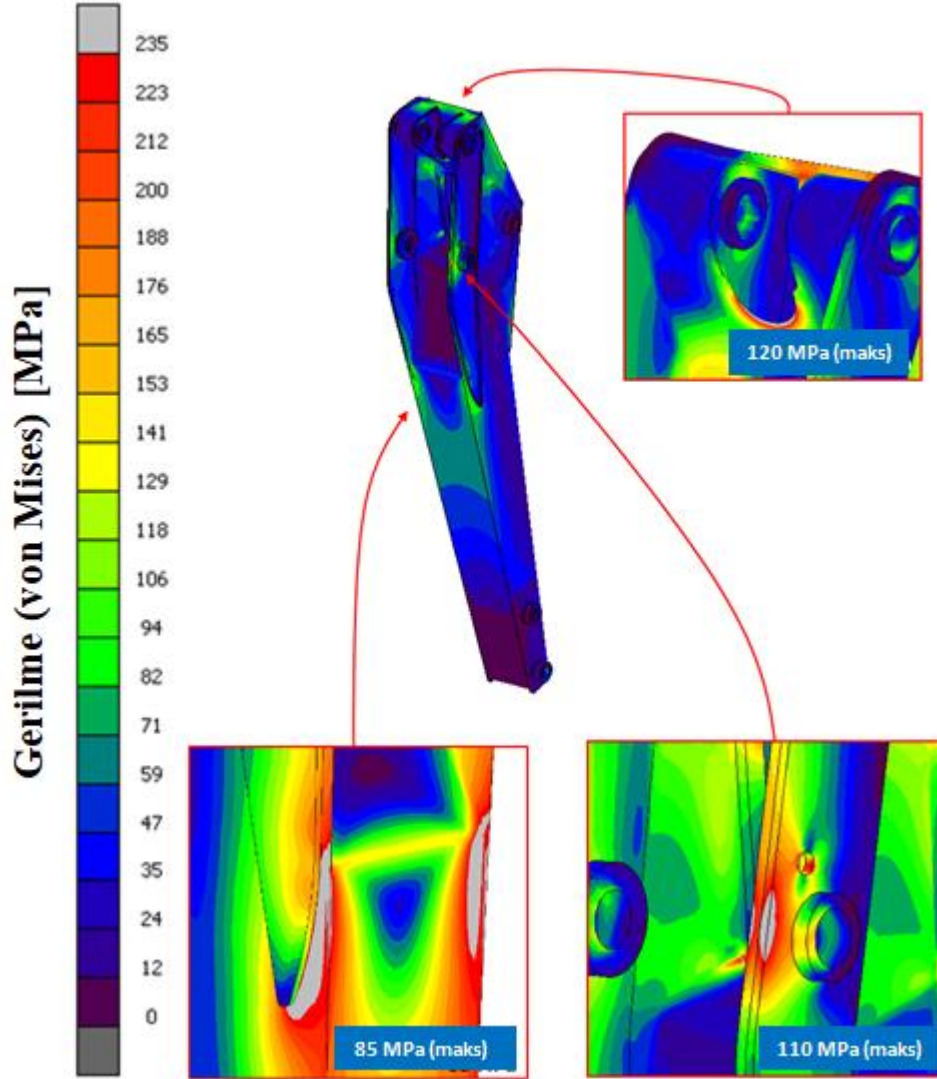


Şekil 4.4. Kaçık yükleme altında kombinasyonlara göre yüklerin dağılımı

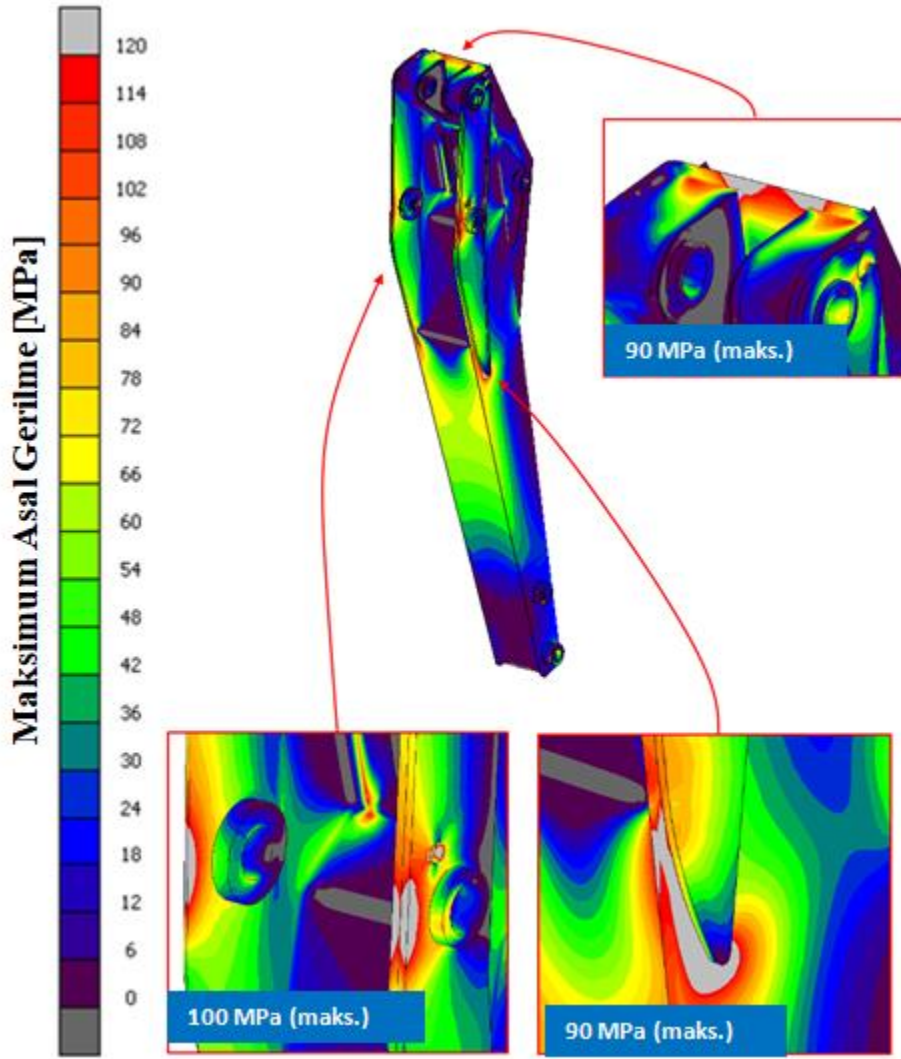


Grafiklerde belirtilmiş olan veriler değerlendirilirken güvenlik katsayısı mevcut tasarım üzerinde yapılan analizde olduğu gibi 1.5 olarak alınmıştır. Bu durumda ikinci ve üçüncü kombinasyonda oluşan maksimum asal gerilmelerin güvenli kabul edilen değerlerin üstünde olduğu görülmektedir. Birinci kombinasyonda elde edilen değerler ise maksimum güvenli

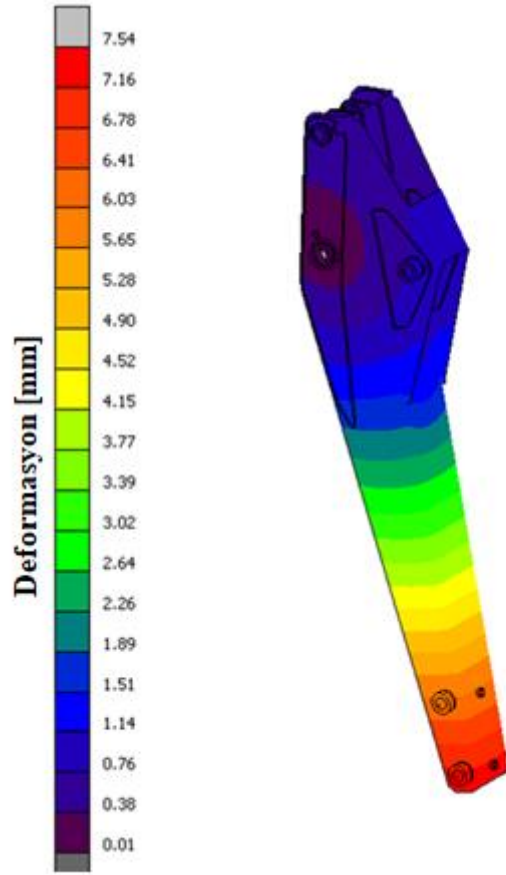
gerilme ve deplasman değerlerine yakın olmakla beraber güvenli kabul edilen değerleri aşmamaktadır. Birinci kombinasyon üzerinde simetrik yükleme ve kaçık yükleme senaryolarında yapılan mukavemet analizi sonucunda elde edilen gerilme ve deplasman değerleri Resim 4.9, Resim 4.10, Resim 4.11, Resim 4.12 , Resim 4.13 ve Resim 4.14’da gösterilmiştir.



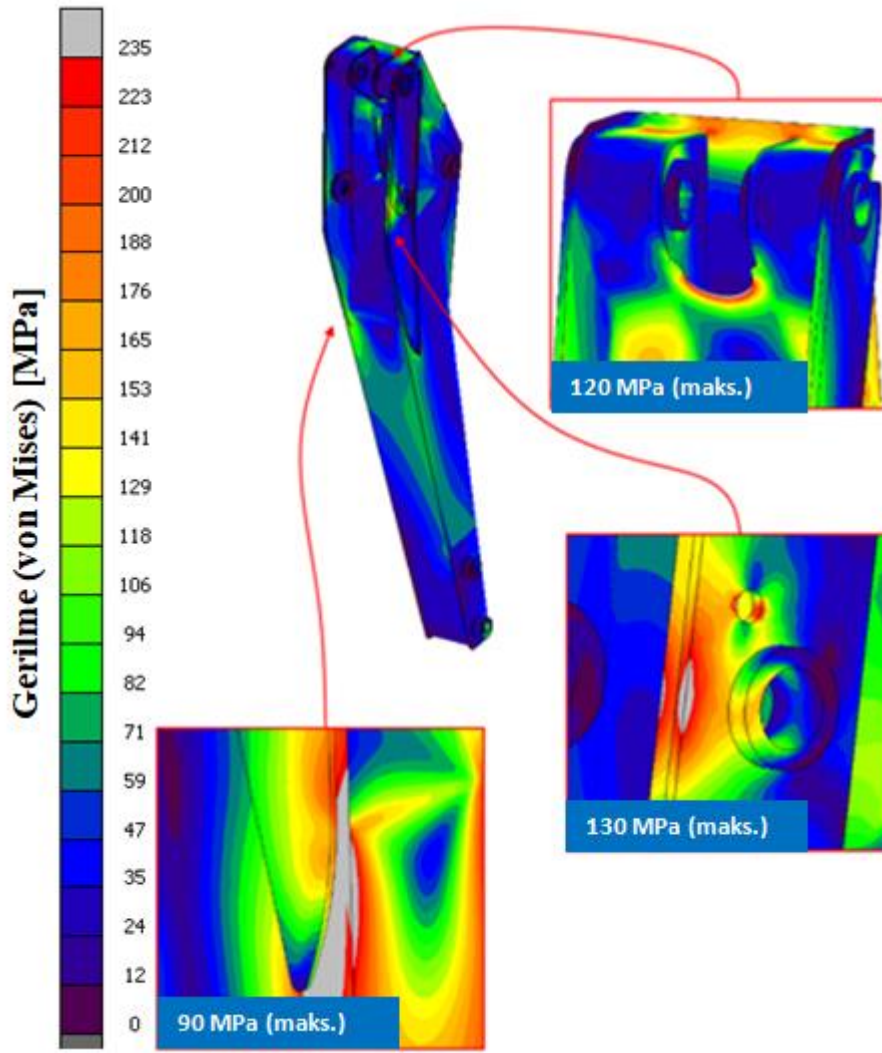
Resim 4.9. 1. Kombinasyon simetrik yükleme altında Von Mises gerilmeleri



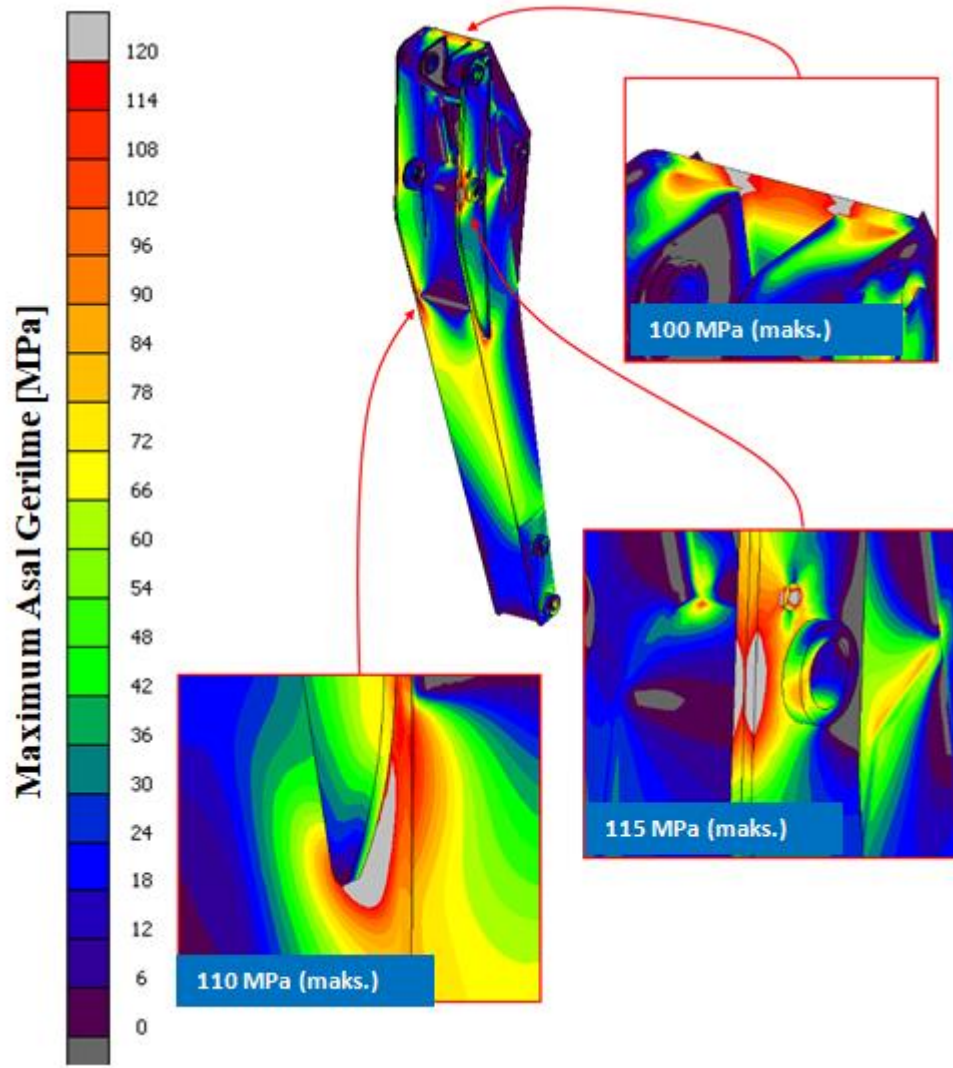
Resim 4.10. 1. Kombinasyon simetrik yükleme altında maksimum asal gerilmeler



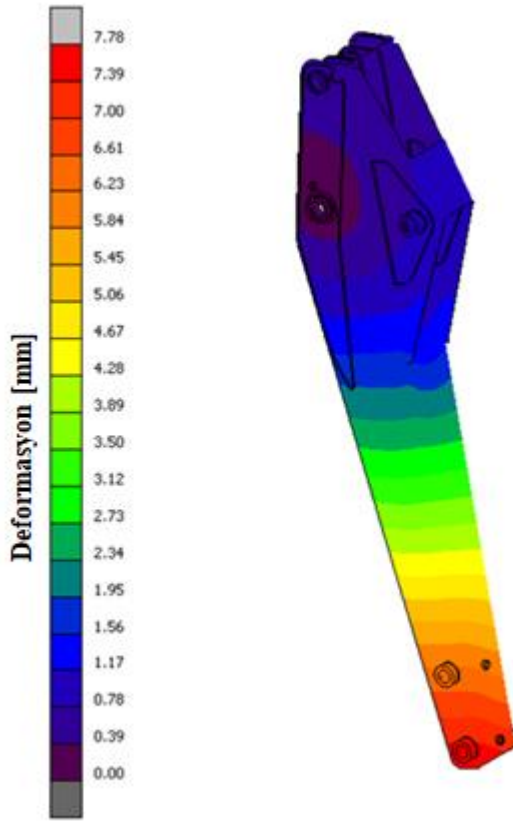
Resim 4.11. 1. Kombinasyon simetrik yükleme altında görülen deplasman değerleri



Resim 4.12. 1. Kombinasyon kaçık yükleme altında Von Mises gerilmeleri



Resim 4.13. 1. Kombinasyon kaçık yükleme altında maksimum asal gerilmeleri



Resim 4.14. 1. Kombinasyonda kaçık yükleme altında görülen deplasman değerleri

Mukavemet analizlerinin sonuçları doğrultusunda birinci kombinasyondaki sac kalınlıkları optimum ve uygulanabilir olarak değerlendirilmiştir ve tasarım bu doğrultuda revize edilmiştir. Revize edilen yeni tasarımda kazıcı koldaki sac parçaların kalınlıklarının optimum seviyede azaltılması neticesinde yapı daha hafif bir hale gelmiştir.

Çizelge 4.4. Kazıcı kol ağırlık karşılaştırması

		Parça ağırlıkları (kg)		
Parça no	Adet	Mevcut tasarım	Yeni tasarım	Ağırlık farkı (kg)
1	2	5,2	4,1	2,2
2	1	45,3	33,9	11,4
3	1	110,8	83,1	27,7
4	1	21,7	18,1	3,6
5	2	13,8	11,5	4,6
			Toplam ağırlık farkı (kg)	49,5

Çizelge 4.4'te de görüldüğü üzere optimizasyon süreci sonrasında kazıcı kolda toplamda 49,5 kilogramlık bir hafifletme sağlanmıştır. Bu miktar, kazıcı kolun toplam ağırlığı baz alındığında yaklaşık %20 oranında bir hafifleme anlamına gelmektedir. Ağırlıktaki bu azalma, makinenin yakıt sarfiyatına da azalma olarak yansımaktadır ve bu sayede makinenin yakıt tüketimi açısından verimliliği artmış olacaktır.

5. YENİ HİDROLİK KAZICI KOL SİLİNDİRİ TASARIMI

Kazıcı kolun hafiflemesi aynı zamanda, hidrolik kol silindirinin kazıcı kolu kaldırması için ihtiyaç duyulan gücün de azalması anlamına gelmektedir. Bu durum, kol silindirin mil çapıyla piston çapı arasındaki farkın azaltılmasına ve böylece daha hızlı hareket edebilen bir silindirin tasarlanabilmesine imkan sağlamaktadır. Daha hızlı hareket edebilen bir kol silindiri ile makinenin kazıcı grubuyla yapılan operasyonlar daha kısa sürede tamamlanacaktır ve bu da makinenin çalışma verimini olumlu etkileyecektir. Hidrolik bir silindirden elde edilebilecek kuvvet Eş. 5.1’de ifade edildiği gibi hesaplanır [29].

$$F_A = \frac{p_s \times \pi \times (D_2^2 - D_1^2)}{4} \quad (5.1)$$

Burada F_A değeri kazıcı kol silindirinin kapanırken ürettiği kuvveti, p_s değeri silindirin bar cinsinden çalışma basıncını, D_1 milimetre cinsinden silindir mil çapını, D_2 ise milimetre cinsinden silindir piston çapını ifade etmektedir. Mevcut tasarımda D_1 değeri 60 mm, D_2 değeri ise 100 milimetredir ve silindir çalışma basıncı 227 bardır. Bu değerler Denklem 3’te yerlerine yazıldığında silindir kapanırken, yani kazıcı kolu kaldırırken üreteceği kuvvet 114.1 kN olarak hesaplanmaktadır. Kazıcı kol silindirinden elde edilecek olan bu kuvvetin kazıcı kol, kova silindiri, kova bağlantı sacları ve yüklü kovanın oluşturacağı toplam yük ve moment için yeterli olması gerekmektedir. Kazıcı koldaki 49.5 kilogramlık hafifleme, söz konusu toplam yükün de %8 oranında azalmasına neden olmaktadır. Bu durumda optimize edilmiş kazıcı kolun kullanılması halinde kazıcı silindirin kapanırken 104.9 kN’luk bir kuvvet üretmesi yeterli olacaktır. Silindir borusu ve mil ham malzemelerinin çap ölçüleri genellikle beşin katları olarak satıldığından, üretim maliyeti ve kolaylığı açısından tasarım aşamasında da silindir borusu ve silindir mili çaplarının beşin katları olmasına özen gösterilir. Bu durum da göz önünde bulundurularak, hafifletilmiş kazıcı kol kullanıldığında kol silindirinin D_1 ve D_2 çapları 55 ve 95 mm ölçülerinde olabilir. Bu ölçülerdeki bir silindirin kazıcı kolu kaldırırken üreteceği kuvvet Denklem 3’e göre 106.9 kN’dur ve bu kuvvet kazıcı mekanizmasının aynı şartlarda çalışması için yeterli olacaktır. Kazıcı kol silindirinin kapanırken hareket hızı Eş. 5.2’de göre hesaplanır [29].

$$V_k = Q \times \frac{4}{\pi \times (D_2^2 - D_1^2)} \quad (5.2)$$

Burada V_k ifadesi mm/s cinsinden silindir hızını, Q ifadesi ise l/dk cinsinden debiyi temsil etmektedir. Aynı şekilde kazıcı kol silindirinin açılırken hareket hızı da Eş. 5.3'te belirtildiği gibi hesaplanmaktadır [29].

$$V_a = Q \times \frac{4}{\pi \times D_2^2} \quad (5.3)$$

Burada V_a ifadesi mm/s cinsinden silindir hızı anlamına gelmektedir. Bu denklemlerden de anlaşılacağı üzere debi sabit kaldığı sürece silindir çap değerleri azaldıkça silindir hızı artacaktır. Silindirin açılma veya kapanma süresini belirlemek için de Eş. 5.4'te ve Eş. 5.5'te belirtildiği üzere silindirin strok değerini hıza bölmek yeterli olacaktır.

$$T_k = \frac{S}{V_k} \quad (5.4)$$

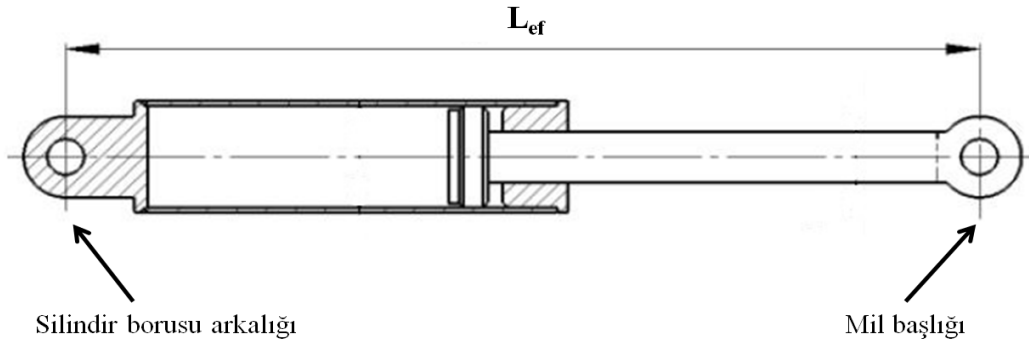
Burada T_k ifadesi saniye cinsinden silindirin kapanma süresini, S ifadesi ise silindirin strok mesafesini belirtmektedir.

$$T_a = \frac{S}{V_a} \quad (5.5)$$

Burada T_a ifadesi saniye cinsinden silindirin açılma süresini belirtmektedir. Sistemden kazıcı kol silindirine aktarılan debi değeri 163 l/dk'dır ve silindir strok mesafesi ise 820 milimetredir. Mevcut kazıcı kol silindirinin çap değerlerini debi değeriyle birlikte Denklem 4, Denklem 5, Denklem 6 ve Denklem 7'de yerlerine yerleştirdiğimizde silindirin açılma hızı 2.37 saniye, kapanma hızı 1.52 saniye olarak hesaplanmaktadır. D_1 ve D_2 çapları 55 ve 95 milimetre ölçülerine düşürüldüğünde ise silindir açılma süresi 2.13 saniyeye, kapanma hızı ise 1.42 saniyeye düşmektedir. Böylece açılma ve kapanma hareketinin toplamında %9'luk bir hızlanma sağlanmış olacaktır.

Silindirlerde burkulma mukavemeti veya diğer bir adıyla flambaj dayanımı, hidrolik silindirler için en önemli gereksinimlerden biridir. 1744'te Leonhard Euler tarafından tanımlanan yapıların elastik kararsızlığı olarak burkulma denklemi, mühendislik uygulamalarında hala yaygın olarak kullanılmaktadır [30]. Bir hidrolik silindirde, silindir mili en ağır bileşendir ve silindirin toplam ağırlığının yaklaşık %40'ını oluşturur. Silindir

mili genellikle burkulma yüküne dayanabilen çelik malzemeden yapılır. Burkulma, basınç yükünün biraz artması durumunda kritik bir değerde meydana gelen yanal yönde ani, büyük ve kararsız bir sehimdir. Bir hidrolik silindirin piston kolundaki bu burkulmaya, hidrostatik basınç ve piston çubuğunun yük taşıma kapasitesini azaltan dış kuvvetlerin kombinasyonu neden olur. Silindir mili büküldüğünde çöker ve doğrusallığı bozulur. Bu durum ciddi kazalara ve arızalara neden olabilir. Bu nedenle burkulma direnci, piston kolu için büyük bir tehlikedir ve bu tür arızalara karşı korunması gerekir ve tasarımcılar, hidrolik silindirlerin tasarımında ve geliştirilmesinde bu tür arızalara karşı önlem almalıdır [31]. Literatürde, otomotiv sektöründe kullanılmakta olan ve uzunluğu kesit alanından çok daha fazla olan hidrolik silindir, rot, mil gibi silindirik parçaların burkulma davranışlarını belirleyebilmek için genellikle Euler ve Johnson formülleri kullanılmaktadır [30]. Bu formülleri hidrolik silindirlere uyarlayabilmek için öncelikle silindirin burkulma uzunluğunu (L_{ef}) belirlemek gerekir. Burkulma uzunluğu silindirin bağlantı şekline bağlı olan bir değerdir. Bu çalışmada kullanılan kazıcı kol silindirinde olduğu gibi sadece mil başlığı ve silindir borusu arkalığında bağlantıları bulunan bir hidrolik silindir için burkulma uzunluğu silindir tam açık konumdayken boyuna, yani Şekil 5.1’de de belirtildiği gibi silindirin mil başlığı merkezinden silindir borusu arkalığı merkezine olan mesafeye eşittir [32].



Şekil 5.1. Silindir burkulma boyu

Silindir burkulma mukavemeti için kullanılan Euler denklemi Eş. 5.6’da belirtildiği gibidir.

$$\frac{P_{cr}}{A_{mil}} = \frac{C\pi^2 E}{\left(\frac{L_{ef}}{K}\right)^2} \quad (5.6)$$

Eş. 5.6'da P_{cr} ifadesi MPa cinsinden kritik burkulma yükünü, A ifadesi mm^2 cinsinden silindir milinin kesit alanını, E ifadesi silindir mili malzemesinin N/mm^2 cinsinden elastisite modülünü belirtmektedir. C ifadesi yapının geometrisiyle ilgili bir katsayı olup hidrolik silindir, rot gibi malzemelerde bu katsayı 1 olarak alınmaktadır. K ifadesi ise mm cinsinden atalet yarıçapını belirtmektedir ve Eş. 5.7'deki gibi hesaplanır.

$$K = \sqrt{(r_{mil}^2/2) + (L_{ef}^2/2)} \quad (5.7)$$

Eş. 5.7'de r_{mil} ifadesi mm cinsinden mil yarıçapını belirtmektedir. Alternatif silindir tasarımında r_{mil} değeri 27,5 mm, L_{ef} değeri ise mevcut silindirde de olduğu gibi 2045 mm'dir. Bu değerler Denklem 9'da yerlerine konulduğunda K değeri 1446,16 mm olarak bulunmaktadır. Silindir burkulma mukavemeti hesaplamalarında belirlenmesi gereken karakteristik faktörlerden biri de incelik oranıdır ve λ ile gösterilir. Silindir milinin tasarımda ön görülen yarıçapına göre hesaplanan oran gerçek incelik oranı ($\lambda_{gerçek}$), mil malzemesinin akma mukavemetine göre hesaplanan oran ise kritik incelik oranıdır (λ_{kritik}). $\lambda_{gerçek}$ değeri Eş. 5.8'de belirtildiği gibi, λ_{kritik} değeri ise Eş. 5.9'da belirtildiği gibi hesaplanır.

$$\lambda_{gerçek} = \frac{L_{ef}}{K} \quad (5.8)$$

$$\lambda_{kritik} = \frac{\sqrt{(2\pi^2 CE)/\sigma_{20MnV6}}}{\sigma_{20MnV6}} \quad (5.9)$$

Eş. 5.9'da σ_{20MnV6} terimi 20MnV6 malzemesinin MPa cinsinden akma mukavemetini temsil etmektedir ve değeri 450 MPa'dır. Mevcut silindirde olduğu gibi alternatif silindirin milinde de 20MnV6 malzemesi kullanılmıştır. E değeri ise 210000 MPa olarak alınmıştır. Gerekli değerler Eş. 5.8 ve Eş. 5.9'da yerlerine konulduğunda $\lambda_{gerçek}$ oranı 1,41; λ_{kritik} oranı ise 54.15 olarak bulunur. $\lambda_{gerçek}$ ve λ_{kritik} değerleri söz konusu silindirin burkulma hesabında Euler formülünün mü yoksa Johnson formülünün mü kullanılması gerektiği konusunda tercihi yönlendirecek olan faktörlerdir. λ_{kritik} değerinin $\lambda_{gerçek}$ değerinden büyük olması durumunda genellikle Johnson formülü kullanılmaktadır. Alternatif silindir tasarımında da $\lambda_{kritik} > \lambda_{gerçek}$ olduğundan silindir burkulma mukavemeti hesabı için Johnson formülünün kullanılması uygun görülmüştür. Johnson formülü Eş. 5.10'da belirtildiği gibidir [30].

$$F_{kritik,Johnson} = \left[\sigma_{20MnV6} - \frac{\left(\frac{\sigma_{20MnV6} L_{ef}}{2\pi K} \right)^2}{CE} \right] A_{mil} \quad (5.10)$$

Eş. 5.10'da $F_{kritik,Johnson}$ ifadesi N cinsinden Johnson formülüne göre kritik burkulma yükünü ifade etmektedir. Alternatif silindir tasarımına ait değerler Eş. 5.10'da yerlerine konulduğunda $F_{kritik,Johnson}=1069003$ N, yani 1069 kN olarak bulunmaktadır. Güvenlik katsayısı (s), mevcut silindir tasarımında da olduğu gibi 3 olarak alınmıştır. Bu durumda güvenli olarak uygulanabilecek maksimum burkulma kuvveti (F_{uygun}) Eş. 5.11'de olduğu gibi hesaplanır ve 356,3 kN olarak bulunur.

$$F_{uygun} = \frac{F_{kritik}}{s} \quad (5.11)$$

Silindirin burkulma mukavemeti açısından uygun olarak kabul edilebilmesi için F_{uygun} kuvvetinin silindirin üretebileceği maksimum kuvvetten küçük olmaması gerekmektedir. Silindirin üretebileceği maksimum kuvvet ise silindir açılırken piston tarafında üretilen kuvvettir (F_{piston}) ve N cinsinden Eş 5.12'de belirtildiği gibi hesaplanmaktadır.

$$F_{piston} = pA_{piston} \quad (5.12)$$

Eş 5.12'de A_{piston} terimi mm^2 cinsinden piston kesit alanını ifade eder ve alternatif silindir tasarımında piston çapı 95 mm olduğundan A_{piston} değeri $7697,7$ mm^2 'dir. Bu durumda F_{piston} kuvveti de 160,9 kN olarak bulunur. $F_{uygun} > F_{piston}$ olduğundan söz konusu alternatif tasarım burkulma mukavemeti açısından uygundur. Bu boyutlara göre alternatif kazıcı kol silindirinin ağırlığı 70 kg olacaktır. Mevcut kazıcı kol silindiri ise 78 kg ağırlığa sahiptir. Yani alternatif silindir çalışmasıyla mevcut kazıcı silindirinden %11 oranında daha hafif bir silindir tasarımı elde edilmiştir.

Silindirde değişikliğe gidilmemesi durumunda ise yine kazıcı koldaki hafifleme sayesinde, kazıcı kola takılacak olan daha ağır ataşmanlarla çalışmak mümkün olacaktır.

Optimize edilmiş kazıcı kol yapısının kullanılması daha düşük mil çapı ve piston çapına sahip bir silindirin kullanılabilmesine imkan sağlayacaktır. Bu durumda hem kazıcı kolda

kullanılacak olan daha düşük kalınlıktaki malzemeler, hem de silindir üretiminde kullanılacak olan daha düşük çaptaki malzemeler sayesinde hem kazıcı kol hem de silindir üzerinden maliyet tasarrufu sağlanmış olacaktır.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada bir kazıcı yükleyici makinenin kazıcı kolu üzerinde yapısal optimizasyon yapılarak kazıcı kolun ağırlığı azaltılmıştır ve kazıcı kolun ağırlığındaki bu azalmanın makine üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Öncelikle çalışma şartlarında kazıcı kola etkileyecek olan kritik senaryolar ve yükler belirlenmiştir. Bu yükler göz önünde bulundurularak mevcut kazıcı kol tasarımı üzerinde yapısal mukavemet analizleri yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen sonuçlar yorumlanarak yapısal optimizasyon sürecinin nasıl uygulanacağına karar verilmiştir. Kazıcı kol üzerinde düşük gerilim dağılımı gösteren bölgeler saptanarak hangi parçaların yapısal optimizasyona elverişli olduğuna karar verilmiştir. Mevcut tasarımdaki gerilim dağılımına göre saptanan parçaların farklı kalınlıklarda olduğu kombinasyonlarla üç farklı alternatif tasarım oluşturulmuştur ve her bir tasarımda mukavemet analizi yapılmıştır. Yapılan analizlerin sonuçlarına göre optimum tasarım belirlenmiştir.

Sonrasında optimum tasarımın ağırlığı hesaplanmıştır ve mevcut tasarımla karşılaştırılmıştır. Optimize edilen kazıcı kol tasarımının mevcut tasarımdan daha hafif olması, kazıcı kol silindirinin kazıcı kolu kaldırması için ihtiyaç duyulan minimum kuvvetin de azalmasını sağlamıştır. Bu sayede daha düşük piston çapına ve mil çapına sahip, daha hızlı hareket edebilen bir silindirin kullanımı mümkün hale gelmiştir. Optimize edilmiş kazıcı kolla kullanılmak üzere alternatif bir kazıcı kol silindiri tasarımı yapılmıştır. Bu silindirin boyutlarının belirlenmesi ve alternatif tasarımın mukavemet açısından uygunluğuna karar verilmesi için, tasarım aşamasında silindirin kazıcı kolu kaldırabilmesi için gereken maksimum kuvvet ve silindir burkulma mukavemeti hesaplanmıştır. Alternatif kazıcı kol silindirinin hareket hızı da hesaplanmıştır ve mevcut silindirle karşılaştırılarak hız farkı belirlenmiştir.

Kazıcı kolu oluşturan parçaların kalınlığının azaltılması ve kazıcı silindirin çap ölçülerinin düşürülmesi, bu parçaların maliyetlerinin de azalmasını sağlamıştır.

Optimize edilmiş kazıcı kolda mevcut tasarıma kıyasla yaklaşık %20, alternatif kazıcı kol silindirinde ise mevcut silindire kıyasla %11 hafifleme sağlanarak kazıcı grubu toplamda

yaklaşık 58 kg hafıflemiştir. Ayrıca alternatif silindir sayesinde kazıcı kol mevcut tasarıma kıyasla %9 daha hızlı hareket edebilmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen kazıcı kol ve kazıcı kol silindiri tasarımlarının mevcut tasarımlardan daha hafif olması, makinenin yakıt tüketimini düşürecektir. Aynı zamanda yine söz konusu çalışmalar sayesinde kazıcı kol mevcuda göre daha hızlı hareket edebilme kabiliyetine sahip olduğu için makinenin çalışma veriminde artış olacaktır.

Bu çalışma aynı zamanda tasarım aşamasında uygulanan optimizasyon sürecinin hem parçanın hem de makinenin maliyeti ve performansı gibi kilit faktörleri nasıl etkilediğini göstermektedir. Bu çalışma kapsamında yapılan analiz, optimizasyon ve silindir tasarımı süreçleri endüstrideki diğer birçok iş makinesine de uygulanabilir niteliktedir.

Bu çalışmadan yola çıkılarak kazıcı yükleyici, yükleyici ve ekskavatör gibi iş makinesi sektöründe yaygın olarak kullanılan makinelerin kazıcı kol dışında kazıcı bom, yükleyici kol gibi hidrolik silindirlerle hareket ettirilen yapısal mekanizma elemanlarına da benzer optimizasyon ve tasarım süreçleri uygulanabilir. Bu sayede makine genelinde maliyet daha fazla düşürülebilir ve makine verimi daha fazla artırılabilir. Yapısal optimizasyon ve mukavemet analizi süreçlerine ek olarak kritik mekanizma elemanları üzerinde yorulma analizleri uygulanabilir ve yorulma analizlerinden alınan sonuçlarla mekanizmaların kullanım ömürleri öngörülebilir. Babu ve Sreenivas'ın 2014'te yaptıkları bir çalışmada bir iş makinesinin kazıcı kolu üzerinde bilgisayar destekli paket program kullanılarak yorulma analizi yapılmıştır. Analiz sırasında kritik çalışma yükleri göz önünde bulundurulmuştur [33]. Patil ve Khodake'nin 2017 tarihli bir çalışmasında ise bir ekskavatör kovanı üzerinde yorulma analizi yapılmıştır ve kovanın kullanım ömrü hesaplanmıştır. Yorulma analizinde, kova üzerinde yapılan mukavemet analizlerinden elde edilen gerilme değerleri kullanılmıştır [34]. Ayrıca makineyi oluşturan mekanizma elemanlarından kova gibi fazla aşınmaya maruz kalmayacak olanlar için alüminyum gibi çeliğe kıyasla daha hafif malzemeler alternatif olarak düşünülebilir. Bu sayede de makine genelinde önemli miktarda hafifleme sağlanabilir.

KAYNAKLAR

1. Panchantham, S. K., Natarajan, P., and Kannan, S. (2014). Dynamics of industrial buyer behavior of loader backhoe. *Management Studies and Economic Systems*, 54(1398), 1-8.
2. Suryo, S. H. (2022). Static analysis of john deere 310g backhoe excavator structure using a finite element approach. *Journal of Positive School Psychology*, 6(3), 1400-1408.
3. Wang, Y., Pang, X., Chen, J., and Gu, X. (2015, 22-23 Kasım). *Structural optimization of backhoe hydraulic excavator working attachment based on tested dangerous conditions*. International Conference on Test, Measurement and Computational Methods'da sunuldu, Chiang Mai, 12-15.
4. İnternet: Palanaisamy, M. (2018). Construction equipments. *Adithya Institute of Technology*, 8. Web: https://www.researchgate.net/publication/323935554_Construction_Equipments Erişim tarihi: 23.11.2022.
5. Hidromek Ürün Kataloğu. (2022). Web: https://www.hidromek.com.tr/upload/dokumanlar/153202210642762_alpha_3a_katalog_tr.pdf Erişim Tarihi: 26.11.2022.
6. King, R. H. (1993). End effectors and attachments for buried waste excavation equipment. *OSTI Report*. Washington. 5-76.
7. Patel, B. P., Prajapati, J. M. (2012). Evaluation of bucket capacity, digging force calculations and static force analysis of mini hydraulic backhoe excavator. *Machine Design*, 4 (1), 59-66.
8. Hadi, S., Andika, R. M., and Chamid, K. (2018, 1 Ekim). *Design and analysis of trapezoidal bucket excavator for backhoe*. SHS Web of Conferences'da sunuldu, Semarang, 21-28.
9. Khan, F. M., Islam, M. S., and Hossain, M. Z. (2016). Design aspects of an excavator arm. *International Review of Mechanical Engineering*, 10(6), 437-442.
10. Solazzi, L. (2010). Design of aluminium boom and arm for an excavator. *Journal of Terramechanics*, 47(4), 201-207.
11. Tewari, S. K., Dubey, J., and Chauhan, P. S. (2020). Modelling, FEA & optimization of backhoe excavator attachment for max. machine life. *SSRG International Journal of Mechanical Engineering (SSRG-IJME)*, 7(2), 5-15.
12. Qureshi, J. H., and Sagar, M. (2012). The finite element analysis of boom of backhoe loader. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2, 1484-1487.
13. Poyraz, M. (2004). *Bir kamyon şasisinin yapısal optimizasyonu*. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
14. Göv, İ., Kütük, M. A. (2007, 3-7 Eylül). *Topoloji Optimizasyonunda Eleman Silme Metodunun Uygulanması*. XV. Ulusal Mekanik Kongresinde sunuldu, Isparta, 437-446.

15. Singh, A., Soni, V., and Singh, A. (2014). Structural analysis of ladder chassis for higher strength. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering*, 4(2), 253-259.
16. Patil, H., Kachave, S. (2013). Effects of web and flange thickness on bending stiffness of chassis. *International Journal of Advance Research in Science and Engineering (IJARSE)*, 2(7), 53-61.
17. Bennett, J., Botkin, M. (1984). Structural shape optimization with geometric description and adaptive mesh refinement. *American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*. 238(3), 458–464.
18. Chang, K. H., and Tang, P. S. (2001). Integration of design and manufacturing for structural shape optimization. *Advances in Engineering Software*, 32(7), 555-567.
19. Krog, L., Tucker, A., Rollema, G. (2011). *Application of topology, sizing and shape optimization methods to optimal design of aircraft components*. Altair UK HyperWorks Users Conference'da sunuldu, Londra, 152-196.
20. Cavazzuti, M., Splendi, L., D'Agostino, L., Torricelli, E., Costi, D., & Baldini, A. (2012, Nisan). *Structural optimization of automotive chassis: theory, set up, design*. Problemes inverses, Controle et Optimisation de Formes Conference'da sunuldu, Paris, 44-47.
21. Miller, R. K. (1989). Arc Welding. In *Industrial Robot Handbook*. (1. Baskı). Boston: Springer, 153-173.
22. Pattee, H. E. (1981). Technological advances in joining. *Metals And Ceramics Information Center*. Columbus, 121-205.
23. Kah, P., Shrestha, M., Hiltunen, E., and Martikainen, J. (2015). Robotic arc welding sensors and programming in industrial applications. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, 10(1), 1-16.
24. Bolmsjö, G., Olsson, M., and Cederberg, P. (2002). Robotic arc welding—trends and developments for higher autonomy. *Industrial Robot*, 29(2), 98-104.
25. Rao, S. S. (2019). *Engineering optimization: theory and practice*. (5. Baskı). Hoboken: John Wiley & Sons. 57-77.
26. International Organization for Standardization. (2006). *Earth-moving machinery – Hydraulic excavators and backhoe loaders – Methods of determining tool forces* (ISO Standard No. 6015:2006).
27. European Standard. (2019). *Hot rolled products of structural steels* (EN Standard No. 10025-2:2019).
28. European Standard. (2008). *Bright steel products – Technical delivery conditions – Part 2: Steels for general engineering purposes* (EN Standard No. 10277-2:2008).
29. Tsalagradas, D., Kaimenopoulos, K. (2018). *Hydraulic systems: analysis and design*. Lisans Tezi, Thessaly Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Volos.

30. Topaç, M. M., Karaca, M., Başdemir, A., ve Kuleli, B. (2019). Buckling safety assessment for the multi-axle steering linkage of an 8x8 special purpose vehicle. *Celal Bayar University Journal of Science*, 15(4), 321-327.
31. SP, P. K., and Lee, S. S. (2021). Design and experimental analyses of hybrid piston rods used in hydraulic cylinders under axial load. *Applied Sciences*, 11(18), 8552.
32. Narvydas, E. (2016). Buckling strength of hydraulic cylinders-engineering approach and finite element analysis. *Mechanics*, 22(6), 474-477.
33. Tapobrata, D., Padasalagi, Y., Khedkar, Y. (2017). Study of forces acting on excavator bucket while digging. *Journal of Applied Mechanical Engineering*, 6(5), 21-27.
34. Patil, V. A., and Khodake, M. R. (2017). Fatigue analysis and design optimization of excavator bucket. *REST Journal on Emerging trends in Modelling and Manufacturing*, 3(4), 82-86.



Gazili olmak ayrıcalıktır