

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

LASTİK TEKERLEKLİ YÜKLEYİCİLERİN
TAŞIYICI KOL TASARIMININ
İYİLEŞTİRİLMESİ

Ahmet Cihan ÇOLPAN
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

GEBZE
2007

**T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**LASTİK TEKERLEKLİ YÜKLEYİCİLERİN
TAŞIYICI KOL TASARIMININ
İYİLEŞTİRİLMESİ**

Ahmet Cihan ÇOLPAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI

Doç. Dr. Fehmi ERZİNCANLI

**GEBZE
2007**

 <p>GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ</p>	<p>YÜKSEK LİSANS JÜRİ ONAY FORMU</p>
--	---

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından/...../..... tarihinde tez savunma sınavı yapılan'ın tez çalışması Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE
(TEZ DANIŞMANI) :

ÜYE :

ÜYE :

ONAY

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI : Lastik Tekerlekli Yükleyicilerin Taşıyıcı Kol Tasarımının İyileştirilmesi

YAZAR ADI : Ahmet Cihan ÇOLPAN

Günümüzde her alanda inanılmaz hızla gelişmekte olan teknoloji, beraberinde insanlara modern ve rahat yaşam koşulları sunmaktadır. Artan nüfus nedeni ile bu yaşam koşullarının devam ettirilmesi amacı ile yeni yerleşim yerlerinin ve sanayi kuruluşlarının kurulması gerekmektedir. Bu yapılaşmanın önemli unsurlarından bir tanesi de iş makineleridir. Gelişen teknoloji ile beraber iş makineleri de hızlı bir değişim geçirmektedir. Günümüzde operatör konforunun düşünüldüğü, kullanıcı dostu, dayanıklı ve çevreye saygılı iş makineleri üretilmektedir. İş makineleri sektöründe artan rekabetten dolayı maliyet çok önemli bir parametre haline gelmiştir. Maliyeti azaltmak için imalat zamanı, işçilik ve malzeme gibi konularda araştırma geliştirme çalışmaları yapılmaktadır.

Bu çalışmada iş makinelerinin bir çeşidi olan “Lastik Tekerlekli Yükleyicinin” önemli parçalarından olan taşıyıcı kol incelenmiştir. Farklı taşıyıcı kol tasarımları birbirleri ile karşılaştırılmış, sonuç olarak geleneksel Z-bar taşıyıcı kol tasarımına göre avantajları olduğundan Volvo 110 E model lastik tekerlekli yükleyicinin TP taşıyıcı kolu tercih edilerek modellenmiştir. TP taşıyıcı kol Solidworks programından yararlanılarak modellenmiştir. Modellenen taşıyıcı kol için seçilen üç farklı malzeme için distorsiyon-enerji, maksimum kesme gerilmesi ve deplasman analizleri yapılmıştır. Analizler Ansys Workbench programında gerçekleştirilmiştir.

SUMMARY

THESIS TITLE : Improvement Of The Wheel Loader's Bell Cranks Design

AUTHOR NAME : Ahmet Cihan ÇOLPAN

Today, technology provides an incredible speed in every area and offers both modern and comfortable way of life to human beings. Because of the increasing population, new industrial facilities and new settlement places has to be constructed to sustain this way of life. One of the most important elements of this advancement is construction machines. Construction machines are having a rapid alteration with the improving technology. Today, comfortable, easy to operate, durable and environment friendly machines are being manufactured. Because of the competition in construction machines sector, cost research and development activities are being carried out in the topics of production time, labor costs, raw material.

In this study, linkage which is an important part of a kind of construction machine, namely of a wheel loader is examined. Different linkage designs were compared with each other and as a result of this comparison Volvo 110 E model wheel loader's TP linkage was preferred and designed because of its advantages against traditional Z-bar linkage design. The TP linkage was designed with the help of Solidworks program. Distortion- energy, maximum shear stress and displacement analysis were performed for three different material chosen for the modeled linkage. Analyses were performed via Ansys Workbench

TEŞEKKÜR

Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Mühendisliği yüksek lisans programında değerli bilgilerini bizlerle paylaşan bölüm öğretim üyelerine, tez konusunu araştırmamda değerli fikir ve tecrübeleri ile beni yönlendiren Tez Danışmanım Sayın Doç. Dr. Fehmi ERZİNCANLI' ya teşekkür ederim. Tasarım aşamasında bilgi ve deneyimlerini benimle paylaşan Sayın Doç. Dr. Ulf SELLGREN' e (İsveç Kraliyet Teknoloji Enstitüsü) teşekkür ederim. Analiz çalışmalarımda bilgisi ve desteğinden dolayı Sayın Şafak DURAK' a (İzocam Ticaret A.Ş. Tekiz Tesisi Vardiya Mühendisi) teşekkür ederim.

Ayrıca çalışmam esnasında bana verdikleri manevi destekten dolayı Sevgili Annem, Babam, Kardeşim ve Nişanlım Sibel' e teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
FOTOĞRAFLAR DİZİNİ	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. LASTİK TEKERLEKLİ YÜKLEYİCİ	3
2.1 Tarihçe	6
2.2 Lastik Tekerlekli Yükleyicilerin Sınıflandırılması	8
2.2.1 Kompakt Lastik Tekerlekli Yükleyiciler	8
2.2.2 Orta Tonajlı Lastik Tekerlekli Yükleyiciler	9
2.2.3 Yüksek Tonajlı Lastik Tekerlekli Yükleyiciler	10
2.2.4 Kazıcı Yükleyiciler	11
2.2.5 Teleskobik Kollu Lastik Tekerlekli Yükleyiciler	12
2.2.6 Mini Yükleyiciler	14
2.3 Lastik Tekerlekli Yükleyicilerin Çalışma prensibi	16
3. LİTERATÜR TARAMASI	18
3.1 Z-Bar Tasarımının Özellikleri	19
3.2 Paralel Link Kolu Tasarımının Özellikleri	20
3.3 Koparma Kuvvetinin Tanımlanması	23
3.4 Yüke Giriş Anında Oluşan Kuvvetlerin Hesaplanması	26
3.5 Z-Bar Ve Paralel Link Kolu Arasındaki Koparma Kuvveti Farkının Hesaplanması	30

3.6	Vibrasyon Sonucu Oluşan Deformasyonların Engellenmesi	38
3.7	Malzeme Yoğunlukları Ve Uygun Kova Seçimi	44
4.	TASARIM	47
4.1	Taşıyıcı Kol Seçimi	47
4.2	TP Taşıyıcı Kolun Modellenmesi	48
5.	ANALİZ	54
5.1	Analiz Koşulları	56
5.2	Analiz Çeşitleri	58
5.3	Meshing İşlemi	59
5.4	Malzeme	61
5.5	Sınır Koşulları	62
5.6	Ansys Workbench Analizleri	63
5.6.1	Maksimum Kesme Gerilmesi Analizleri	63
5.6.2	Distorsiyon Enerji Analizleri	66
5.6.3	Deplasman Analizleri	69
6.	DEĞERLENDİRME	73
7.	SONUÇ VE ÖNERİLER	78
	KAYNAKLAR	80
	ÖZGEÇMİŞ	83

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklama</u>
LHD	Yükle-taşı-boşalt
Z	Yüke giriş,
K_{ϕ}	İç sürtünme açısının tanjantı
b	Yüke giren kovanın ebatları
K_c	Malzeme sabiti
θ	Yatay eksene göre toprak yığınının açısı
β	Kesme Açısı
α	Kova ile yatay eksen arasındaki açı.
L	Kovanın yüke giren kısmının uzunluğu..
d	Giriş ile yığın yüzeyinin normali arasındaki mesafe.
δ	Kovanın alt ekseninin normali ile P kuvveti arasındaki açı
M	Yükün ağırlığı
L1	Kesme ağzının uzunluğu
Ca	Toprak ile kovanın yapışması (adhezyon)
C	İç kohezyon
Φ	Reaksiyon kuvveti (R) ile kesme ağzının normali arasındaki açı

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Şekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Lastik tekerlekli yükleyicilerin ana parçaları	5
3.1. Koparma kuvveti	24
3.2. Kaldırma kuvveti	24
3.3. Yüke giriş anındaki kuvvet dengesi	26
3.4. Yükleme sırasında oluşan kuvvet transferi	27
3.5. Kesme sırasında oluşan kuvvet dengesi	28
3.6. New Holland LB115 modeli	31
3.7. A parçası	31
3.8. B parçası	32
3.9. D parçası	32
3.10. E parçası	33
3.11. F parçası	33
3.12. C parçası	33
3.13. G parçası	34
3.14. Caterpillar 446D yükleyicisinin şematik görünüşü	35
3.15. Caterpillar 446D yükleyicisinin lastiklerinden izole hali	35
3.16. İzole parçanın serbest çizim diyagramı	36
3.17. Kovanın serbest çizim diyagramı	36
3.18. Z-Barın serbest çizim diyagramı	37
3.19. Yükleyicinin dinamik analiz için hazırlanmış analitik modeli	39
3.20. Kol silindirinde meydana gelen kuvvetler	40

3.21. Kol silindirinde meydana gelen kuvvetler	40
3.22. Dikey doğrultuda meydana gelen kuvvetler	41
3.23. Test sonuçları	42
3.24. Anahtar çalışma prensibi	43
3.25. Kova kapasitesi	46
4.1. Tel Kafes Model Görünümü	49
4.2. Yükleyicinin Önden Görünümü	50
4.3. Yükleyicinin Yandan Görünümü	50
4.4. Yükleyicinin Yandan Görünümü	51
4.5. Yükleyicinin Ön aksamı	51
4.6. Taşıyıcı Kolun Tel Kafes Modeli	52
4.7. Taşıyıcı Kolun Önden Görünümü	52
4.8. Taşıyıcı Kolun Yandan Görünümü	53
4.9. Taşıyıcı Kolun Üstten Görünümü	53
5.1. Çekme deneyi	55
5.2. Düşük karbonlu çeliklerin tipik çekme diyagramı	56
5.3. Kova toplama anında oluşan kuvvetlerin testi	57
5.4. Kova toplama sınır koşulunda oluşan kuvvetler	58
5.5. Taşıyıcı Kolun Meshlenmiş Görünümü	60
5.6. Sınır Koşulu Durumu	62
5.7. ST 52 Malzemedan imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi	63
5.8. DDK-60 Malzemedan imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi	64
5.9. Grade C Malzemedan imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi	65

5.10.	ST 52 Malzemededen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu distorsiyon-enerji analizi	66
5.11.	DDK-60 Malzemededen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu distorsiyon-enerji analizi	67
5.12.	Grade C Malzemededen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu distorsiyon-enerji analizi	68
5.13.	ST 52 Malzemededen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi	69
5.14.	DDK-60 Malzemededen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi	70
5.15.	Grade C Malzemededen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi	71
6.1	Yardımcı parçalar	77

FOTOĞRAFLAR DİZİNİ

<u>Fotoğraf</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Dünyanın en büyük lastik tekerlekli yükleyicisi	4
2.2. İlk lastik tekerlekli yükleyici	6
2.3. İlk lastik tekerlekli yükleyici	7
2.4. Tipik bir yüksek tonajlı lastik tekerlekli yükleyici	11
2.5. Tipik bir kazıcı yükleyici sabitleme durumunda	12
2.6. Tipik bir teleskobik kollu lastik tekerlekli yükleyici	13
2.7. Mini yükleyici boyutları	15
3.1. Z-bar tasarımına sahip yükleyici	19
3.2. Paralel kol tasarımına sahip yükleyici	21
3.3. Paralel kol tasarımında kabin içi görüş	22
3.4. Z-bar tasarımında kabin içi görüş	22
3.5. Caterpillar 446D modeli	30
3.6. Test düzeneği	39
3.7. Test ekipmanları	41
3.8. Sürüş kontrol sistemi	43
6.1. Mermer yüklü lastik tekerlekli yükleyici	74
6.2. Yük kaldırma açısı	75
6.3. Darbeye maruz kalmış taşıyıcı kol	75
6.4. Kırılmış taşıyıcı kol	76

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Lastik Tekerlekli Yükleyicinin Çalışma Prensibi Çizelgesi	17
2.2. Lastik Tekerlekli Yükleyicinin Hidrolik Şema Çizelgesi	17
3.1. Malzemelerin Kova Dolu Oran Çizelgesi	45
4.1. Marka Ve Modellere Göre Koparma Kuvvetleri Çizelgesi	48
5.1. Analiz Edilecek Malzemelerin Mekanik Özellikleri	61
5.2. Von Mises Gerilme Analizlerinin Sonuçları	72
5.3. Maksimum Kesme Gerilmesi Analizlerinin Sonuçları	72
5.4. Deplasman Analizlerinin Sonuçları	72

1. GİRİŞ

İş makinelerinin çağdaş, planlı, sağlıklı kentlerin oluşumunda, imar, inşaat ve sanayi işlerinde kullanımının yaygınlaşması ile insan yaşamının ayrılmaz bir parçası haline gelmiştir.

Değişik cins ve seviyelerde gevşek yada kazılmış malzemeyi veya palet-IBS gibi hazır malzemeleri bir yere yığmak veya yüklemek amacı için kullanılan iş makinelerine yükleyici denir.

Ataçmanlar vasıtası ile kırma, çakma, kaldırma, itme, çekme ve delme amacı içinde kullanılabilirler. Lastik tekerlekli olmaları sayesinde diğer iş makinelerine oranla hızlıdır. Paletli makineler gibi asfalt yollara zarar vermeyeceklerinden şehir içinde de kullanılırlar [Tmmob, 2003].

“Lastik tekerlekli yükleyici” kavramı, Mayıs 1954’te Bröderna Lundberg’in Mekaniska ve AB Bolinder-Munktell şirketlerinin ürettiği yükleyiciyle ortaya çıktı. Gerek şehir içi gerek ise şehir dışında pek çok iş kolunda kullanım imkanı olması yükleyicileri kısa sürede popüler hale getirmiş, makine parklarında geniş yer bulmalarını sağlamıştır [Volvo, 2006].

1970 li yılların ortalarında yetersiz kalan ülke piyasaları nedeni ile dış piyasalara yönelen sektör firmaları, uluslar arası rekabet ortamının güçlenmesini sağlamıştır. İrili ufaklı pek çok üreticinin rekabet koşullarına dayanamayıp iflas ettiği bu dönemden güçlenerek çıkan bazı firmalar şu an iş makineleri sektörüne yön veren firmalar olarak karşımıza çıkmaktadırlar.

1990 lı yılların başlarında uzak doğunun dev holdinglerinin ilgisini çeken piyasa bu holdinglerin piyasaya giriş yapmaları ile daha da hareketlenmiştir. Maliyet konusunda büyük bir rekabet başlamıştır.

2000 li yıllarda Çin firmalarının da uluslararası pazarda boy göstermeleri ile batılı üreticiler maliyetin yanında konfor, dayanım ve çevre öğelerini de ön plana çıkartmaya çalışmışlardır.

Ar-Ge faaliyetlerini sessiz, çevreye duyarlı, az yakıt tüketen ve konforlu makineler üretebilmek, aynı işi yapan daha hafif ve daha sağlam makineler tasarlamak üzerine yoğunlaştırmışlardır [Hyundai, 2005].

Z-bar, büyük tonajlı yükleyicilerde taşıyıcı kol tasarımının en önemli parçasıdır. Kovanın toplama ve devirme hareketleri Z-bar parçası vasıtası ile kontrol edilmektedir. Aynı zamanda çalışma sırasında taşınan yükün meydana getirdiği kuvvetlerden en fazla etkilenen parçaların başında gelmektedir. Bu nedenle Z-bar, bir lastik tekerlekli yükleyicinin dayanımının en önemli göstergesidir. Z-barda olabilecek bir kırılma veya deformasyon önemli işçilik ve zaman kaybına neden olmaktadır.

Bu tez çalışmasında lastik tekerlekli yükleyicinin z-bar parçası ile parçasının çalışma sırasında maruz kaldığı kuvvetlere dayanımı üzerine çalışmalar yapılacaktır. Farklı malzemelerden üretilen z-bar parçalarının değişik yükler altındaki dayanımlarının karşılaştırılması planlanmıştır.

2. LASTİK TEKERLEKLİ YÜKLEYİCİ

Lastik tekerlekli yükleyici; temelde bir çeşit traktör olup şasesine monte edilmiş taşıyıcı kol mekanizması, bu kol mekanizmasının hareket edebilmesini sağlayan hidrolik bir sistem ve kol mekanizmasının ucunda bulunan malzeme taşınmasına yarayan kova ve benzeri ataçmanlardan meydana gelir. Yükle taşı boşalt (LHD) türü makinelerin en genel kullanıma sahip olanı lastik tekerlekli yükleyicilerdir [Şantiyeci, 2006].

Değişik cins ve seviyelerde gevşek yada kazılmış malzemeyi veya palet-IBC gibi hazır malzemeleri bir yere yığmak veya yüklemek amacı için kullanılan iş makinelerine yükleyici denir.

Ataçmanlar vasıtası ile kırma, çakma, kaldırma, itme, çekme, küreme, delme amacı içinde kullanılabilirler. Değişebilen ataçmanı sayesinde farklı sektörlerde farklı rollerde çalışabilirler. Lastik tekerlekli olmaları sayesinde diğer iş makinelerine oranla daha hızlıdır. Paletli makineler gibi asfalt yollara zarar vermeyeceklerinden şehir içinde de kullanılırlar [Tmmob, 2003].

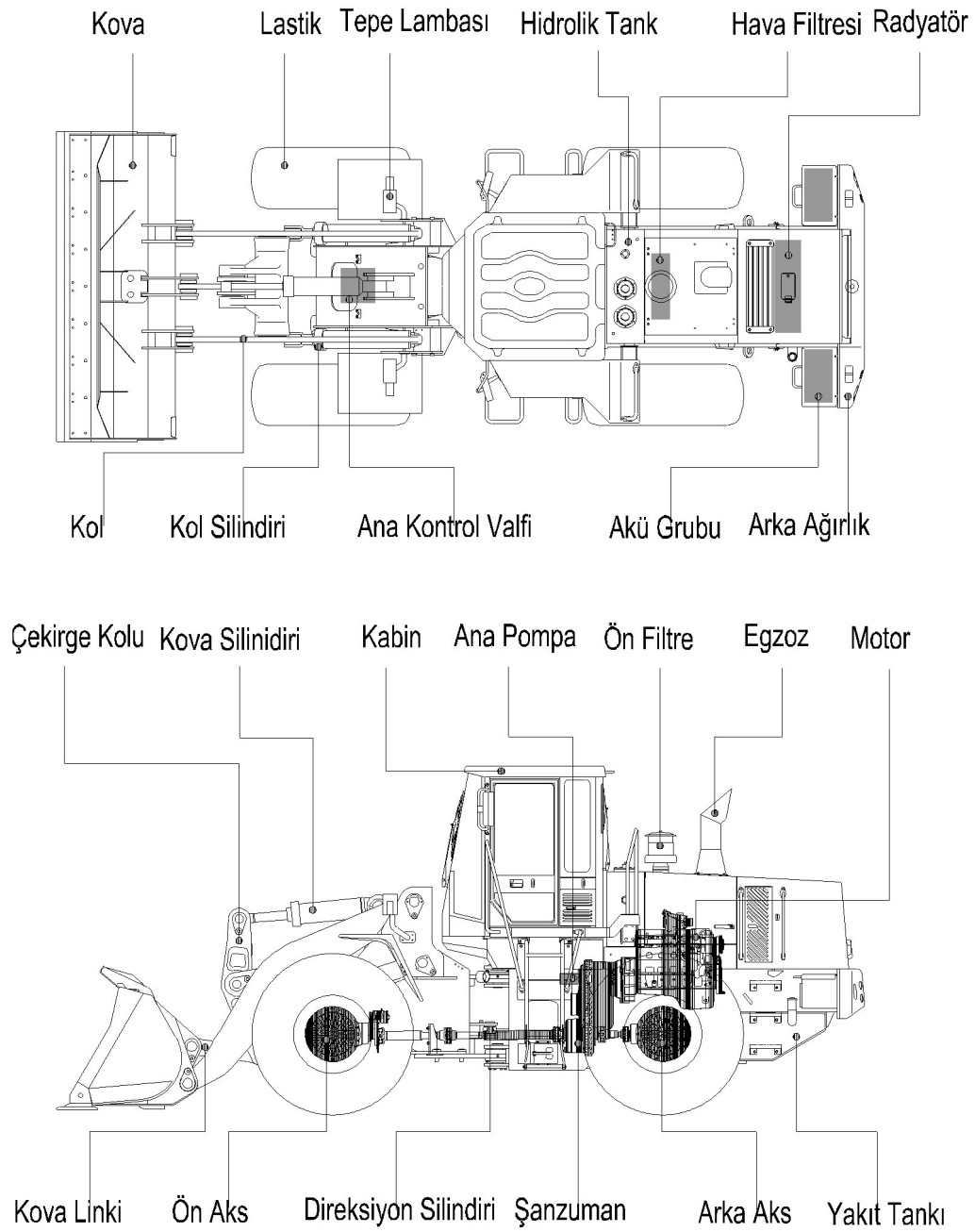
Şantiyelerde ana ekipman olarak kullanıldıkları durumlarla beraber, özellikle ekskavatör gibi yüksek kazma kabiliyetine sahip makineleri desteklemek amacı ile de kullanılabilirler

Lastik tekerlekli yükleyicilerin temel ataçmanları kovadır. Genellikle kova ile taşıyabilecekleri yük miktarına göre sınıflandırılırlar. 1 m³ ten 35 m³ e kadar değişen kova kapasitesine sahip yükleyiciler mevcuttur. Dünyanın şu an için en büyük yükleyicisi Norveç de bir bakır madeninde bulunmaktadır. 17 metre uzunluğunda 200 ton ağırlığında olup 1600 beygir gücünde özel yapım bir dizel motora sahiptir. Fotoğraf 2.1 de dünyanın en büyük tonajlı lastik tekerlekli yükleyici gösterilmektedir.



Fotoğraf 2.1. Dünyanın en büyük tonajlı lastik tekerlekli yükleyicisi

Şekil 2.1 de lastik tekerlekli yükleyicilerin temel parçaları gösterilmektedir. Lastik tekerlekli yükleyicilerde ağır parçaların neredeyse tamamı makinenin mümkün olan en arka kısmına yerleştirilir. Böylece lastik tekerlekli yükleyicinin kaldırma için gerekli yük dengesi sağlanmış olur. Makinenin ön kısmında sadece hidrolik sisteme dair parçalar bulunmaktadır.



Şekil 2.1. Lastik tekerlekli yükleyicinin ana parçaları [Hyundai, 2005]

2.1 Tarihçe

“Lastik tekerlekli yükleyici” kavramı, Mayıs 1954’te Bröderna Lundberg’in Mekaniska ve AB Bolinder-Munktell şirketlerinin ürettiği yükleyiciyle ortaya çıktı. Bu yükleyici, arka kısımdan yükleme yapan bir traktördü. 1 ton kaldırma kapasitesine sahipti. Yüklemenin büyük arka tekerlekler üzerinde yapılması sayesinde daha çok yük kaldırılabilirdi. Küçük tekerlekler kolay manevra kabiliyeti sağlıyordu. İlk lastik tekerlekli yükleyici olan H10, aynı zamanda ilk ataçman değiştirme sistemi ve eş zamanlı çalışan kaldırıcı silindirlere sahip araçtı. H10; 35 beygir güç elde edilen 3 silindirli direk enjeksiyonlu dizel bir motora ve 5 vitesli bir şanzımana sahipti. Çok beğenilen bu model, bugün de kullanılan yükleyicilerin atasıdır [Volvo, 2006].



Fotoğraf 2.2. İlk lastik tekerlekli yükleyici [Volvo, 2006]



Fotoğraf 2.3. İlk lastik tekerlekli yükleyici [Volvo, 2006]

1956 yılında Komatsu firması Japonya’ da ilk lastik tekerlekli yükleyiciyi üretmiştir. Amerika’da ise Case firması 1957 yılında ilk lastik tekerlekli yükleyiciyi üretmiştir. Böylece Avrupa, Uzakdoğu ve Amerika’da 3 farklı koldan lastik tekerlekli yükleyici geliştirilip üretilmeye başlanmıştır.

Farklı iş kollarında kullanılabilmelerini sağlamak amacı ile lastik tekerlekli yükleyici sabit veya değiştirilebilir ataçmanlara sahiptir. Yükleyiciler inşaat, ormancılık madencilik, atık gibi sektörlerde genel olarak yükleme işlerinde kullanılırlar. Lastik tekerlekli oluşları hızlı olmalarını ve yola zarar vermediklerinden dolayı yerleşim bölgelerinde de çalışabilme olanağı sağlamaktadır. Bu sayede lastik tekerlekli yükleyiciler her makine parkının olmazsa olmaz makineleri olarak yerlerini almışlardır.

Motor gücü ve tonaj seçenekleri hızla gelişen lastik tekerlekli yükleyicilerde özellikle 1970’ den sonra yeni geliştirilen kol tasarımlarının yanında güvenlik ve konfor öğelerine de önem verilmeye başlanmıştır. Ayrıca bu tarihten sonra özellikle orta ve büyük tonajlı makinelerin hareket kabiliyetlerini arttırmak amacı ile mono blok şase yerine 2 parçadan oluşan belden kırma şase kullanılmaya başlanmıştır.

1970 li yılların ortalarında yetersiz kalan iç piyasalar nedeni ile dış piyasalara yönelen sektör firmaları, uluslar arası rekabet ortamının güçlenmesini sağlamıştır. İrili ufaklı pek çok üreticinin rekabet koşullarına dayanamayıp iflas ettiği bu dönemden diğer firmaların olumlu yönlerini kendi tasarımlarına adapte ederek güçlenerek çıkan bazı firmalar şu an iş makineleri sektörüne yön firmalar olarak karşımıza çıkmaktadırlar. 1990 lı yılların başlarında uzak doğunun dev holdinglerinin ilgisini çeken piyasa bu holdinglerin piyasaya giriş yapmaları ile daha da hareketlenmiştir.

Ayrıca şehir içi kullanıma uygun olmaları gelişen çevre koruma düzenlemeleri, bazı kısıtlamaları dolayısıyla bazı gelişimleri de beraberinde getirmiştir. Egzoz emisyon değerlerinin düşürülmesi amacı ile yüksek kaliteli yakıt kullanan Tier 2 ve Tier 3 motorlu modeller kullanılmaya başlanmış, oluşan gürültünün azaltılması amacı ile motor kabinleri izole edilmiştir.

Son yıllarda özellikle artan petrol fiyatları ve Çin firmalarının sektöre girişi ile yakıt tüketimi, maliyet ve dayanım konusunda önemli çalışmalar yapılmaktadır.

2.2 Lastik Tekerlekli Yükleyicilerin Sınıflandırılması

2.2.1 Kompakt Lastik Tekerlekli Yükleyiciler

Kompakt lastik tekerlekli yükleyiciler lastik tekerlekli yükleyicilerin tüm temel özelliklerini bünyelerinde barındırırlar. Genellikle küçük şantiyelerde, geri dönüşüm sektöründe ve basit yükleme boşaltma işlerinde kullanılırlar. Kompakt lastik tekerlekli yükleyiciler daha yüksek tonajlı yükleyicilere oranla daha fazla hassasiyet gerektiren ortamlarda çalıştıklarından dolayı operatörün görüş açısı ve hareket kabiliyeti bu tip yükleyicilerde öncelikli öneme sahiptirler.

Kompakt lastik tekerlekli yükleyicilerde daha yüksek tonajlı lastik tekerlekli yükleyiciler gibi yapacakları işin özelliğine göre paralel link veya z-bar bulunmaktadır. Yüksek koparma gücü istenilen yerlerde genellikle z-bar taşıyıcı kol

tasarımlı makineler kullanılırken ataçman kullanımının birinci önceliğe sahip olduğu durumlarda paralel link kollarının kullanılması daha uygundur.

Kompakt lastik tekerlekli yükleyiciler, mini yükleyicilere ve Teleskobik kollu yükleyicilere oranla daha kolay kullanıma sahiptirler. Lastik tekerlekli yükleyiciler otomobil veya kamyonu benzer kontrole sahip olduklarından operatör deneyimli olmasa bile birkaç dakika içinde kontrolleri öğrenerek çalışmaya başlayabilirler [Mustang, 2005].

Ataçman seçeneklerinin çokluğu Kompakt lastik tekerlekli yükleyicilerin bir başka özelliğidir. Operatörün yerinden kalkmadan ataçman değiştirmesine olanak sağlayan quick coupler teknolojisinin lastik tekerlekli yükleyicilere entegre olması ile birlikte ataçman çeşitliliğinin önemi daha da artmıştır

Teleskobik kollu yükleyicilerin malzemeyi daha yükseğe kaldırma özelliği olmasına rağmen pahalıdırlar ve hareket edebilmek için daha geniş bir alana ihtiyaç duyarlar. Mini yükleyicilerin ise daha ucuz ve daha az hareket alanına ihtiyaç duymalarına karşın bakım maliyetleri yüksektir. Bu nedenle düşük tonajlı makineler arasında genel maksat yükleme boşaltma yapmak için en ideal çözümün Kompakt lastik tekerlekli yükleyiciler olduğunu belirtmiştir [Caterpillar, 2004].

2.2.2 Orta Tonajlı Lastik Tekerlekli Yükleyiciler

110 ile 220 beygir gücü arasındaki tüm lastik tekerlekli yükleyicilere orta tonajlı lastik yükleyici adı verilir. Orta tonajlı lastik tekerlekli yükleyiciler en çok kullanılan lastik tekerlekli yükleyici modelidir. Tam anlamı ile yükle-taşı boşalt (LHD) işleri için tasarlanmışlardır. Güçlü motorları sayesinde pek çok farklı malzemenin taşınmasının yanında kazma ve hafriyat işlerinde de yoğunlukla kullanılırlar.

Bu sınıf yükleyicilerin kabinlerinde motor devrinin istenilen değere sabitlenmesine olanak veren ayrıca istenilen hızlarda veya istenilen motor devrinde otomatik olarak vites değişimini sağlayan elektronik kumanda cihazları vardır.

Böylece fazla güç gerektirmeyen işlerde motor devri düşürülerek yakıt tasarrufu sağlanır. Bu sınıf yükleyicilerde elektronik kontrollü yakıt pompası bulunmaktadır. Böylece yakıt tüketimi anlık olarak kontrol edilebilmektedir.

Orta tonajlı lastik tekerlekli yükleyiciler yapılacak işin özelliğine göre hem z-bar ve hem de paralel link kolu tasarımı ile verimli olarak çalışabilmektedirler. Eğer makine çalışma zamanının %50 sinden fazlasını kazma ve hafriyat işlerinde geçiriyorsa z-bar link koluna sahip makinelerin tercih edilmesi daha ekonomik olur. Makine çalışma zamanının %20 sini kazma ve hafriyat işlerinde geçiriyorsa kalan %80 zamanını çatal dahil farklı ataçmanlar ile çalışarak geçiriyorsa o zaman paralel link kolu tasarımına sahip bir makine ile çalışmak daha uygundur [John Dere, 2005].

2.2.3 Yüksek Tonajlı Lastik Tekerlekli Yükleyiciler

Büyük tonajlı lastik tekerlekli yükleyiciler genellikle (mermer, kömür, demir filizleri gibi) madenlerin yükleme boşaltmasında, büyük şantiyelerde, otoyol ve baraj inşaatlarında, kaya hafriyatlarında kullanılmak üzere geliştirilmiş iş makineleridir. Genel olarak 220–350 beygir gücüne sahiptirler. Volvo firmasının kullandığı TP link kolları dışında diğer tüm iş makinesi üreticisi firmalar bu sınıfta Z-bar teknolojisini kullanmaktadırlar. Bu güçte makineler palet, IBC tipi malzemelerin taşınmasında kullanılmayacağından ve dar alanlarda hassas yüklemeler yapmayacaklarından dolayı paralel link teknolojisinin bu tonajda makinelerde kullanılmasının sağlayacağı herhangi bir avantaj bulunmamaktadır [Volvo, 2004].

Operatöre motor devrini ayarlama imkanı sağlayan ve bu sayede yakıt tasarrufu sağlayan yeni nesil elektronik kontrol cihazları bulunmamaktadır. Bu sınıfa ait makineler sürekli en yüksek koparma gücünü sağlayacak şekilde tasarlanmışlardır.

Temel ataçmanı kovadır. Özellikle ağır hizmet ve kaya kovaları kullanılmaktadır. Ataçman olarak kova dışında sadece boru ve mermer blokların taşınması amacı ile çatal ataçmanı kullanılmaktadır. Kırıcı ve benzeri ataçmanlar, bu

tip makinelerin gücü göz önüne alındığında, ataçmanın zarar görme ihtimali nedeni ile nadiren kullanılır.



Fotoğraf 2.4. Tipik bir yüksek tonajlı lastik tekerlekli yükleyici [Komatsu, 2006]

2.2.4 Kazıcı Yükleyiciler

İlk olarak 1953 yılında JCB firması tarafından imal edilmiş olan kazıcı yükleyiciler, ön kısmında kova grubu ve arka kısmında kazıcı ataçmanlarına sahip iş makineleridir. Genel olarak küçük yıkım işlerinde, düşük tonajlı yüklemelerde, kazma ve kanal açma işlerinde, kırma ve delik açma işlerinde kullanılırlar. Paralel link kolu tasarımları sayesinde hızlı ataçman değiştirme imkanına sahiptir. Kazıcı yükleyiciler için geliştirilmiş geniş bir ataçman seçeneği mevcuttur.

Diğer iş makinelerine kıyasla küçük boyutları, hassas kontrolleri ve geniş ataçman seçeneği sayesinde kazıcı yükleyiciler özellikle şehir içinde yapılan inşaat ve tamir işlerinde en yoğun olarak kullanılan iş makineleridir. Saatte 40 km hız ile hareket edebilmelerinin yanında şehir içi trafiğinde hareket etmeye uygun yapıları sayesinde çalışma alanları arasında tırlar ile nakledilmelerine gerek yoktur

Kazıcı yükleyicinin en önemli özelliklerinden bir tanesi kazma aparatının makine sabitlenerek de kullanılabilmesidir. Makineyi sabitlemek amacı ile sağ ve sol arka köşelerde bulunan sabitleyici hidrolik ayaklar açılır. Kazıcı yükleyici, kova grubunun yere bastırarak destek vermesi sonucu 3 sabit nokta üzerinde kalkar. Lastiklerin yer ile olan bağlantıları engellenmiş olur. Kazıcı yükleyiciler bu özellik sayesinde daha fazla kazma derinliğine ulaşırlar. Ayrıca daha büyük koparma kuvvetleri elde ederler.



Fotoğraf 2.5. Tipik bir kazıcı yükleyici sabitleme durumunda [Komatsu, 2006]

2.2.5 Teleskobik Kollu Lastik Tekerlekli Yükleyiciler

Teleskobik kollu yükleyiciler genellikle çalışma alanına ilk gelip son terk eden makinelerdir. Malzeme taşıma ve yerleştirme işlerinde yoğunlukla kullanılan teleskobik kollu yükleyiciler özellikle malzemelerin ileriye doğru veya yüksek noktalara yerleştirilmesi sırasında başka makine ve ekipmana ihtiyaç duymadıkları için ekonomiktirler.

Teleskobik yükleyiciler sadece lojistik amaçlı kullanılan bir makine değildir. Burgu, hidrolik kırıcı kova gibi pek çok ataçman ile geniş bir kullanım alanı mevcuttur. Burada dikkat edilmesi gereken husus teleskobik yükleyiciler çatal aparatının kullanıldığı lojistik işleri dışında diğer ataçmanlar kullanılarak yapılan işlerde destekleme görevlerinde kullanılmalıdır. Teleskobik bir yükleyici sürekli olarak kova ataçmanı ile ağır işlerde, lastik tekerlekli yükleyici gibi kullanmak makinenin teleskobik kolunun kısa sürede aşınmasına sebep olur. Genel olarak temizlik ve yoğunluğu düşük malzemelerin yükleme boşaltılmasında kullanılmalıdır.

Teleskobik kollu yükleyicilerde arka ağırlık bulunmamaktadır. Motor makinenin arka kısmına yerleştirilmiştir. Bu sayede yük kaldırma sırasında motor aynı zamanda arka ağırlık görevini de görmektedir. Teleskobik kollu yükleyicilerin bir diğer özelliği yükün forkliftlerde olduğu gibi sağa sola kaydırılabilmesi, öne arkaya yatırılabilmesidir. Böylece yüksek noktalara hassas yükleme boşaltma yapabilirler. Hassas yükleme boşaltma yapabilmeleri ve genel olarak lojistik işlerinde kullanılmalarına karşın sahip oldukları oldukça geniş lastikler ve 4 tekerlekten çekiş sistemi ile sert arazi koşullarında da çalışmaya uygundur.



Fotoğraf 2.6. Teleskobik kollu lastik tekerlekli yükleyici [Contractorshotline, 2005]

2.2.6 Mini Lastik Tekerlekli Yükleyciler

1960 yılında şimdi Bobcat Şirketi olan, Melroe Manufacturing Şirketi dünyanın ilk mini yükleyci olan M-400'ü imal etmiştir. İlk mini yükleyci modelleri inşaat alanının hazırlanması ve inşaat artıklarının temizlemesi amacı ile kullanılmış olsalar da günümüzde farklı ataçmanlar ile kullanım alanı oldukça genişlemiştir.

Mini yükleyciler kendi aralarında radyal ve dikey asansör sistemine sahip makineler olarak iki temel sınıfa ayrılırlar. Radyal veya dikey asansör sistemli mini yükleyciler arasındaki en temel fark aralarındaki taşıyıcı kol geometrisi farkıdır.

Radyal kol tasarımının daha fazla koparma kuvveti üretebilmesi, dikey tasarımına sahip makinelerin ise daha dar alanlarda çalışabilmesi en ayırt edici özellikleridir. Bu nedenle radyal kol tasarımına sahip makineler genelde kazma işlerinde kullanılırlar. Dikey kol tasarımına sahip makineler ise özellikle palet ve benzeri malzemelerin dar alanlarda taşınmasında kullanılırlar.

Mini yükleyciler, hidrostatik sürüş özelliği ve çift şanzımanı sayesinde sağda ve solda bulunan tekerlekler ayrı ayrı kontrol edilebilirler. Bu sayede mini yükleyciler kendi eksenleri etrafında dönebilirler. Kendi eksenleri etrafında dönebilmeleri mini yükleycileri dar alanlarda yapılması gereken işlerde rakipsiz hale getirmektedir. Bununla beraber sağ ve sol tekerleklerin birbirinden bağımsız çalışabilmesi özellikle çamurlu ve karlı yerlerde kaymadan veya araziye saplanmadan çalışabilme olanağı sağlamaktadır.

Kompakt lastik tekerlekli yükleycilere oranla çok daha az güçlü motorlara sahiptirler. Bunun en önemli nedenleri üretim maliyetinin düşük tutulması ve yüksek koparma kuvvetine ihtiyaçları olmamasıdır. Düşük motor güçleri aynı zamanda yakıt tüketimlerini ve dolayısı ile çalışma maliyetlerini de önemli ölçüde azaltır. Ama bu aynı zamanda tüm ataçmanların hidrolik güç ile çalıştığı göz önüne alındığında kullanılan ataçmanların boyut ve dolayısı ile güçlerinin düşük olması anlamına gelmektedir.

Mini yükleyicilere ait bir diğer önemli sıkıntı ise operatör kabinedir. Kompakt lastik tekerlekli yükleyicilere oranla çok daha dar ve daha az konfor içeren kabin aynı zamanda sadece kova gurubunun üzerinden binilip inilmeye olanak vermektedir.

Mini yükleyicilerin için yetişmiş operatör bulmakta önemli bir sıkıntıdır. Genellikle dar alanlarda hassas çalışmak zorunda olan mini yükleyicilerin karışık kontrol sistemine sahip olmaları yetişmiş personel sıkıntısı doğurmaktadır.

Mini yükleyicilerin pazar payının artırılması amacı ile geleneksel el- ayak ile kontrol edilen mini yükleyicilerin yerine günümüzde kontrolü çok daha kolay olan joystickli modeller imal edilmeye başlanmıştır. Bu sayede operatör yetiştirmek ve bulmak daha kolay hale gelecektir.



Fotoğraf 2.7. Mini yükleyicinin boyutları [Caterpillar, 2006]

Fotoğraf 2.7 de bir kaya kamyonu ile bir mini yükleyici yan yana durmaktadırlar. Fotoğraf 2.7 mini yükleyicilerin boyutlarını rahatlıkla anlaşılmaktadır.

2.3 Lastik Tekerlekli Yükleyicilerin Çalışma Prensibi

Lastik tekerlekli yükleyicilerde tek hareket kaynağı iki çeşit hareket vardır. Motor, hidrolik ve mekanik hareketlerin yapılmasına olanak sağlamaktadır.

Lastik tekerlekli yükleyiciler, yürüyüş ve manevra hareketini aktarma organları vasıtasıyla direkt motordan alırlar. Artan motor gücü daha hızlı hareket etmelerini sağlar.

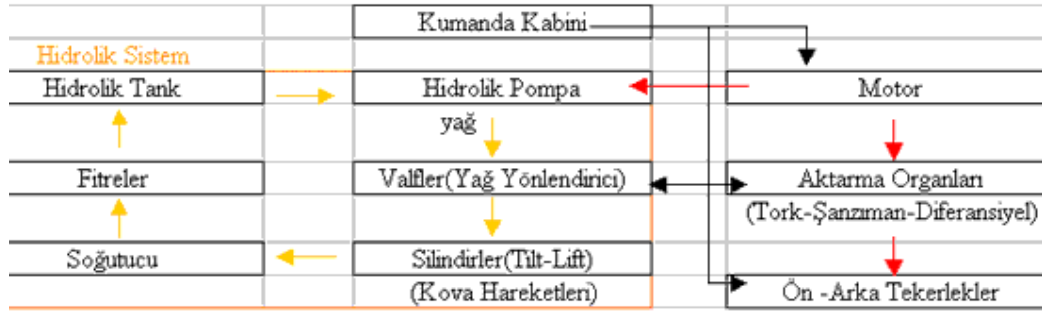
Kazı ve yükleme işlerini ise hidrolik pompa aracı ile yaparlar. Hidrolik pompa motordan aldığı güçle çalışır. Artan motor devri hidrolik pompanın hidrolik yağı daha yüksek basınç ile pompalamasını sağlar. Hidrolik şemadan da görüleceği gibi hidrolik tanktan pompa vasıtası ile gönderilen basınçlı yağ ana kontrol valfi vasıtası ile yönlendirilir.

Levyeye ile ana kontrol valfine kumanda edilir. Hidrolik sistemde dönen yüksek basınçlı yağ, yönlendirici valfler ile silindirlerin hareket etmesini sağlar

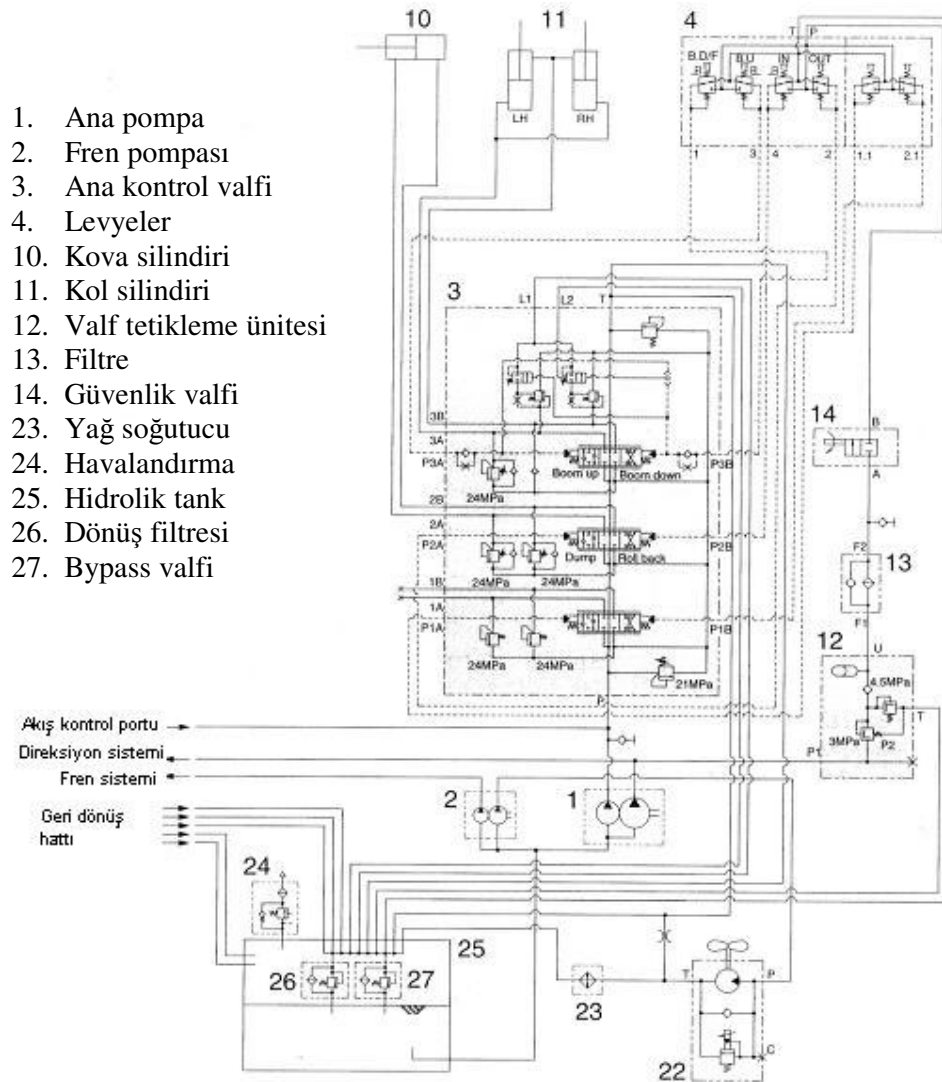
Operatör, motor, yürüyüş, kova hareketini direksiyon, pedal ve levyelerle kumanda etmektedir. Yeni nesil lastik tekerlekli yükleyicilerin kabinlerinde cluster adı verilen elektronik kontrol cihazı bulunmaktadır. Cluster sayesinde motor devri istenilen değere pedal ve levyeler kullanılmadan ayarlanabilir ve istenildiği takdirde bu değerde sabit tutulabilir. Ayrıca gerektiğinde kullanılmak üzere farklı çalışma koşullarına uygun olarak hazırlanmış değerler clustera kaydedilebilir.

Yeni nesil lastik tekerlekli yükleyicilerde otomatik şanzıman seçeneği mevcuttur. Operatör konsolunda bulunan bir anahtar yardımı ile istenildiği takdirde manuel istenildiğinde otomatik şanzıman kullanılabilir. Bununla beraber kısa ve uzun çevrimlerde kullanılmak üzere hazırlanmış motor devrine göre otomatik vites değişim kombinasyonları bulunan lastik tekerlekli yükleyicilerde mevcuttur.

Çizelge 2.1. Lastik tekerlekli yükleyicinin çalışma prensibi [Şantiyecı, 2006]



Çizelge 2.2. Lastik tekerlekli yükleyicinin hidrolik şeması [Hyundai, 2005]



3. LİTERATÜR TARAMASI

Günümüz lastik tekerlekli yükleyici üreticileri genellikle motor, pompa, şanzıman, yürüyüş grubu ve benzeri aksamaları satın almaktadırlar. Gelişen teknoloji, sadece bu aksamaları üreten ve bu konuda uzmanlaşmış şirketlerin varlığını zorunlu kılmaktadır. Yükselen ar-ge maliyetleri nedeni ile lastik tekerlekli yükleyici imalatçılarının bu firmalar ile rekabet edebilmesi ekonomik açıdan mümkün değildir. Bu nedenle lastik tekerlekli yükleyici imalatçıları bu aksamaları üretmek yerine satın alma yoluna gitmektedirler.

Örneğin motor üretimi konusunda uzmanlaşmış firmalar iş makineleri, kamyon, kamyonet, tır, hız tekneleri için motor imal etmektedir. Bu motorların geliştirilmesi, satış sonrası hizmetlerinin verilmesi amacı ile geniş bir uzman kadrosu bulunmaktadır. Sattıkları her motor için teknik destek ve yedek parça garantisi sağlamaktadırlar. Bu sayede iş makinesi imalatçılarının distribütörleri motor konusunda yetişmiş personel istihdam etmek zorunda kalmamaktadırlar. Makinenin motorunda olabilecek bir probleme motor üreticisi firmanın distribütörüne ait teknik servis müdahale etmekte, gerekli yedek parça temini yine motor üreticisinin distribütör firmanın stoklarından sağlanmaktadır. Bu sayede iş makinesi distribütör firmaları yedek parça stoklarını minimum seviyede tutabilmektedirler. Böylece bakım ve stok maliyetlerinin önemli oranda düşmesi sağlanmaktadır.

Pek çok parçanın belli başlı üreticilerden temin edilmesi tüm lastik tekerlekli yükleyicilerde bu parçalarının benzer özelliklerle sahip olmasına neden olmaktadır. Bu noktada kol tasarımı iş makineleri arasında fark yaratan önemli bir satın alma kriteri haline gelmiştir.

3.1 Z-Bar Tasarımı

Z-bar tasarımı dünyada en çok satan kol tasarımıdır. Geleneksel kol tasarımı olarak ta adlandırılırlar. Z-bar tasarımının bu denli fazla rağbet görmesinin belli başlı bazı nedenleri vardır;

Z-bar kova ataçmanı ile yığınların taşınıp boşaltılması amacı ile geliştirilmişlerdir. Kazma ve hafriyat işlerinde yoğunlukla kullanılırlar. Lastik tekerlekli yükleyicilerle yapılan işlerin %65-70 i kazma ve hafriyat işlerinden ibarettir. Bu nedenle Z-bar tasarımı en fazla rağbet gören kol tasarımıdır.



Fotoğraf 3.1. Z-Bar tasarımına sahip yükleyici [Çolpan, 2006]

Paralel kol tasarımından daha fazla koparma kuvveti sağlarlar. Böylece her çevrimde daha fazla yük taşıyabilirler. Koparma kuvveti özellikle hafriyat işlerinde çalışan makinelerde en öncelikli aranan özelliktir. Z-bar link kollarına sahip makinelerde daha fazla yük taşınmasına rağmen yük, makinenin ağırlık merkezine çok daha yakın bir mesafede taşındığından stabilizasyon sorunu olmamaktadır.

Ayrıca kova toplama ve boşaltma hareketleri hidrolik çevrim farkı nedeni ile z-bar tasarımında daha hızlıdır. Daha hızlı yükleme boşaltma çevrim süresini düşüreceğinden toplam iş verimi paralel kol tasarımına oranla daha yüksektir. Verim farkı donmuş toprak veya kaya gibi hafriyatı zor malzemelerde daha da artmaktadır.

Paralel kol tasarımına oranla daha az parçadan meydana geldiğinden bakım ve yedek parça stok maliyeti daha düşüktür.

Z-bar tasarımı tüm bu avantajların yanında bazı dezavantajlara sahiptir;

- Z-bar tasarımına sahip lastik tekerlekli yükleyicilerin önemli sıkıntılardan biri yükün yere paralel olarak taşınmamasıdır. Bu nedenle palet ve IBC gibi malzemelerin taşınmasına uygun değildirler.
- Z-bar tasarımında operatörün görüş açısı sınırlıdır. Kovanın yüke giriş sırasında kesici bıçağı ve kova toplama sırasında kovanın köşelerinin görülememesinden dolayı dar alanlarda yapılan hassas işlerde çalışmaya elverişli değildirler. Çalışan sayısının fazla olduğu noktalarda olası iş kazalarını önlemek amacı ile pek tercih edilmezler.
- Hızlı ataçman değiştirme özelliğine sahip değildirler, bu özelliği sağlamak için hidrolik sistemin revize edilmesi gerekir.

3.2 Paralel Kol Tasarımı

Değişen ihtiyaçlar, artan bakım idame masrafları ve yedek parça stok maliyetleri nedeni ile farklı ihtiyaçlara cevap verme yeteneğine sahip makine ihtiyacını da beraberinde getirmiştir. Mini yükleyicilerde, kazıcı yükleyicilerde ve ekskavatörlerde uzun yıllardır yoğun bir biçimde kullanılan hızlı ataçman değiştirme özelliği değişen şartlar nedeni ile lastik tekerlekli yükleyicilerde de etkin bir biçimde kullanılmaya başlanmıştır. Hızlı ataçman değiştirme özelliğine sahip paralel kol tasarımı günümüzde lastik tekerlekli yükleyicilerin %25 inde kullanılmaktadır.

Paralel kol malzemelerin göreceli olarak yüksek yerlere hassas bir biçimde yerleştirilebilmesi amacı ile tasarlanmışlardır. Palet ve IBC türü malzemelerin taşınması için paralel kollu lastik tekerlekli yükleyiciler kullanılması gerekir. Çünkü paralel kol tasarımında yük her noktada yere paralel olarak taşınabilmektedir.



Fotoğraf 3.2. Paralel kol tasarımına sahip yükleyici [Equipment Magazine, 2005]

Hassas yüklemelerde tercih edilmesi gereken paralel kol tasarıma sahip makinelerdir. Sahip olduğu çift silindir ile dengeli bir yükleme ortamı oluştururken, silindirlerin stroklarının hidrolik olarak kontrol edilebilmesi hassas yüklemeye olanak sağlamaktadır. Bu nedenle özellikle Kompakt lastik tekerlekli yükleyicilerde, mini yükleyicilerde, kazıcı yükleyicilerde ve teleskobik kollu yükleyicilerde paralel kol tasarımı tercih edilmektedir.

Paralel kol tasarımında operatörün görüş açısı z-bar tasarımına oranla çok daha geniştir. Operatör ataçmanın ortasını ve köşelerini rahatlıkla görebilir. Böylece dar alanlarda yükleme yapılabilir. Ayrıca muhtemel iş kazası riski azaltılmış olur.



Fotoğraf 3.3. Paralel kol tasarımında kabin içi görüş[Equipment Magazine, 2005]



Fotoğraf 3.4. Z-bar tasarımında Kabin içi görüş [Equipment Magazine, 2005]

Paralel kol tasarımına sahip makineler de kova ile etkili olarak çalışabilirler. Paralel linkler z-bar tasarımı kadar güçlü değildir, bu nedenle koparma kuvvetleri z-bar dizaynına oranla daha azdır. Ama bu hiçbir zaman yükleme boşaltma işlerinde yetersiz kaldıkları anlamına gelmez. Burada dikkat edilmesi gereken iki önemli husus vardır. Öncelikle paralel kol tasarımının en önemli artısı hızlı ataçman değiştirebilmesidir. Eğer uzun süre ataçman değiştirilmesine gerek yoksa burada paralel kol tasarımlı makine kullanılmasının sağlayacağı bir avantaj yoktur.

İkinci olarak, Case firması yaptığı arazi testleri sonucu kova kullanılan yükleme boşaltma işlerinde quick coupler takılmış paralel kol tasarımına sahip makinelerde stabilizasyonun bir miktar azaldığını tespit etmişlerdir. Bunun nedeni yükün makinenin ağırlık merkezinden uzaklaşmış olmasıdır. Bu nedenle paralel kol tasarımı kova kapasitesinin ve dolayısı ile bir seferde taşınabilecek olan malzeme miktarı daha az olmalıdır [Case, 2005].

Paralel kol tasarımının bu noktadaki en büyük avantajı ise kova yüksekliği arttıkça z-bar tasarımında olduğu gibi koparma kuvvetinde azalma meydana gelmemesidir. Bu özelliği, paralel kol tasarımına yüksek noktalardan da yükleme olanağı sağlamaktadır. Ayrıca paralel kol tasarımlı makinelerde kova z-bar tasarımlı makinelere oranla daha yüksek noktalara ulaşabilmektedirler [Komatsu, 2006].

Paralel kol tasarımında z-bar tasarımında bulunmayan iki adet silindir, bu silindirlere ait keçe takımları, silindirlere bağlı burçlar ve pimler bulunması bu tasarıma sahip makinelerin bakım ve yedek parça stok masraflarını arttırmaktadır.

3.3 Koparma Kuvvetinin Tanımlanması

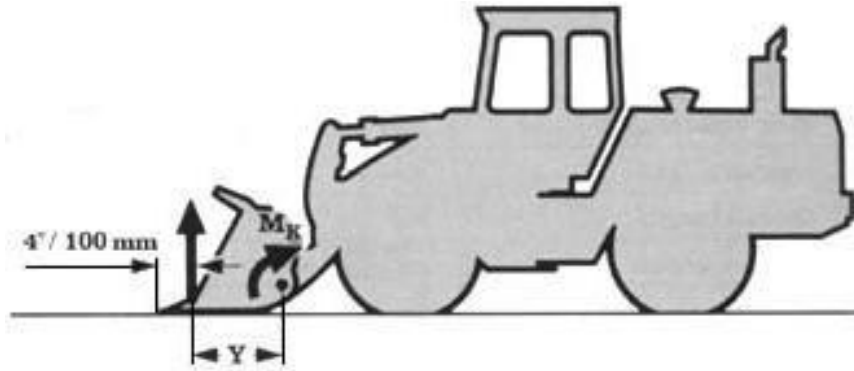
Çevrim süresi; gerekli makinenin tespitinde, yükleme sırasında gereken kamyon miktarının veya konveyör hızının tespitinde kullanılması gereken bir bilgidir.

Çevrim süresinde 3 temel süreç vardır;

Kaldırma Süresi; dolu kovanın yer seviyesinden yükleme seviyesine kadar kaldırılması için gereken saniye cinsinden süredir.

Kova Devirme Süresi; dolu bir kovanın yükleme seviyesinde yükünü boşaltması sırasında geçen saniye cinsinden süredir.

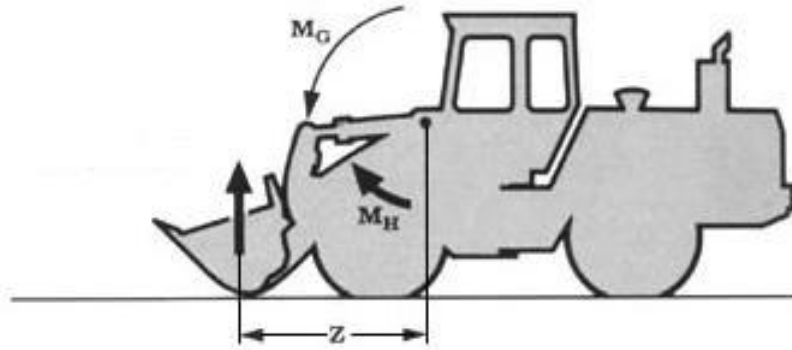
İndirme Süresi; Boş bir kovanın yükleme seviyesinden yer seviyesine kadar indirilmesi için gereken saniye cinsinden süredir.



Şekil 3.1. Koparma Kuvveti [Liebherr, 2006]

$$\text{Koparma Kuvveti} = \frac{\text{Kova silindiri nedeni ile mafsalda meydana gelen moment} - \text{Kova momenti}}{\text{Y mesafesi}}$$

Kovanın kesme ağzının 100 mm gerisinde meydana gelen KN (KiloNewton) cinsinden en büyük düşey kuvvetin kova silindiri üzerinde oluşturduğu kuvvete koparma kuvveti denir.



Şekil 3.2. Kaldırma Kuvveti [Liebherr, 2006]

$$\text{Kaldırma Kuvveti} = \frac{\text{Kaldırma silindirin kova mafsalında meydana getirdiği moment} - \text{Ataçman momenti}}{Z \text{ mesafesi}}$$

$$\text{Kaldırma Kuvveti} = \frac{M_H - M_G}{Z}$$

Kovada bulunan yükün ağırlık merkezinde meydana gelen kN cinsinden en büyük düşey kuvvetin kaldırma silindiri üzerinde oluşturduğu kuvvete kaldırma kuvveti denir.

Koparma kuvveti makinenin yüke her girişinde kovayı ne oranda doldurabileceğinin göstergesidir. Tek seferde daha fazla yük taşınması makinenin genel veriminin artmasını sağlar. Bu nedenle koparma kuvveti lastik tekerlekli yükleyicilerde en çok dikkat edilen özelliklerden bir tanesidir.

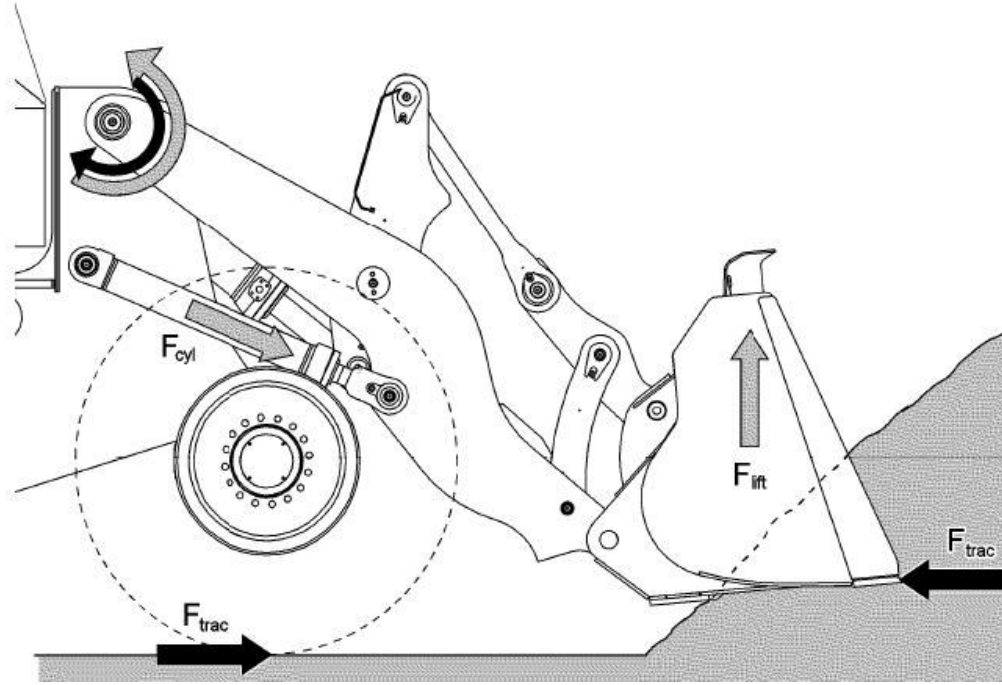
Eğer lastik tekerlekli yükleyici uzun çevrim işlerde çalışıyor ise o zaman kaldırma kuvveti de koparma kuvveti gibi önem taşır. Kaldırma kuvveti makinenin kaldırma silindirlerinin kaldırmaya olanak tanıdığı en fazla yükün göstergesidir. Koparma sırasında kovanın tamamı dolmaz. Operatör, birkaç saniye daha kovasını hareket ettirmek sureti ile kovanın olabildiğince doldurulmasına olanak verir. Bu noktada önemli olan bu yükün kaldırılıp kaldırılamayacağıdır. Özellikle maden ocaklarında çalışan makinelerde kaldırma kuvveti önemlidir.

Makine seçiminde en önemli kriter makinenin günlük ne kadar hafriyat yapacağıdır. Günlük hafriyat miktarının seçiminden sonra bir çevrimin ne kadar zaman aldığı tespit edilir. Böylece makinenin günlük yapması gereken çevrim sayısı ortaya çıkar. Günlük hafriyat miktarının çevrim sayısına bölünmesi ile de çevrim başına taşınması gereken yük miktarı tespit edilir. Bu yükü alabilecek kova seçimi yapılır. Bu kovayı yüke tek girişte doldurabilecek ve dolu iken kaldırabilecek makine tespit edilir. Bu hesaplamaların ardından gerekli makinenin özellikleri tespit edilmiş olur.

Z-bar tasarımına sahip makinelerin yükleme boşaltma işlemini daha hızlı yapması ve daha büyük koparma kuvvetlerine sahip olmaları hafriyat işlerinde eş

tonajlı paralel kollu makinelere oranla çok daha verimli çalışmalarına olanak vermektedir.

3.4 Yüke Giriş Anında Oluşan Kuvvetlerin Hesaplanması

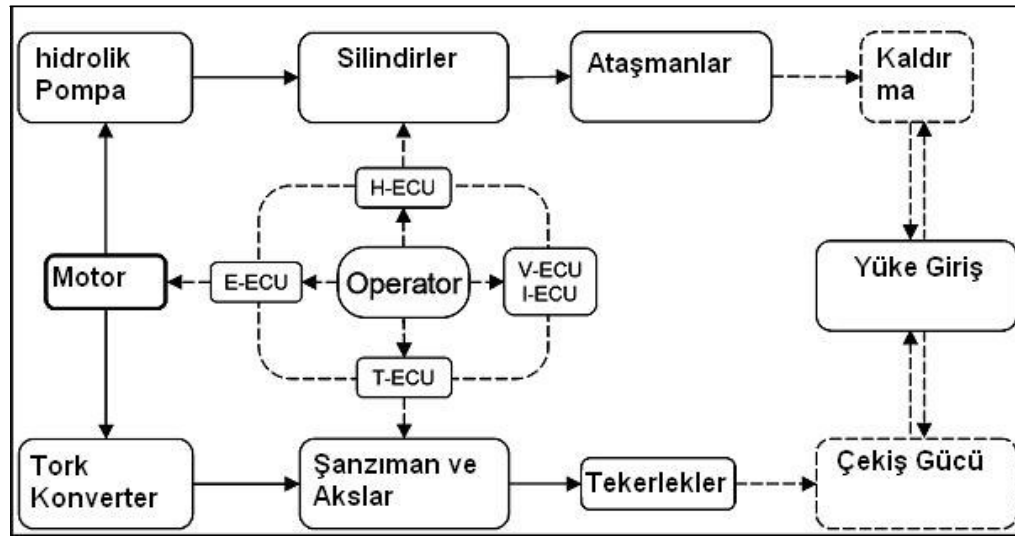


Şekil 3.3. Yüke giriş anındaki kuvvet dengesi [ADAMS Conference, 2000]

Kovaya malzeme yüklenebilmesi için öncelikle kovanın malzemenin içine girmesi gerekir. Bunun için çekiş gücüne ihtiyaç vardır. Çekiş gücü, motordan tork konverter ile şanzıman ve akslara oradan da tekerlekler vasıtası ile yere iletilen torka denir.

Bu tork kuvveti ile kova malzemenin içine girer. Newton'un 1687 yılında belirlediği 3. hareket kanunu olan etki- tepki kanunu göz önüne alındığında malzemeden kovaya da eş büyüklükte bir tepki kuvveti meydana gelir. Malzemeyi kırabilmek amacı ile bir miktar kaldırma kuvvetinin uygulanması gerekir. Kaldırma kuvveti motorun hidrolik pompaya ilettiği tork kuvvetinin kaldırma silindirlere vasıtası ile uygulanması sonucu oluşur. Çekme ve kaldırma kuvvetleri ön aksam

üzerinde bir moment oluştururlar. Malzemenin ağırlığı ve tepki kuvveti nedeni ile ise ters yönlü bir moment oluşur. Hem çekiş gücü hem kaldırma kuvvetinin oluşturulması nedeni ile motorun en yüksek devirlere çıkararak en zorlandığı zaman dilimi yüke girişten çıkışa kadar olan süredir. Bu süre zarfında motor gücünün dengeli olarak dağıtılması ve en fazla yükün en kısa sürede kopartılabilmesi için elektronik dengeleyici cihazlar kullanılmaktadır. Yinede farklı malzemeler ve farklı durumlar için değişik yükleme stratejileri geliştirilmiştir.



Şekil 3.4. Yükleme sırasında oluşan kuvvet transferi [Filla , 2005]

Yüke giriş basıncı Bekker' in formülüne dayanan yüke giriş basıncı formülü aşağıdaki gibidir.

$$P \cdot (K / b \cdot K_c) \cdot z^n \quad (3:1)$$

Sürekli çevrim için geçerli bu formülde,

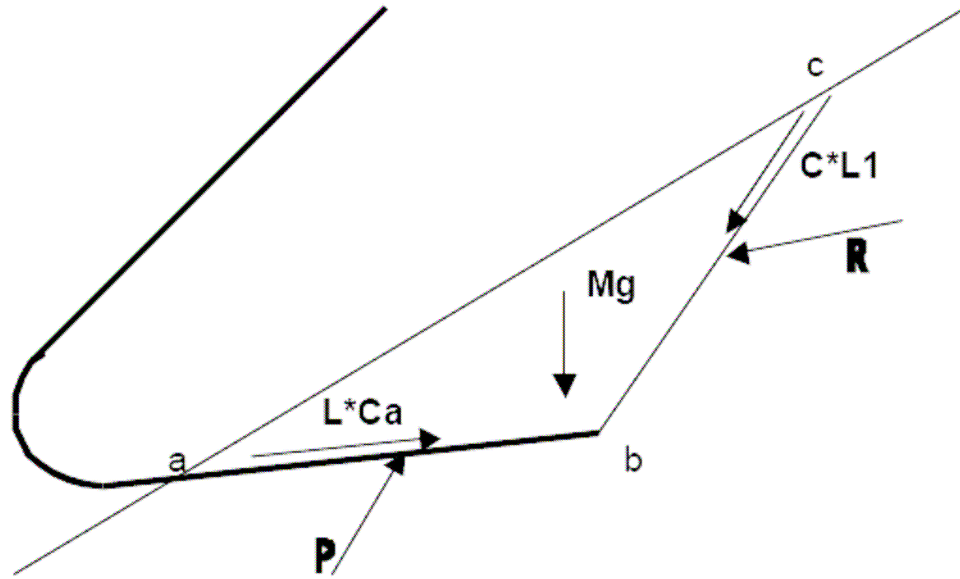
Z ; Yüke giriş,

. K_ϕ ; İç sürtünme açısının tanjantı,

b Yüke giren kovanın ebatları

K c ve n malzemeye ait sabitlerdir.

Kesme kuvveti ise yığından koparılan toprak miktarı olarak tanımlanabilir. Temel olarak koparılan toprak miktarı giriş açısı ve uygulanan kesme kuvveti ile orantılıdır. Kesme sırasında oluşan kuvvet dengesi Şekil 3.9 da görüldüğü gibidir.



Şekil 3.5. Kesme sırasında oluşan kuvvet dengesi [ADAMS Conference, 2000]

θ Yatay eksene göre toprak yığınının açısı

β Kesme Açısı (a-c-b)

α Kova ile yatay eksen arasındaki açı. Kova yukarı doğru eğimi arttıkça pozitif değer artar.

L Kovanın yüke giren kısmının uzunluğu. (a-b).

d Giriş ile yığın yüzeyinin normali arasındaki mesafe. (a-c den b noktasına olan mesafe).

δ Kovanın alt ekseninin normali ile P kuvveti arasındaki açı

M Yükün ağırlığı

L_1 Kesme ağzının uzunluğu (b-c).

C_a Toprak ile kovanın yapışması (adhezyon)

C İç kohezyon

Φ Reaksiyon kuvveti (R) ile kesme ağzının normali (b-c) arasındaki açı

$L = \frac{d}{\sin(\theta - \alpha)}$ ve $L_1 = \frac{d}{\sin \beta}$ denklemler ile aşağıdaki denklemlere ulaşılır.

$$0 = F_2 = P \cos(\delta - \alpha) + C_a \frac{d \sin \alpha}{\sin(\theta - \alpha)} - Mg - C \frac{d}{\sin \beta} \sin(\beta + \theta) + R \cos(\varphi + \beta + \theta) \quad (3:2)$$

$$0 = F_x = P \sin(\delta - \alpha) + C_a \frac{d \cos \alpha}{\sin(\theta - \alpha)} - C \frac{d}{\sin \beta} \cos(\beta - \theta) - R \sin(\varphi + \beta + \theta) \quad (3:3)$$

Sistemin nümerik olarak adım adım çözülmesi ve bilinmeyen R kuvvetinin elimine edilmesi sonucu kesme kuvvetini minimize eden β açısı ve dolayısı ile yeni kesme hesaplanmış olur. Burada temel amaç aynı motor ve aynı çekiş gücü ile en yüksek kesme kuvvetinin elde edilmesini sağlamaktır. Bu noktada unutulmaması gereken bir başka nokta ise lastik tekerlekli yükleyiciler modelden modele değişiklik gösterse bile ağırlıklarının %18 ila %21 arasında yük taşıma kapasitesine sahiptirler. [Swanepoel, 2003]

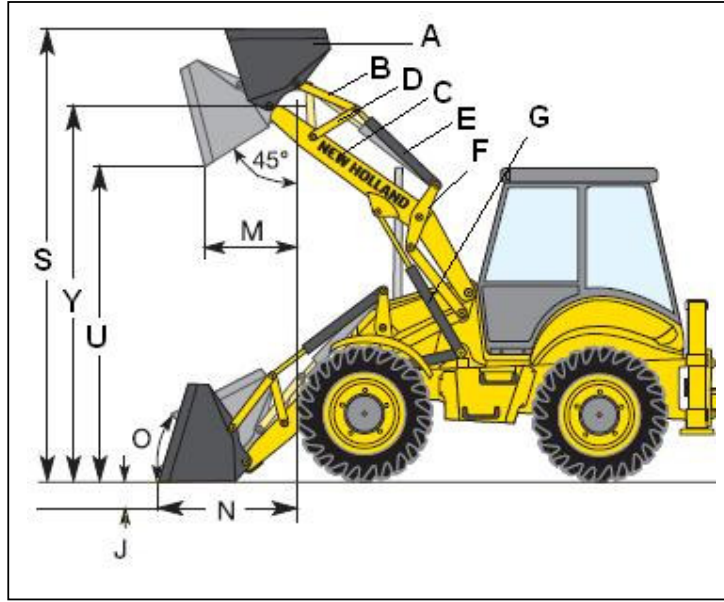
3.5 Z-Bar Ve Paralel Kolu Arasındaki Koparma Kuvveti Farkının Hesaplanması

Z-bar tasarımına sahip makineler ile paralel kol tasarımına sahip makineler arasındaki koparma kuvveti ve buna bağı olarak ataçman farklılıklarının sebep olduğu değişimlerin tespit etmenin en uygun yolu her iki tasarıma ait benzer tonajda makinelerin eş ortamlarda test edilmesidir. Bu nedenle Caterpillar firmasına ait 446D modeli ile New Holland firmasına ait LB115 B modeli kıyaslanacaktır.

Test amacı ile her iki makinenin de 500 kg yük taşıdığını ve bu yük nedeni ile ön aksamda herhangi bir kırılma veya deformasyon meydana gelmediği varsayılmaktadır. Kol tasarımlarında kullanılan malzemenin her iki tasarımda da aynı olduğu kabul edilmektedir. Kullanılan yükün yoğunluğu veya üretici firmaların taşıma konusunda önerdiği malzeme gruplarından bağımsız bir hesaplama yapılacaktır. Böylece hesaplar sonucunda ortaya çıkan oran hangi tip yükleyicinin daha etkin çalıştığını, mekanik olarak daha avantajlı olduğunu ortaya koyacaktır.



Fotoğraf 3.5. Caterpillar 446D modeli

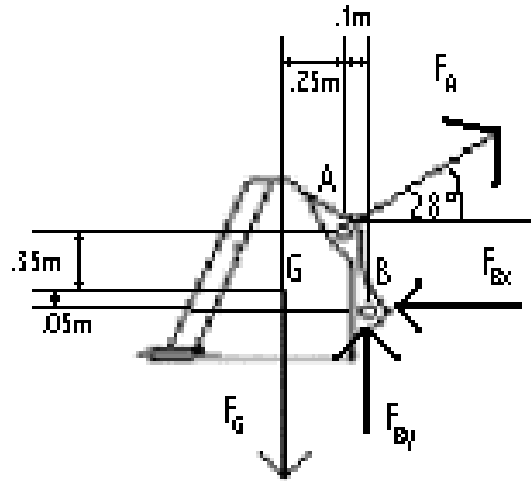


$$S = 4.24\text{m}$$

$$Y = 3.45\text{m}$$

$$U = 2.72\text{m}$$

Şekil 3.6. Newholland LB115 modeli



Şekil 3.7. A parçası [Burmeister, 2002]

$$F_G = 500\text{kg}(9.81\frac{\text{m}}{\text{s}^2}) = 4905\text{N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$4905(.35) = \cos(28^\circ)F_A(.4) + \sin(28^\circ)F_A(.1)$$

$$F_A = 4290.52\text{N}$$

$$\sum F_y = 0$$

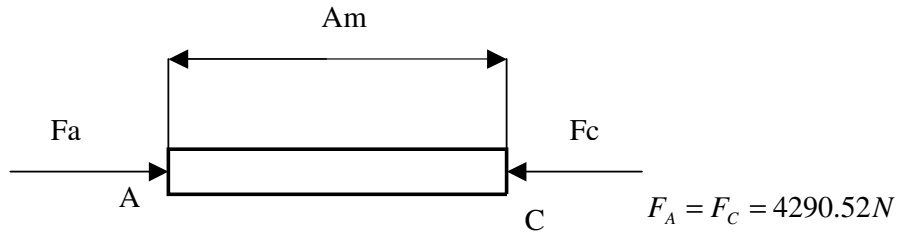
$$F_{By} + \sin(28^\circ)F_A = F_G = 4905\text{N}$$

$$F_{By} = 2890.72\text{N}$$

$$\sum F_x = 0$$

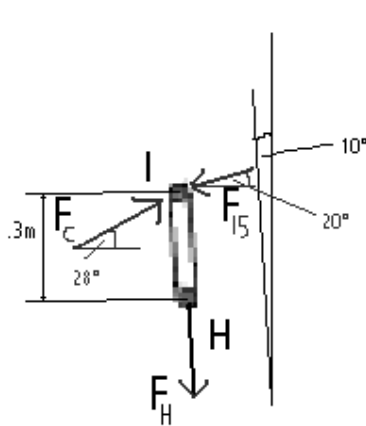
$$\cos(28^\circ)F_A = F_{Bx}$$

$$F_{Bx} = 3788.31\text{N}$$



Şekil 3.8. B parçası [Burmeister, 2002]

Standart koordinat sistemine uygun olması amacı için parça 10° çevrilmiştir.



$$F_c = 4290.52\text{N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$\cos(10^\circ)F_{I5} = \cos(18^\circ)F_c$$

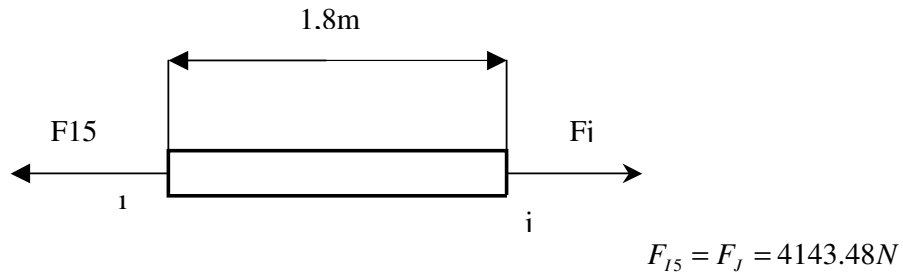
$$F_{I5} = 4143.48\text{N}$$

$$\sum F_y = 0$$

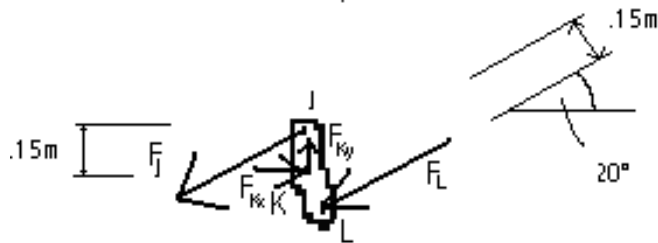
$$F_H = 4290.52 \sin(28^\circ) - 4143.48 \sin(10^\circ)$$

$$F_H = 1294.77\text{N}$$

Şekil 3.9. D parçası [Burmeister, 2002]

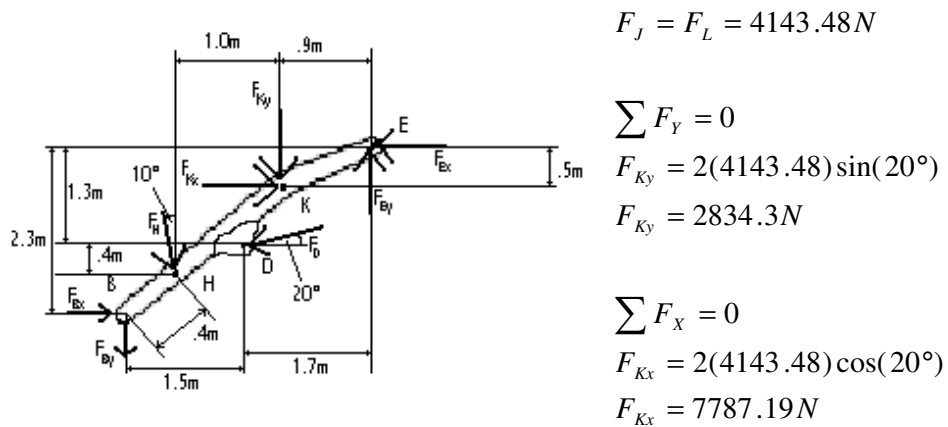


Şekil 3.10. E parçası [Burmeister, 2002]



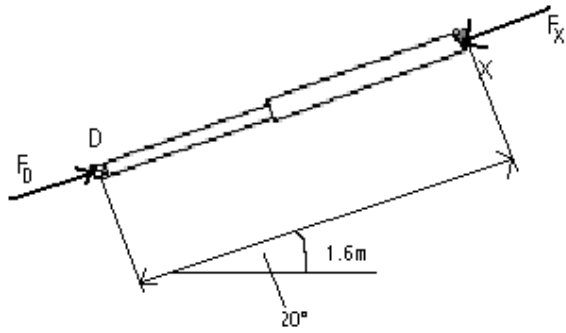
Şekil 3.11. F parçası [Burmeister, 2002]

F_j ve F_l ; K momenti göz önüne alındığında birbirlerine paralel ve K noktasına eş mesafededirler



Şekil 3.12. C parçası [Burmeister, 2002]

$$\begin{aligned} \sum M_E &= 0 \\ (.9)F_{Ky} + (.5)F_{Kx} + (1.7)\sin(20^\circ)F_D - (1.3)\cos(20^\circ)F_D \\ + (1.9)\cos(10^\circ)F_H + (1.7)\sin(10^\circ)F_H + (3.2)F_{By} + (2.3)F_{Bx} &= 0 \\ F_D &= \frac{(.9)F_{Ky} + (.5)F_{Kx} + (1.9)\cos(10^\circ)F_H + (1.7)\sin(10^\circ)F_H + (3.2)F_{By} + (2.3)F_{Bx}}{(1.3)\cos(20^\circ) - (1.7)\sin(20^\circ)} = 42508.9N \\ \sum F_x &= 0 \\ F_{Ex} = F_{Bx} + F_H \sin(10^\circ) - F_D \cos(20^\circ) + F_{Kx} &= -28145.0N \\ F_{Ex} &= \\ \sum F_y &= 0 \\ F_{Ey} = F_{By} + F_H \cos(10^\circ) + F_D \sin(20^\circ) + F_{Ky} &= 21539.0N \end{aligned}$$



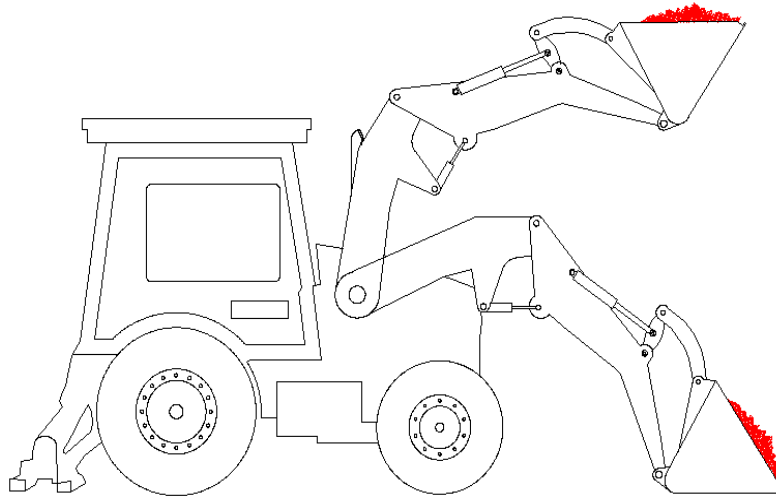
$$F_D = F_x = 42508.9N$$

Şekil 3.13. G parçası [Burmeister, 2002]

Sonuç olarak paralel kol tasarımında 500 kg lık yükü kaldırmak amacı ile hidrolik sistem tarafından 42,5089 kN luk kaldırma kuvveti uygulanması gerekmektedir.

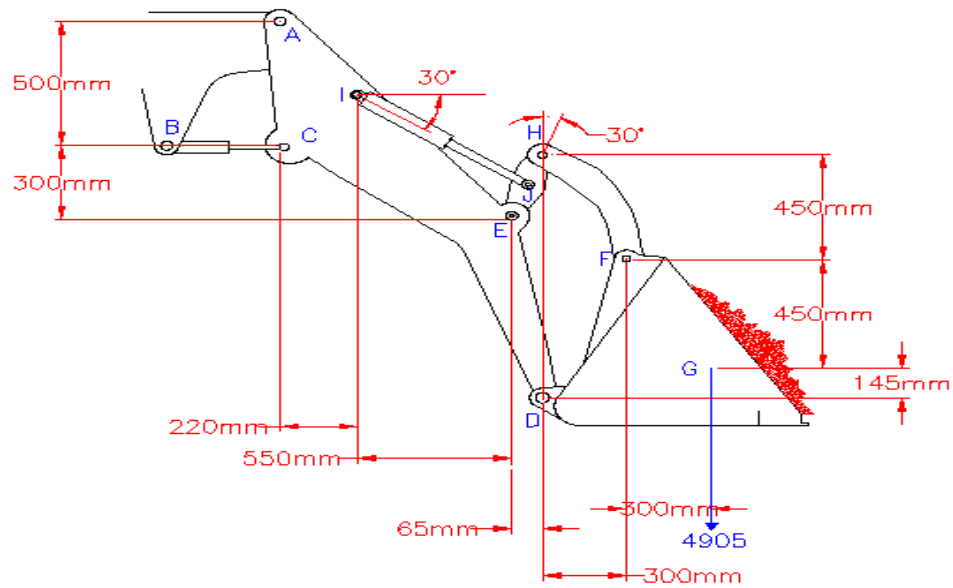
$$\text{Böylece mekanik avantaj } MA = \frac{F_{\text{çıkan}}}{F_{\text{giren}}} = \frac{4905}{42508.9} = 0.115$$

Benzer bir hesaplamayı Caterpillar firması tarafından üretilen Z-bar tasarımına sahip 446D tipi yükleyici için yapılır ise;

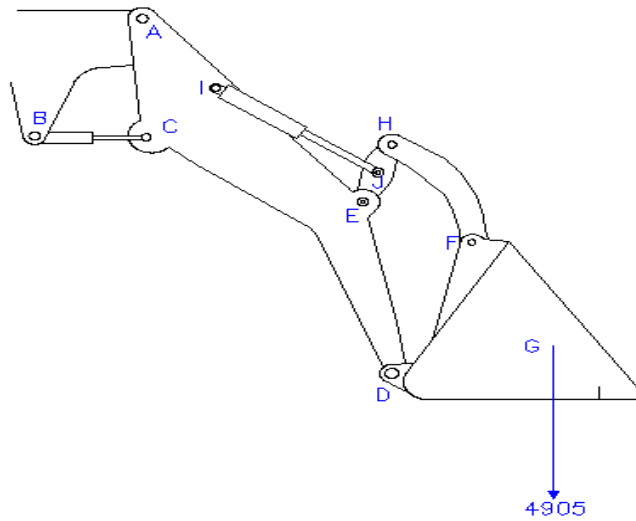


Şekil 3.14. Caterpillar 446D yükleyicisini şematik görünüşü [Almukhaizeem, 2002]

Yükleyicinin lastiklerden bağımsız olarak hesaplandığı göz önüne alındığında en önemli parçalar BC, HF, ve IJ dir.



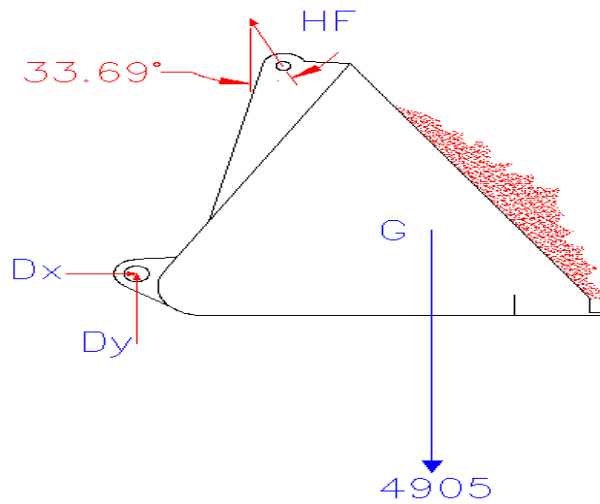
Şekil 3.15. Caterpillar 446D yükleyicisini lastiklerinden izole hali [Klaschka, 2002]



Şekil 3.16. İzole parçanın Serbest cisim diyagramı [Klaschka, 2002]

İlk serbest cisim diyagramından A noktasından moment alan BC parçasını hesaplayabilir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta birimler konusunda herhangi bir karışıklık olmaması için uzunlukların metre cinsinden yazılmış olduğudur.

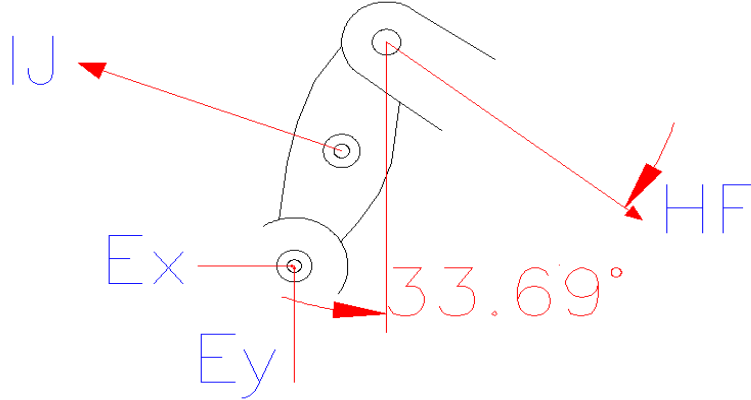
$$\begin{aligned} (\sum M)_A &= 0; \\ 0 &= (-4905 \text{ N})(1.435 \text{ m}) - F_{BC}(.5 \text{ m}) \\ F_{BC} &= 14078.33 \text{ N. (c)} \end{aligned}$$



Şekil 3.17. Kovanın Serbest cisim diyagramı [Klaschka, 2002]

İkinci serbest cisim diyagramında ise sadece kova ele alınmıştır. Böylece D noktasından moment alan HF hesaplanabilecektir.

$$\begin{aligned} (\sum M)_D &= 0; \\ 0 &= F_{HF} \cos 33.69 (.3 \text{ m}) - 4905 (.6 \text{ m}) + F_{HF} \sin 33.69 (.595 \text{ m}) \\ F_{HF} &= 5077.1 \text{ N}. \end{aligned}$$



Şekil 3.18. Z-Barın Serbest cisim diyagramı [Klaschka, 2002]

Üçüncü serbest cisim diyagramında, E noktasından moment alan IJ hesaplanabilmektedir.

$$\begin{aligned} (\sum M)_E &= 0; \\ 0 &= F_{IJ} (.13 \text{ m}) - F_{HF} \sin 33.69 (.3 \text{ m}) \\ F_{IJ} &= 10502.67 \text{ N. (T)} \end{aligned}$$

$$\text{Z- bar tasarımının mekanik avantajı } MA = \frac{F_{Çıkış}}{F_{Giriş}} = \frac{4905}{14078.33} = 0.348$$

Z-bar tasarımı örnekte de görüldüğü gibi aynı miktarda kuvvet ile daha fazla yük koparma ve kaldırma kapasitesine sahiptir. Bu z-bar tasarımının hafriyat işlerinde daha az motor gücüne ihtiyaç duyacağını ve dolayısı ile daha ekonomik olduğunu göstermektedir. Her ne kadar modeller birebir aynı tonajda olmasalar da aralarında 3 kattan fazla mekanik avantaj farkı bulunmaktadır. Seçilen iki farklı marka ve iki farklı model arasında böyle bir fark bulunması aralarında herhangi bir kalite farkı olmasından değil sadece farklı iş amaçları ile üretildikleri anlamına gelmektedir.

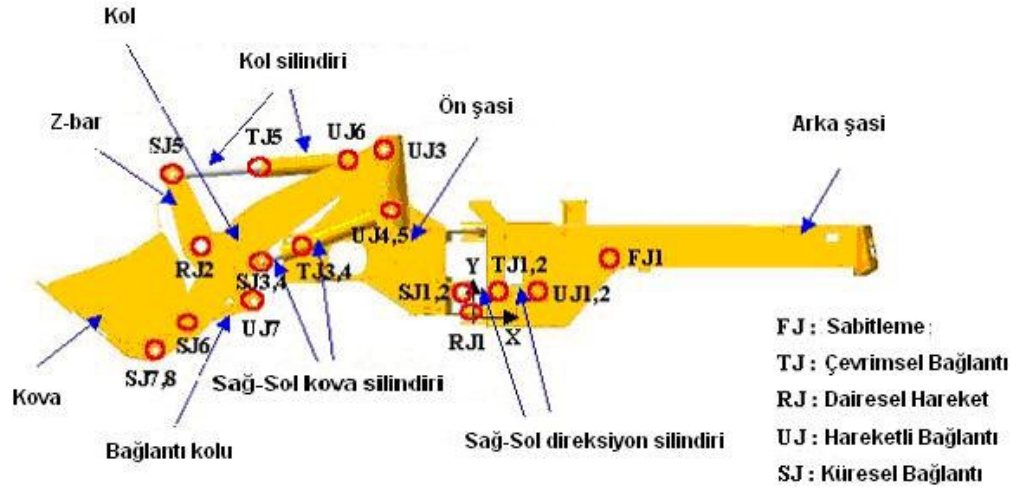
3.6 Vibrasyon Sonucu Oluşan Deformasyonların Engellenmesi

Ön aksamda oluşan kırılmalar ve arızaların engellenebilmesi amacı ile pek çok farklı firma tarafından çeşitli testler yapılmaktadır. Bu çerçevede Hyundai firması tarafından çevrim sırasında lastik ve yol durumu nedeni ile oluşan sarsıntının ön aksam üzerinde yaratacağı kuvvet ve bu kuvvetin herhangi bir hasara sebep olup olmayacağı araştırılmıştır. Ölçümler farklı yüzeylerde ve yol koşullarında tekrarlanmış, olası şok durumlarında ön aksamın verdiği tepki kuvvetleri tespit edilmiştir. Bu ölçümlerin yapılabilmesi amacı ile 60 saate yakın bir süre lastik tekerlekli yükleyici çalıştırılarak veri toplanmıştır. Bununla beraber Ölçümler ile eş zamanlı olarak MSC.ADAMS/View programı ile lastik ve arazi simülasyonu oluşturulmuştur. Test sırasında kullanılacak her koşul için ayrı ayrı uygun lastik ve yol verileri hazırlanmıştır. MSC ADAMS hidrolik ve dinamik simülasyonlarda analizler yapabilmek için Uzakdoğu firmaları tarafından yoğun olarak kullanılan bir programdır. [MSC Software, 2005]

Ön aksamda oluşan gerilimin metal aksam üzerinden test edilebilmesinin pratikte çok zor olması nedeni ile ölçümler ile silindir stroğunda oluşan değişimlerin tespit edilmiştir. Kova ve ön aksam hareketleri sırasında oluşan strok değişimleri ve bu strok değişimlerini sağlamak için gerekli kuvvetler bulunmuştur. ADAMS programı ile yapılan ölçümler ile de pratik ölçümlerin doğruluğunun sağlanması yapılmıştır.

Elde edilen sonuçlar Hyundai firmasının Ar-Ge departmanı tarafından değerlendirilmiş ve bir sonraki seri lastik tekerlekli yükleyicilerde bazı iyileştirmeler yapılmıştır.

Dinamik sistemde şekilde görüldüğü gibi ön aksam 16 hareketli parçadan meydana gelmiştir. Şasi ile olan bağlantı haricinde toplam 23 bağlantı bulunmaktadır. Sistemde bu bağlantılara 5° lik hareket serbestliği tanınmıştır.

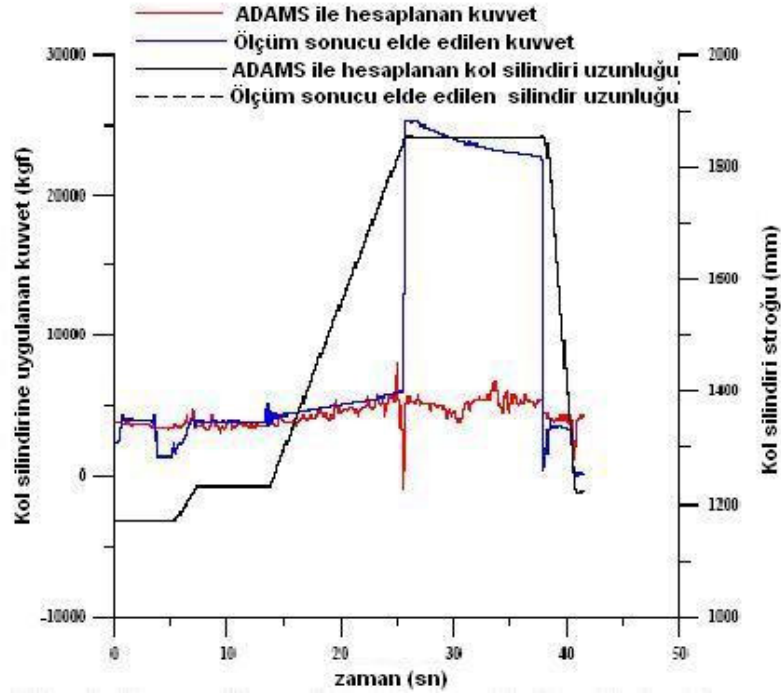


Şekil 3.19. Yükleyicinin dinamik analiz için hazırlanmış analitik modeli [Hyundai,2004]

Fotoğraf 3.6 da düzeneği gösterilen test sonucunda silindirlerde oluşan strok değişimleri yani yağ basınçları tespit edilmiştir.

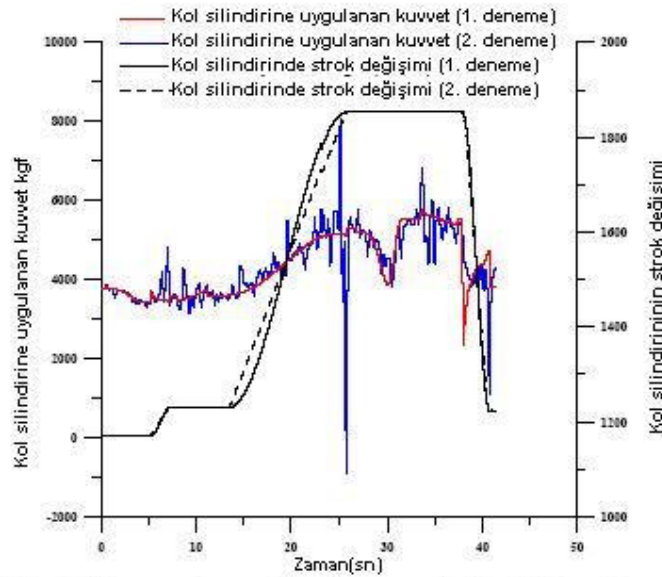


Fotoğraf 3.6. Test düzeneği [Heui and Kyung,2004]

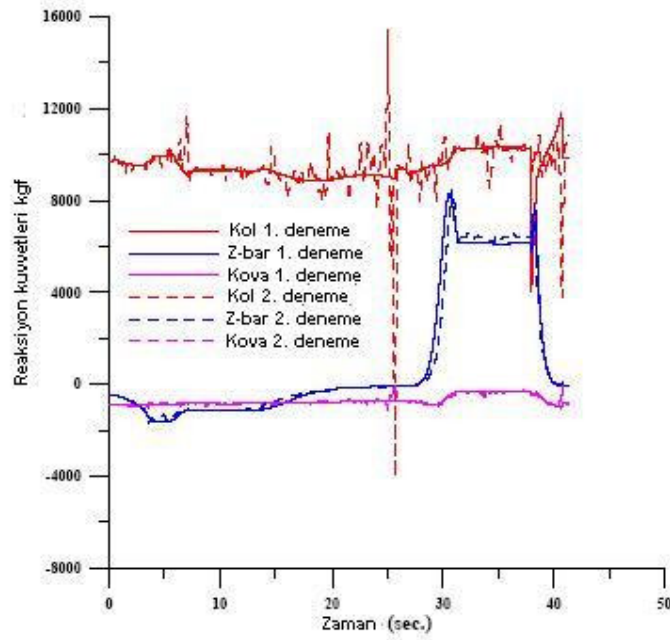


Şekil 3.20. Kol silindirinde meydana gelen kuvvetler [Heui and Kyung ,2004]

Yapılan simülasyon ve test sırasında ölçülen değerlerin birbirleri ile oldukça benzer sonuçlar vermesi neticesinde bu iki değer enterpolasyonu sonucu ortaya çıkan değer baz alınarak vibrasyonun olumsuz sonuçlarının engellenmesi amacı ile çalışmalar yapılmıştır.



Şekil 3.21. Kol silindirinde meydana gelen kuvvetler [Heui and Kyung,2004]

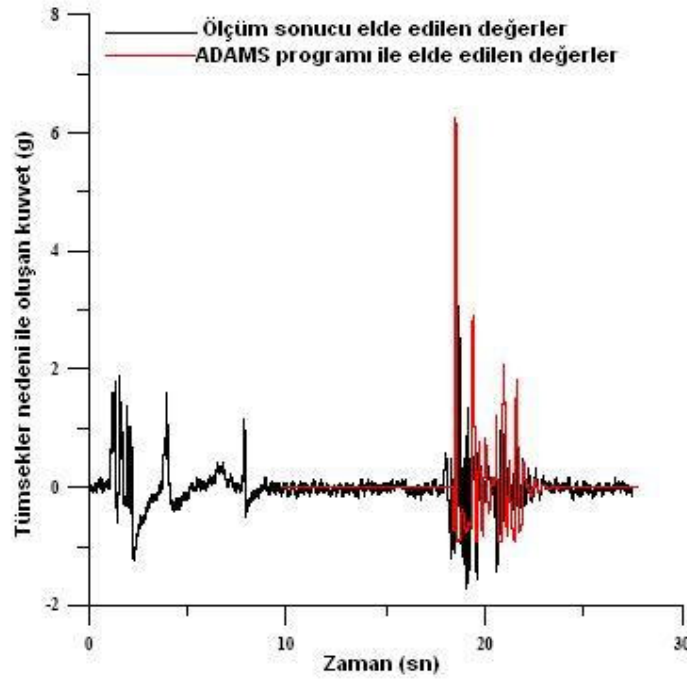


Şekil 3.22. Dikey doğrultuda meydana gelen kuvvetler [Heui and Kyung,2004]

Lastik tekerlekli yükleyici 5 km/h,10 km/h ve15 km/h sabit hızlarla 1 ve 2 tümsek bulunan engellerden geçirilmiştir. Böylece farklı hızlarda ve farklı zorlukta yol koşullarındaki karakteristiği saptanılmaya çalışılmıştır.



Fotoğraf 3.7. Test ekipmanları [Heui and Kyung,2004]

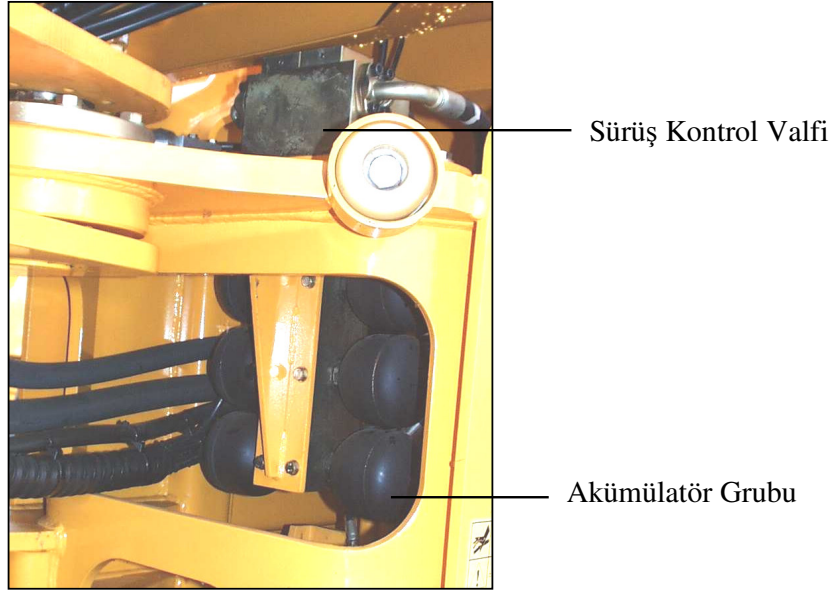


Şekil 3.23. Test sonuçları [Heui and Kyung, 2004]

Kol aksamında, iki tümsek geçilirken yukarıdaki grafikte de görüldüğü gibi yerçekiminin 3 katı büyüklüğünde kuvvetler meydana gelmektedir.

Lastik tekerlekli yükleyici 10km/h hız ile hareket ederken 1 tümsekten geçtiğinde silindirlerde oluşan kuvvet ile iki tümsekten geçtiğinde oluşan kuvvet arasında büyük fark bulunmaktadır.

Vibrasyon sonucu kol aksamında herhangi bir hasar meydana gelmemesi amacı ile yeni nesil lastik tekerlekli yükleyicilerde sürüş kontrol sistemi bulunmaktadır. Sürüş kontrol sistemi temelde sürüş kontrol valfi, akümülatör grubu ve bunların operatör tarafından kontrol edilmesini sağlayan bir anahtardan meydana gelmektedir. Sürüş kontrol sisteminin amacı oluşan şokların akümülatörler tarafından emilmesinin sağlamaktır. Akümülatörlerin içinde bulunan yağ hareket nedeni ile kaldırma silindirlerinde meydana gelen yağ basıncı değişimini dengelemektedir. Silindirlerde yol koşulları nedeni ile yağ basıncı değişimi olmadığından ön aksamda oluşan baskı kuvveti azalmaktadır.



Fotoğraf 3.8. Sürüş kontrol sistemi [Hyundai, 2005]



Anahtarda 3 konum bulunmaktadır.

Otomatik konum 9,5 km/h hızla hareket edildiğinde devreye girer, hız 8km/h altına düştüğünde devreden çıkar.

Açık konumda sürüş kontrol sistemi sürekli çalışmaktadır.

Kapalı konumda ise hangi hızla hareket edilirse edilsin sistem devreye girmez.

Şekil 3.24. Anahtar çalışma prensibi [Hyundai,2005]

3.7 Kova Seçimi

Kovaların genel maksat (standart), ağır iş ve hafif kova olarak üç farklı modeli bulunmaktadır. Hafif kova genellikle hafif işlerde kullanılır. Hafifliği, ağır işlerde kısa sürede deforme olmasına neden olsa da hafif işlerde yakıt tasarrufu sağlar. Genel maksat kovalar makine ile beraber verilen standart kovalardır. Kaya kovaları ise kayaların yüklenip taşınması sırasında oluşacak darbelere karşı güçlendirilmiş kovalardır.

Lastik tekerlekli yükleyici seçiminde ilk olarak hesaplanması gereken makine ile yapılacak hafriyat miktarıdır. Hafriyat miktarı tayin edildikten sonra tespit edilmesi gereken bu yükün kaç çevrimde taşınacağıdır. Çevrim sayısı ve toplam hafriyat miktarı bilindiğinde tek çevrimde taşınması gereken yük miktarı da belli olmaktadır. Yük yoğunluğu ve kova dolum oranı göz önüne alınarak uygun kova seçimi yapılabilir.

Malzemelerin yoğunluğu hesaba katılırken dikkat edilmesi gereken en önemli husus malzemenin nemli veya ıslak olup olmadığıdır. Standart kovalar ortalama 1440kg/m^3 yoğunluğa sahip malzemeler için üretilmişlerdir. Ama taşınan malzeme örneğin ıslak kum ise yoğunluk 1840 kg/m^3 e kadar yükselir. Oluşan fazla yük makinenin belirlenen emniyetli çalışma sınırlarını geçebilir. Özellikle quick coupler monte edilmiş makinelerde kova aksamında eğilmelere, kova pistonlarında o-ring ve keçelerin deforme olmasına neden olur. Daha büyük yüklerde aksamın kırılmasına veya makinenin devrilmesine yol açabilir [Heavy Equipment Guide, 2004].

Kova dolum oranı; o malzemenin kovanın ne kadarını doldurabileceğini belirleyen orandır. Koparma kuvveti, kova devirme açısı, kova şekli ve kesme ağız şekli kova dolum oranını etkilemektedir. Standart kova için kova dolum oranı ile ilgili çizelge aşağıda verilmiştir.

Çizelge 3.1. Malzemelerin Kova Dolum Oran Çizelgesi [Liebherr, 2005]

Malzeme	Kova Dolum Oranı
Çakıl-kum karışımı (ıslak)	0.95 - 1.05
3mm den küçük taneli toprak	0.95 - 1.05
3mm ile 10 mm arasında tane büyüklüğüne sahip toprak	0.95 - 1.00
12mm ile 20 mm arasında tane büyüklüğüne sahip toprak	0.85 - 0.90
24 mm ve üzeri tane büyüklüğüne sahip toprak	0.85 - 0.90
Çok iyi parçalanmış kaya	0.85 - 0.95
Parçalanmış kaya, moloz	0.75 - 0.95
Az parçalanmış kaya	0.60 - 0.75
Kaya toprak karışımı	1.00 - 1.20
Nemli toprak	1.00 - 1.15
Taş toprak karışımı	0.85 - 1.05

Seçilen kova ile çalışan makine tonajı tespit edilir. Bu tespit yapılabilmesi için makinelerin statik devirme yüklerine bakılır. Statik devirme yükü; Kovanın ağırlık merkezinde yığın olarak duran ve arka tekerleklerin yerden kalkmasına sebep olan minimum yüküdür. Bu sırada yükleyici düz bir zemin üzerinde olmalı, kova arkaya yatırılmalı, standart ekipman dışında makinede başka ekipman bulunmamalıdır. Statik devirme yükü kullanılarak çalışma yükü tespit edilir. Çalışma yükü ise statik devirme yükünün %50 sinden fazla olmamalıdır [ISO 7131, 2002]. İptal edilen TS 10327:1992 yerine geçen TS 10327 ISO 7131:2002 standardı yük ve yükleme şekillerini aşağıdaki şekilde açıklamaktadır

Silme kapasite;

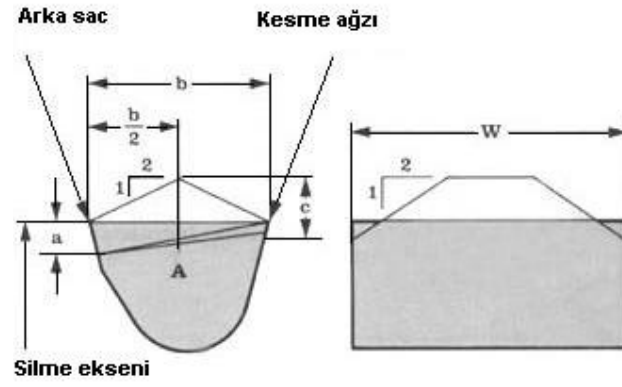
$$V_s = A.W - \frac{2}{3}.a^2.b \quad (3,4)$$

Yığın şeklindeki malzemenin hacmi;

$$V_T = \frac{b^2.W}{8} - \frac{b^2}{6}(a + c) \quad (3,5)$$

Kapasite oranı;

$$V_a = V_s + V_T \quad (3,6)$$



Şekil 3.25. Kova Kapasitesi [Liebherr,2006]

4. TASARIM

Yapılan tasarım çalışması 2 aşamadan meydana gelmektedir. Birinci aşamada hangi z-bar tasarımının inceleneceği belirlenmiştir. İkinci aşamada ise belirlenen z-bar tasarımı modellenmiştir.

4.1 Taşıyıcı Kol Seçimi

Günümüz z-bar tasarımının en büyük dezavantajları görüş açısının sınırlı olması, hızlı ataçman değiştirme özelliğinden mahrum olması ve malzemenin yere paralel taşınmamasıdır. En büyük avantajı ise yüksek koparma kuvvetine sahip olmasıdır.

Hemen hemen tüm firmaların kullanmakta olduğu geleneksel z-bar tasarımı sahip olduğu dezavantajlar nedeni ile hızla pazar payı kaybetmektedir. Pazar payını kaybetmemek için tüm firmalar lastik tekerlekli yükleyicilerinde tasarım değişikliği arayışındadırlar. Volvo firması geliştirdiği Tp kol tasarımını bazı makinelerine uygulayarak geleneksel z- bar tasarımının dışına çıkan ilk firma olmuştur.

Volvo firması geliştirdiği TP kol tasarımı ile görüş açısında azda olsa iyileşme sağlamıştır. Ayrıca malzeme TP kol tasarımında yere paralel olarak taşınabilmektedir. Görünen odur ki gelecekte z-bar taşıyıcı kol dizaynına sahip makinelerde TP kol tasarımına benzer kol tasarımları en gözde ve en çok tercih edilecek tasarımlar olacaktır.

Tasarım, Çizelge 4.1 den da görüleceği gibi aynı kova kapasitesinde ve benzer tonajdaki geleneksel z-bar tasarımına sahip makinelerden koparma kuvveti olarak geri kalmamakta aynı zamanda hızlı ataçman değiştirme özelliği ve yükü yere paralel taşıyabilmesi ile fark yaratmaktadır. Bu nedenle yapılacak analizlerde TP kol tasarımı baz model olarak kabul edilmiştir.

Çizelge 4.1. Marka Ve Modellere Göre Koparma Kuvvetleri

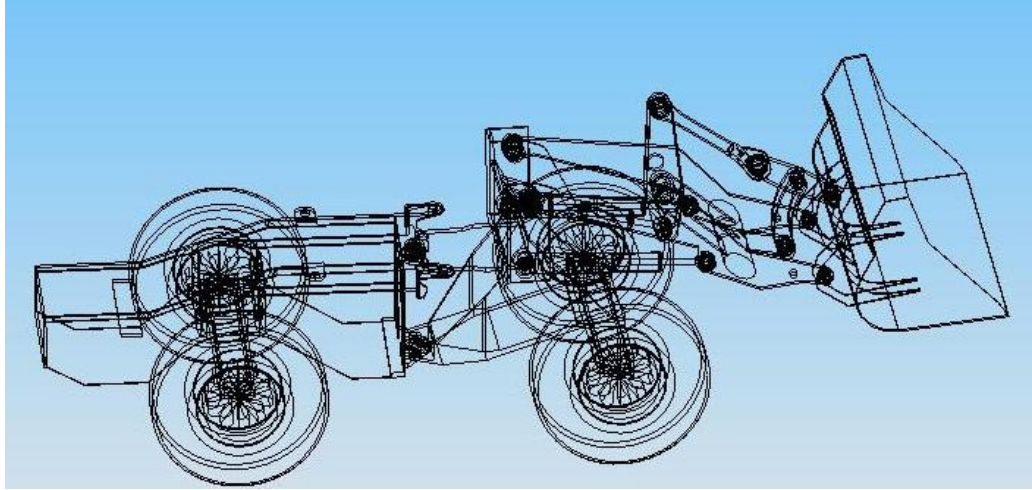
Firma	Model	Koparma Kuvveti (kN)
Hyundai	HI760-7a	156,50
Volvo	L110E	156,30
Case	821C	152,68
Jcb	446ZX	153
New Holland	W190	162
Hitachi	ZW220	153,90
Komatsu	WA380-6	161
Daewoo	MEGA300-V	162
Caterpillar	950H	162,82

Tasarım aşamasının modelleme aşaması için Solidworks mühendislik programının 2006 sürümü kullanılmıştır. Modelleme çalışmaları P4 3,2 GHz Intel işlemciye sahip PC de gerçekleştirilmiştir.

4.2 TP Taşıyıcı Kolun Modellenmesi

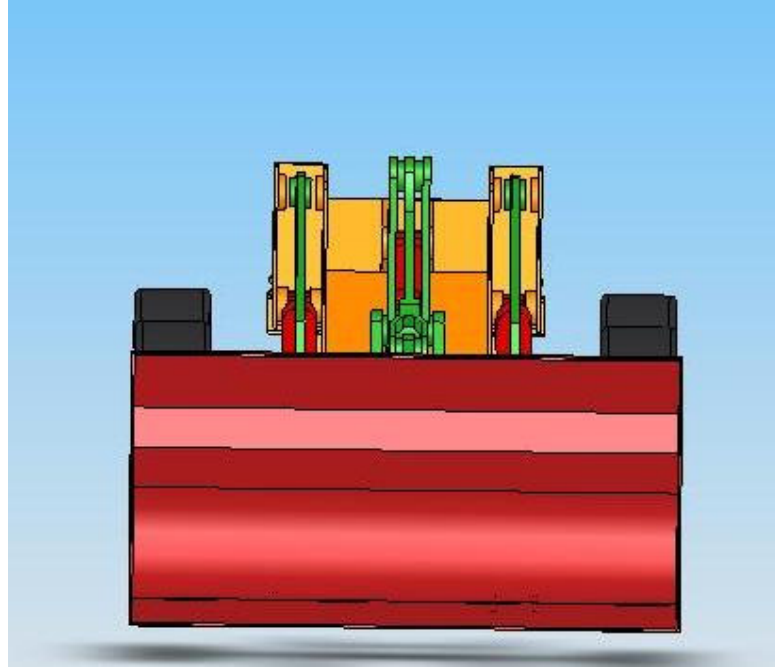
TP taşıyıcı kolun modellenmesi için gerekli taşıyıcı ön aksam ölçüleri makinenin üzerinden ölçülmüştür. Şaseye ait ölçüler Volvo firması tarafından sağlanmıştır. Taşıyıcı ön aksam, makine üzerinden alınan ölçüler yardımı ile katı model olarak çizilmiştir.

Makine üzerinden alınan ama taşlama gibi metal şekillendirme işlemleri ve boyama gibi son işlemler sırasında oluşan farklılıklar nedeni ile kesinliği tartışılır açısız ölçüler makinenin tanıtım broşürlerinde bulunan çizimlerin DXF formatında kaydedilmesi ve kaydedilen çizimlerin Autocad programında açılarak ölçülmesi ile tespit edilmiştir.

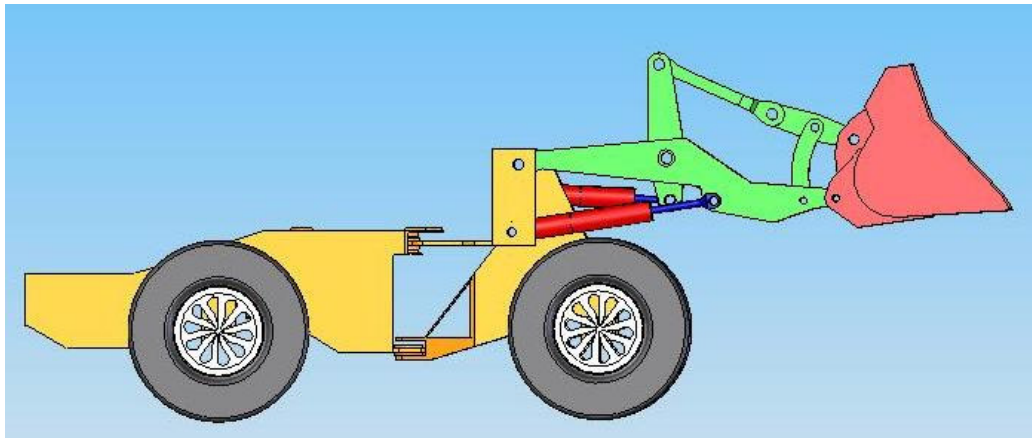


Şekil 4.1. Tel Kafes Model Görünümü

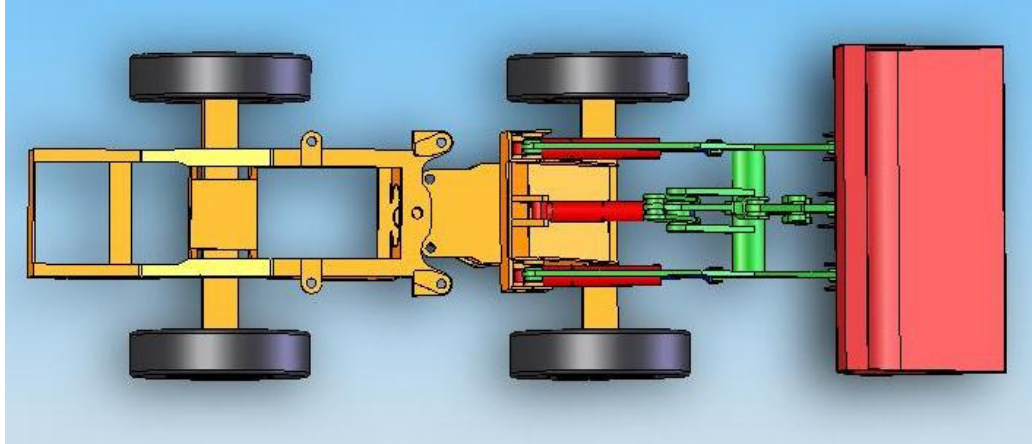
Volvo Tp link tasarımına sahip yükleyicinin tel kafes modeli Şekil 4.1 de gösterilmektedir. Şekil 4.2.' de yükleyicinin katı model olarak önden görünüşü görülmektedir. Şekil 4.3.' de yükleyicinin katı model olarak yandan görünüşü görülmektedir. Şekil 4.4.' de yükleyicinin katı model olarak üstten görünüşü görülmektedir. Şekil 4.5.' de yükleyicinin taşıyıcı ön aksamı katı model olarak görülmektedir. Şekil 4.6.' da taşıyıcı kolun tel kafes modeli gösterilmektedir. Şekil 4.7.' de taşıyıcı kolun katı model olarak önden görünüşü görülmektedir. Şekil 4.8.' de taşıyıcı kolun katı model olarak yandan görünüşü görülmektedir. Şekil 4.9.' de taşıyıcı kolun katı model olarak üstten görünüşü görülmektedir.



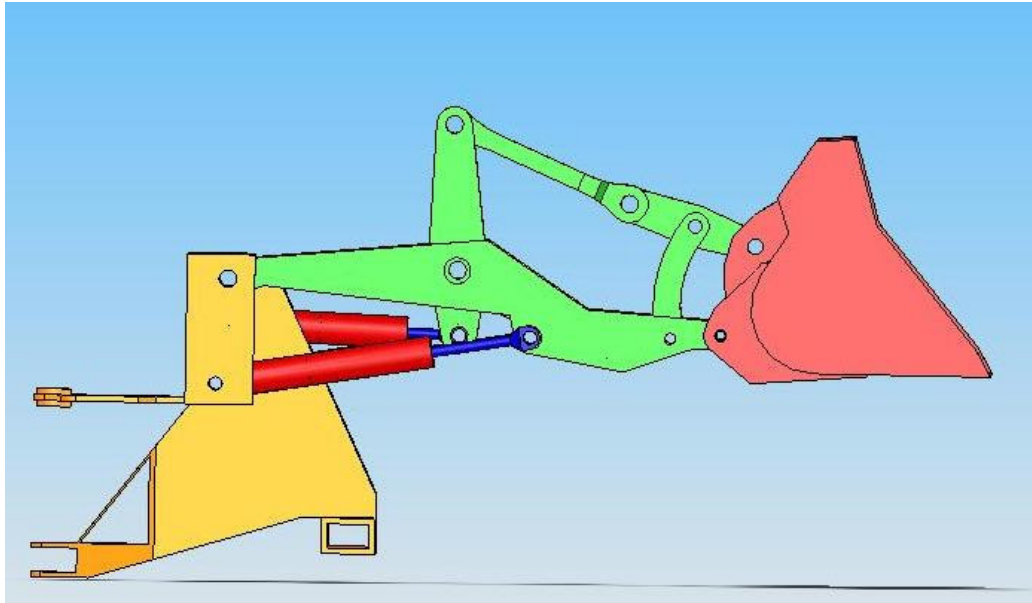
Şekil 4.2. Yükleyicinin Önden Görünümü



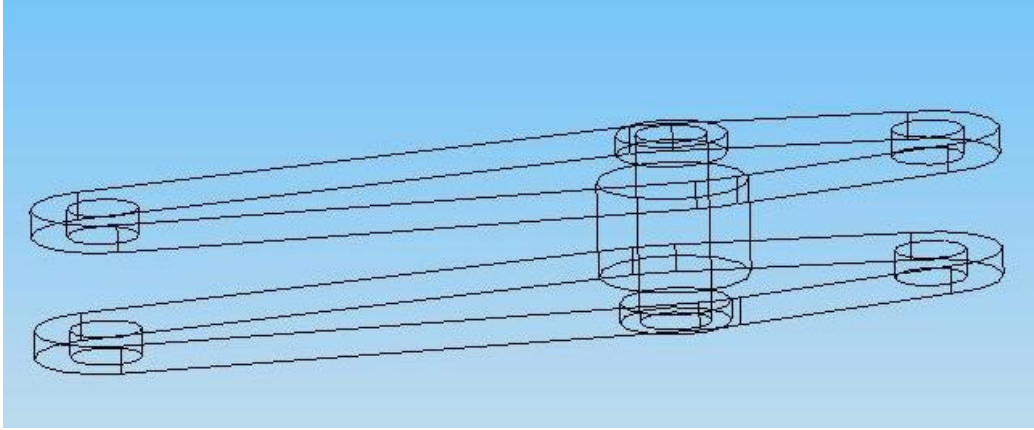
Şekil 4.3. Yükleyicinin Yandan Görünümü



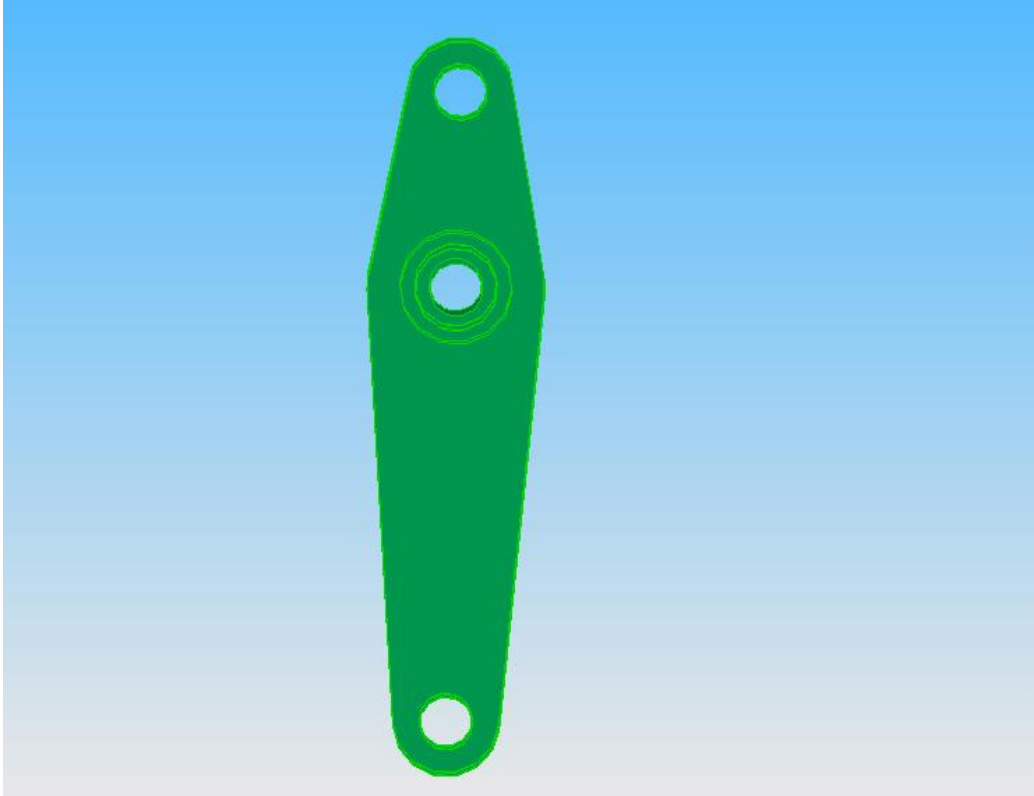
Şekil 4.4. Yükleyicinin Yandan Görünümü



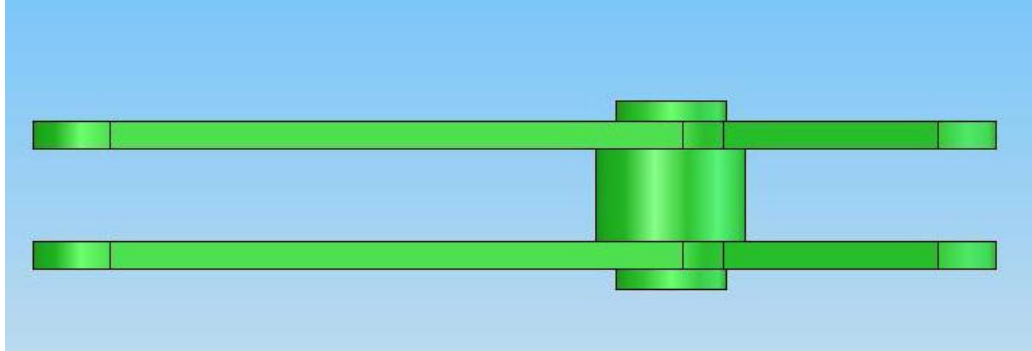
Şekil 4.5. Yükleyicinin Ön aksamı



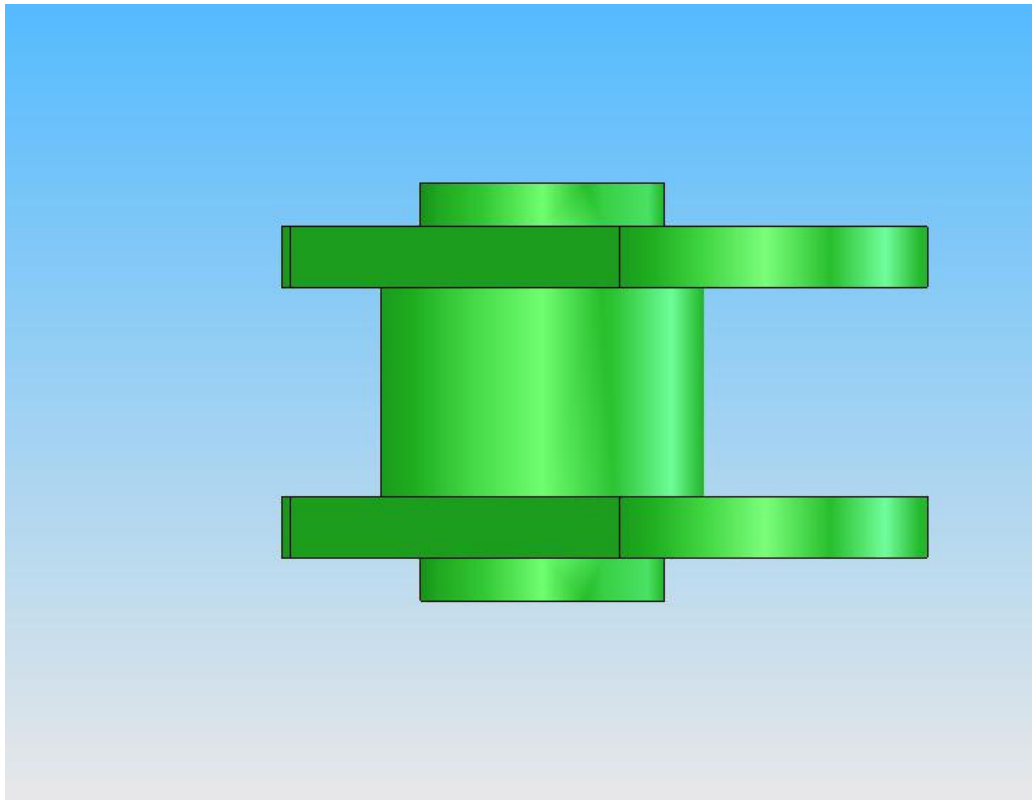
Şekil 4.6. Taşıyıcı Kolun Tel Kafes Modeli



Şekil 4.7. Taşıyıcı Kolun Önden Görünümü



Şekil 4.8. Taşıyıcı Kolun Yandan Görünümü



Şekil 4.9. Taşıyıcı Kolun Üstten Görünümü

5. ANALİZ

Bu bölümde katı modeli yapılan taşıyıcı kolun farklı malzemeler kullanılarak yapısal sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Çıkan sonuçlara göre uygun malzemeler belirlenmiştir.

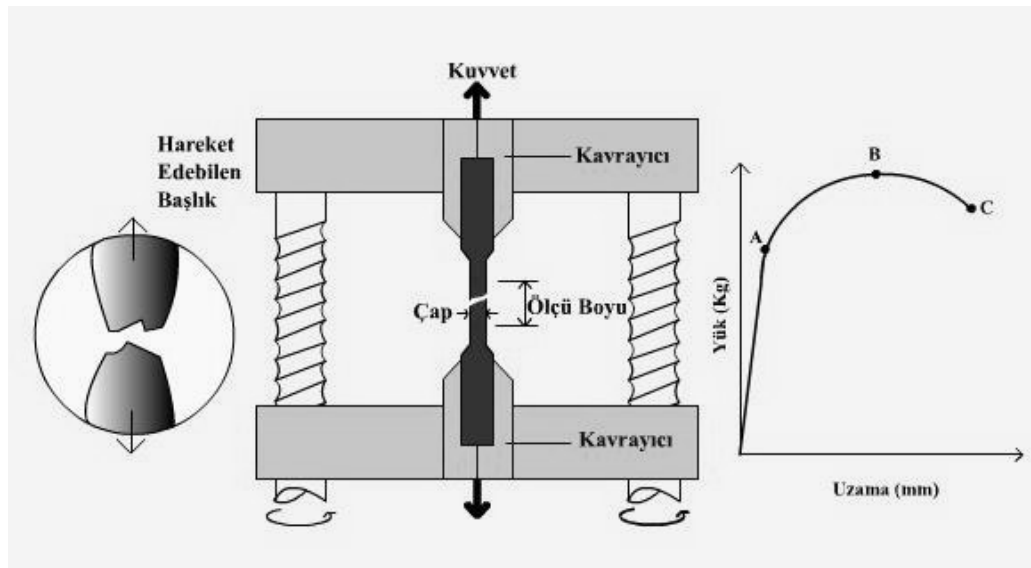
Analiz çalışmalarında kullanılan sonlu elemanlar yöntemi, matematikçilerden ziyade mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Yöntem ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenilmektedir. Gerilme analizinde bu değer yer değiştirme alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya akısı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük alanın almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyen, pratikte özel bir öneme sahiptir.

Basit şekliyle sonlu elemanlar metodu, karmaşık problemlerin basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesi ile tam çözümün bulunduğu bir çözüm şekli olarak tanımlanabilir. Günümüzde sonlu elemanlar metodu geniş uygulamaları ile bir mühendislik aracı olarak kesin yerini almıştır.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünmektedir. Elemanlar “nod” adı verilen noktalarda tekrar birleşirler. Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır [Akkaya, 2004].

İç ve dış yükler altındaki bir yapının yapısal bütünlüğünü koruyabilme özelliği bu yapının öngörülen yükler için yeterli mukavemete sahip olduğunu gösterir. Ancak hiçbir yapı olası bütün yükleri karşılamaya yetmez. Kesit alanı A olan silindirik çubuğu iki ucundan P kuvveti ile çekmeye tabi tutulduğunda, çubukta bir boy uzaması ortaya çıkmaktadır. Kuvvet artırılarak deneyi tekrarlamaya devam edildiğinde çubuğun orta bölgelerinde bir tür daralma ortaya çıkmaktadır. Teknik

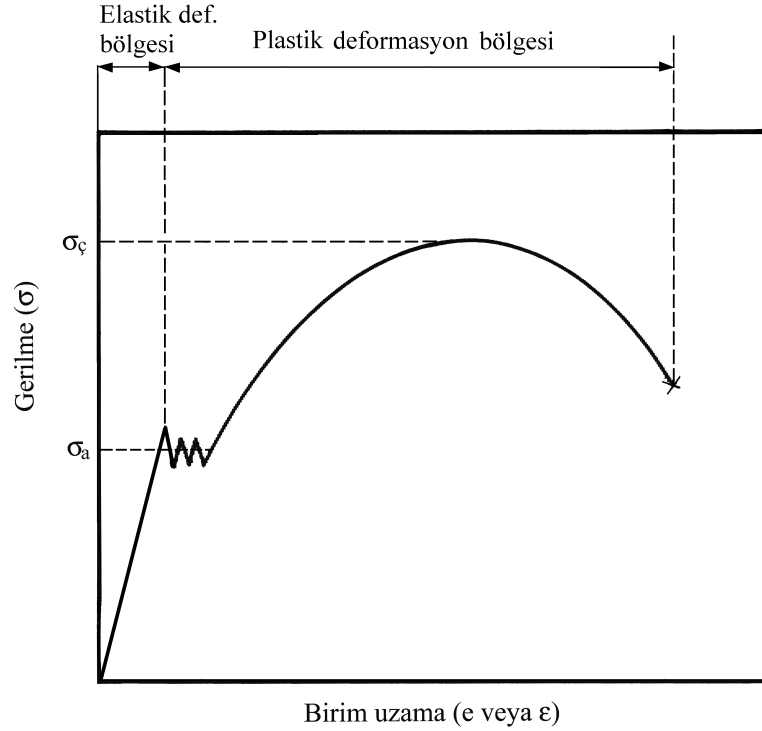
terminolojide bu olaya akma (Yield) denmektedir. Gerilme, birim alana düşen yük olarak tanımlanırsa yani $s = P / A$, akma noktasındaki gerilmeye akma gerilmesi ($y = \text{yield stress}$) denir. Deneye devam edilirse şekil değişimininde hızlanma olur ve bir süre sonra malzemede kopma meydana gelir. Genelde akma noktasına kadar olan şekil değiştirmeye elastik şekil değiştirme denir ve kuvvet ortadan kaldırıldığında malzeme eski şekline geri döner. Bu deneyde ortaya çıkan gerilme eksenel doğrultuda, yani kesitlere dik doğrultuda olduğundan bu tip gerilmeye “normal gerilme” (normal stress) denir.



Şekil 5.1. Çekme deneyi [Teknolojik Araştırmalar, 2006]

Benzer bir deney çubuğu bükerekte gerçekleştirilebilir. Bu halde de sonuç benzer bir şekilde ortaya çıkar, ancak burada kesitlere uygulanan gerilme kesite dik değil paraleldir.

Bir mühendislik yapısında yeterli mukavemete sahip olmak demek, öngörülen yüklerin etkisi altında ortaya çıkan gerilmelerin müsaade edilen emniyetli gerilme sınırını aşmaması demektir. Müsaade edilen gerilme sınırı daima akma gerilmesinin altında bir değerdir.

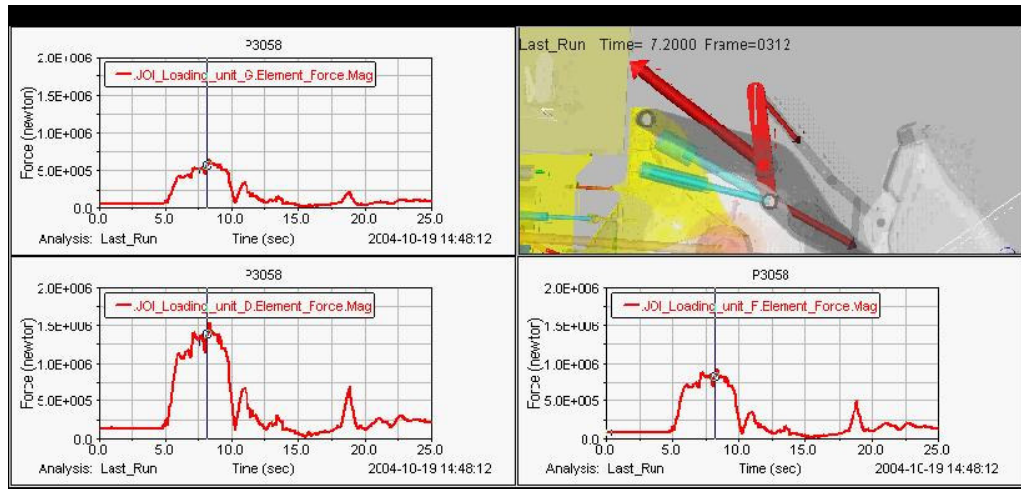


Şekil 5.2. Düşük karbonlu çeliklerin tipik çekme diyagramı [İTÜ, 1990]

5.1 Analiz Koşulları

Analiz çalışmaları için gerekli olan kuvvetler, Volvo firması ile beraber çalışmalar yürüten İsveç Kraliyet Teknoloji Enstitüsü Makine Mühendisliği bölümünden alınmıştır.

İsveç Kraliyet Teknoloji Enstitüsü, Volvo firması ile birlikte dayanım testleri yapmak üzere 3 boyutlu modeller tasarlamıştır. Bu tasarımlar Adams analiz programı ile analiz edilmiştir. Analizi, kovanın hacmine şantiye ortamında olabilecek en ağır malzemeler olan kaya ve kalan boşluklara ıslak kum koyarak gerçekleştirmişlerdir. Uygulanan yük, ürün kullanım kılavuzlarında belirlenen değerlerin çok üzerindedir. Böylece taşıyıcı kolun olabilecek en ağır koşullara dayanıp dayanamayacağı test edilebilmektedir. Test sonucu oluşan değerler Şekil 5.3 görüldüğü gibidir.

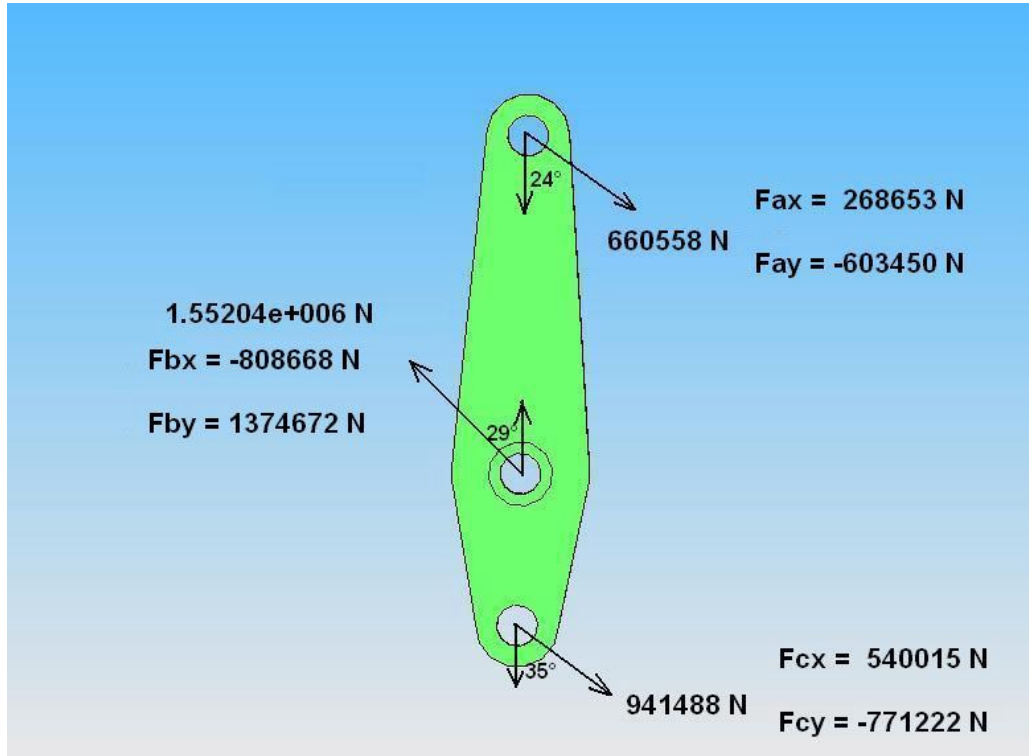


Şekil 5.3. Kova toplama anında oluşan kuvvetlerin testi [Volvo, 2004]

Sonuç olarak kovanın yük içinde toplama hareketine başladığı anın, ön aksamın kuvvetlere en yoğun olarak maruz kaldığı an olduğunu tespit etmişlerdir.

Pratikte de ön aksamında her hangi bir sorun olan lastik tekerlekli yükleyiciler yüke girdiklerinde kova toplama hareketini yapamamakta ve kovaları kilitlemektedir.

Analiz, teorikte yapılan analiz çalışmaları ve pratikte farklı şehirlerde farklı makineler üzerinde yapılan gözlem sonuçlarının birbirlerini desteklemesi göz önüne alınarak TP taşıyıcı kolun yüke en yoğun olarak maruz kaldığı “kova toplama” sınır durumu için yapılmıştır. Kova toplama sınır koşulunda oluşan kuvvetler ve açıları Şekil 5.4. de görüldüğü gibidir.



Şekil 5.4. Kova toplama sınır koşulunda oluşan kuvvetler [KTH, 2006]

5.2 Analiz Çeşitleri

TP Taşıyıcı kol tasarımının kova toplama durumunun incelenmesi için Von Mises gerilme analizi, maksimum kesme analizi ve statik deplasman analizi yapılmıştır.

Von Mises-Hencky teorisi, gerilim enerji teorisi olarak da adlandırılır. Genleşebilen malzemeler için kullanılan en uygun teoridir. Akma gerilmesinin başlangıcının belirlenmesinde kullanılır. Bu teorisinin oluşturulmasının nedeni hidrostatik olarak gerilmiş genleşebilen malzemenin akma dayanımının basit gerilme testlerinde bulunan değerlerden çok daha fazla olduğunun gözlemlenmesidir.

Distorsiyon-enerji teorisi; birim hacimdeki toplam gerilim enerjisinin, aynı hacmin gerilme veya basınçtaki akma dayanımına karşılık gelen gerilim enerjisine ulaştığında akmanın oluştuğunu ifade eder [Shigley, 2001] .

Von Mises gerilimi düşünölen en karmaşık gerilim gösterebilecek şekilde kullanılabilir.

Maksimum kesme gerilmesi teorisi sadece malzemenin akma durumunu incelemekte kullanılır. Bu yüzden sadece genleşebilen malzemelere uygulanır.

Maksimum kesme gerilimi teorisi, herhangi bir makine elemanının maksimum kesme gerilmesinin, aynı malzemenin yapılmış gerilme testinde kullanılan örneğinin akmaya başladığı maksimum kesme gerilmesine eşit olduğu zaman akmaya başlayacağını belirtir [Shigley, 1996].

Bu teori hidrostatik gerilmelerin (eşit gerilme veya basınç) malzeme akmasına neden olmayacağını ifade eder. Hidrostatik gerilmelere maruz kalan yapıda akma veya kopma meydana gelmez ve gerilmeler ortadan kalkınca elastik olarak kendini toplar. Bu yüzden maksimum kesme gerilmesi teoreminin kalıcı deformasyonun belirlenmesinde katkısı yoktur.

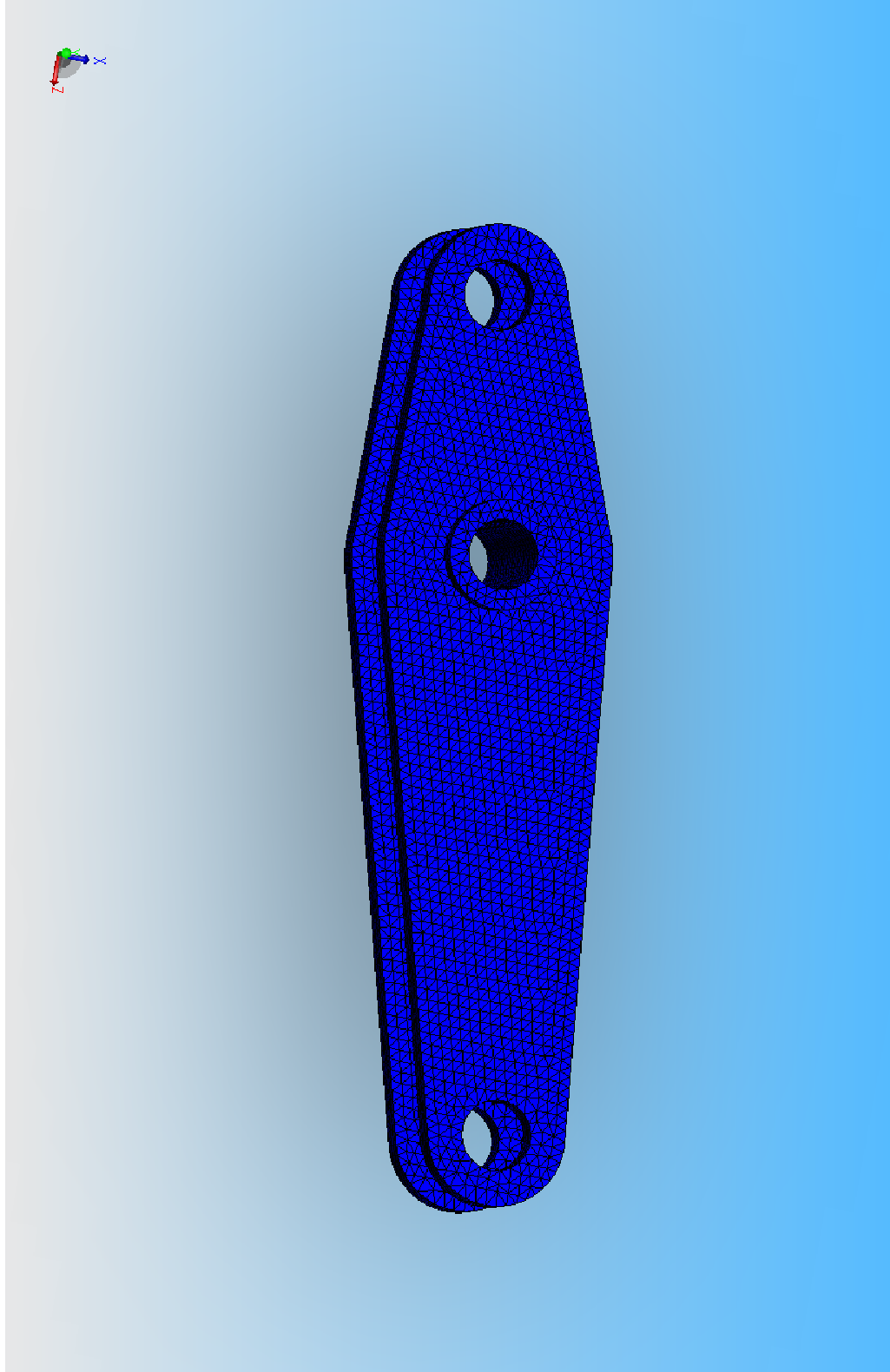
Statik deplasman analizinde ise gerilmeler sonucu oluşan maksimum deplasman değerleri incelenmiştir.

5.4 Meshing İşlemi

Analiz işleminin aşamalarından biride yapının küçük elemanlara bölündüğü ve nod adı verilen düğüm elemanların özelliklerinin toplandığı varsayılan meshing aşamasıdır.

Lastik tekerlekli yükleyicilerin taşıyıcı kol tasarımının sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilebilmesi için meshlenmiş görüntüsü Şekil 5.5. de gösterilmektedir.

Buna göre taşıyıcı kol 13,908 mm boyutunda 61538 adet katı elemana bölünmüştür. Mesh işlemi sonucunda 97458 adet düğüm noktası meydana gelmiştir.



Şekil 5.5. Taşıyıcı Kolun Meshlenmiş Görünümü

5.4 Malzeme

Volvo L110E model lastik tekerlekli yükleyicilerin TP taşıyıcı kol malzemesi ASTM A 543 Grade C Standardında çeliktir.

Bununla beraber Hyundai firması benzer tonajlı HL760-7A model lastik tekerlekli yükleyicilerinde DDK 60 standardında dökme demir kullanmaktadır (TSE, TS 526).

Hyundai firması yine benzer tonajlı üretimden kalkan HL760-3A model lastik tekerlekli yükleyicilerinde St 52 standardında çelik malzeme kullanmıştır.

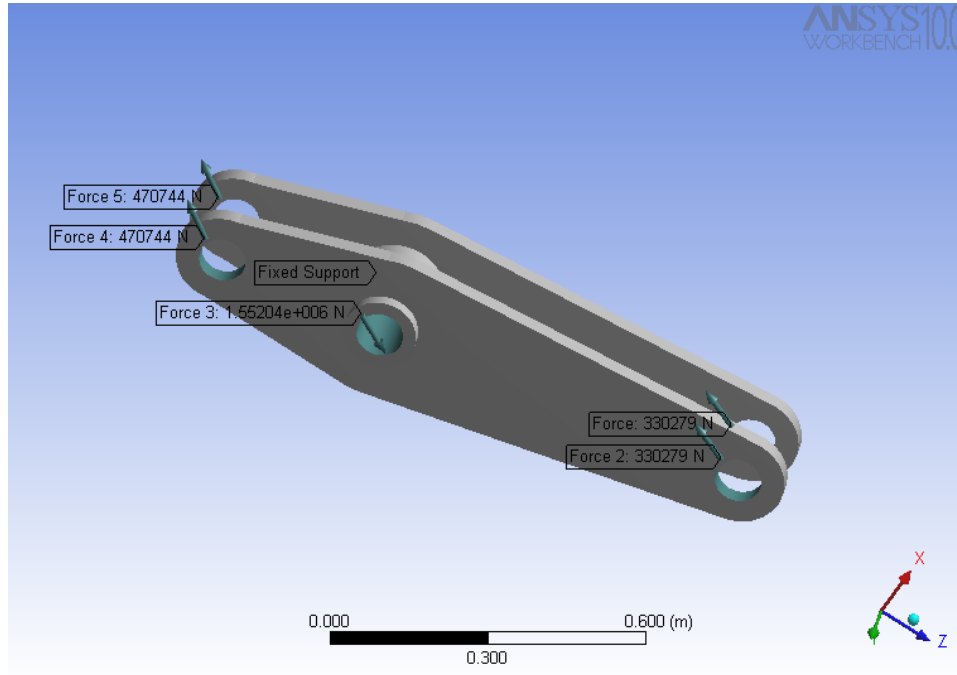
Bu üç malzemenin analiz için gerekli mekanik özellikleri Çizelge 5.1 de verilmiştir.

Çizelge 5.1. Analiz edilecek malzemelerin mekanik özellikleri

Malzeme	Akma gerilmesi (N/mm ²)	Kopma gerilmesi (N/mm ²)	Poisson oranı	Young modülü (N/mm ²)
St 52	355	530	0,3	210000
DDK 60	391	587	0,275	240000
A 543 Grade C	620	828	0,28	205000

5.5 Sınır Koşulları

Taşıyıcı kol tasarımında 3 pim bağlantı noktası bulunmaktadır. Üstte ve altta bulunan bağlantılar kova devirme hareketini kontrolünü sağlamaktadır. Ortada bulunan bağlantı ise taşıyıcı kolun, link koluna bağlanmasını yani sabitlenmesini sağlamaktadır. Normal çalışma şartlarında taşıyıcı kol öteleme yapamayacak şekilde sabitlenmiştir fakat dairesel olarak belirli bir açıda dairesel hareket yapabilmektedir. Fakat sınır koşulu durumunda taşıyıcı kolun dairesel olarak da hareket etme imkanı yoktur.

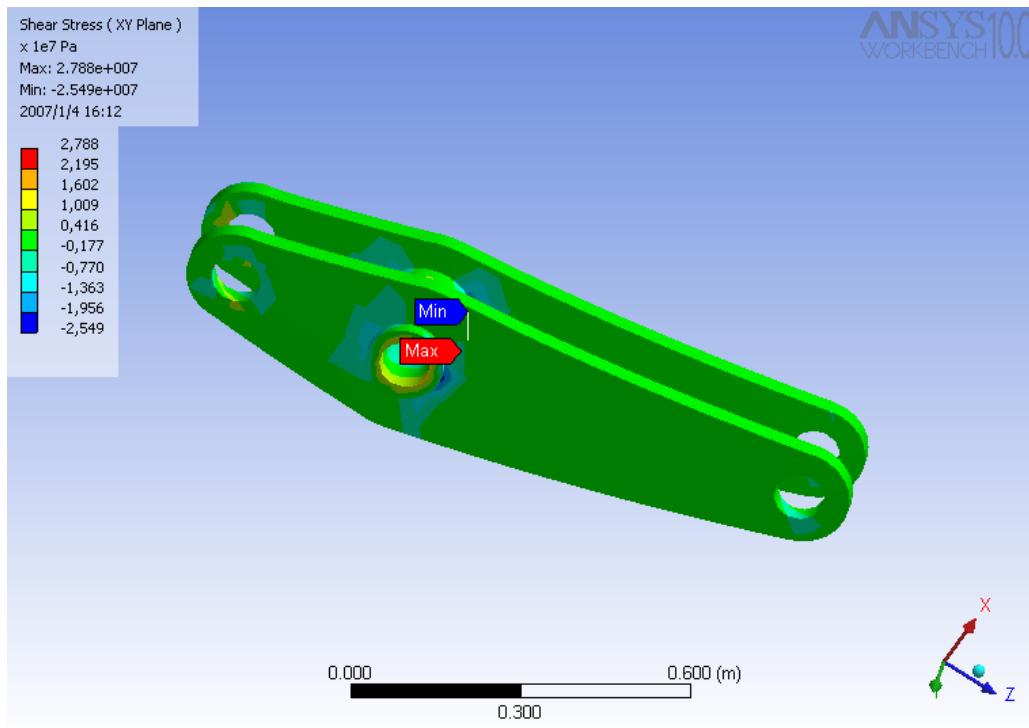


Şekil 5.6. Sınır Koşulu Durumu

5.6 Ansys Workbench Analizleri

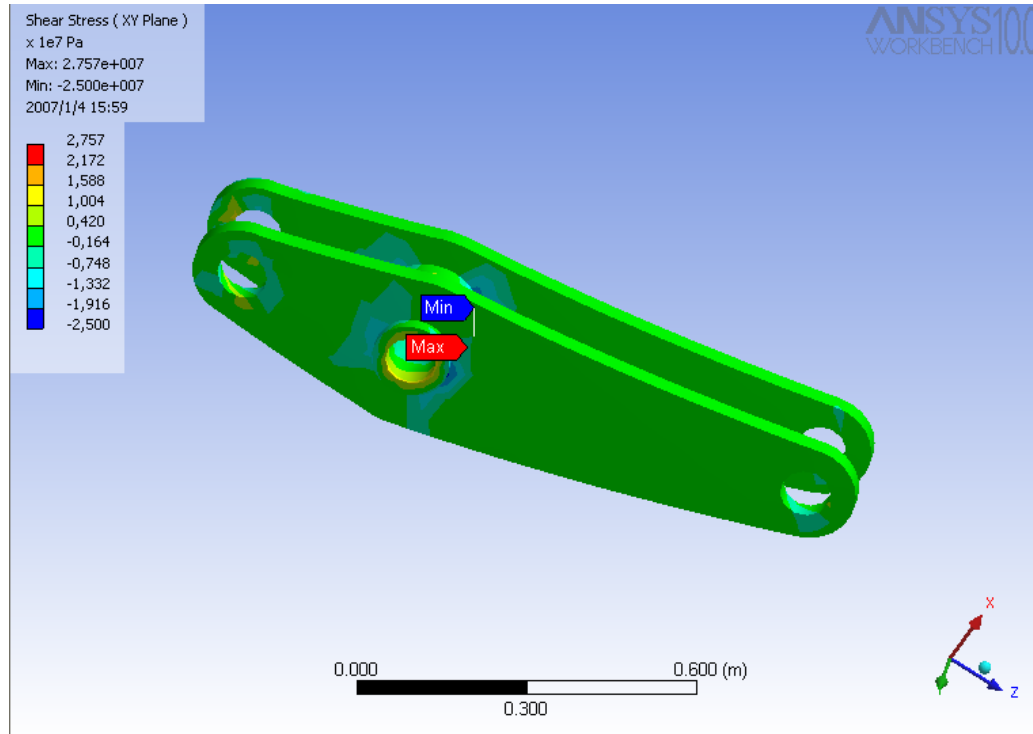
5.6.1 Maksimum Kesme Gerilmesi Analizleri

Şekil 5.7. da ST 52 malzemeden yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun genelinde maksimum kesme gerilmesi 28 N/ mm² değerini geçmemektedir.



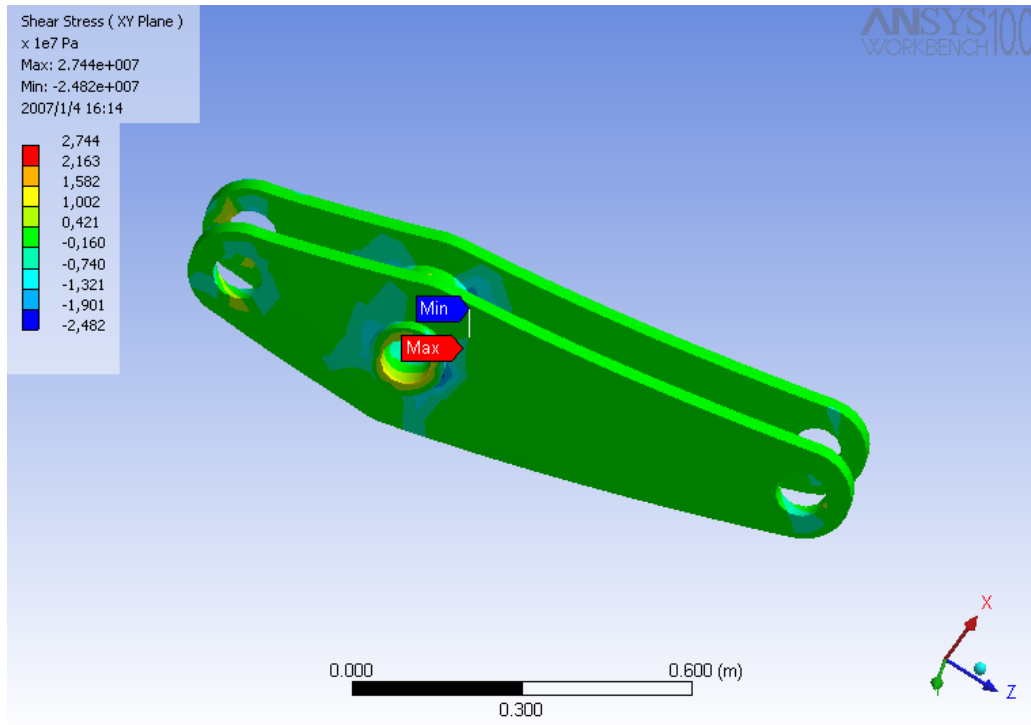
Şekil 5.7. ST 52 Malzemeden imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi

Şekil 5.8. de TS-526 standardında DDK-60 malzemenen yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun genelinde maksimum kesme gerilmesi 28 N/ mm² değerini geçmemektedir.



Şekil 5.8. DDK-60 Malzemenen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi

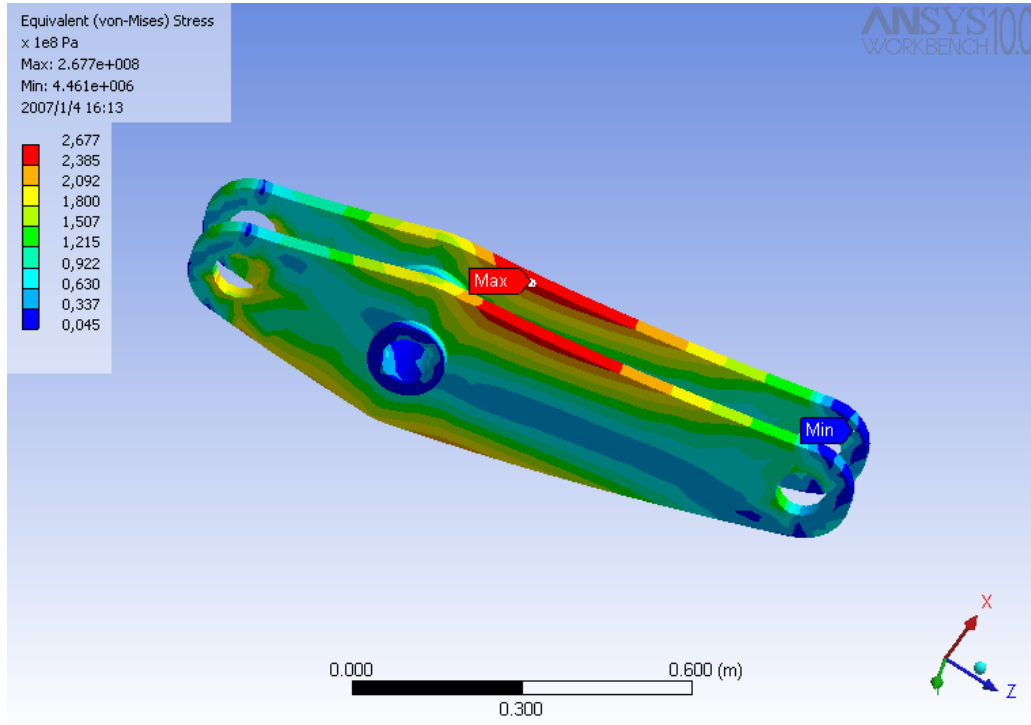
Şekil 5.9. de ASTM A543 standardında Grade C malzemeden yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun genelinde maksimum kesme gerilmesi 28 N/ mm² değerini geçmemektedir.



Şekil 5.9. Grade C Malzemeden imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için maksimum kesme gerilmesi analizi

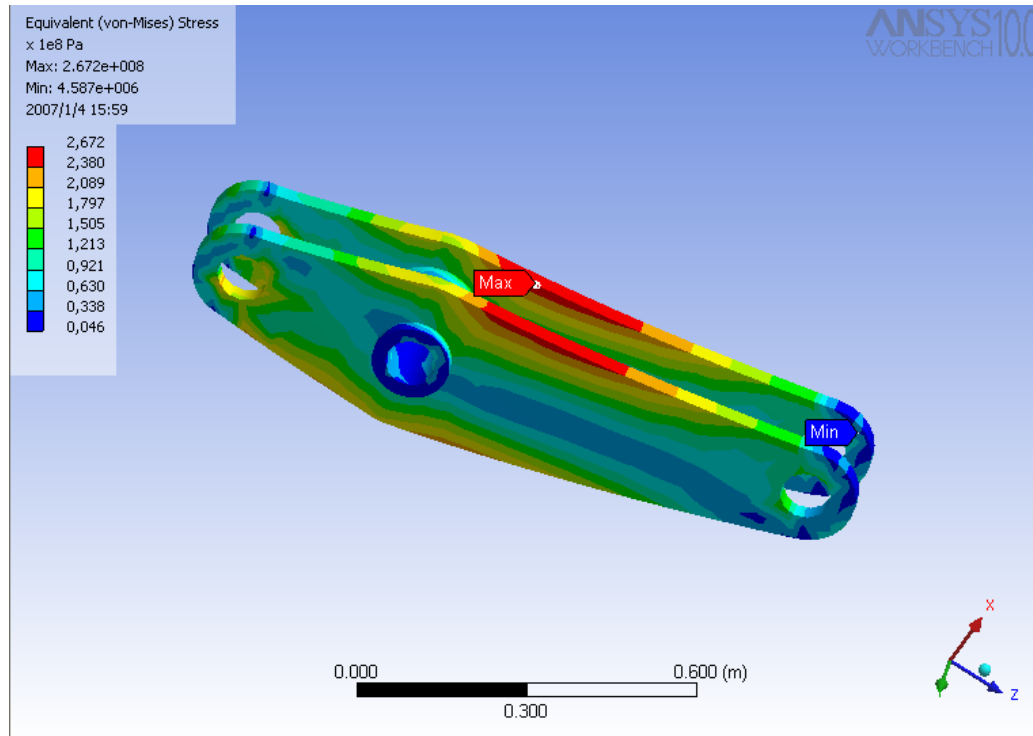
5.6.2 Distorsiyon-Enerji Analizleri

Şekil 5.10. da ST 52 malzemeden yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için distorsiyon-enerji analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun genelinde Von Mises gerilmesi 268 N/mm^2 değerini geçmemektedir.



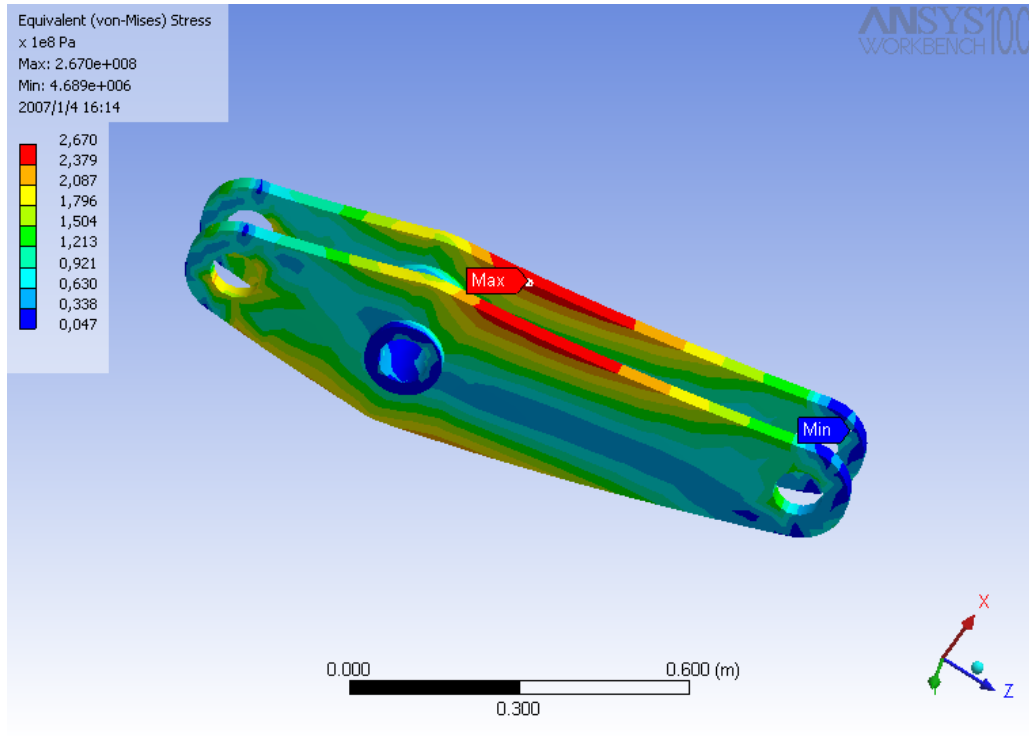
Şekil 5.10. ST 52 Malzemeden imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için distorsiyon-enerji analizi

Şekil 5.11. da TS-526 standardında DDK-60 malzemeden yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için distorsiyon-enerji analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun genelinde Von Mises gerilmesi 268 N/mm^2 değerini geçmemektedir.



Şekil 5.11. DDK-60 Malzemeden imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için distorsiyon-enerji analizi

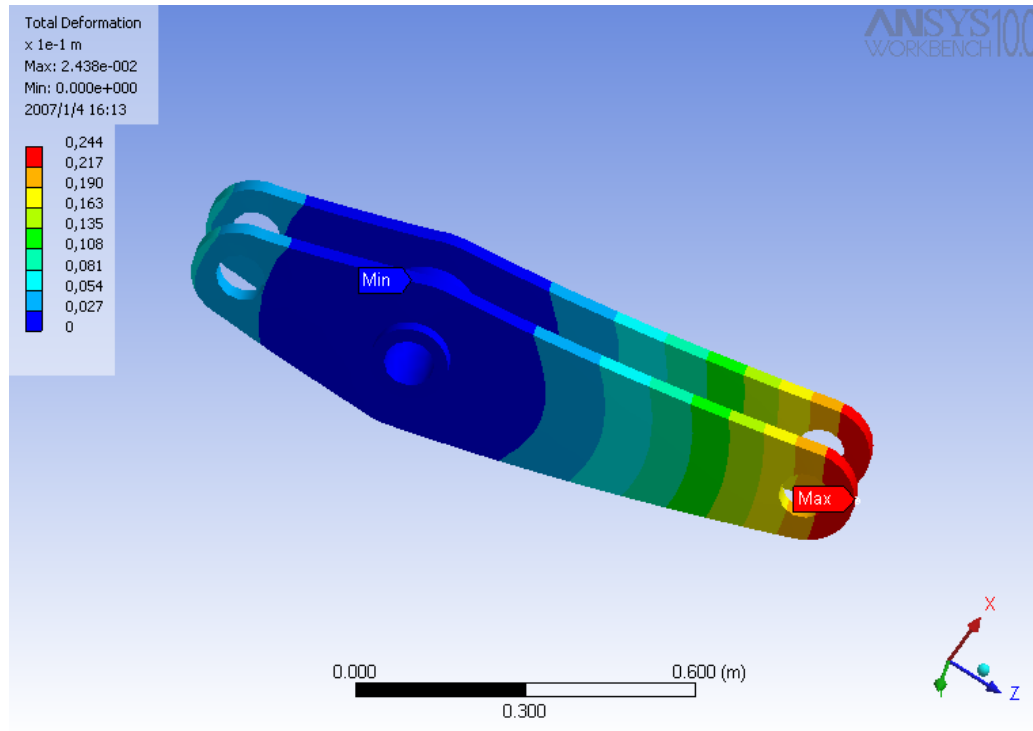
Şekil 5.12. de ASTM A543 standardında Grade C malzemeden yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için distorsiyon-enerji analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun genelinde Von Mises gerilmesi 268 N/mm^2 değerini geçmemektedir.



Şekil 5.12. Grade C Malzemeden imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için distorsiyon-enerji analizi

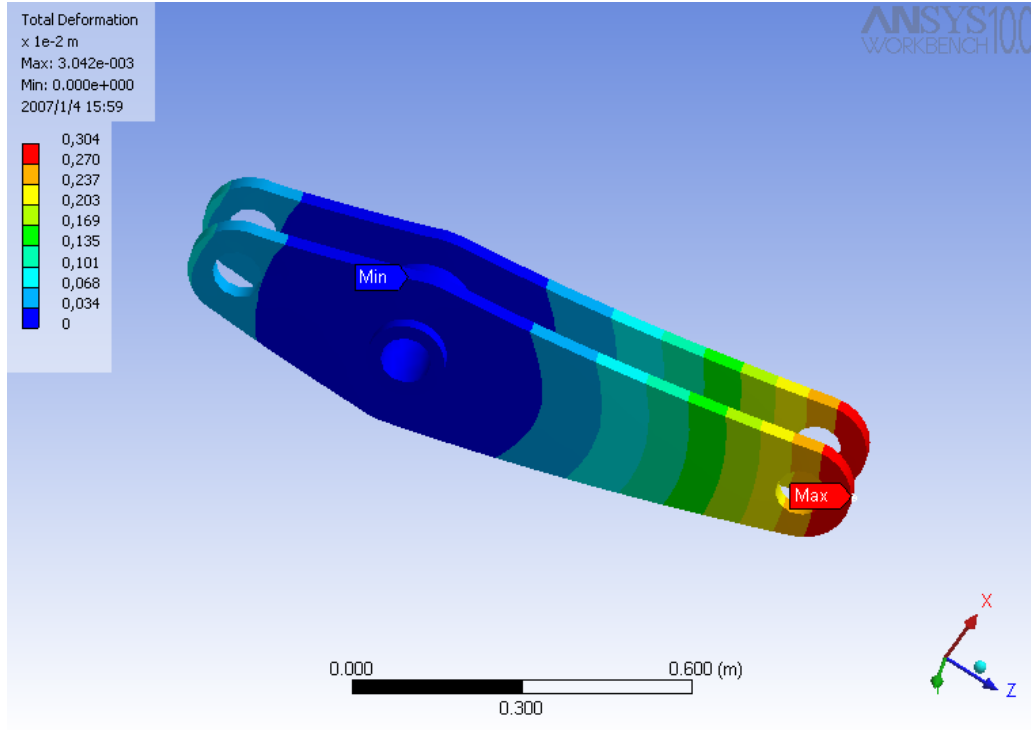
5.6.3 Deplasman Analizleri

Şekil 5.13. de ST 52 malzemeden yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun maksimum deplasman değeri 2,438 cm' dir.



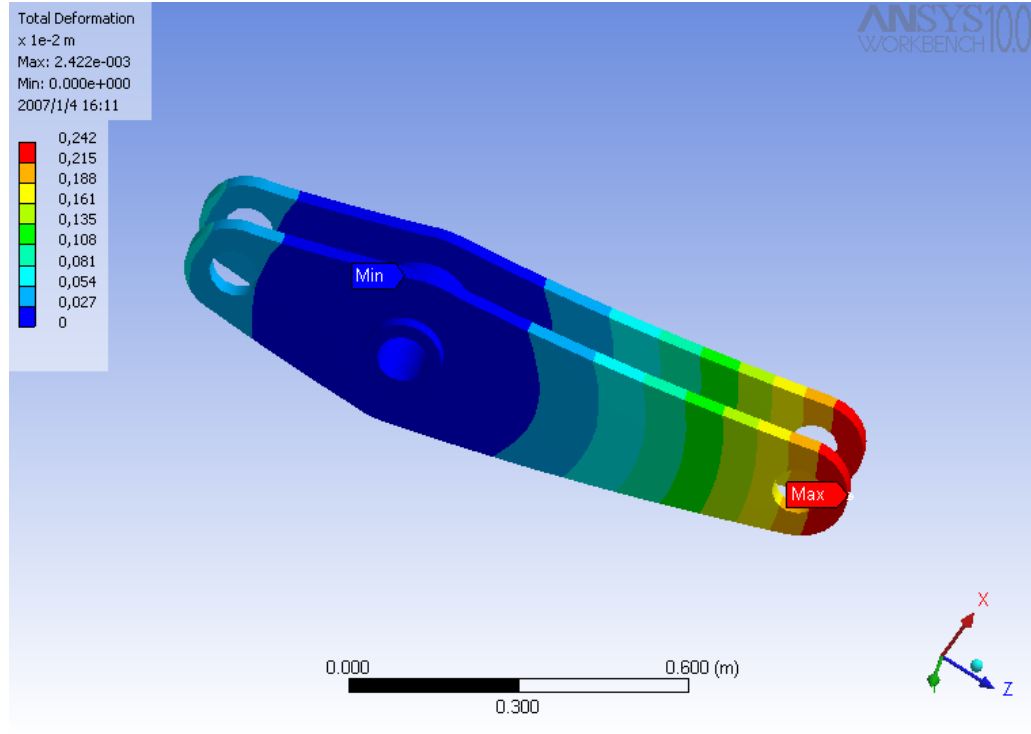
Şekil 5.13. ST 52 Malzemeden imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi

Şekil 5.14. de TS-526 standardında DDK-60 malzemenen yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun maksimum deplasman değeri 3,042 mm' dir.



Şekil 5.14. DDK-60 Malzemenen imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi

Şekil 5.15. de ASTM A543 standardında Grade C malzemedan yapılmış taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi görülmektedir. Şekilden de anlaşılacağı gibi taşıyıcı kolun maksimum deplasman değeri 2,422 mm' dir.



Şekil 5.15. Grade C Malzemedan imal edilmiş taşıyıcı kolun kova toplama durumu için statik deplasman analizi

Çizelge 5.2' de yapılan Von Mises Gerilme analizlerinin sonuçları çizelge halinde gösterilmiştir. Çizelge 5.3'da yapılan maksimum kesme gerilmesi analizlerinin sonuçları çizelge halinde gösterilmiştir. Çizelge 5.4' de yapılan deplasman analizlerinin sonuçları çizelge halinde gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Von Mises gerilme analizlerinin sonuçları

Malzeme	ST 52	TS-526 DDK-60	ASTM A543 Grade C
Maksimum Gerilme Değeri (N/mm ²)	2,677e+02	2,672e+02	2,670e+02

Çizelge 5.3. Maksimum Kesme Gerilmesi analizlerinin sonuçları

Malzeme	ST 52	TS-526 DDK-60	ASTM A543 Grade C
Maksimum Gerilme Değeri (N/mm ²)	2,788e+01	2,757e+01	2,744e+01

Çizelge 5.4. Deplasman analizlerinin sonuçları

Malzeme	ST 52	TS-526 DDK-60	ASTM A543 Grade C
Maksimum Deplasman Değeri (mm)	24,380	3,042	2,422

6. DEĞERLENDİRME

Bu çalışmanın amaçlarından biri z-bar tasarımlarını inceleyerek en uygun z-bar tasarımını belirlemektir. Pek çok firmanın kullandığı geleneksel Z-bar tasarımları arasında çok ufak farklılıklar bulunmaktadır. Tp taşıyıcı kol tasarımı ise geleneksel Z-bar tasarımına oranla çok daha hafif ve küçüktür. Tp taşıyıcı kol tasarımının seçilmesinin en önemli nedeni, Tp taşıyıcı kol tasarımının ince olması nedeni ile öngörülen kuvvetlerde plastik deformasyona maruz kalma ihtimali en yüksek tasarım olmasıdır. Bununla beraber hafif olması nedeni ile yükü daha dengeli taşıyabilme ve küçük olması nedeni ile operatöre daha geniş görüş açısı sağlama avantajlarına sahiptir.

Bu çalışmanın bir diğer amacı ise farklı firmaların z-bar imalatında kullandıkları malzemeleri analiz ederek meydana gelen kırılmaların nedenlerinin malzeme kaynaklı olup olmadığını bilimsel bir şekilde açıklamaktır.

Hesaplamalarda hidrolik sistem göz ardı edilmiştir. 24 N/mm² basınç üreten pompaya sahip lastik tekerlekli yükleyiciye bu değer üzerinde bir basınç uygulandığında pompa emmeye zorlanacağından hidrolik sistemi korumak amacı ile 24 N/mm² de açılarak sistemdeki hidrolik yağı tanka gönderen aşırı yük güvenlik valfleri mevcuttur. Hali hazırda kullanılan hidrolik hortumların bağlantı noktalarında bulunan o-ringler bu basınca ulaşmadan deforme olacak şekilde tasarlanmıştır.

Analiz sonucunda bulunan değerler aşırı yük güvenlik valflerinin devreye girme basıncının 10 katı civarındadır. Bu da analizin çalışma koşullarının çok üzerinde değerler kullanılarak yapıldığını göstermektedir. Analizde kullanılan bu çok yüksek değerlere rağmen farklı malzemelerden imal edilmiş taşıyıcı kollardan hiçbirinde plastik deformasyon meydana gelmemiştir. Elde edilen sonuçlar ışığında meydana gelen deformasyonların malzeme kaynaklı olmadığı tespit edilmiştir.

Arızaların genellikle mermer ocaklarında çalışan makinelerde meydana gelmektedir. Afyon, Sivas ve Diyarbakır' daki mermer ocağı çalışma sahalarında

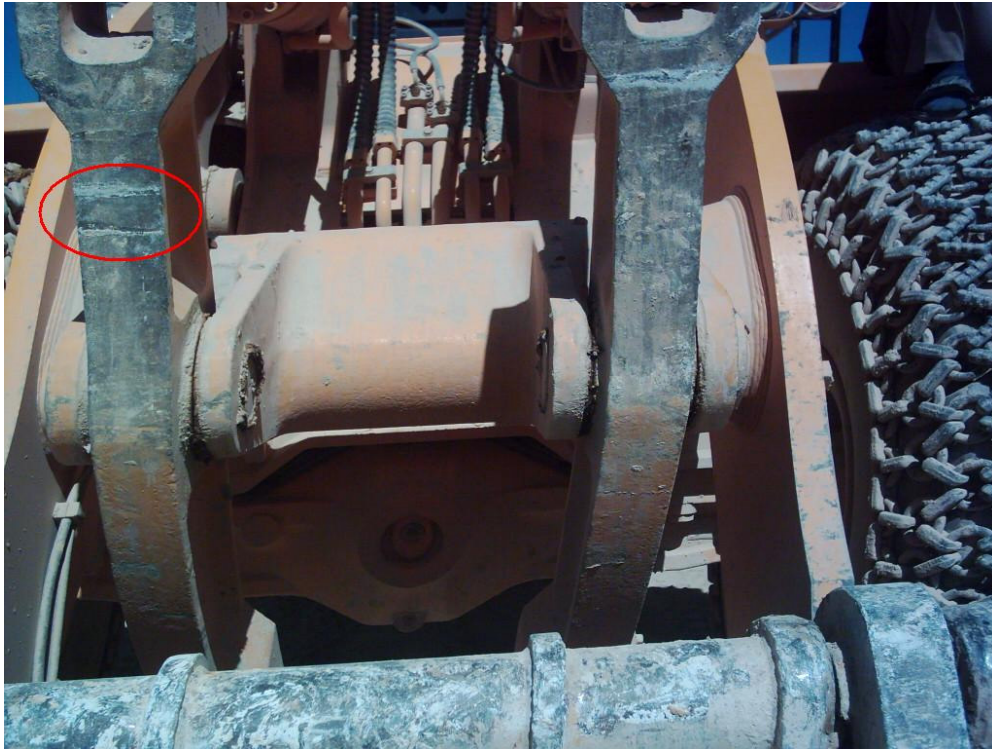
yapılan ziyaretler sırasında elde edilen veriler ve görüntüler Fotoğraf 6.1., Fotoğraf 6.2., Fotoğraf 6.3., Fotoğraf 6.4. de görülmektedir. Fotoğraf 6.1 de geleneksel z-bar taşıyıcı kol tasarımına sahip mermer yüklü bir lastik tekerlekli yükleyici görülmektedir. Fotoğraf 6.2. de ise çatal ataçmanının yerden yükseğe kaldırılması sırasında oluşturduğu açı görülmektedir. Fotoğraf 6.1. deki gibi geleneksel z-bar taşıyıcı kol tasarımına sahip mermer yüklü bir lastik tekerlekli yükleyici, mermeri düşürmeden yüklemek için Fotoğraf 6.2. de gösterilen şekilde kaldırılmalıdır. Operatörlerin yükleme sırasında yükleme açlarına dikkat etmemesi büyük mermer blokların taşıyıcı kola çarpmalarına neden olabilmektedir. Özellikle bu hareketin hızlı yapılması Fotoğraf 6.3. de görüldüğü gibi taşıyıcı kolda çentik etkisi yaratmaktadır. Darbeye maruz kalan yüzey aynı zamanda analiz sonuç resimlerinde de görüldüğü gibi gerilmenin en yoğun olduğu yüzeydir. Oluşan çentik etkisi ve çalışma esnasında maruz kalınan kuvvetler sonucu taşıyıcı kollar Fotoğraf 6.4. de görüldüğü gibi kırılabilirler.



Fotoğraf 6.1. Mermer yüklü lastik tekerlekli yükleyici



Fotoğraf 6.2. Yük kaldırma açısı

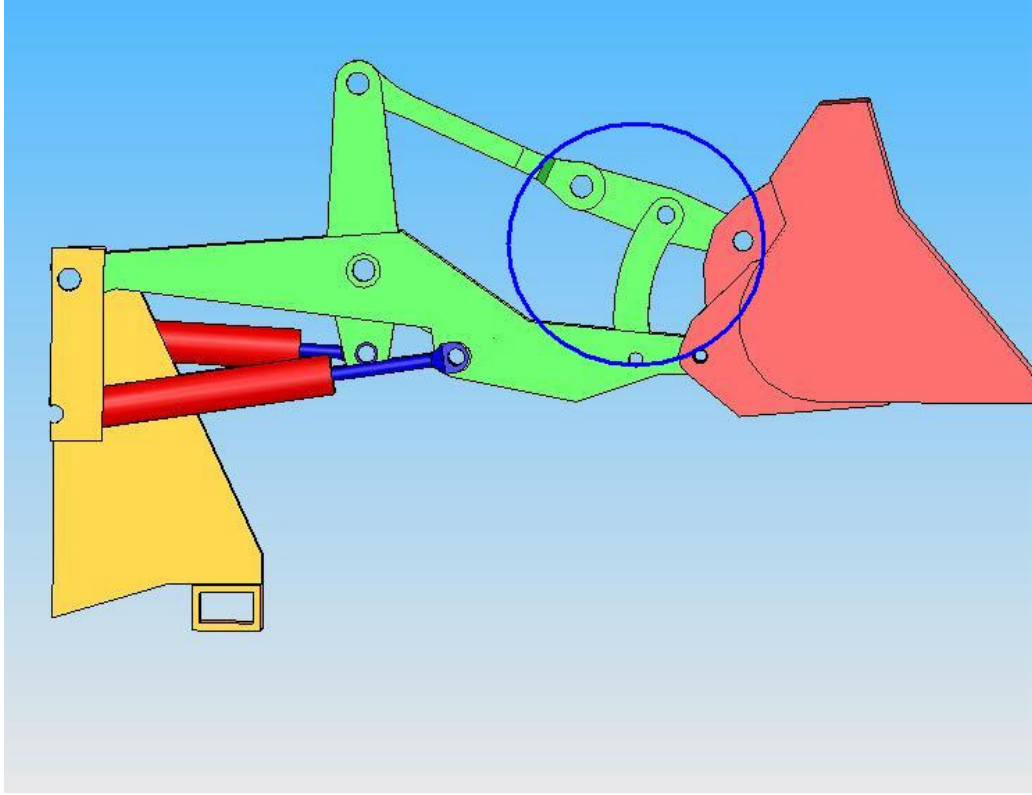


Fotoğraf 6.3. Darbeye maruz kalmış taşıyıcı kol



Fotoğraf 6.4. Kırılmış taşıyıcı kol

Tasarım olarak operatör ve yükleme hatası sonucu darbe oluşumunu engellemek amacı ile taşıyıcı kolun, geleneksel taşıyıcı kol tasarımına oranla makineye daha yakın, yüke daha uzak şekilde konumlandırılması gerekmektedir. Bu durumda kova toplama ve devirme hareketinin tam olarak yapılabilmesi amacı ile Şekil 6.1 de görüldüğü gibi ön aksamda yardımcı parçalara ihtiyaç vardır.



Şekil 6.1. Yardımcı parçalar

Darbe dayanımı ve tamir edilebilirlik özellikleri göz önüne alındığında döküm taşıyıcı kol yerine darbe dayanımı yüksek, alaşımlı çelik malzeme kullanılması daha uygun olacaktır.

7. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmanın amacı z-bar tasarımlarını inceleyerek, en uygun z-bar tasarımını belirlemek, mümkün olan tasarım iyileştirme faaliyetlerini araştırmak, farklı firmaların z-bar imalatında kullandıkları malzemeleri analiz ederek meydana gelen kırılmaların nedenlerinin malzeme kaynaklı olup olmadığını bilimsel bir şekilde açıklamaktır.

Bu çalışmada yapılan tasarım ve analizler için üretici firmalardan yardım istenmiştir. Üretici firmaların tasarım ve analiz sonuçlarını ticari sır kabul ettiklerinden destek alınamamış, çalışma basit ve sınırlı imkanlarla yapılmıştır.

Lastik tekerlekli yükleyici konusunda araştırmalar yapmış yurtdışındaki üniversitelerden de yaptıkları çalışmaları üretici firmalar ile ortak yapıldığı gerekçesi ile bilgi alınamamıştır.

Yapılan çalışma sonucu oluşan deformasyonların tasarım ve malzeme kaynaklı olmadığı tespit edilmiştir. Çalışma sahası ziyaretleri sonucu tespit edilen deformasyonların darbe kaynaklı olduğu tespit edilmiştir.

1. Yapılan çalışmada taşıyıcı kolun kova toplama sınır koşulu için statik analizi yapılmıştır. Sınırlı imkanlar ile gerçekleştirilen statik analizlerin daha detaylı olarak irdelenmesi gerekmektedir. Ayrıca Dinamik ve vibrasyon gibi konularda analizler yapılarak konunun irdelenmesi gerekmektedir.
2. Darbe sonucu meydana gelen deformasyonların engellenmesi ile ilgili çalışma yapılması uygun olacaktır.
3. Operatör hataları sonucu oluşan deformasyonların asgari seviyeye indirilmesi ve alınan verimin artırılması amacıyla lastik tekerlekli yükleyicilerin operatörlerinin G sınıfı ehliyet sahibi ehil kişiler olmasına dikkat edilmelidir.

4. İş makinesi konusunda hızla gelişmekte olan ülkemizde iş makinesi satışları, 2006 yılında 10500 adet ile Avrupa piyasasının %6 sı seviyesindedir. Ülkemizde yeni makineler için yıllık ortalama 1,8 milyar dolar para harcanmaktadır. İş makinelerinin büyük bir oranda ithal edildiği göz önüne alındığında gerek yerli üretim teknik fikir altyapısının oluşturulması gerekse eldeki mevcut iş makinelerinden en yüksek verimin alınması amacı ile benzer çalışmaların artması, özellikle lastik tekerlekli yükleyiciler ile alakalı ulusal teknik bilgi altyapısının oluşturulması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

1. Pak,j., “Three Dimensional Modeling and Simulation of a Wheel Loader”, Pusan National University, 2004
2. Ericsson A, Slättengren J “A Model For Predicting Digging Forces When Working In Gravel Or Other Granulated Material” 15th European ADAMS Users' Conference, 2000.
3. TS 138 EN 10002-1: Metalik Malzemeler-Çekme Deneyi, Türk Standartları Enstitüsü, 2004
4. Savaşkan,T., “Malzeme Bilgisi ve Muayenesi”, 2004
5. www.volvo.com, History, 2006
6. TAKAHASHI,Y., YASUHARA,R., “Development Of Bucket Scooping Mechanism For Analysis Of Reaction Force Against Rock Piles”, Chuo University, 2006
7. LEE, S.H., Hyundai Servis Eğitim Notları, 2005
8. <http://www.onsitewater.com/>, Tool carriers, 2006
9. www.hitachi-c-m.com, Wheel Loader Models, 2006
10. Hmf, “Hyundai HL760-7A Servis Manueli”, 2005
11. www.rocklandmfg.com, Log Forks, 2005
12. TMMOB, Makine Mühendisleri Odası., “ İş Makinaları El Kitabı-3”, 2002
13. www.KomatsuAmerica.com, History, 2006
14. Söderberg, A., “On Interface Modeling With Emphasis On Friction”, Royal Institute of Technology, Sweden, 2000
15. www.terexca.com Wheel Loader Models, 2006
16. <http://www.masonrymagazine.com>, Teleskopik Kollu Yükleyici, 2006
17. Sif, “JCB Servis Eğitim Notları”, 2005
18. <http://www.equipmentworld.com>, Wheel Loader Models, 2005
19. <http://www.borusanmakina.com>, Mini Yükleyici, 2006
20. <http://www.forconstructionpros.com>, Paralel Linkage, 2006

21. Shingley, J.E, Mischke,R.C., “Mechanical Engineering Design”, Mc Graw-Hill, 2001
22. Shingley, J.E., “Mechanical Engineering Designé, University Of Michigan, 1996
23. <http://www.solidworks.com/>, Tasarım, 2006
24. Zane, W. Mitchell, Jr., “A Statistical Analysis Of Construction Equipment Repair Costs Using Field Data & The Cumulative Cost Model” Virginia Polytechnic Institute and State University, 1998
25. <http://www.fwcrane.com>, Teleskobik Kollu Yükleyici, 2006
26. <http://www.baumpub.com/> Wheel Loader Models, 2006
27. Sellgren, U., ”Visp Project” The Royal Institute of Technology (KTH), 2003
28. <http://www.kawasakiloaders.com/> Wheel loader Models, 2006
29. Akkaya, R., “ AGV üzerinde bulunanj robot kolu tasarımı”, GYTE, Y.Lisans Tezi, 2004
30. <http://www.sfsa.org>, Design Parameters, 2003
31. Singh, S., “The State of the Art in Automation of Earthmoving”, Carnegie Mellon University Pittsburgh, July 1997
32. <http://www.nhglobal.com>, Linkage Differences, 2006
33. Andersson,K., “Reality-driven virtual wheel loader operation” Proceedings of Virtual Concept, 2005
34. <http://www.santiyeci.com>, Lastik Tekerlekli Yükleyici, 2004
35. <http://www.forester.net>, Paralel Linkage, 2005
36. Larsson J: “Interoperability in Modeling and Simulation”. Doctoral thesis, Department of Mechanical Engineering, Linköpings universitet, 2003
37. Sif, “JCB 446ZX Servis Manueli”, 2005
38. Klaschka, P., AlMukhaizeem,Z., “Wheel Loader Design”, University Of the Pacific, 2002
39. www.gidb.itu.edu.tr, Genel mukavemet kuralları, 2004
40. Sellgren, U., “Technical Report ISRN/KTH/MMK/R-03/07-SE”, The Royal Institute of Technology (KTH), 2000

41. <http://www.usgovi.com/> , Tanım, 2005
42. Marshall,J.,A., “Towards Autonomous Excavation of Fragmented Rock: Experiments, Modelling, Identification and Control”, Queen's University, Canada, 2001
43. Filla, R., “Operator and Machine Models for Dynamic Simulation of Construction Machinery”, Thesis No. 1189, Linköpings universitet, 2003

ÖZGEÇMİŞ

01.07.1977 yılında Afyon' da doğdu. İlkokul, ortaokul ve lise tahsilini İstanbul' da tamamladı. 1995-2001 yılları arası Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümünde lisans tahsilini tamamladı. 2004 yılı güz döneminde Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Mühendisliği Bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı. Yazar, İzocam Ticaret ve Sanayi A.Ş. Tekiz tesislerinde Vardiya Mühendisi olarak görev yapmaktadır.