

T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR HİDROLİK MOBİL VİNCİN TASARIM, ANALİZ
VE OPTİMİZASYONU

Hüseyin KOÇER
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KONYA, 2009

T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR HİDROLİK MOBİL VİNCİN TASARIM, ANALİZ
VE OPTİMİZASYONU

Hüseyin KOÇER
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONYA, 2009

Bu tez 22 / 06 / 2009 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR
Juri (Danışman)

Yrd.Doç. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU
Juri

Yrd.Doç. Dr. İlhan ASILTÜRK
Juri

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ
BİR HİDROLİK MOBİL VİNCİN TASARIM, ANALİZ
VE OPTİMİZASYONU

Hüseyin KOÇER

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

2009, 201 Sayfa

Jüri: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

Yrd.Doç. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU

Yrd.Doç. Dr. İlhan ASILTÜRK

Bu tez çalışmasında, hidrolik mobil vinçlerin müşteri istekleri doğrultusunda tasarımı gerçekleştirilmiş ve bu güne kadar ayrıntılı olarak yapılmamış olan mühendislik araştırma, hesap ve analizleri ile gerekli optimizasyon çalışmaları yapılarak sistem için en uygun konstrüksiyon oluşturulmuştur.

Tasarım ve mühendislik analizi yapabilen bir yazılım paketi ile geliştirilecek vince, ait katı model oluşturulmuş ve sonlu elemanlar yöntemi ile mühendislik analizleri, müşteri istekleri, hafiflik, kullanışlılık, estetik görüntü gibi tüm koşullar göz önünde bulundurularak mobil vinç için en uygun konstrüksiyon ve malzeme seçimi yapılmıştır. Tasarım ve analiz sonuçlarına uygun olarak imalatı gerçekleştirilmiş vinç üzerinde yapılmış olan test ve deney sonuçlarıyla teorik olarak elde edilen değerler karşılaştırılmış

ve uygunluğuna bakılmıştır.

Ayrıca tez çalışmasında üretime gerçekleştirilen dönüş kabiliyeti sınırlı olan ve kullanım esnasında bir takım müşteri şikâyetlerinin olduğu hidrolik mobil vinçlerin müşteri istekleri doğrultusunda tasarımı değiştirilmiş, düşük tonajlı mobil vinçlerde kullanılan kramayerli dönüş sistemleri ile sağlanan sınırlı bir dönüş hareketini, geliştirilen çember dişlili bir sistem ile sonsuz dönüşlü hale getirilmiştir.

Teknolojinin gelişmesine paralel olarak, ölkemizde ve dünyada tüm hareketli makinelerde küçük boyutlarda daha büyük işler yapabilme, kullanışlılık, hafiflik, estetik görünüme öne çıkmaya başlamıştır. Bu çalışmada bu istekleri yerine getirecek bir mobil vinç tasarımı, analizi ve optimizasyonu yapılarak imal edilecek bir vincin test, deneme ve doğrulaması gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik mobil vinç, Sonsuz dönüşlü çember dişli, Konstrüksiyon

ABSTRACT

MS Thesis

**THE DESIGN, ANALYSIS AND OPTIMIZATION OF
A HYDRAULIC MOBILE CRANE**

Hüseyin KOÇER

Selçuk University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

2009, 201 Page

Jury: Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR

Yrd.Doç. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU

Yrd.Doç. Dr. İlhan ASİLTÜRK

In this thesis, we have redesigned the current hydraulic mobile crane according to customer requirements and also optimal constructions are to be determined by engineering research and optimization analyses.

We have generated the solid model of the developing hydraulic mobile crane by a CAD software that include FEM module and then the solid model of the mobile crane will be analyzed by a CAE software to get customer demands and technical and esthetical specifications. Then, we have determined the optimal construction and the choice of materials of the mobile crane. Also we have manufactured a hydraulic mobile crane capable of analyses results and then test to compare theoretical results.

In this thesis, we also have developed an infinity rotating system equipped with ring gears for the mobile cranes and then make an adaptation to small size cranes. The Rotating systems were currently limited and there were many complaints from customers. We have overcome these problems in this thesis.

In parallel with technological developments, general trend in machine production industry has been performed heavy duty works with small sized machines. In this project, we have made a new design by using engineering analysis and optimization tools and then manufacture a mobile crane to satisfy these requirements.

Key Words: Hydraulic mobile crane, infinity rotating system equipped with ring gears, constructions

TEŞEKKÜR

T.C. Sanayi ve Ticaret Bakanlığı tarafından yürütülen SAN-TEZ Programı kapsamında desteklenmeye uygun görülen ve aynı zamanda benim tez çalışmam olan **“Bir Hidrolik Mobil Vincin Tasarım, Analiz ve Optimizasyonu”** başlıklı ve **“...00212..STZ.2007-II...”** kod numaralı projemizin gerçekleştirilmesi esnasında her aşamada engin bilgi birikimi, fikirleri ve değerli katkılarını esirgemeyen sayın hocam Prof. Dr. Ali ÜNÜVAR’ a , proje kapsamında yardımcı araştırmacı olarak görev yapan sayın Yrd. Doç. Dr. Ali Serhat ERSOYOĞLU hocama, prototip üretimin gerçekleştirildiği ve proje ortağı olan MPG Makine Prodüksiyon Grubu Makine İmalat Sanayi ve Tic. A.Ş. yöneticilerine ve üretimde görev alan tüm personeline, özellikle Ar-Ge Departmanından sayın Mak. Müh Veysel ALVER’ e ve tüm proje personeli mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET	iii
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xviii
TABLO LİSTESİ	xxii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÖZETİ	3
3. MATERYAL VE METOT, TEORİK ESASLAR.....	6
3.1. Kaldırma Makineleri	6
3.1.1. Kesikli Taşıyıcılar	7
3.1.2. Sürekli taşıyıcılar.....	8
3.1.3. Yükleme Durumu	10
3.1.4. Gerilme Durumu	11
3.1.5. Vinçlerin ve Yapı Elamanlarının Sınıflandırılması	12
3.1.6. Kademelendirme Örnekleri	13
3.1.7. Taşıyıcı sistemlerin hesaplanmasında göz önünde bulundurulacak yükler	14
3.1.7.1. Esas yükler.....	14
3.1.7.2. Yatay hareketten meydana gelen S_H yüklemeleri.....	15
3.1.7.3. Savrulma kuvvetinin etkileri.....	15
3.1.7.4. Rüzgâr etkisinin hesaplanması	15
3.1.7.5. Yükleme halleri	16
3.1.7.6. Hesapların Yürütülmesi	17

3.1.7.7.	Akma Sınırına Erişilmesi Esasına Göre Hesaplar	18
3.1.7.8.	Elemanların flamaja göre hesaplanması	22
3.1.7.9.	Değişik hareketlerde kullanılması	22
3.1.7.10.	Kaynak eklemlerindeki gerilmeler.....	23
3.2.	Vinçlerle İlgili <i>Temel Kavramlar ve Tanımlamalar</i>	24
	Yükleyici vinç	24
3.2.1.	Mafsallandırılma	24
3.2.2.	Kaide	24
3.2.3.	Kol.....	24
3.2.4.	Hidrolik kol uzatması (Hidrolik uzatma).....	24
3.2.5.	El ile kol uzatması (mekanik, jibbom)	24
3.2.6.	Kol sistemi	24
3.2.7.	Sütun	24
3.2.8.	Kumanda sistemi	25
3.2.9.	Tehlike bölgesi	25
3.2.10.	Ölü yükler.....	25
3.2.11.	Dinamik basınç.....	25
3.2.12.	Sabit yük kaldırma teçhizatı	25
3.2.13.	Akışa duyarlı çek-valf	25
3.2.14.	Brüt yük.....	25
3.2.15.	Yük tutucu vana	25
3.2.16.	Azamî çalışma basıncı.....	26
3.2.17.	Net kaldırma momenti.....	26
3.2.18.	Sabit olmayan yük kaldırma teçhizatı	26
3.2.19.	Uzanma mesafesi.....	26
3.2.20.	Uzanma mesafesi (hidrolik)	26
3.2.21.	Yük.....	26
3.2.22.	Beyan kapasitesi	26
3.2.23.	Beyan kapasitesi göstergesi.....	27
3.2.24.	Beyan kapasitesi sınırlayıcısı	27
3.2.25.	Dönme hareketi	27

3.2.26.	Dengeleyici.....	27
3.2.27.	Dengeleyici ayağı.....	27
3.2.28.	Toplam kaldırma momenti	27
3.2.29.	Terimler.....	28
3.2.30.	Çarpışmayı önleyici cihaz	28
3.2.31.	Yapısal düzenleme	28
3.2.32.	Kumanda paneli konum sınırlayıcı.....	29
3.2.33.	Vinç	29
3.2.34.	Kaldırma sınırlayıcısı	29
3.2.35.	İndirme sınırlayıcısı.....	29
3.2.36.	Hareket sınırlayıcısı.....	29
3.2.37.	Devrilme momenti.....	29
3.2.38.	Dönüş sınırlayıcısı	29
3.2.39.	Teleskopik uzatma sınırlayıcısı	30
3.3.	Yükleyici Vinç Tipleri.....	30
3.3.1.	Düz Kol Sistemine Sahip Vinçler.....	30
3.3.2.	Mafsallı kol sistemine sahip yükleyici vinçleri	31
3.4.	Yükleyici Vinç Montaj Örnekleri.....	31
3.5.	Kaldırma ve Taşıma Makinaları-Vinçler-Muayene ve Deney Metotları.....	34
3.5.1.	Muayene ve Deney Tipleri	34
3.5.2.	Gözle Muayene	35
3.5.3.	Teknik Şartnameye Uygunluk Deneyi	35
3.5.4.	Statik Yük Kaldırma Deneyi	35
3.5.5.	Dinamik Deneyler	36
3.5.6.	Kararlılık Deneyleri.....	37
3.6.	Sonlu Elemanlar Metodu	38
3.6.1.	Sonlu Elamanlar Yönteminde İzlenecek Yol	40
3.6.1.1.	Geometrinin elemanlara ayrılması:.....	40
3.6.1.2.	Alan değişkenin tayini:	41
3.6.1.3.	Elemanların matrislerinin birleştirilmesi:	41
3.6.1.4.	Sistem denkleminin çözümü:.....	41

3.6.1.5.	Eleman rijitlik matrisi:	42
3.6.1.6.	Rijitlik matrisinin türetilmesi:	43
3.6.1.7.	Yer değiştirme fonksiyonu:	45
3.6.2.	İki Boyutlu Modelleme	49
3.6.3.	Üç Boyutlu Modelleme	51
3.7.	Tasarımın Optimizasyonu	53
3.7.1.	Optimizasyon	53
3.7.2.	Niçin Optimizasyon.....	54
3.7.3.	Optimizasyonda Amaç	54
3.7.4.	Mühendislik Tasarımında Optimizasyon	56
3.7.4.1.	Tasarım Değişkenleri.....	56
3.7.4.2.	Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Kısıtlar.....	56
3.7.4.3.	Optimizasyon Problemlerinin Formüle Edilmesi	57
3.7.4.4.	SQP (Sequential Quadratic Programming) Sıralı quadratik programlama Algoritması	57
4.	HİDROLİK MOBİL VİNÇ TASARIM HESAPLARI	59
4.1.	Vinç Tasarım Kriterleri ve Özellikleri.....	59
4.2.	Tasarımı Düşünülen Örnek Vincin Tasarım Kriterleri Aşağıda verilmiştir	59
4.2.1.	Vinç Çalışma Konumlarının Belirlenmesi	60
4.2.2.	Vincin Toplam Momentinin Belirlenmesi (Vinç merkezinde).....	60
4.2.3.	Bom Grubunun Dizaynı	62
4.3.	Alışılmış Vinç Hesaplarına Göre Yapısal Analizler.....	63
4.3.1.	Tepki Kuvvetlerinin Hesaplanması	63
4.3.2.	Gerilme Hesapları	76
4.4.	Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yapısal Analizler.....	89
4.4.1.	Kırma Grubu Yapısal Analizler.....	90
4.4.2.	Anabom Grubunun Yapısal Analizi	104
4.4.3.	Dikbom Grubunun Yapısal Analizi.....	111
4.4.4.	Ana şase Grubunun Yapısal Analizi.....	120
4.4.5.	Perno Grubunun Yapısal Analizi.....	130

4.4.6.	6. Hidrolik Uzatma Kulağı Yapısal Analizi	139
4.4.7.	6. Hidrolik Uzatma silindiri Yapısal Analizi.....	142
5.	TEST-DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA	144
6.	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	161
7.	KAYNAKLAR	163
	EKLER	166

SİMGELER VE KISALTMALAR

t_1 : Kalkış süresi

t_2 : Sabit rejim hızında çalışma süresi

t_3 : Durma süresi

D : Dökme mallar

P : Parça mallar

L_{max} : Nominal yük

L : Kaldırılan yük

S_G : Zati ağırlıkların sebep olduğu yüklemeler

S_L : İşletme yükünün sebep olduğu yüklemeler

S_H : Yatay hareketlerin sebep olduğu yüklemeler

P_r : Bir yüzeydeki rüzgâr kuvveti

A : Rüzgâr yüzeyi

q : Dinamik basınç

ψ : Kaldırma yükü katsayısı

S_w : Emniyetli rüzgâr yükü

σ_{AK} : Akma sınırı gerilmesi

σ_K : Kopma sınırı gerilmesi

σ_a : Akma gerilmesi

s : Emniyet katsayısı

τ_a : Emniyetli kayma gerilmesi

σ_n : Yüzey basıncı gerilmesi

β : Kaldırılan faydalı yük

γ : Faydalı yük olmadan, kaldırılan zati yük

σ_{CP} : Kıyaslama gerilmesi

f : Elemana etki eden kuvvetler vektörü

k : Elemanın rijitlik matrisi

u : Elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörü

F : Her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler

K : Tüm elemanlar sisteminin rijitlik matrisi

U : Yer değiştirme vektörü

B : Gradyen matrisi

D_e : Elastik sabitler matrisi

U_e : Düğüm noktasındaki yer değiştirme bileşenleri

ε : Birim şekil değiştirme sütun matrisi

∂ : Diferansiyel operatör matrisi

δU_e : İç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisi

δW_e : Dış kuvvetlerin virtüel işi

N : İnterpolasyon fonksiyonu

t : Eleman kalınlığı

A : Eleman alanıdır

$u(x,y), v(x,y)$: Yer değiştirme bileşenleri

τ_{xy} : Kayma gerilmesi

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: Normal gerilme bileşenleri

E : Elastisite modülü

ν : Poisson' oranı

$\epsilon_z, \gamma_{xz}, \gamma_{ds}$: Birim şekil değiştirme bileşenleri

n : Sarım sayısı

dt : Tel çapı

D_y : Yay ortalama çapı

h_f : Yay serbest yüksekliğidir.

M_E : Vinç merkezindeki toplam moment

F_W : Vinç merkezindeki toplam yük

F_{2JG} : 2. jib bom ağırlık kuvveti

F_{2JW} : 2. Jib bomda asılı yükün değeri

F_{1JIY} : 1. jib bom iç yatak tepki kuvveti

F_{2JDY} : 2. jib bom dış yatak tepki kuvveti

F_{1JG} : 1. jib bom ağırlık kuvveti

F_{1JDY} : 1. jib bom dış yatak tepki kuvveti

F_{6UIY} : 6. uzatma bom iç yatak tepki kuvveti

F_{6UG} : 6.uzatma bomu ağırlık kuvveti

F_{5UIY} : 5.uzatma bomu iç yatak kuvveti

F_{6UDY} : 6.uzatma bomu dış yatak kuvveti

F_{5UG} : 5.uzatma bomu ağırlık kuvveti

F_{4UIY} : 4.uzatma bomu iç yatak kuvveti

F_{5UDY} : 5.uzatma dış yatak kuvveti

F_{4UG} : 4.uzatma bomu ağırlık kuvveti

F_{3UIY} : 3.uzatma bomu iç yatak kuvveti

F_{4UDY} : 4.uzatma bomu dış yatak kuvveti

F_{3UG} : 3.uzatma bomu ağırlık kuvveti

F_{2UiY}	: 2.uzatma bomu iç yatak kuvveti
F_{3UDY}	: 3.uzatma bomu dış yatak kuvveti
F_{2UG}	: 2.uzatma bomu ağırlık kuvveti
F_{1UiY}	: 1.uzatma bomu iç yatak kuvveti
F_{2UDY}	: 2.uzatma bomu dış yatak kuvveti
F_{1UG}	: 1.uzatma bomu ağırlık kuvveti
F_{1KiY}	: 1.kırma bomu iç yatak kuvveti
F_{1UDY}	: 1.uzatma bomu dış yatak kuvveti
F_{KG}	: kırma bomu ağırlık kuvveti
F_{KK}	: kırma bomu kırma silindir kuvveti
F_{KMx}	: kırma mafsal kuvveti x bileşeni
F_{KMy}	: kırma mafsal kuvveti y bileşeni
F_{ABG}	: Anabom + Kırma silindiri ağırlık kuvveti
F_{ABKS}	: Anabom kaldırma silindir kuvveti
F_{ABMx}	: Anabom mafsal kuvveti x bileşeni
F_{ABMy}	: Anabom mafsal kuvveti y bileşeni
F_{DBG}	: Dikbom + Kaldırma sil. ağırlık kuvveti
F_{ABKS}	: Anabom kaldırma silindir kuvveti
F_{DBEx}	: Dikbom eksenindeki kuvvetin x bileşeni
F_{DBEy}	: Dikbom eksenindeki kuvvetin y bileşeni

A : Bom kesit alanı

I_x : Bom alan atalet momenti

c : Bom kesit yüksekliği

$\sigma_{eğ}$: Eğilme gerilmesi

τ : Kayma gerilmesi

σ_{top} : Toplam gerilme

K : Burkulma yükü

S_k : Burkulma boyu

P : Maksimum basınç

D_s : Silindir borusu dış çapı

d_s : Silindir borusu iç çapı

d_r : Silindir rotu dış çapı

d_{ri} : Silindir rotu iç çapı

t_s : Silindir borusu et kalınlığı

LP : Linear Programming

NLP : Nonlinear Programming

SQP : (Sequential Quadratic Programming) Sıralı quadratik programlama

Algoritması

σ_{kritik} : Kritik burkulma gerilmesi

P_{kritik} : Kritik burkulma yükü

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3. 1. Kesikli Çalışan Transport Makinalarının Çalışma süresi	7
Şekil 3. 2 Sürekli Taşıma Makinalarının Sınıflandırılması	8
Şekil 3. 3. Her bir yük tekrarlama için L/L_{max} değeri.	11
Şekil 3. 4 Kaldırma hareketi - Kaldırılan yüklerin durumu.....	22
Şekil 3. 5. K değeri – Kaldırma hareketi	23
Şekil 3. 6. Uzanma Mesafesine Göre Beyan Kapasitesi Grafiği	27
Şekil 3. 7. Yükleyici Bir Vincin Ana Parçaları	28
Şekil 3. 8. Teleskopik Kol Sistemi	30
Şekil 3. 9. Sabit Kol Sistemi.....	30
Şekil 3. 10.Taşıtın enine katlanabilir, mafsallı kol sistemi.....	31
Şekil 3. 11. Taşıt boyuna katlanabilir, kol uzatmasına sahip mafsallı kol sistemi	31
Şekil 3. 12. Kabin arkasına monte edilen yükleyici vinç	32
Şekil 3. 13. Şase arkasına monte edilen yükleyici vinç.....	32
Şekil 3. 14. Ortaya monte edilen yükleyici vinç.....	32
Şekil 3. 15. Arkaya monte edilen tomruk kaldırma vinci.....	33
Şekil 3. 16 Bir Sonlu Eleman Modelinde Düğüm Noktaları ve Elemanlar.	38
Şekil 3. 17. Bir Paket Programla Parçanın Sonlu Elemanlara Bölünmüş Hali	39
Şekil 3. 18 Lineer Dikdörtgen Eleman	46
Şekil 3. 19. İki Boyutlu Katı Geometrisi	49
Şekil 3. 20. Üçgen Prizmatik (4 Yüzlü) Eleman.....	51
Şekil 3. 21. Minimum ve Maksimum Bulma	55
Şekil 4. 1. Kabaca vinç elemanlarının şekil ve boyutlarının belirlenmesi	60
Şekil 4. 2. Çember dişli Yük-Moment diyagram.....	61
Şekil 4. 3. Seçilen çember dişli teknik detayı (Rotheerde Çember Dişli katalogu)	62
Şekil 4. 4. Son mekanik bom kesiti	62
Şekil 4. 5.Katı modeli oluşturulmuş 2. mekanik bom	91
Şekil 4. 6. 2.Mekanik boma malzeme atanması	91
Şekil 4. 7. Parçanın mesnetlenmesi ve yüklerin verilmesi	92

Şekil 4. 8. Sonlu Elemanlara Bölünmüş 2. mekanik	93
Şekil 4. 9. Sonlu elemanlara bölünmüş parça detayı	93
Şekil 4. 10. Yüklerin ve Mesnetlerin Tanıtılması.....	94
Şekil 4. 11. Proe-mechanica ile yapılmış 2. mekanik bomu gerilme analizi.....	94
Şekil 4. 12. Nastran solver' inde çözülen analiz sonuçları	95
Şekil 4. 13. I. Mekanik bomu analiz sonucu	96
Şekil 4. 14. 6.Uzatma analiz sonuçları	97
Şekil 4. 15. 5. Uzatma analiz sonuçları	98
Şekil 4. 16. 4. Uzatma analiz sonuçları	99
Şekil 4. 17. 3.Uzatma analiz sonuçları	100
Şekil 4. 18. 2. Uzatma analiz sonuçları	101
Şekil 4. 19. 1.Uzatma analiz sonuçları	102
Şekil 4. 20. Kırma bom analiz sonuçları	103
Şekil 4. 21. Anabom tepki kuvvetleri	104
Şekil 4. 22. Tamamı 8mm kalınlıkta analiz sonuçları	105
Şekil 4. 23. Tamamı 10 mm analiz sonuçları	105
Şekil 4. 24. Kırma silindir boşaltması artırılmış analiz sonuçları	106
Şekil 4. 25. 8mm iç takviyeli anabom analiz sonuçları	107
Şekil 4. 26. 8mm dış takviyeli anabom analiz sonuçları	107
Şekil 4. 27. Üst duvarda 8 mm takviyeli anabom analiz sonuçları	108
Şekil 4. 28. Kaldırma sil bağlantısı yanında takviyeli anabom analiz sonuçları	108
Şekil 4. 29. Üst duvar boşaltmalı anabom analiz sonuçları.....	109
Şekil 4. 30. Boşaltmaları küçültülmüş anabom analiz sonuçları	110
Şekil 4. 31. Takviyesiz tamamı 10mm anabom analiz sonuçları	110
Şekil 4. 32. 8mm ve iç dış takviyeli anabom analiz sonuçları	111
Şekil 4. 33. 8mm Dikbom analiz sonuçları	112
Şekil 4. 34. Ara parçalar boşaltmalı dikbom analiz sonuçları	112
Şekil 4. 35. Anabom-dikbom bağlantı kulağı dış takviyeli analiz sonuçları.....	113
Şekil 4. 36. 8mm takviye lamalı dikbom analiz sonuçları	113
Şekil 4. 37. Kaldırma silindir bağ. kulağı radyusu büyütülmüş analiz sonuçları	114
Şekil 4. 38. Kaldırma sil. Bağ. kulağı iç kısmı 8mm takviyeli analiz sonuçları	115

Şekil 4. 39. Anabom bağ. kulak takviyesi üzerinde 8mm takviyeli analiz sonuçları	115
Şekil 4. 40. Takviye çembersiz yan takviyeli dikbom analiz sonuçları	116
Şekil 4. 41. Yan duvardaki takviye içeri alındığında analiz sonuçları	116
Şekil 4. 42. Yan duvar boşaltmalı dikbom analiz sonuçları	117
Şekil 4. 43. İnceltilmiş ve boşaltması artırılmış armutlu analiz sonuçları.....	118
Şekil 4. 44. Redüktör gönyeli ve 6mm armut takviyeli analiz sonuçları.....	118
Şekil 4. 45. Ön duvar boşaltması teke düşürülmüş dikbom analiz sonuçları	119
Şekil 4. 46. Mevcut 30 K tipindeki vincin ana şase kesitleri.....	120
Şekil 4. 47. Yükün sağ çaprazdan alındığı düşünülerek şase analizi	121
Şekil 4. 48. Yükün sol çaprazdan alındığı düşünülerek şase analizi	121
Şekil 4. 49. Yükün tam arkadan alındığı düşünülerek şase analizi	122
Şekil 4. 50. Yükün sağ yandan alındığı düşünülerek şase analizi	122
Şekil 4. 51. Yükün sol yandan alındığı düşünülerek şase analizi.....	123
Şekil 4. 52. Alt-üst duvar 14mm, yan duvarlar 12mm şase analiz sonuçları	124
Şekil 4. 53. Tüm parçalar 12mm şase analiz sonuçları	124
Şekil 4. 54. Ara travers kaydırılmış şase analiz sonuçları	125
Şekil 4. 55. Ara travers ve takviye kalınlıkları düşürülmüş şase analiz sonuçları	126
Şekil 4. 56. Travers ileri ileriye kaydırılmış şase analiz sonuçları	126
Şekil 4. 57. Dişli altı 8mm yan duvarlı şase analiz sonuçları	127
Şekil 4. 58. Çember alt dairesi 25mm şase analiz sonuçları.....	128
Şekil 4. 59. Traverslerin tamamı 8mm şase analiz sonuçları	128
Şekil 4. 60. 10mm döner altı şase üst-alt duvarlı şase analiz sonuçları.....	129
Şekil 4. 61. Anabom-kırma bom pernosu (Ø40 mm) analiz sonuçları.....	132
Şekil 4. 62. Anabom-kırma bom pernosu çap-gerilme değişimi grafiği pro-mechanica ..	133
Şekil 4. 63. Anabom-kırma bom pernosu çap-gerilme değişimi grafiği Excel 'e export edilmiş hali	133
Şekil 4. 64. Perno optimizasyonu için data girişi	135
Şekil 4. 65. Anabom-kırma bom pernosu optimizasyon grafiği pro-mechanica.....	136
Şekil 4. 66. Anabom-kırma bom pernosu optimizasyon grafiği Excel 'e export edilmiş hali	137
Şekil 4. 67. 6. Uzatma silindir bağlantı kulağı analizi.....	140

Şekil 4. 68. 6.Uzatma silindir taşıyıcı kulağı analizi	141
Şekil 4. 69. 6.Uzatma silindiri ölçüleri.....	142
Şekil 4. 70. 6.Uzatma silindir borusu analizi.....	143
Şekil 5. 1. Analizler Ardından Üretimi Gerçekleştirilen Prototipin Yük Diyagramı	155
Şekil 5. 2. Eski Kramayerli Tip Vincin Yük Diyagramı	156
Şekil 5. 3. AC 30 K 6 Tipli Kramayerli Vinçten Görünüm	159
Şekil 5. 4. Prototip AC 30 KÇ 6 Tipli Vinçten Görünüm	159
Şekil 5. 5. Prototip 30 KÇ 6 Tipli Vincin Katı Modelinden Bir Görünüm	160
Şekil 5. 6. Prototip 30 KÇ 6 Tipli Vincin Araç üstü Montajı.....	160

TABLO LİSTESİ

Tablo 3. 1 Yükleme Tekrarlanması	9
Tablo 3. 2 Yükleme Durumları.....	10
Tablo 3. 3 Gerilme Durumları	12
Tablo 3. 4 Vinç yapı elemanlarının grup sınıflandırılması.....	12
Tablo 3. 5 Vinçlerin Sınıflandırma Örnekleri	13
Tablo 3. 6. s Değeri ve Emniyetli Gerilmeler.....	18
Tablo 3. 7. St 37, St 42, St 52 Çelikleri için σ_{AK} ve σ_a değerleri	19
Tablo 3. 8. Kaynak dikişlerinde bazı çelikler en büyük emniyetli için kıyaslama gerilmeleri (kp/mm^2).....	21
Tablo 3. 9. Anabom-Kırma bom Bağlantı Pernosu Excel Hesapları.....	130
 Tablo 5. 1. Prototip Vincin Muayene ve Deney Raporu	 153

1. GİRİŞ

Makina imalat sanayi, mühendisliğin ön planda olduğu, sektörlerden biridir. İmalatın önemli bir bölümü, müşterinin isteğine göre tasarımı yeniden hazırlanarak imal edilen makinalardan oluşmaktadır. Aynı tip makine bir başka müşteri tarafından talep edilse bile, çoğu kez özellikleri ve donanımlarının yeniden gözden geçirilmesi ve adaptasyonunun yapılması gerekmektedir. Seri imalat niteliğinde olan makinaların müşteriye verilişinden önce ise bu makinaların, müşteri isteğine göre yeniden takım ve fiktürlerle donatılması gerektiğinden, yeni bir çalışma yapılmaktadır. Dolayısıyla yeniden tasarlanmayan makinalarda da her müşteri isteğine göre ek mühendislik çalışması yapılması gerekmekte ve bünyesinde tecrübeli mühendis ve kalifiye teknik eleman bulundurmayan makina imalatçılarının, dünya rekabeti içinde yaşamlarını sürdürmeleri gün geçtikçe imkânsız hale gelmektedir. Ülkemizde de bu gerekleri yerine getiren firmaların hem iç pazar paylarını, hem de ihracatlarını daha kolay artırdıkları gözlenmektedir.

Bu tezde, mevcut üretimi gerçekleştirilen hidrolik mobil vinçlerin müşteri istekleri doğrultusunda tasarımı değiştirilmiş ve bu güne kadar detaylıca yapılmamış olan mühendislik araştırma, hesap ve analizleri gerçekleştirilip gerekli optimizasyon çalışmaları yapılarak sistem için en uygun konstrüksiyon belirlenmiştir.

Tasarım ve mühendislik analizi yapabilen bir yazılım paketi olan Pro Engineer ile geliştirilecek vince ait katı modeli oluşturulmuş ve sonlu elemanlar yöntemi ile mühendislik analizleri, müşteri istekleri, hafiflik, kullanışlılık, estetik görüntü gibi tüm koşullar göz önünde bulundurularak mobil vinç için en uygun konstrüksiyon seçimi yapılmıştır. Elde edilen teorik değerler, tasarım ve analiz sonuçlarına uygun olarak imalatı gerçekleştirilecek vinç üzerinde yapılmış olan test ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Ayrıca projede mevcut üretimi gerçekleştirilen dönüş kabiliyeti sınırlı olan ve kullanım esnasında bir takım müşteri şikâyetlerinin olduğu hidrolik mobil vinçlerin müşteri istekleri doğrultusunda tasarımı değiştirilmiş, düşük tonajlı mobil vinçlerde kullanılan kramayerli dönüş sistemleri ile sağlanan sınırlı bir dönüş hareketini, geliştirilen çember dişlili bir sistem ile sonsuz dönüşlü hale getirilmiştir.

Teknolojinin gelişmesine paralel olarak, ülkemizde ve dünyada tüm hareketli makinelerde küçük boyutlarda daha büyük işler yapabilme, kullanılabilirlik, hafiflik, estetik görünüm öne çıkmaya başlamıştır. Bu çalışmada bu istekleri yerine getirecek bir mobil vinç tasarımı, analizi ve iyileştirmeleri yapılmış olup prototip üretimi gerçekleştirilerek gerekli test ve deneyler yapılmıştır.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Almir Barros da S. Santos Neto ve Henriette Lebre La Rovere'nin yaptıkları çalışmada; Cam Takviyeli Plastik (CTP) kiriş tasarımlarının eğilme davranışları incelenirken dayanabilecekleri maksimum yük yerine çalışma yükleri altında izin verilen sehim miktarları gözönüne alınmalıdır. Yapılan çalışmada CTP profillerin eğilme davranışları analitik, deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Profiller üzerinde üç nokta eğilme testleri uygulanarak eğilme dayanımları ve kayma modülleri elde edilmiştir. Bu sonuçlar sonlu elemanlar analizleri ile hesaplanan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. (Neto ve Rovere, 2006).

Chang ve arkadaşları (1997) 3 boyutlu yapısal bir parçanın yorulma ömrü için bir tasarım duyarlılık analizi sunmuşlardır. Bu metotda analitik yaklaşımlarla elde edilen dinamik gerilmeler, tasarımı değiştiren dinamik gerilme değişimleri ile tahmin edilmiştir.

D.C.D. Oguamanamand, J.S. Hansen ve G.R. Heppler (1998) tarafından yapılan çalışmada; basit mafsallanmış düzgün Euler-Bernoulli kirişi üzerinde bir kren taşımaktadır (taşıyıcı ve faydalı yük modellenmiş). Kren taşıyıcısı ve yük kütsüz bir kiriş üzerinde asılmış olarak modellenmiştir, yerçekimi kuvvetine maruz ve kiriş doğrultusu boyunca hareket edecek şekilde sınır şartları belirlenmiştir. Hamilton prensibi kullanılarak kren hareketi için iki çift integro-diferansiyel denklem türetilmiştir. Kiriş-kren sistemi için titreşimlerin doğal frekansları tespit edilmiş ve bu durumlar için kesin frekans denklemleri türetilmiştir. Nümerik çalışmalar araba yürüme hızı, faydalı yük kütsesi, araba kütsesi, asılı faydalı yük boyuna bağlı olarak yapılmıştır. Yüksek hızlarda kiriş üzerindeki maksimum çökme, araba ataletinden dolayı kiriş sonunda, yavaş hızlarda ise kiriş ortasında meydana geldiği tespit edilmiştir.

El Abdi (1994) ve arkadaşları yapmış oldukları çalışmalarında kompleks kriterler altında kompleks bir kabuğun yapısal şekil optimizasyonunu ele almışlardır. Kabuk bir turbo saftın değişik durumlarından birisi şeklindedir ve optimizasyon kriteri maliyet, teknoloji ve çalışma şartları dikkate alınarak belirlenmiştir.

Erdik A, (2006) Katı modelleme teknikleri ve sonlu elemanlar yöntemi hakkında

bilgiler verilerek, portal vinç yapısının sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş, lineer statik ve nonlinear statik analizleri yapılmış, bulunan sonuçlara göre yapıda kesit değerleri araştırılmıştır.

Fanni M. Formoptimirung (1994) yapmış olduğu çalışmada dinamik olarak yüklenmiş makina parçalarında şekil optimizasyonuna yer vermiştir. Neuber, Peterson, Siebel, Petersen'in istatistiksel hipotezini yorulma çatlak faktörünü hesaplamak için sonuçlarıyla tartışmıştır, bu formüllerin klasik bir çentik için geçerli olduğunu belirtmiştir. Çünkü gelişigüzel şekillerin optimizasyonunda bu formüller geçerli olmamaktadır. Orijinal algoritmadaki bu kısıtlamalardan kaçınmak için, gelişigüzel şekiller için yorulma çentik faktörünü FEM tipi bir deplasman altında belirlemiştir.

Grunwald ve Schnack (1995) yapmış oldukları çalışmada yorulma davranışlarını simüle etmek için hasar mekaniğini uygulamışlardır. Bu simülasyon dinamik olarak yüklenmiş makina parçalarının çalışma ömrünü maksimize etmek için yapılmıştır. Yorulma ömrü amaç fonksiyonu olarak alınmış ve kuadrarik FEM ve SLP kullanılarak optimizasyon prosedürü inşa edilmiştir

Grunwald ve Schnack (1997) yapmış oldukları çalışmada üç adet maliyet fonksiyonu göz önüne almışlardır. Maksimum gerilme, maksimum hasar gerilmesi ve maliyet fonksiyonu minimize edilmiştir. Bu makalede kullanılan Lemaitre modeli yazarlar tarafından modifiye edilmiştir.

İrsel G. (2007) Yaptığı tez çalışmasında, dişli benzeri profillerin bir dişli çarkın ön şekli olmasından dolayı, bu profile sahip parçaların ekstrüzyonunda, kalıp kovanında ortaya çıkan gerilmelerin yeri ve büyüklüğünü ve etkilerini sonlu elemanlar yöntemiyle belirlemiş ve sonuçları değerlendirmiştir.

J.J. Wu, A.R. Whittaker ve M.P. Cartmell (2001) tarafından yapılan çalışmada; hareket yükleri altındaki yapıların dinamik davranışları analitik yöntemlerle ve sonlu elemanlar metoduyla incelenmiştir. Önceki çalışmalarda atalet etkileri göz önüne alınmaksızın hareketli kütleler hareket yükleri olarak kabul edilmiştir. Bu genellikle doğru bir yöntem değildir, burada atalet etkileri analiz sonuçlarını etkilemektedir. Öncelikle tekil kütlelerin basit mafsallı giriş üzerindeki hareketi modellenmiş ve metodoloji geliştirilmiştir.

Geliştirilen metodoloji gezer köprülü portal kren sistemi üzerine uygulanmış ve deneysel olarak sistemin dinamik davranışları incelenmiştir.

Mei-When Guo, Issam E. Harik ve Wei-Xin Ren, desteklenmiş plakların burkulma analizi için “Zigzag Sonlu Elemanlar Formülasyonu”nu geliştirmiştir. Laminalı plaklar kalınlık yönünde katmanlara ayrılmışlardır. Laminalı plağın her katmanı kabuk elemanlar ile takviye elemanları ise 3-D kiriş elemanlarınca modellenmiştir. Düzlem içi yer değiştirmeler geometrik katılık matrisinin oluşturulmasında kullanılmıştır. Öne sürülen modelin avantajı hem ince hem de kalın plaklara uygulanabilir olmasıdır. Ters iterasyon metodu en düşük öz değeri çekmede kullanılmıştır.

Umansankar ve Mischke (1984) yaptıkları çalışmalarında mil sehim analizinde bazı kısıtları kaldırmışlardır. Güç iletim mili sentezi problemini değişken eksenel gerilmeler, burulma momentleri ve eğilme gerilmelerine bağlı olarak formüle etmişlerdir. Eğim yansıma metodu gerilme ve sehime maruz kalan millerin ağırlık ve maliyetlerini minimize etmek için kullanılmıştır.

W. Yang, Z. Zhang ve R. Shen (2006) tarafından yapılan çalışmada; bir kule kren modeli ele alınırken sistem dönebilen ve aynı zamanda hareket eden taşıyıcı ile serbest olarak mafsallanmış kiriş üzerinde sarkaç hareketi ile taşınan küresel şekilde gösterilmiş faydalı yük olarak modellenmiştir. Serbest mafsallanmış ve dönebilen kiriş Euler-Bernoulli kiriş teorisine göre matematiksel modeli oluşturulmuştur. Faydalı yük noktasal kütle olarak modellenerek, kütlesiz elastik kablo ile dönebilen serbest mafsallı kirişe bağlanmıştır. Hamilton prensibine göre hareket yükleri kiriş düzlemi içinde ve dışında ele alınarak hareket denklemleri çıkarılmıştır.

3. MATERYAL VE METOT, TEORİK ESASLAR

3.1. Kaldırma Makineleri

Bir mal veya ürünün bir yerden diğer bir yere taşınmasında veya kaldırılmasında kullanılan makinalara “kaldırma ve iletme makinaları” veya kısaca “transport makinaları” denir. Asansörler gibi bazı transport makinaları ile insan taşımacılığı da yapılmaktadır (İmrak ve Gerdemeli, 1996).

Materyal transportunun beş dikkat çekici unsuru şunlardır:

1. Hareket: En etkili yöntemle ve en ucuza parçalar, materyaller ve bitmiş parçalar bir yerden bir yere taşınmalıdır.
2. Zamana: O an için materyallere nerede ihtiyaç varsa o anda orada olmalıdır.
3. Yer: Materyaller kullanım için en uygun yerde ve pozisyonunda olmalıdır.
4. Sıklık (Yoğunluk): İhtiyaç düzeyi gerçekleştirilmekte olan işlemlerin kademelerine göre değişmektedir. Materyaller işlemler için doğru sayı, ağırlık, hacim veya sayıda temin veya tahliye edilmelidir.
5. Kullanım Alanı: Depolama yeri ve etkin kullanımı tüm işlemler ve operasyonların anahtar faktörüdür.

Kaldırma ve taşıma makinaları ile yapılan işlere örnekler şunlardır :

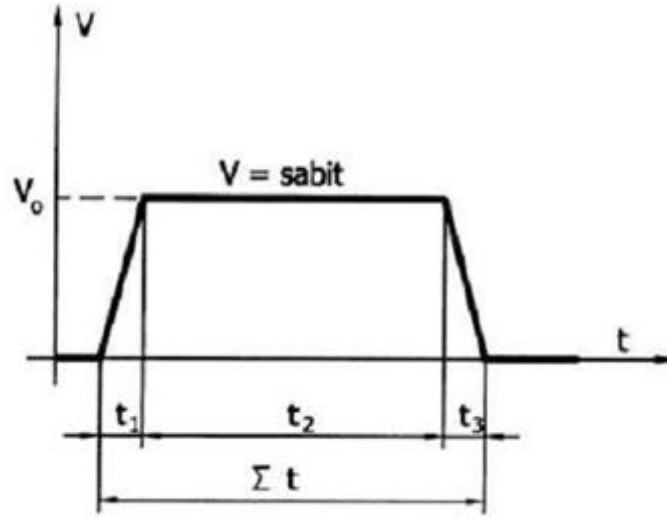
Taşınacık mal veya yükün cinsi, birim ağırlığı, miktarı ve taşıma uzaklığı ile fiziksel ve mekanik özellikleri transport makinalarının seçiminde etkin rol oynar. Transport makinaları çalışma ilkelerine göre iki ana gruba ayrılmaktadır.

a) Kesikli Taşıyıcılar (kaldırma makinaları): Krikolar, palangalar, vinçler, asansörler ve zemin araçları.

b) Sürekli taşıyıcılar (konveyörler) : Çekme elemanlı sürekli taşıyıcılar, çekme elemansız sürekli taşıyıcılar ve akışkan akımlı taşıyıcılar.

3.1.1. Kesikli Taşıyıcılar

Kesikli taşıyıcılar bir periyot (örn. bir çalışma günü) içinde devamlı çalıştırılmadan malların veya yüklerin taşınmasında ve kaldırılmasında kullanılan makinalardır. Kesikli taşıyıcılar “kaldırma makinaları” olarak da tanımlanırlar. Bu makinalar kaldırma ve taşıma işlemini tamamladıktan sonra durur ve bir sonraki işlem tekrarlanana kadar çalışmazlar. Asansör ve vinç gibi kesikli çalışan transport makinalarının çalışma süresi, Şekil 3.1.’ de görüldüğü gibi kalkış süresi t_1 , sabit rejim hızında çalışma t_2 ve durma süresi t_3 sürelerinden oluşur (İmrak ve Gerdemeli, 1996).



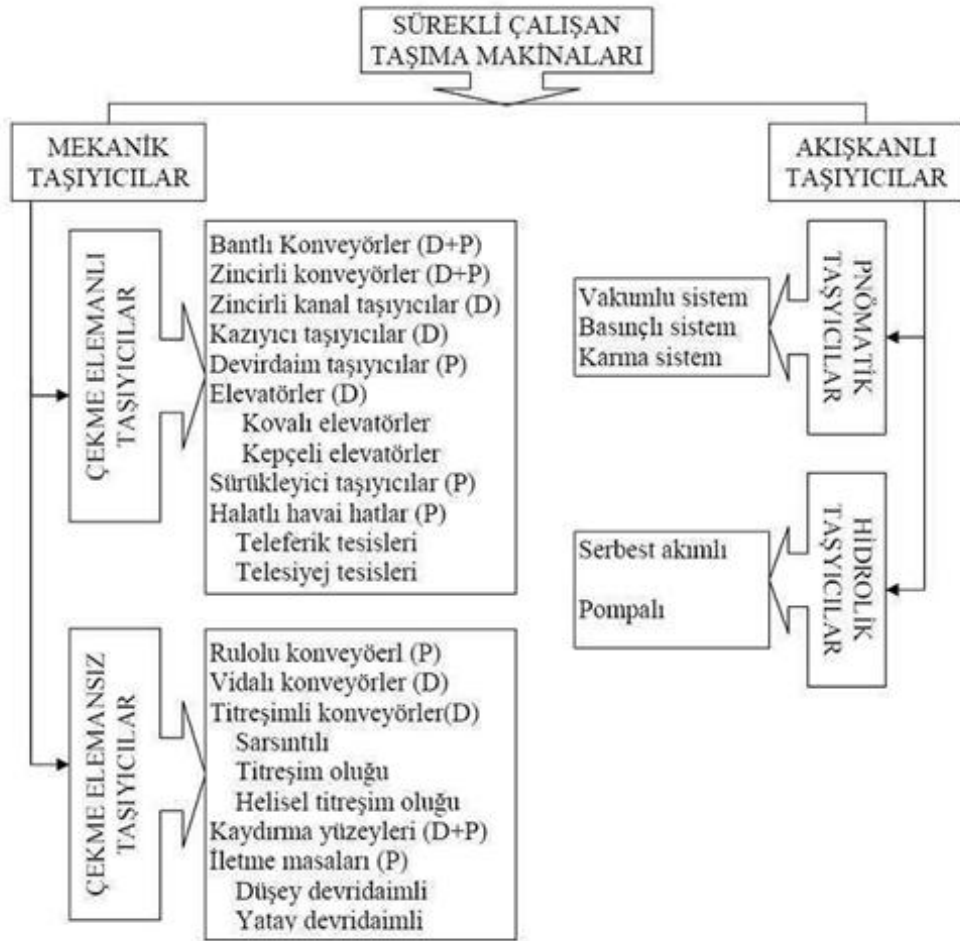
Şekil 3. 1. Kesikli Çalışan Transport Makinalarının Çalışma süresi.

Kesikli taşıyıcılar bir periyot (örn. bir çalışma günü) içinde devamlı çalıştırılmadan malların veya yüklerin taşınmasında ve kaldırılmasında kullanılan Dökme ve parça malların iletiminde yaygın bir şekilde kullanılan taşıma makinaları, işletme prensibine göre, sürekli (kesintisiz) çalışan transport makinalarıdır. Süreklilikten amaç, çalışmanın ve mal iletiminin aynı yönde devamlı olması ve periyodik bir hareketin bulunmasıdır.

3.1.2. Sürekli taşıyıcılar

Sürekli taşıyıcılar değişik yönlerden sınıflandırılabilir. En yaygın yöntem taşınacak mallara göre yapılan sınıflandırmadır.

1. Kepçeli elevatörler gibi sadece dökme malların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar
2. Bantlı konveyörler gibi dökme, kitle ve parça malların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar
3. Parça mal elevatörleri gibi sadece parça malların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar
4. Yürüyen merdivenler gibi insanların taşınmasında kullanılan sürekli taşıyıcılar.



Şekil 3. 2 Sürekli Taşıma Makinalarının Sınıflandırılması

Konstrüktif özelliklere göre yapılan sınıflandırma DIN 15021 normu esas alındığında Şekil 3.2.' de görülen detaylı sınıflandırma şeklinde özetlenmektedir. Bu sınıflandırmada dökme mallar için (D), parça mallar için (P) işaretleri kullanılmıştır (İmrak ve Gerdemeli, 1996).

Yüklemenin tekrarlanması, vincin ömür süresi zarfında faydalanılma tekrarlanması olarak ta tanımlanabilir. Bu husus vincin bütün ömür süresi zarfında yükleme tekrarı sayısı olarak da söylenebilir. Yük tekrarı sayısının bilinmediği hallerde, vinçler Tablo 3.1 de verilmiş olan, kaldırma hareketinin tekrarlanmasına bağlı olarak 4 sınıfa ayrılabilir.

Her bir yükleme tekrarına ait sınıf, kaldırma sırasında yükün kavranması anından başlayıp, kaldırma aracının sonraki kaldırma işlemini yapmak için konumunu yenilemesi durumunda sona eren, bir yükleme tekrarından belirli sayıya göre düzenlenmiştir. Bu belirli kaldırma yükü tekrarlama sayısı, bir yapı elemanındaki gerilme değişimlerinin sayısının bulunmasına kural olarak yardımcı olur. Bu belirli sayılar hiçbir zaman kaldırma aracının ömür süresi bakımından bir garanti olarak alınamaz (Söner F, 1976).

Elemanların sürdürecekleri muhtemel ömür süreleriyle bağımlı, kaldırma tekrarlarından meydana gelen bu yükleme tekrarlanması, taşıyıcı sistemlerin hesaplanmasında temel olarak yardımcı olacaktır.

Tablo 3. 1 Yükleme Tekrarlanması

Yükleme tekrarlanması sınıfları	Kaldırma hareketinin kullanılma süresi	Kaldırma tekrarının belirli sayısı
A	Arasıra, düzensiz çalışmadan sonra uzun bekleme süresi	$6,3 \cdot 10^4$
B	Muntazam fakat kesintili işletme (1)	$2 \cdot 10^5$
C	Muntazam sürekli işletme (1)	$6,3 \cdot 10^5$
D	Muntazam ağır işletme örg. Birden fazla vardiya çalışması	$2 \cdot 10^6$

Bu Tabloda, vinç, çalışma süresi zarfında, yük tekrarını çok sayıda boş zaman ile yapıyor ise, kesintili bir işletme olarak düşünülmüştür.

Vardiya çalışmasından, her birinin 8 saatlik çalışma süresinin sürdüğü, birkaç vincin çalışması anlaşılmalıdır.

3.1.3. Yükleme Durumu

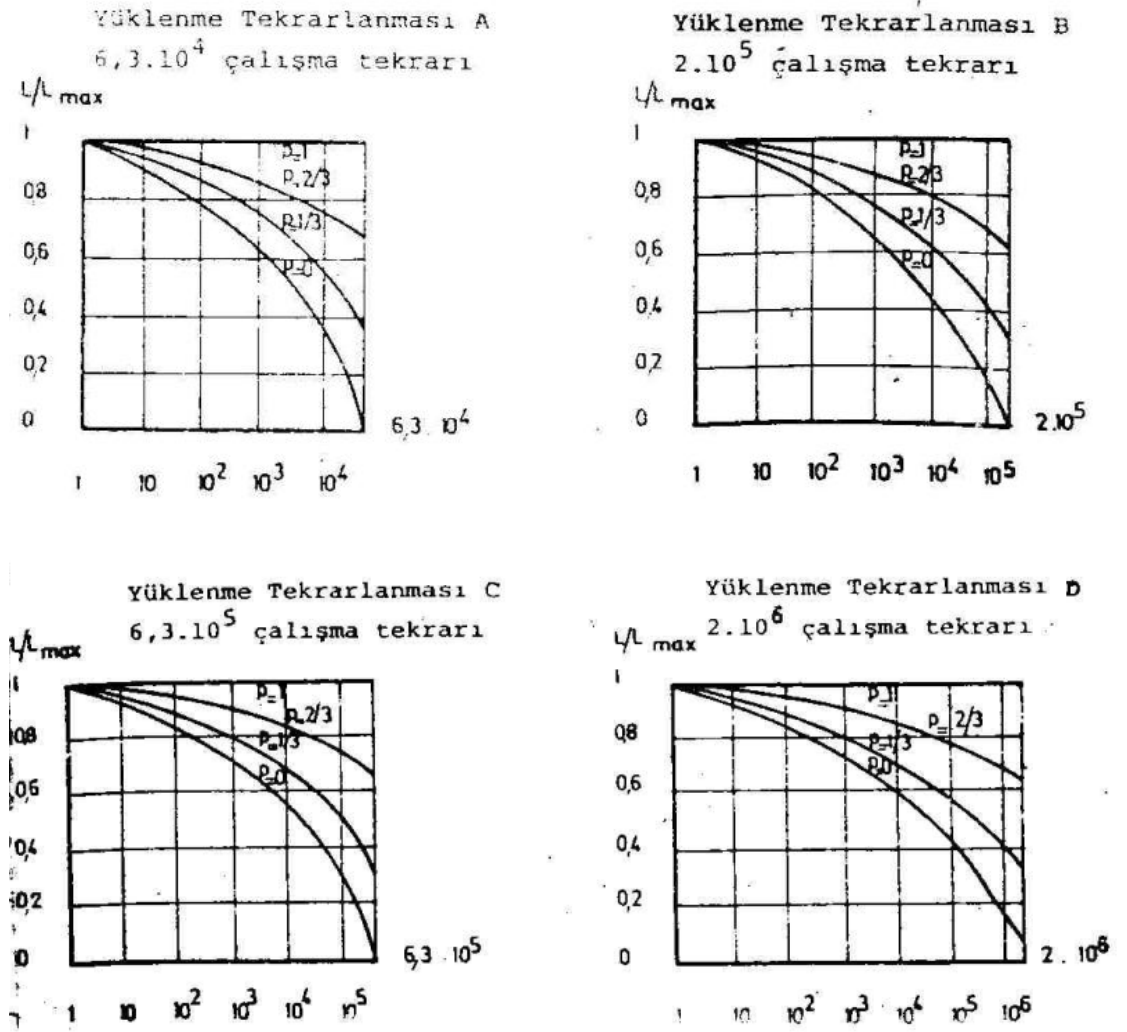
Kaldırılan yüklerin durumu, vincin taşıma gücü olan L_{max} 'ı veya taşıma gücünden daha az bir yük olan L 'ı hangi ölçüde kaldırdığını gösterir.

Bu husus, maksimum yükün belirli bir yüzdenin hangisine erişildiğini veya aşıldığını belirten bir tekrarlama sayısı ile kaldırılan yüklerin bir grubu olarak gösterilmektedir. Bu vincin işletmesinin ağırlığını belirleyen en önemli husustur.

Pratikte p değeriyle gösterilen, en küçük yüklemenin çalışma tekrarı sayılarıyla birleşerek en büyük yük ile kıyaslanmasının sağlayan 4 belirli yükleme durumu belirlenmiştir. Bu 4 yükleme durumu, Tablo 3.2 de $p=1$, $p=2/3$, $p=1/3$ ve $p=0$ değerleriyle gösterilmektedir. Şekil 3.3 de absisinde çalışma tekrarı sayısı ordinatında da kaldırılan yükün nominal yüke oranı L/L_{max} vardır. Bu değerler her yük tekrarına bölünmüş sayıları belirli tekrarlama sayılarına uyan 4 tanınmış belirli grubu göstermektedir.

Tablo 3. 2 Yükleme Durumları

Yük durumu	Açıklama	Şekil 3.3 deki tanımlama çizgisi
0 (çok hafif)	Nominal yükü arada bir fakat yükün küçük bir bölümünü devamlı sık sık kaldıran vinçler	$P= 0$
1 (hafif)	Nominal yükü arada bir kaldıran daha çok nominal yükün $1/3$ 'ü kadar yük ile çalışan vinçler	$P= 1/3$
2 (orta)	Nominal yükü arada bir kaldıran daha çok nominal yükün $1/3$ 'ü ile $2/3$ arasında çalışan vinçler.	$P= 2/3$
3 (ağır)	Muntazam olarak nominal yüke yakın değerlerde çalışan vinçler	$P= 1$



Şekil 3. 3. Her bir yük tekrarlama için L/L_{max} değeri.

Gerilme grubu için, koordinat ekseninde L/L_{max} değeri yerine $\frac{\sigma}{\sigma_{max}}$ değeri gösterilmektedir. (Süner F. 1976)

3.1.4. Gerilme Durumu

Önceki konuda tarif edilmiş olan kaldırma yükünün durumu, vinci meydana getiren yapı elemanlarındaki gerilme durumlarına aynen uymaz. Bazı yapı elemanları kaldırılan yükün gösterdiğinden daha hafif veya ağır gerilme gruplarına ayrılabilirler. Bu gerilme durumları kaldırılmış yüklerdeki gibi anı belirli grupların özellikleri ile Tablo 3.3 te aynı şekilde tarif edilmiştir. (Süner F. 1976)

Tablo 3. 3 Gerilme Durumları

Gerilme durumu	Açıklama	Grup
0 (çok hafif)	Yalnız istisnai olarak yüksek fakat sürekli küçük gerilmelere maruz zorlanan yapı elemanları	P= 0
1 (hafif)	Yalnız arasıra yüksek, fakat sürekli hafif ve takriben en yüksek gerilmenin 1/3'ü kadar gerilmelere zorlanan yapı elemanları	P= 1/3
2 (orta)	Oldukça sık en yüksek, fakat sürekli en yüksek gerilmelerin 1/3'ü ile 2/3 arasında gerilmelere zorlanan yapı elemanları.	P= 2/3
3 (ağır)	Muntazam olarak yüksek gerilmelere zorlanan yapı elemanları	P= 1

3.1.5. Vinçlerin ve Yapı Elamanlarının Sınıflandırılması

Yükleme tekrarı ve yükleme durumlarından veya gerilme durumlarından faydalanarak vinçler veya vinç yapı elemanları Tablo3.4 teki gibi 6 grupta toplanabilir.

Tablo 3. 4 Vinç yapı elemanlarının grup sınıflandırılması

Kaldırılan yükün durumu veya bir yapı elemanı için gerilme durumu	Yükleme tekrarlama ve belirli kaldırma tekrar sayısı veya bir yapı elemanı gerilme tekrar sayısı			
	A 6,3.10 ⁴	B 2.10 ⁵	C 6,3.10 ⁵	D 2.10 ⁶
0. (çok hafif) p=0	1	2	3	4
1. (hafif) p=1/3	2	3	4	5
2. (orta) p=2/3	3	4	5	6
3.(ağır) p=1	4	5	6	6

3.1.6. Kademelendirme Örnekleri

Tablo 3. 5'te kaldırma araçları için kademelendirme örnekleri verilmiştir. Ancak bu Tablo yalnız gruplandırma tespitini kolaylaştırmak ve bilgi edinmek maksadı için kullanılır. Burara verilen bilgiler kaldırma aracının sınıf kademelendirmesi için yeterli değildir. Her bir vinç için yükleme tekrarlama ve yükleme durumunun bulunması gereklidir. Bu nedenle aralarından seçim yapabilmek için bu bilgiler birçok grupları içinde bulundurmaktadır. (Süner F. 1976)

Tablo 3. 5 Vinçlerin Sınıflandırma Örnekleri

	Kaldırma Araçlarının Cinsi	Yükleme tekrarı	Yükleme durumu	Grup
1	Kuvvet santrali vinci	A	0-1	1_2
2	Makine dairesinde montaj ve demontaj vinci	A	1_2	2_3
3	İstif vinci	B-C	1_2	3_4_5
4	Kancalı atölye vinci	B-C	1_2	3_4
5	Kepçeli vinç	B-C-D	3	5_6
6	Hurdalık vinci	B-C	3	5_6
7	Döküm vinci	B	3	2
8	İngot döküm vinci	B-C	3	5_6
9	İngot sıyırma vinci	C-D	3	6
10	Tav çukurları vinci	B-C	3	5_6
11	Doldurma vinci	C-D	3	6
12	Demir dövme vinci	C-D	2_3	5_6
13	Kovalı şarj vinci			4_5_6
14	Malzeme istifi için kancalı portal vinç	B-C	2	4_5
15	Kepçeli portal vinç	B-C-D	3	5_6
16	Taşıt yükleme ve boşaltma için kancalı portal vinç	B-C	2	4_5
17	Stok sahası portal vinç	B-C-D	3	5_6
18	Malzemelerin yüklenmesi ve boşaltılması için portal vinç	A-B	1_2	2_3_4
19	Bunkerler için yükleme köprüleri ve vinçleri	B-C	2	4_5
20	Malzemelerin yüklenmesi ve boşaltılması için döner vinçler	A-B	1_2	2_3_4
21	Kancalı döner vinç	B-C	2	4_5
22	Kepçeli Döner vinç	B-C-D	3	5_6
23	Tersane vinci	B	2_3	4_5

24	Kancalı liman vinci	B-C	2	4_5
25	Kepçeli liman vinci	B-C	3	5_6
26	Önemli işletme için döner vinç	A	0_1	1_2
27	Kancalı yüzer vinç	A-B	2	3_4
28	Kepçeli yüzer vinç	A-B	3	4_5
29	Yapı vinci	A-B	2	3_4
30	Demiryolu vinci	A	1_2	2_3
31	Gemi vinci	B	2_3	4_5
32	Taşıt Vinç (Mobil vinç, Oto vinç)	B-C	2	4_5
33	Derrik vinci ve sehpalı vinç	A	2	3
34	Demiryolunda çalışan vinç			4_5_6

3.1.7. Taşıyıcı sistemlerin hesaplanmasında göz önünde bulundurulacak yükler

Taşıyıcı sistemlerin hesaplanmasında, bir vincin işletme halinde bulunmasından meydana gelen zorlamaları tespit edilmelidir. Bu zorlamalar aşağıdaki yüklerin göz önünde bulundurulması suretiyle hesaplanacaktır.

A) duruş halindeki vinç taşıyıcı sisteminin en uygunsuz yükleme halindeki esas yükler

B) Düşey hareketten meydana gelen yükler

C) Yatay hareketten meydana gelen yükler

D) İklim etkilerinden meydana gelen yükler

Kaldırma kuvveti: yükün ağırlık kuvveti ve ilave olarak yükü tutma tertibatının ağırlık kuvvetler (palanga hareketli makaraları, yük kancası, kepçe vs.)

Zati ağırlık kuvveti: işletme yükünün dışında taşıyıcı sistem elemanları üzerine etki yapan vinç elemanlarının ağırlık kuvveti. (Süner F. 1976)

3.1.7.1. Esas yükler

Esas yüklerden

- Taşıyıcı sistem elemanının kendi ağırlığından meydana gelen yükler: SG
 - İşletme yükünden meydana gelen yükler: SL
- anlaşılır.

Hareketli kısımlar en uygunsuz durumlarına göre ele alınmalıdır. Her yapı elemanı, vincin durumuna göre ve kaldırma yüküne göre (0 ile nominal yük arasında) taşıyıcı sistem elemanında en büyük gerilme meydana gelmesi durumuna göre hesaplanmalıdır.

3.1.7.2. Yatay hareketten meydana gelen S_H yüklemeleri

Yatay hareketten aşağıdaki yükler çözümlenmelidir.

- 1 – yürütme, döndürme ve sallanma hareketlerinin, ivmesinden doğan ve büyüklükleri ivmeye bağlı olarak hesaplanabilen atalet etkileri.
- 2 – savrulma kuvvetinin etkisi
- 3 – hareket sırasındaki yatay yan kuvvetler
- 4 – tampon vurutuları

3.1.7.3. Savrulma kuvvetinin etkileri

Döner vinçlerde dönme hareketinden meydana gelen savrulma kuvveti dikkate alınmalıdır. Pratikte yük kolu kafasındaki yük taşıyan halatların eğikliğinden meydana gelen yatay kuvvetler sınırlandırılır. Genel olarak kaldırma araçlarının diğer kısımları üzerindeki savrulma kuvvetlerinin etkisi ihmal edilecektir.

3.1.7.4. Rüzgâr etkisinin hesaplanması

Bir taşıyıcı sistem elemanı üzerine düşen rüzgarın etkisi bir kuvvettir. Bunun rüzgar önündeki bileşeni aşağıdaki bağıntı ile verilir.

$$P_r = A \cdot q \cdot c \quad (3.1)$$

bu bağıntıdaki işaretler şunlardır

P_r : Rüzgar kuvvetinin k_p olarak bileşkesi

A : Taşıyıcı sistem elemanının m^2 olarak net rüzgar yüzeyi. Rüzgar yüküne dik düzlemdeki dik taşıyıcı sistem yüzeylerinin iz düşümü.

q : kp/m^2 olarak dinamik basınç

c : çeşitli yüzeyler üzerinde basınç ve ya emme etkisi olarak hesaplara katılacak aerodinamik katsayı. Bu katsayı taşıyıcı sistem elemanının şekline bağlıdır.

3.1.7.5. Yükleme halleri

Hesaplarda 3 yükleme hali dikkate alınacaktır.

- Rüzgarsız normal işletme
- Vinç işletmesinde en büyük emniyetli rüzgar şiddeti ile normal işletme
- Fevkalade yükler

1.Hal: Rüzgârsız Vinç İşletmesi, Statik yükleme olarak S_G , kaldırma yükü katsayısı ψ ile çarpılırsa işletme yükü S_L sebebiyle yüklemeler ve her biri en uygunsuz durumda yatay S_H yükleri tampon kuvvetleri istisna edilmek üzere hesaplara katılmalıdır. Bu yüklerin toplamı m katsayısı ile çarpılmalıdır. Yani

$$M(S_G + \Psi S_L + S_H) \quad (3.2)$$

2. Hal: Rüzgar İle Vinç İşletmesi, 1. yükleme halinde yüklemeye vinç işletmesi için en büyük emniyetli rüzgar yükü S_W gerekiyorsa ısı değişimlerinden meydana gelen yükler hesaplara katılmalıdır. Buna göre

$$M(S_G + \Psi S_L + S_H) + S_W \quad (3.3)$$

Olacaktır.

3.Hal: *Fevkalade Yükler Altında Vinç*, Fevkalade yüklemelere aşağıdaki hallerde rastlanılır.

- Çok şiddetli rüzgarda işletme dışı vinç
- Tampon vuruşu ile vinç işletmesi

3.1.7.6. Hesapların Yürütülmesi

Daha önce verilmiş 3 yükleme hali için değişik taşıyıcı sistem elemanlarındaki gerilmeler hesaplanarak kritik gerilmeye karşı, yeterli bir s emniyet katsayısının mevcut olduğu araştırılır. Burada 3 temel yasak göz önünde bulundurulmalıdır.

- Akma sınırının aşılması
- Kritik flamaj ve ya buruşma yüklemesinin aşılması
- İşletme mukavemetinin aşılması

Kullanılacak çelik kalitesi tam olarak bildirilmeli ve mukavemet özellikleri, kimyevi terkibi, kaynak özelliği ve malzeme imalcileri tarafından garanti edilmelidir.

Bu kritik gerilmeler ya akma sınırına göre (kritik uzama sınırına denk olan gerilme olarak) ve ya buruşma ve ya flamaj için kritik gerilmeye göre ve ya işletme mukavemetine göre tespit edilen ve uzun ömür deneyinden çıkarılan gerilmelerin % 90' ına denk gerilmelere tekabül eder.

Taşıyıcı sistemin her bir elemanı üzerindeki gerilmeler dayanım bilgisinin bilinen metotlarına göre daha önce anlatılan yükleme hallerine göre malzemeler için çözümlenecektir. Basınca zorlanan bütün elemanlarda göz önünde bulundurulan kesitler, brüt kesitler ve çekmeye zorlanan bütün elemanlarda net kesitler (yani delikler çıkartılmış) hesaplara katılacaktır (Süner F. 1976).

Eğilmeye zorlanan bütün elemanlarda çekmeye zorlanan kısımlarda net kesitler, basmaya zorlanan kısımlarda brüt kesitler olmak üzere genellikle yarı net kesitler

kullanılmalıdır. Hesapları basitleştirmek için ya net kesitlerin ve ya yarı net kesitlerin mukavemet değerleri hesaplara dahil edilmelidir. Kesitin ağırlık eksenini olarak brüt kesitinki alınmalıdır.

3.1.7.7. Akma Sınırına Erişilmesi Esasına Göre Hesaplar

Burada taşıyıcı sistem elemanlarının, bir taraftan perçinli cıvatalı ve diğer taraftan kaynaklı birleştirmeleri birbirlerinden ayırt edilmelidir.

Birleşimlerinin Dışındaki Taşıyıcı Sistem Elemanları

Basit çekmeye ve ya basmaya zorlanan kısımlar

1 – Akma sınırı σ_{AK} 'nın kopma gerilmesi σ_K ' ye oranı $< 0,7$ olan çelikler.

Hesaplanan σ gerilmesi, emniyetli σ_a gerilmesini aşamaz. Buradaki σ_a akma sınırı σ_{AK} 'nin daha önceki yükleme halleriyle bağımlı s katsayısı ile bölünmesinden elde edilmiştir (Süner F. 1976).

s değeri ve emniyetli gerilmeler aşağıda verilmiştir.

Tablo 3. 6. s Değeri ve Emniyetli Gerilmeler

s Değerleri	I. Hal 1,5	II. Hal 1,33	III.Hal 1,1
Emniyetli σ_a gerilmesi	$\frac{\sigma_{AK}}{1,5}$	$\frac{\sigma_{AK}}{1,33}$	$\frac{\sigma_{AK}}{1,1}$

Her zaman kullanılan St 37 St 42 ve St 52 C'lu yapı çelikleri için kritik σ_{AK} gerilmeleri anlaşımlara göre % 0,2 uzamaya denk olan gerilmelerdir.

Tablo 3. 7. St 37, St 42, St 52 Çelikleri için σ_{AK} ve σ_a değerleri

Çelik cinsleri	Akma sınırı σ_{AK}		Emniyetli σ_a gerilmesi					
			Hal I		Hal II		Hal III	
	N/mm ²	t/in ²	N/mm ²	t/in ²	N/mm ²	t/in ²	N/mm ²	t/in ²
St 37	240	15	160	10	180	11,2	215	13,5
St 42	260	16,5	175	11	195	12,2	240	15
St 52	360	22,5	240	15	270	17	325	20,5

2 – Akma Sınırı Oranı Yüksek Olan Çelikler ($\sigma_{AK}/\sigma_K > 0,7$)

Akma sınırı oranı yüksek olan çelikler için yani σ_{AK}/σ_K 'in 0,7 den büyük oranları için s katsayısının kullanılması artırıcı bir emniyet sağlamaz. Bu durumda emniyet gerilmesi σ_a aşağıdaki formüle göre bulunan değerinin aşılmadığının kontrol edilmesi gerekmektedir.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{AK} + \sigma_K}{\sigma_{AK52} + \sigma_{K52}} \cdot \sigma_{a52} \quad (3.4)$$

Burada σ_{AK} ve σ_K kullanılan çeliklerin akma sınırını ve ya mukavemetini,

σ_{AK52} ve σ_{K52} St 52 i çeliği için yukardaki aynı değerleri yani 360 N/mm² ve 520 N/mm² değerlerini

σ_{a52} önceki yükleme durumlarına göre St 52 çeliği için emniyetli gerilmeyi gösterir (Sünner F. 1976).

Kaymaya zorlanan kısımlar

Emniyetli kayma gerilmesi τ_a nın değeri

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{3}} \text{ dür.} \quad (3.5)$$

σ_a , burada emniyetli çekme gerilmesidir.

özel hal

- çekme (basma) kayma ile

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} < \sigma_a \quad (3.6)$$

formülü ile kontrol edilir.

3 – Yüzey Basıncının Sınır Değeri

Yüzey basıncı σ_n aşağıdaki değerlerden fazla olamaz

$$\sigma_n \leq 1.5\sigma_a \quad \text{bir taraftan kesmeye çalışan bağlantılarda}$$

$$\sigma_n \leq 2\sigma_a \quad \text{iki taraftan kesmeye çalışan bağlantılarda}$$

4 – Yüksek Basıncılı Civatalarda Emniyetli Gerilme

Civatalardaki emniyetli gerilme

$$\sigma_a = 0,7 \sigma_{AK} (0,2) \text{ genel kullanma için}$$

$$\sigma_a = 0,8 \sigma_{AK} (0,2) \text{ dişlerin açılmasına karşı tedbir alınan yerlerdeki kullanma için}$$

$$\sigma_{AK} (0,2) \text{ civata malzemesinin \%0,2 uzamasına denk akma sınırındır.}$$

5- Kaynak Bağlantıları

Kaynaklı bağlantılarda, kaynak malzemesinin sahip olduğu özelliklerin en az esas

malzeme özelliğine denk olduğu kabul edilir. Çekmede ve basmada uzama doğrultusunda mevcut gerilme emniyetli σ_a gerilmesinde büyük olmadığı kontrol edilmelidir. Kaynak dikişlerinde kayma zorlamalarında, emniyetli gerilme değeri

$$\tau_a = \frac{\sigma_a}{\sqrt{2}} \quad (3.7)$$

Kaynak dikişlerindeki zorlamaların bulunmasında özelliklerine zorlanmalarında, en büyük kıyaslama gerilmesi azaltılmalarında Tablo 3.8’de gerilmenin cinsine bağlı olarak çelikler için aşınmaması gerek değerler verilmiştir (Sünner F. 1976).

Tablo 3. 8. Kaynak dikişlerinde bazı çelikler en büyük emniyetli için kıyaslama gerilmeleri (kp/mm²)

Gerilme cinsi	St 37			St 42			St 52		
	Hal I	Hal II	Hal III	Hal I	Hal II	Hal III	Hal I	Hal II	Hal III
Uzunlama doğrultusunda bütün kaynak dikişleri içim kıyaslama gerilmesi	16	18	21,5	17,5	19,5	24	24	27	32,5
Çekmede enlemesine gerilme									
1.Özel kaliteli alın ve K dikişi	16	18	21,5	17,5	19,5	24	24	27	32,5
2. Normal kaliteli K dikişi	14	15,8	18,5	15,3	17	21	21	23,5	27
3.İç köşe dikişi	11,3	12,7	15,2	12,4	13,8	17	17	19	23,5
Basmada enlemesine gerilme									
1. Alın be K dikişi	16	18	21,5	17,5	19,5	24	24	27	32,5
2 .İç köşe dikişi	13	14,6	17,5	14,2	15,8	19,5	19,5	22,5	27
Bütün kaynak dikişleri için kayma	11,3	12,7	15,2	12,4	13,8	17	17	19,5	22,5

3.1.7.8. Elemanların flamaja göre hesaplanması

Prensip olarak flamaja zorlanan elemanlar, akma sınırına erişilmesi için alınan emniyette olduğu gibi aynı emniyette hesaplanmalıdır. Buradan kritik flamaj gerilmesinin kritik gerilmenin 1,5 ve ya 1,33 ve ya 1,1 katsayılarına bölünerek elde edilecek emniyetli gerilme olduğu anlaşılır.

Konstrüktörler, kontrol yapmakla zorunlu olduğu hesaplama metodunun seçmede serbest bırakılmıştır.

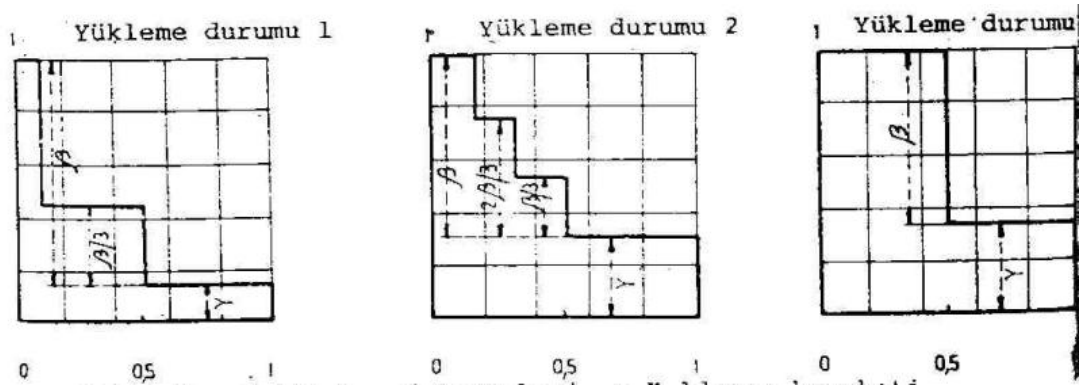
3.1.7.9. Değişik hareketlerde kullanılması

1- Kaldırma Hareketi

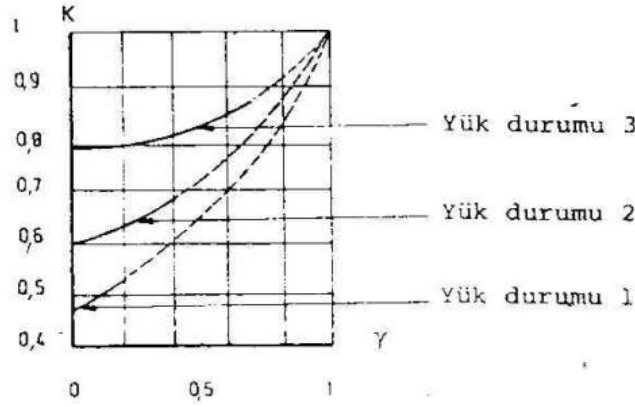
Kübik ortalama K değerlerinin bulunmasında faydalı yüklerin β değerleri ile faydalı yük olmaksızın diğer yükleri belirten γ değerlerinin birleştirilmesi gerekli olur.

Kaldırılan toplam yük $\beta + \gamma$, 1 sayısı ile gösterilir.

Yükleme durumları, mutad işlemler ve şekil 3.5. teki değerlere uygun kübik ortalama k değerleri birleştirilmek suretiyle şekil 3.4 deki gibi gösterilebilir.



Şekil 3. 4 Kaldırma hareketi - Kaldırılan yüklerin durumu



Şekil 3. 5. K değeri – Kaldırma hareketi

3.1.7.10. Kaynak eklemlerindeki gerilmeler

Kaynak yapılmış birleşimlerin şekillerinin çok katlı olması nedeniyle kaynak dikişlerindeki gerilmelerin hesaplanması çok karmaşık bir problemdir.

Tekniğin bugünkü durumunda, kaldırma araçlarının tam olarak hesaplanması için, kuralların yeterli olduğunu kabul etmek imkânsızdır. Bundan başka kaynak dikişlerine ait kuralların çevresi ve durumu itibarıyla mevcut hesaplama kurallarının genel çerçevesi içine sokulması zordur. Bununla beraber birkaç genel bilgi üzerinde sınırlama yapılarak aşağıdaki hususlar verilebilir (Süner F. 1976).

- 1- Bütün hesaplama metotlarında iyi yapılmış bir kaynak dikişinin olduğu varsayılacaktır. Bundan kaynak dikişlerinin, dipten itibaren çok güzel kaynak yapıldığını, şekillerinin iyi olduğunu, bu nedenle birleştirilen kısımlarla dikiş arasındaki nüfusiyyette, ne keskin kavisler nedeniyle ne uç krateri nedeniyle ve ne de nüfusiyyet çentiği nedeniyle kesinti bulunmadığı anlaşılabacaktır.
- 2- Özgül gerilmeler ve ekleme şeklinin meydana getirdiği gerilme tepeleri dikkate alınmayacaktır.
- 3- Kaynak eklerindeki emniyetli gerilmeler, daha önce verilmiştir. Bir çekme gerilmesi (ve ya basma gerilmesi) σ ve bir kayma gerilmesi τ , beraberce etki yapıyorsa bu taktirde kıyaslama gerilmesi sigma σ_{CP} aşağıda verilen formül ile bulunur (Süner F. 1976).

$$\sigma_{CP} = \sqrt{\sigma^2 + 2\tau^2} \quad (3.8)$$

3.2. Vinçlerle İlgili Temel Kavramlar ve Tanımlamalar

Yükleyici vinç

Bir kaide etrafında dönebilen sütun ve sütunun üst tarafına yerleştirilmiş bir kol sisteminden meydana gelen güçle tahrik edilen vinç. Vinç, genellikle bir taşıt üzerine yerleştirilir (römork dahil), taşıtın yüklenmesi ve boşaltılması için tasarlanır.

Not 1 - Yukarıda tarif edilen sabit bir yapı üzerine yerleştirilmiş vinç, yine yükleyici vinç olarak değerlendirilir.

3.2.1. Mafsallandırılma

Bir pim bağlantısının etrafında eklemlenen kol bileşenlerinin hareketi.

3.2.2. Kaide

Dönen sütun için bağlantı yerleri ve yataklardan meydana gelen düzenek.

3.2.3. Kol

Yükleyici vincin kol sistemindeki yapısal eleman.

3.2.4. Hidrolik kol uzatması (Hidrolik uzatma)

Uzunluğu hidrolik teleskopik hareketle değişen özellikteki kolun bir kısmı.

3.2.5. El ile kol uzatması (mekanik, jibbom)

El ile uzayabilen veya kısalabilen kolun bir kısmı.

3.2.6. Kol sistemi

Kollardan, kol uzatmalarından ve silindirlerden meydana gelen sistem.

3.2.7. Sütun

Kol sistemini destekleyen yapısal eleman.

3.2.8. Kumanda sistemi

Yükleyici vincin hareketlerini sağlayan çalıştırma levyeleri ile harekete geçirme elemanları arasındaki ara birim.

3.2.9. Tehlike bölgesi

Makinada ve/veya etrafındaki bir kişinin yaralanma riskine veya sağlığının zarar görmesine sebep olacak herhangi bir bölge.

3.2.10. Ölü yükler

Vincin kullanılması sırasında yapısı üzerinde kalıcı etkisi olan, sabit ve hareketli vinç parçaları kütlelerinin sebep olduğu kuvvetler.

3.2.11. Dinamik basınç

Yük kaldırıldığında, harekete geçiricilerdeki dinamik kuvvetlerin sebep olduğu hidrolik bir sistem elemanı veya parçasındaki basınç.

3.2.12. Sabit yük kaldırma teçhizatı

Vincin tamamlayıcı bir parçası olarak kol kafasına doğrudan takılı olan ve net yükün askıya alınabildiği donanım. Bu donanım, kanca ve kısıkaçlardan meydana gelir.

3.2.13. Akışa duyarlı çek-valf

Ön ayar basıncı düşme seviyesi aşıldığında akışı durduran valf.

3.2.14. Brüt yük

Yük, kaldırma teçhizatları ve varsa kaldırma halatının belirli bir kısmının yükleri toplamı.

3.2.15. Yük tutucu vana

Normalde kapalı olan ve haricî bir kuvvet ile açılarak hidrolik harekete geçiricinin dışına akışkanın akmasına müsaade eden vana.

3.2.16. Azamî çalışma basıncı

Pompa devresinde veya münferit çalışma sırasındaki azamî basınç.

3.2.17. Net kaldırma momenti

Uzanma mesafesi ile çarpılan beyan kapasitesi.

3.2.18. Sabit olmayan yük kaldırma teçhizatı

Kullanıcı tarafından bütünlüğü etkilemeksizin, vincin kancasına veya her hangi bir bağlantı tertibatına doğrudan veya dolaylı olarak takılabilen ve değiştirilebilir donanım.

3.2.19. Uzanma mesafesi

Kol/kol sistemi/düşey plandaki kolun dönme eksenini ile yük teçhizatının ucu arasındaki yatay mesafe.

3.2.20. Uzanma mesafesi (hidrolik)

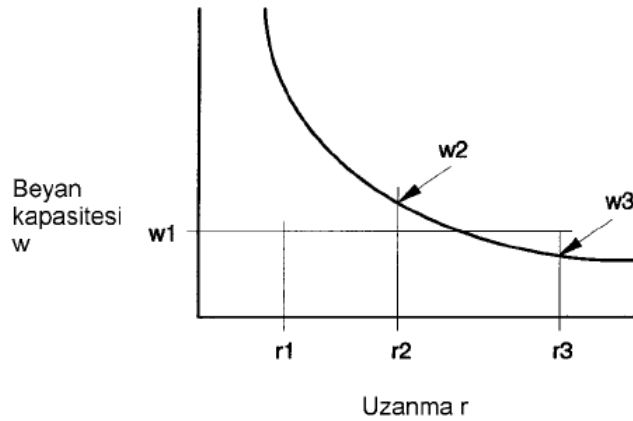
Kol sisteminin hidrolik olarak harekete geçirilen parçaları ile sağlanabilen uzanma mesafesi.

3.2.21. Yük

Vinç tarafından kaldırılan ve sabit olmayan yük kaldırma teçhizat(lar)ı ile askıya alınan veya bu teçhizat kullanılmadığında sabit yük kaldırma teçhizat(lar)ı ile doğrudan kaldırılan yük.

3.2.22. Beyan kapasitesi

Vincin belirtilen çalışma şartında (örneğin, düzenleme, yükün konumu) kaldırması için tasarımı olduğu yük.



Şekil 3. 6. Uzmanma Mesafesine Göre Beyan Kapasitesi Grafiği

3.2.23. Beyan kapasitesi göstergesi

Belirtilen tolerans sınırları içerisinde, en azından beyan kapasitesinin aşıldığını devamlı olarak gösteren ve beyan kapasitesine yaklaşıldığını devamlı gösteren başka bir gösterge (belirli vinç tiplerinde) cihazı.

3.2.24. Beyan kapasitesi sınırlayıcısı

Normal çalışmalardaki kullanım sırasında dinamik etkileri algılayan ve vincin beyan kapasitesini aşan yükleri kaldırmasını otomatik olarak engelleyen cihaz.

3.2.25. Dönme hareketi

Düşey bir eksen etrafında sütunun ve kol sisteminin dönme hareketi.

3.2.26. Dengeleyici

Taşıtı zeminden kaldırmaksızın, vincin kaidesine veya taşıta denge sağlamak amacıyla bağlı destekleyici yapı.

3.2.27. Dengeleyici ayağı

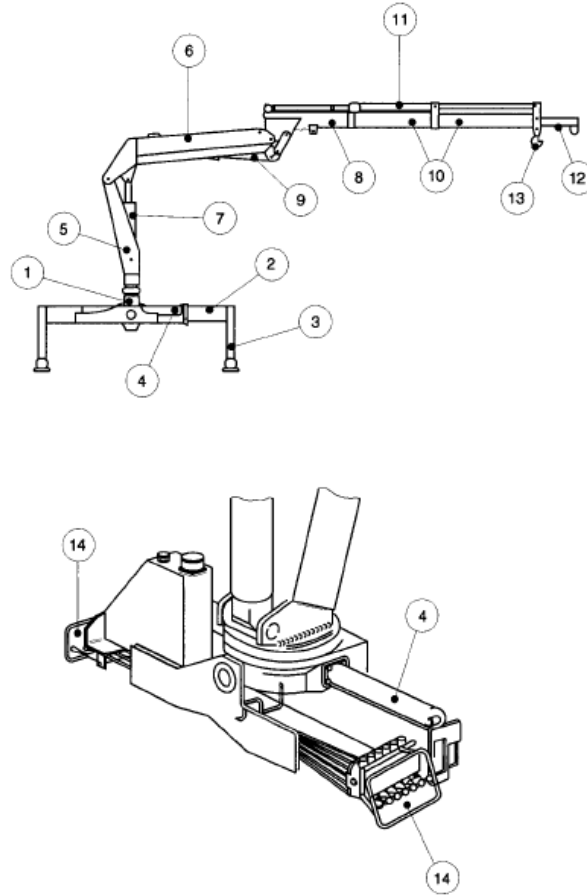
Gerekli dengeyi sağlamak üzere zemine temas etme özelliğine sahip dengeleyicinin bir parçası.

3.2.28. Toplam kaldırma momenti

Net kaldırma momenti ile ölü yüklerin meydana getirdiği moment toplamı.

3.2.29. Terimler

Bu standarda yükleyici bir vincin ana parçaları için kullanılan terimler Şekil 3.7 'de belirtilmiştir.



Açıklama

1 Kaide	2 Dengeleyici uzantısı	3 Dengeleyici ayağı	4 Dönme mekanizması
5 Sütun	6 Birinci kol	7 Birinci kol silindiri	8 İkinci kol
9 İkinci kol silindiri	10 Kol uzatması (hidrolik)	11 Uzantı silindirleri	12 Kol uzatması (el ile)
13 Kanca	14 Kumandalar		

Şekil 3. 7. Yükleyici Bir Vincin Ana Parçaları

3.2.30. Çarpışmayı önleyici cihaz

Sabit bir yük kaldırma ataşmanının ve vinçlerin veya vinçlerin parçalarının, aynı yerde aynı anda manevra yaptıklarında çarpışmalarını önleyen cihaz.

3.2.31. Yapısal düzenleme

İmalâtçının talimatlarına uygun olarak monte edilmiş, konumlandırılmış ve

kurulmuş, kullanıma hazır, yapı elemanlarının, karşı ağırlıkların, desteklerin ve destek ayaklarının konumu, kanca bloku halat sistemi ve benzeri elemanların birleşimi.

3.2.32. Kumanda paneli konum sınırlayıcı

Motor gücüyle farklı konumlara hareket edebilen kumanda mahalline sahip bir vinçte, kumanda mahallinin belirli sınırların ötesine hareketini önleyen cihaz.

3.2.33. Vinç

Kancalara veya diğer yük kaldırma tertibatlarına asılı yükleri bir çevrim dahilinde kaldıran veya çevrim dahilinde kaldırıp taşıyan, seri olarak müstakil bir tasarıma göre imal edilen veya önceden yapılmış bileşenlerden imal edilen makina.

3.2.34. Kaldırma sınırlayıcısı

Sabit yük kaldırma ataşmanının, vinç yapısına istek dışı olarak çarpacak şekilde kaldırılmasının önleyen cihaz veya yük kaldırma ataşmanının belirli diğer bir üst sınırı aşmasını önleyen cihaz.

3.2.35. İndirme sınırlayıcısı

Kaldırma tamburu üzerinde en küçük halat sarım sayısı gibi, çalışma sırasında her zaman kaldırma aracının asgarî ölçüde bağlantısının devamlılığını sağlayan cihaz veya zincirin tahrik mekanizması ile bağlantısının boşalmasını önleyen mekanik tertibat.

3.2.36. Hareket sınırlayıcısı

Bir vincin hareketlerini kısıtlayan veya hareketin durdurulmasını başlatan cihaz

3.2.37. Devrilme momenti

Beyan kapasitesi ve referans erişme mesafesinin çarpımından elde edilen değer.

3.2.38. Dönüş sınırlayıcısı

Belirli sınırların ötesine dönüşü önleyen cihaz.

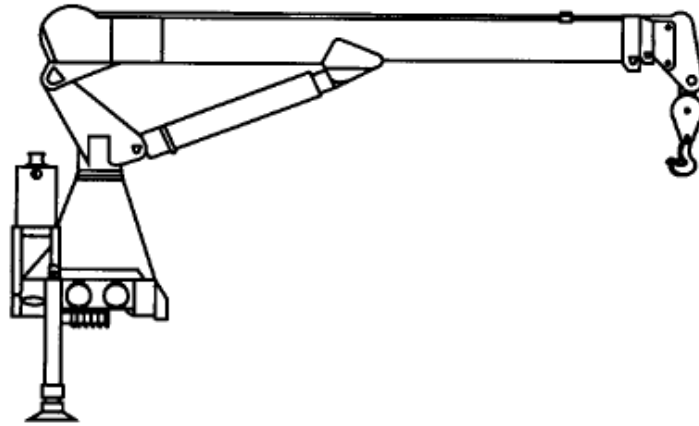
3.2.39. Teleskopik uzatma sınırlayıcısı

Teleskopik bir elemanın belirli sınırların ötesine uzanmasını veya geri çekilmesini önleyen cihaz. (TS EN 12999/Aralık 2005)

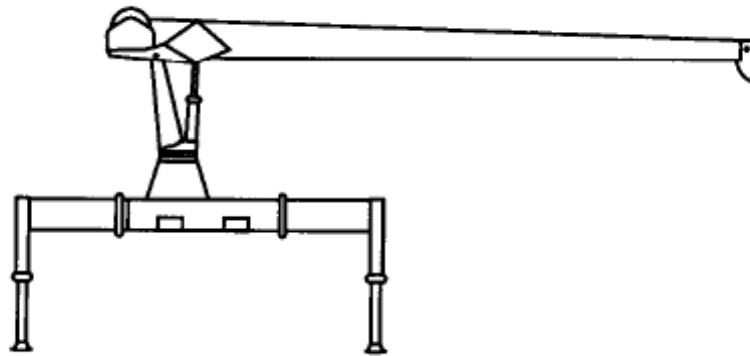
3.3. Yükleyici Vinç Tipleri

3.3.1. Düz Kol Sistemine Sahip Vinçler

Teleskopik kol sistemi ve sabit düz kol sistemine sahip yükleyici vinçleri sırasıyla aşağıda gösterilmiştir.



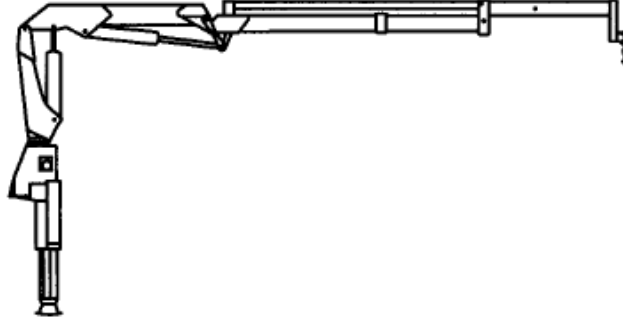
Şekil 3. 8. Teleskopik Kol Sistemi



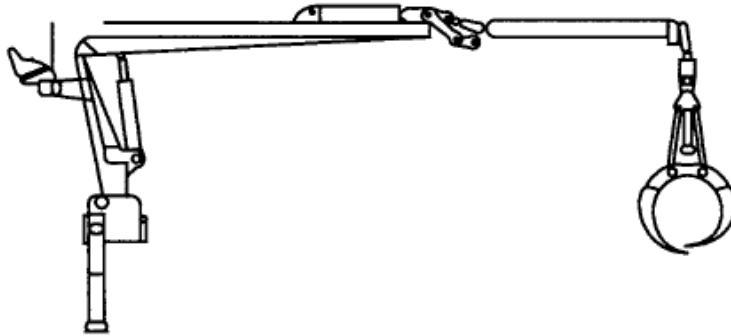
Şekil 3. 9. Sabit Kol Sistemi

3.3.2. Mafsallı kol sistemine sahip yükleyici vinçleri

.Mafsallı kol sistemlerine sahip yükleyici vinçleri aşağıda gösterilmiştir.



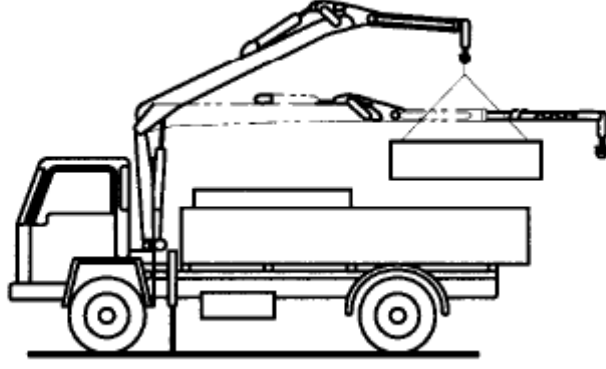
Şekil 3. 10. Taşıtın enine katlanabilir, mafsallı kol sistemi



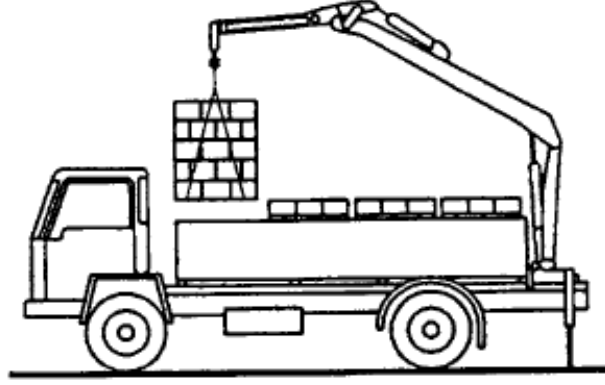
Şekil 3. 11. Taşıt boyuna katlanabilir, kol uzatmasına sahip mafsallı kol sistemi

3.4. Yükleyici Vinç Montaj Örnekleri

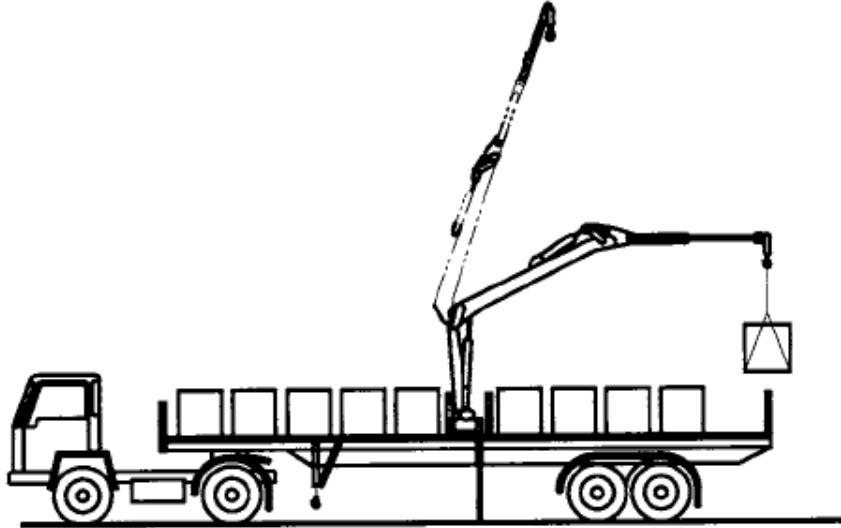
Aşağıda yükleyici vinç montaj tiplerine ait birkaç örnek verilmiştir.



Şekil 3. 12. Kabin arkasına monte edilen yükleyici vinç



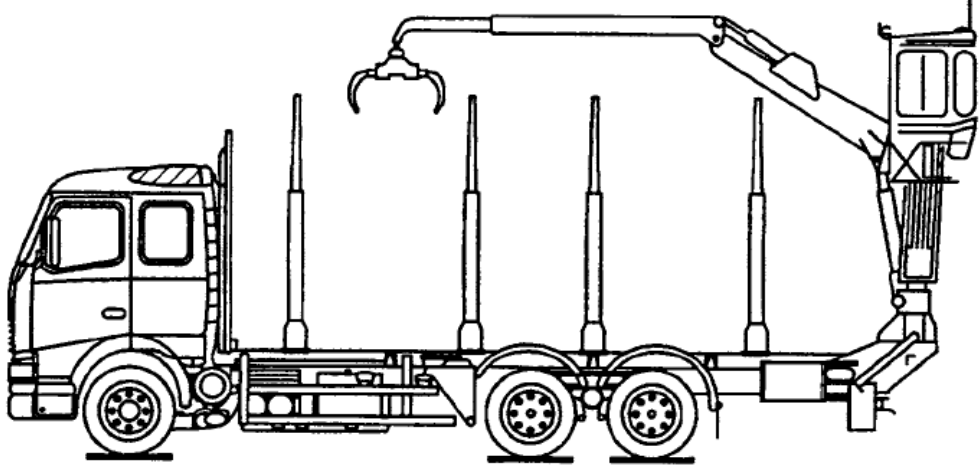
Şekil 3. 13. Şase arkasına monte edilen yükleyici vinç



Şekil 3. 14. Ortaya monte edilen yükleyici vinç

Not: Yükleyici vinçler genellikle taşıtın şasisine sabitlenerek monte edilir, ancak

ayrılabilir destek üzerine de monte edilebilir. Vinçler aynı zamanda taşıt plâtfomundaki raylar üzerine de hareketli olarak monte edilebilir. (TS EN 12077-2/Nisan 2002)



Şekil 3. 15. Arkaya monte edilen tomruk kaldırma vinci

3.5. Kaldırma ve Taşıma Makinaları-Vinçler-Muayene ve Deney Metotları

3.5.1. Muayene ve Deney Tipleri

- a. Gözle muayene (Madde 3.5.2.),
- b. Vinçlerin teknik şartnameye uygunluk deneyi (Madde 3.5.3.),
- c. Yük kaldırma yeterlilik deneyi (Madde 3.5.4.),

İmal edilen vinçler, sevk edilmeden önce mutlaka muayene ve deneylerden geçmelidir. İmal edilen vinçlerin seri numaraları oluşturulmalı ve hangi makineye hangi deney muayenelerin yapıldığı rapor edilerek bunlar muhafaza edilmelidir

Vinçlerin muayene ve deneylerinde aşağıda verilen şartlara riayet edilmelidir.

- ❖ Deney sırasında vinç, tasarım yüküyle çalıştırılmak için gerekli ekipmanlarla donatılmış olmalıdır.
 - ❖ Lastik tekerlekli vinç imal edildiği için vinçlerin deneyi, eğimi en fazla $\pm$ %5 olan sağlam ve düz zeminlerde yapılmalıdır.
 - ❖ Deney sırasında rüzgâr hızı 8,3 m/s (30 km/h)' yi aşmamalıdır.
 - ❖ Lastik tekerlekli vinçlerin deneyinde, bütün tekerlekler düzgün tekerlek hava basıncı değeri imalatçı tarafından belirtilen basınç değerlerinden $\pm$ %3' ten fazla farklılık göstermemelidir.
- Destek ayaklı vinçlerin, destek ayakları açık konumdaki deneylerinde, vincin eğimi $\pm$ %5 sınırları içerisinde olmalıdır.
 - Lastik tekerlekli vinçlerde, deney sırasında destek ayaklar kullanılırsa, vinç, destek ayakları üzerinde, aksi belirtilmedikçe lastik tekerleklerle hiç yük gelmeyecek şekilde, zeminle tekerlekler arasında yeterli boşluk kalıncaya kadar kaldırılmalıdır.
 - Deney sırasında, vincin yakıt tankı 1/3 ila 2/3 oranında dolu olmalıdır. Soğutma sıvısı, yağlama ve hidrolik yağ seviyeleri imalatçının işletme için belirttiği seviyede olmalıdır. Ayrıca cıvatalar, pimler, kablo bağlantıları ve diğer yük taşıma parçalarının hepsi konumlarında olmalıdır. . (TS 10116/Nisan 1992)

3.5.2. Gözle Muayene

Vinçlerin tamamı gözle muayeneden geçirilir. Gözle muayenede en az aşağıdaki hususlar kontrol edilmelidir:

- ❖ Mekanizmalar, elektrik ekipmanları, emniyet cihazları, frenler, kumanda, aydınlatma, sinyal sistemleri,
- ❖ Vinç metal yapıları ve bunların bağlantıları, merdivenler, ulaşım yolları, kabinler, platformlar,
- ❖ Bütün mahfaza ve korkuluklar,
- ❖ Kanca veya diğer yük kaldırma ekipmanları ve bunların bağlantıları,
- ❖ Halatlar ve halat bağlantıları,
- ❖ Makara blokları, bunların mafsalları ve emniyet kilitleri, diğer bağlantı detayları, bom hareket elemanları.

3.5.3. Teknik Şartnameye Uygunluk Deneyi

Teknik şartnameye uygunluk deneyi vinçlerin teknik şartnamelerinde belirtilen esaslara uygun olup olmadıklarını tespit etmek için yapılır. Bu deneyde, vincin türüne göre aşağıdaki hususlar kontrol edilmelidir:

- ❖ Vincin kütlesi (mümkün olduğu takdirde),
- ❖ Dönme ekseninden, karşı denge ağırlığının kenarına olan uzaklık,
- ❖ Yük kaldırma yüksekliği,
- ❖ Yük kaldırma hızı,
- ❖ Hassas yük kaldırma ve indirme hızı,
- ❖ Dönme hızı,
- ❖ Bom yatırma ve kaldırma hızı,
- ❖ Sınırlama (limit) sistemlerinin işlevliliği,
- ❖ Tahrik sistemlerinin verimi.

3.5.4. Statik Yük Kaldırma Deneyi

Statik deneyler, vinç ve elemanlarının yapı yeterliliğini kontrol etmek amacıyla yapılır.

Deneyler sonucunda, vinçte hiçbir çatlak, kalıcı biçim değişikliği, boya kalkması, vincin çalışma emniyetini etkileyecek bir durum ve bağlantılarda gevşeme veya hasar görülmemelidir.

Statik deneyler, her bir kaldırma mekanizması için ve kaldırma mekanizmasının müşterek operasyonları için, vincin ana elemanlarına en fazla, halat yükü eğilme momenti ve/veya eksenel kuvvetleri (hangisi geçerli ise) uygulanacak konumlarda yapılmalıdır.

Kademeli olarak artırılarak uygulana deney yükü, yerden 100 ila 200 mm kaldırılmalı ve daha fazla bir süre belirtilmediği takdirde 10 dakikadan az olmamak şartıyla deney için gereken süre kadar asılı tutulmalıdır.

Statik deney yükü, standartlarda veya teknik şartnamelerde belirtilmedikçe ($1,25 * P$) olmalıdır. Burada P yükü;

Mobil vinçler için: Vincin ekipman ve aksesuarları dahil kendi ağırlığı ve kaldırma mekanizması üzerindeki yüküdür. (TS 10116/Nisan 1992)

3.5.5. Dinamik Deneyler

Dinamik deneyler özellikle vinç mekanizmalarının ve frenlerinin emniyetle işlerliğini kontrol etmek amacıyla yapılır.

Deneyler sonucunda, ilgili elemanların görevlerini yerine getirdiği tespit edilmeli ve deneylerden hemen sonra yapılan gözle muayenede mekanizmalarda ve yapı elemanlarında hasar, bağlantılarda gevşeme ve bozulma görülmemelidir.

Dinamik deneyler vincin her hareketi için ayrı ayrı veya önceden belirtilmek şartıyla vincin müşterek bütün mekanizmalara en fazla yük uygulayacak konumlarda yapılmalıdır. Deneyler, hareketin tüm sınırları boyunca her hareketin defalarca durdurulması ve çalıştırılmasını kapsamalı ve ilgili çalışma çevriminde en az 1 saat süreyle devam etmelidir. Deneyler, yük havada asılı iken de yapılmalı ve bu durumda yük geri kaçmamalıdır.

Dinamik deney yükü, aksi belirtilmedikçe ($1,1 * P$) olmalıdır.

3.5.6. Kararlılık Deneyleri

Kararlılık deneyleri, vincin kararlılığını kontrol etmek amacıyla yapılır.

Deney sırasında, kanca statik olarak yüklendiğinde vinç devrilmemelidir.

Kararlılık deneyleri, belirlenmiş çalışma alanlarında ve kararlılığın en az olduğu konumlarda yapılır. Eğer değişik konum ve çalışma alanları için değişik yükler belirtilmiş ise, kararlılık deneyleri bu konum ve yüklere uygun biçimde yapılır.

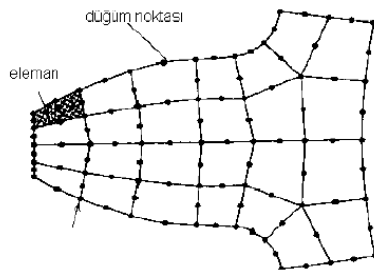
İmal edilen mobil vinçlerin teknik dosyasındaki tasarım hesapları bölümünde vincin kararlılığına ait hesaplar yapılmış ve vincin tasarımında bu kriterlere riayet edilmektedir. (TS 10116/Nisan 1992)

3.6. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar metodu, karmaşık geometrideki fiziksel sistemlerin tümünü bir bütün olarak incelemek yerine bu sistemi incelenmesi daha kolay olan elemanlara (Sonlu Elemanlar) ayırarak incelemek amacıyla kullanılan bir metottur. Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan problemler çoğu zaman doğrudan çözülemez. Problem, çözümü daha kolay olan alt problemlere ayrılarak daha anlaşılır hale getirilmeye çalışılır. Oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek esas problemin çözümü yapılabilir. Problemin tam çözümü yerine kabul edilebilir seviyede bir yaklaşık çözümü tercih edilir. Öyle problemler vardır ki, bunlarda yaklaşık çözüm tek yol olarak benimsenir. Örneğin, gerilme analizi üzerine çalışan mühendisler gerilme problemini basit kiriş, plak, silindir gibi geometrisi bilinen benzer şekillerle sınırlarlar. Bu çözümler çoğu kez gerçek problemin yaklaşık çözümüdür.

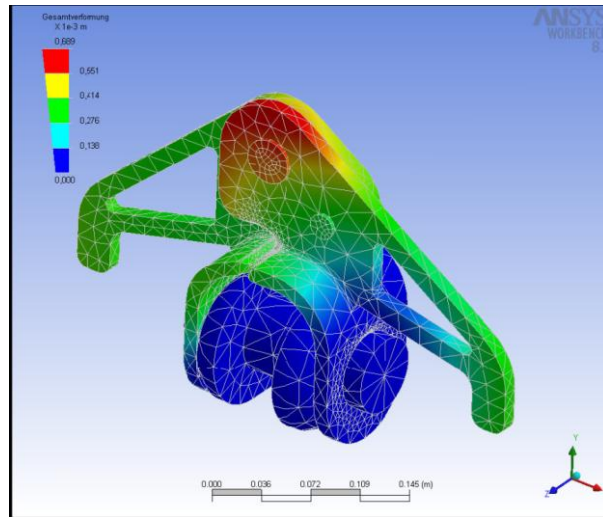
Sonlu Elemanlar Metodu; bir nümerik teknik olup, özellikle katı mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi problemlerin bilgisayar yardımıyla çözümünde kullanılan çok gelişmiş bir tekniktir. Sonlu Elemanlar Metodunda (Finite Elements Method (FEM) modeller sonlu sayıda elemanlara bölünür. Bu elemanlar belli noktalardan birbirleriyle bağlanır, buna düğüm denir. Katı modellerde her bir elemandaki yer değiştirmeler doğrudan düğüm noktalarındaki yer değiştirmelerle ilişkilidir.

Düğüm noktalarındaki yer değiştirmeler ise elemanların gerilmeleriyle ilişkilidir. Sonlu Elemanlar Yöntemi bu düğümlerdeki yer değiştirmeleri çözmeye çalışır. Böylece gerilme yaklaşık olarak uygulanan yüke eşit bulunur. Bu düğüm noktaları mutlaka belli noktalardan hareketsiz bir şekilde sabitlenmelidir.



Şekil 3. 16 Bir Sonlu Eleman Modelinde Düğüm Noktaları ve Elemanlar.

Metot ilk defa 1950’li yıllarda havacılık endüstrisinde uçakların kanatlarındaki gerilmelerin analizi için kullanılmıştır. 1960’lı yıllarda metodun matematik temelleri oluşturulmaya başlanmış ve çeşitli mühendislik dallarında avantajları nedeniyle giderek artan oranda kullanılmaya başlanmıştır. İlk sonlu elemanlar terimi (Finite Element) 1960 yılında Clough (Moaveni, 2003) isimli bilim adamı tarafından kullanılmıştır. 1970’li yıllarda metot özel bilgisayarlarda kendine uygulama alanı bulmuştur. 1980’li yıllara girerken mikro bilgisayarların geliştirilmesi ile metodun uygulanması genişlemiştir. 1990’lı yıllara gelindiğinde ise büyük ölçekli yapıların analiz edilmesi mümkün olmuştur. Sonlu elemanlar metodu bugün bilgisayar destekli tasarım sistemleri ile entegre edilerek gerilme, doğal frekans, ısı transferi, akışkanlar mekaniği, elektromanyetik, jeomekanik ve biyomekanik gibi sahalarda kendine uygulama alanı bulmaktadır.



Şekil 3. 17. Bir Paket Programla Parçanın Sonlu Elemanlara Bölünmüş Hali

Sonlu elemanlar metodunun uygulandığı yerler (Köksal, 1995);

- 1) Yapı mühendisliği: Çubuk, plak, levha ve kabukların çözümünde,
- 2) Zemin mekaniğinde: Şevlerin gerilme analizlerinde, barajlarda ve tünellerde,
- 3) Hidrolikte: Viskoz akımda, sürtünme maddelerinin taşınmasında, dalga titreşiminde,
- 4) Isı transferinde: Isı iletiminde, ısı akımı taşınmasında,

5) Nükleer enerji: Reaktörün statik ve dinamik analizinde, ısı akımında,

6) Elektrik mühendisliğinde: Devre analizlerinde, manyetik potansiyel dağılımında kullanılabilir.

Analitik metotlara göre;

1) İncelenen yapı hakkında daha fazla bilgi verebiliyor olması,

2) Çok kompleks yapıların göreceli olarak kolayca çözümüne olanak sağlaması,

3) Bilgisayar destekli tasarım sistemleri ile entegre çalışarak daha tasarım aşamasında yapının analiz ve optimizasyonuna olanak sağlaması,

4) Çok kompleks yapılarda hesaplama zamanını kısaltması, gibi avantajları nedeni ile metot günümüzde oldukça popülerdir.

3.6.1. Sonlu Elemanlar Yönteminde İzlenecek Yol

Ele alınan problemin sonlu eleman yöntemi ile analizinde takip edilen adımlar aşağıdadır.

3.6.1.1. Geometrinin elemanlara ayrılması:

İlk adım problemi sonlu sayıda basit geometrik şekilli bölgelere (sonlu elemanlar) ayırmaktır. Sonlu eleman, uzaydaki konumları global eksen takımına bağlı koordinatlarca verilen, düğüm noktalarına sahiptir. Her bir sonlu elemanın geometrik şekli interpolasyon fonksiyonlarıyla düğüm noktalarının koordinatları cinsinden tanımlanır.

Sayısal modelleme problemin, sınırlarının, sınır şartlarının ve malzeme özelliklerinin matematiksel olarak ifade edilmesinin gerektirmektedir. Analiz edilecek bir problemin karmaşık geometrisinin tam tanımı, yüzeyindeki sonsuz sayıda noktanın konumunun belirlenmesiyle sağlanır. Bu da sonsuz sayıda denklemin çözülmesini gerektirir. Bu nedenle geometri yaklaşık olarak makul sayıda elemanla ele alınır. Elemanların geometrik şekli düğüm noktalarının koordinatları cinsinden interpolasyon fonksiyonu ile tayin edilmektedir (Beer and Watson, 1994).

3.6.1.2. Alan değişkenin tayini:

Alan değişkeni, yapıdaki incelen birincil değişkendir. Gerilme analiz probleminde bu yer değiştirir. Bundan sonra yapılacak kabul, yer değiştirmenin eleman boyunca değişiminin basit bir fonksiyon olduğudur. İnterpolasyon fonksiyonu yer değiştirmenin her bir elemanda değişimini düğüm noktalarındaki değerleri cinsinden ifade edilmesini sağlar. Bu fonksiyonlar elemanların geometrik şeklini tayin eden İnterpolasyon fonksiyonları ile aynı olabilir. Bu durumda eleman izoparametrik olarak adlandırılır.

3.6.1.3. Elemanların matrislerinin birleştirilmesi:

Eleman ağı ile temsil edilen sistemin özelliklerini bulmak için eleman özelliklerinin birleştirilmesi gerekmektedir. Diğer bir anlatımla, her bir elemanın özelliklerini ifade eden matris denklemleri birleştirilerek tüm çözüm bölgesinin özelliklerini ifade eden matris denklemler elde edilir. Sistemin matris denklemleri tek bir elemanın matris denklemleri ile aynı formda olmasına karşın tüm düğüm noktalarını ihtiva ettiğinden daha fazla sayıda terime sahiptir.

Elemanların birbirlerine bağlandığı yerde (düğüm noktalarında) alan değişkeninin değeri bu noktayı paylaşan her elemanda aynıdır. Eleman denklemlerinin birleştirilmesi ile çözüme gidilir.

3.6.1.4. Sistem denkleminin çözümü:

Birleştirme prosesi neticesinde alan değişkeninin bilinmeyen düğüm noktası değerlerini elde etmek için çözülmesi gereken simültane denklem seti elde edilir. Eğer denklemler lineer ise standart çözüm teknikleri kullanılabilir.

Denklemlerin çözümü neticesinde birincil bilinmeyenlerin (alan değişkeni) değerleri bulunur. Elastik gerilme-deformasyon analizinde birincil bilinmeyen yer değiştirmelerdir. Birim şekil değiştirmeler elastisite teorisindeki bağıntıları kullanarak elde edilir. Gerilmeler de Hook Kanunu yardımıyla birim şekil değiştirmelerden hesaplanır.

Düğüm noktası değerleri ve İnterpolasyon fonksiyonlarını kullanarak, eleman içinde birim şekil değiştirme ve gerilmeler hesaplanabilir.

3.6.1.5. Eleman rijitlik matrisi:

Sonlu elemanlar yönteminde, incelenen yapı birbirlerine düğüm noktalarından bağlanan elemanlar topluluğu (eleman ağı) ile modellenir. Çözüm, temel gerilme-birim şekil değiştirme (strain) ifadelerini ve komşu elemanlardan düğüm noktaları üzerinden aktarılan kuvvetler sistemini kullanarak her bir elemandaki çökmelerin hesaplanmasıyla elde edilir. Birim şekil değiştirme, düğüm noktalarının çökmelerinden elde edilir. Gerilmeler birim şekil değiştirmelerinden elde edilir. Her düğüm noktasındaki kuvvet diğer düğüm noktalarındaki kuvvetlere bağlıdır. Elemanlar yay sistemine benzer davranır ve tüm kuvvetler dengede olana kadar şekil değiştirirler. Bu da aynı zamanda çözülmesi gereken lineer denklemler sistemini ifade eder.

Rijitlik matrisi tatbik edilen kuvvetler nedeniyle düğüm noktalarının ne kadar yer değiştirdiğini tanımlayan bir yay sabiti olarak düşünebilir. Matris formunda aşağıda ifade edilmiştir.

$$\{f\} = [k] \{u\} \quad (3.9)$$

Burada $\{f\}$ elemana etki eden kuvvetler vektörü, $[k]$ elemanın rijitlik matrisi ve $\{u\}$ elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörüdür. Rijitlik matrisi düğüm noktalarının koordinatları ve malzemenin elastik sabitlerinden oluşur.

Sistemi oluşturan bütün elemanlar için aşağıdaki matris ifade elde edilir.

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

$$\{F\} = \text{Her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler} \quad \{F\} = \sum_e \{f\}$$

$$[K] = \text{Tüm elemanlardaki rijitlik matrislerinin birleştirilmesi ile oluşan sistemin rijitlik matrisi} \quad [K] = \sum_e [k] \quad (3.11)$$

$$\{U\} = \text{Yer değiştirme vektörü}$$

Bu ifadede bilinmeyenler, yer değiştirmelerdir. Uygun matris işleminin tatbiki ile yer değiştirme vektörü eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılır. Gauss eliminasyon yöntemi ile her bir düğüm noktasındaki yer değiştirmeler hesaplanır.

Yer değiştirmeler vektörü, [B] gradyen matrisi ve [D_e] elastik sabitler matrisi ile çarpıldığında her bir düğüm noktasındaki gerilmeler hesaplanır.

$$[U] = [K]^{-1} \{F\} \quad (3.12)$$

$$[\sigma] = [B][D_e]\{u\}^e \quad (3.13)$$

3.6.1.6. Rijitlik matrisinin türetilmesi:

Eleman rijitlik matrisini elde etmek için virtüel işler prensibinden faydalanılabilir. Bu prensibe göre, tatbik edilen kuvvetler ile dengede olan bir yapının virtüel yer değiştirmesi halinde dış kuvvetlerin virtüel işi, yapıdaki iç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisine eşittir.

$$\delta U_e = \delta W_e \quad (3.14)$$

δU_e : iç gerilmelerin virtüel şekil değiştirme enerjisi

δW_e : dış kuvvetlerin virtüel işi

Yapıdaki gerilme ve birim şekil değiştirme dağılımlarını hesaplamak için öncelikle birim şekil değiştirmeler ile yer değiştirmeler arasındaki bağıntıyı tesis etmek gerekmektedir. Eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi o noktanın koordinatlarının bir fonksiyonudur. Bu fonksiyon düğüm noktalarının koordinatları cinsinden ifade edilebilir. Bu polinom ifadesi ile, düğüm noktalarındaki değerlerden eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi tayin edilebilmektedir. Bu fonksiyon interpolasyon fonksiyonu olarak adlandırılır.

$$\{u\} = [N]\{u\}^e \quad (3.15)$$

$\{u\}$: yer değiştirme bileşenleri $u(x,y)$ ve $v(x,y)$

[N]: interpolasyon fonksiyonu

$\{u\}^e$: düğüm noktasındaki yer değiştirme bileşenleri

Birim şekil değiştirme yer değiştirme bağıntısı bu durumda aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{u\} = [\partial][N]\{u\}^e = [B]\{u\}^e \quad (3.16)$$

$[B]$: Gradyen matrisi

$\{\varepsilon\}$: birim şekil değiştirme sütun matrisi

$[\partial]$: diferansiyel operatör matrisi

Birim şekil değiştirme yer değiştirme bağıntısı bu durumda

Gradyen matrisi birim şekil değiştirme bileşenleri ile düğüm noktası yer değiştirme bileşenlerini birbirine bağlamaktadır.

Gerilme matrisi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[\sigma] = [E][B]\{u\}^e \quad (3.17)$$

Virtüel düğüm noktası yer değiştirmeleri $\{\delta u^e\}$ için virtüel birim şekil değiştirme enerjisi,

$$\delta U_e = \int_v \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV \quad (3.18)$$

dir. Dış kuvvetlerin virtüel işi,

$$\delta W_e = \{S U^e\}^T \{f\} \quad (3.19)$$

Virtüel düğüm noktası yer değiştirmeleri $\{\delta u^e\}$ için virtüel birim şekil değiştirme enerjisi,

$$\int_v \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (3.20)$$

Gerilme ve birim şekil değiştirme ifadeleri yerine eşitlikleri konursa,

$$\int_v \{\delta \varepsilon\}^T [B]^T [E][B]\{u^e\} dV = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (3.21)$$

Virtüel ve gerçek yer değiştirmeler hacimsel integralden bağımsız olduğundan aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\int_v \{\delta \varepsilon\}^T [\mathbf{B}]^T [E][B] \{u^e\} dV = \{\delta u^e\}^T \{f\} \quad (3.22)$$

Eşitliğin her iki tarafından $\{\delta u^e\}^T$ silinirse düğüm noktalarındaki yer değiştirmeleri tatbik edilen kuvvetlere bağlayan aşağıdaki ifade elde edilir.

$$[k]\{u\}^e = \{f\} \quad (3.23)$$

Bu ifade de eleman rijitlik matrisi

$$[k] = \int_v [\mathbf{B}]^T [E][B] dV \quad (3.24)$$

İki boyutlu problemde ,

$$[k] = \int_v [\mathbf{B}]^T [E][B] dA \quad (3.25)$$

t eleman kalınlığı, A ise eleman alanıdır.

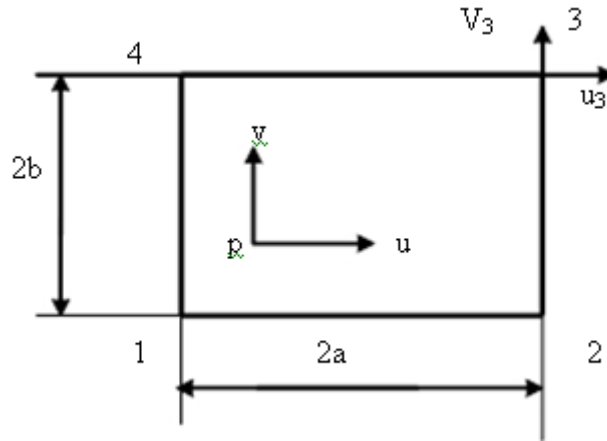
Bu şekilde kabul edilen yer değiştirme fonksiyonunu esas alan herhangi bir elemanın genel matematik ifadesi elde edilmiş oldu. Eleman rijitlik matrisi interpolasyon fonksiyonlarının formuna ve gradyen matrisini oluşturan türevlerine bağlıdır (Knight, 1993).

3.6.1.7. Yer değiştirme fonksiyonu:

Eleman boyunca yer değiştirmeleri kartezyen koordinatların (düzlemsel problemde x ve y) sürekli fonksiyonları olarak ifade etmekle, sonlu elemanın fiziksel davranışının matematiksel ifadesini elde etmek için ilk adım atılmış olur.

Yer değiştirme fonksiyonları sonlu eleman içinde sürekli ve tüm elemanlarla uyumlu olacak şekilde seçilir. Polinom ifadeler sürekliliği sağlarlar. Uyumluluk şartı, yük altında deformasyon neticesinde komşu elemanların birbiri üstüne binmemesi veya arada süreksizlik olmamasıdır. Bu nedenle seçilen polinom ifadesinin derecesine karşılık gelen tüm terimleri ihtiva etmesi istenir.

Polinom ifadeler, üçgen ve dörtgen elemanların yer değiştirme fonksiyonları olarak kullanılırlar. Matematiksel olarak ele alınmaları kolaydır. Yakınsama için herhangi bir dereceden polinom kullanılabilir. Şekil 3.19' da lineer dikdörtgen eleman görülmektedir.



Şekil 3. 18 Lineer Dikdörtgen Eleman

Düzlem eleman içindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi u fonksiyonu matris formda aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\{u\} = [u(x, y) \ v(x, y)]^T \quad (3.26)$$

Değişim bir polinomla ifade edilebilir. Aşağıdaki polinom ifade lineer dikdörtgen elemanın yer değişim fonksiyonunu ifade etmektedir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy \quad (3.27)$$

$$v = a_5 + a_6x + a_7y + a_8xy \quad (3.28)$$

Yer değiştirmenin düğüm noktalarındaki değerleri ise aşağıdaki ifadelerden bulunur

$$u(x_1, y_1) = a_1 + a_2x_1 + a_3y_1 + a_4x_1y_1 = u_1 \quad (3.29)$$

$$u(x_2, y_2) = a_1 + a_2x_2 + a_3y_2 + a_4x_2y_2 = u_2 \quad (3.30)$$

$$u(x_3, y_3) = a_1 + a_2x_3 + a_3y_3 + a_4x_3y_3 = u_3 \quad (3.31)$$

$$u(x_4, y_4) = a_1 + a_2x_4 + a_3y_4 + a_4x_4y_4 = u_4 \quad (3.32)$$

Benzer şekilde yer değiştirmenin v bileşeni için ifadeler yazılabilir.

Bundan sonra yapılacak iş yer değiştirme fonksiyonunu düğüm noktalarındaki değeri cinsinden ifade etmektedir.

$$u = N_1u_1 + N_2u_2 + N_3u_3 + N_4u_4 \quad (3.33)$$

$$v = N_1v_1 + N_2v_2 + N_3v_3 + N_4v_4 \quad (3.34)$$

Neticede matris formda aşağıdaki ifade elde edilir.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ u_4 \\ v_4 \end{Bmatrix} \quad (3.35)$$

$$\{u\} = [N]\{u\}^e$$

N_i interpolasyon fonksiyonları aşağıdaki eşitlikte verilmiştir. N_i fonksiyonu i numaralı düğüm noktasında 1 diğerlerinde 0 değerindedir. Buna göre şekilden aşağıdaki ifadeler çıkarılabilir.

$$N_1 = \frac{1}{4ab}(b-x)(a-y) \quad (3.36)$$

$$N_2 = \frac{1}{4ab}(b+x)(a-y) \quad (3.37)$$

$$N_3 = \frac{1}{4ab}(b+x)(a+y) \quad (3.38)$$

$$N_4 = \frac{1}{4ab}(b-x)(a+y) \quad (3.39)$$

N_i fonksiyonları iki adet birinci dereceden polinom ifadenin çarpımı olduğundan bu eleman iki doğrusal (bilinear) olarak adlandırılır (Noboru, 1986).

Birim şekil değişimleri ile yer değişimleri arasındaki ifade,

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{u\} = [\partial][N]\{u\}^e = [B]\{u\}^e \quad (3.40)$$

$$[\partial] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (3.41)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_4}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial x} & \frac{\partial N_4}{\partial y} & \frac{\partial N_4}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

Bu matrislerin elde edilmesinden sonra eleman rijitlik matrisi virtüel işler prensibinin tatbiki ile elde edilmektedir.

Birim şekil değiştirme bileşenleri aşağıda verilmiştir.

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_z + a_4 y \\ a_6 + a_3 x \\ a_3 + a_4 x + a_6 + a_3 y \end{Bmatrix} \quad (3.43)$$

Birim şekil değiştirmeler eleman içinde x ve y' ye bağlı olarak değişmektedir.

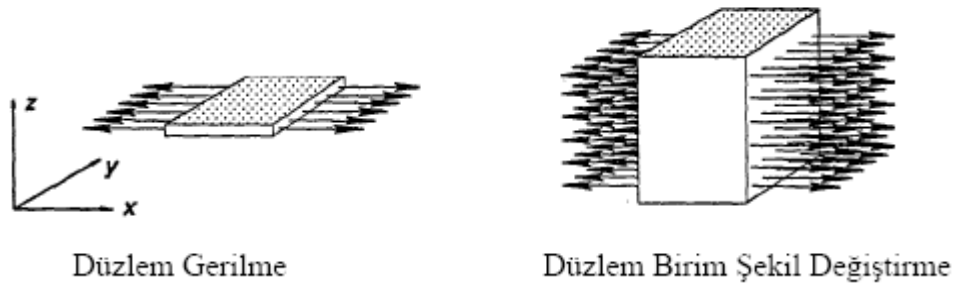
Gerilme birim şekil değiştirme bağları sabit olduğundan gerilme bileşenleri de eleman içinde şekil değiştirmelerle benzer değişecektir. Bu şekilde çözüme iyi bir yaklaşım sağlanır.

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \text{sabit} \\ \text{sabit} \\ \text{sabit} \end{Bmatrix} \quad (3.44)$$

3.6.2. İki Boyutlu Modelleme

Problem geometrisi bir düzlemde tanımlanabilir ve tatbik edilen yüklerde aynı düzlemde ise, bu durumda problem düzlemsel (2 boyutlu) olarak incelenebilir. İki boyutlu problemlerin iki genel hali vardır: Düzlem gerilme ve düzlem şekil değiştirme. Düzlem gerilme, yapıların düzlemdeki boyutlarına nazaran küçük kalınlıkta olması durumunda söz konusudur (Şekil 3.19). Bu durumda düzlem dışı koordinata bağlı gerilme bileşenlerinin tümü sıfırdır. Kalınlık düzlemdeki boyutlardan son derece büyükse bu durumda düzlem şekil değiştirme hali vardır. Düzlem şekil değiştirme halinde düzlem dışı doğrultuda birim şekil değiştirmeler sıfırdır.

II.



Şekil 3. 19. İki Boyutlu Katı Geometrisi

Teorik olarak düzlem gerilme halinde kalınlık sıfıra, düzlem şekil değiştirme halinde kalınlık sonsuza gider. Kalınlık sonlu değerde ve aşağı yukarı düzlemdeki boyutlarla aynı ise bu durumda üç boyutlu hal söz konusudur. Bununla birlikte pratikte sadece düzlem yükleri varsa, düzlem gerilme ve düzlem şekil değiştirme yaklaşımları gerçek 3 boyutlu çözüme uygundur. Düzlem gerilme ve düzlem şekil değiştirme çözümleri genelde benzer ve bazı durumlarda ise aynı neticeyi vermektedir (Knight, 1993).

Elastisite teorisinde türetilen ifadeler iki boyutlu problemlerin çözümünü sağlar. Bu ifadeler yer değiştirme, birim şekil değiştirme ve gerilme bileşenlerini birbirine bağlamaktadır. Lineer elastisite mühendislik problemlerin incelenmesinde esas

alınmaktadır. Malzeme homojen ve izotropiktir. Küçük deformasyonlara izin verilmiştir. Gerilme ve birim şekil değiştirme, veya kuvvet ve deformasyon arasında lineer bir bağ vardır. Tatbik edilen kuvvetler kaldırıldığında deformasyonlarda ortadan kalkar.

İki boyutlu yapıda, düzlemde herhangi bir noktanın hareketini tanımlayan iki yer değiştirme bileşeni vardır. Bir cisim x,y koordinat sistemine yerleştirildiğinde x yönündeki yer değiştirme bileşeni $u(x,y)$ ve y yönündeki yer değiştirme bileşeni $v(x,y)$ dir. Düzlem çözümde birim şekil değiştirme bileşenleri ϵ_x , ϵ_y ve γ_{xy} ' dir.

Birim şekil değiştirme-yer değiştirme bağıntıları aşağıda verilmiştir.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.45)$$

$$\epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (3.46)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \quad (3.47)$$

Bu birim şekil değiştirmelerine karşılık gelen gerilmeler σ_x, σ_y ve τ_{xy} 'dir. Düzlem gerilmede σ_z, τ_{yz} ve τ_{xz} sıfırdır. Düzleme gerilme hali için;

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-\nu)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.48)$$

Bu ifadede σ_x, σ_y normal gerilme bileşenleri,

τ_{xy} kayma gerilmesi,

E : elastisite modülü,

ν : poisson oranıdır.

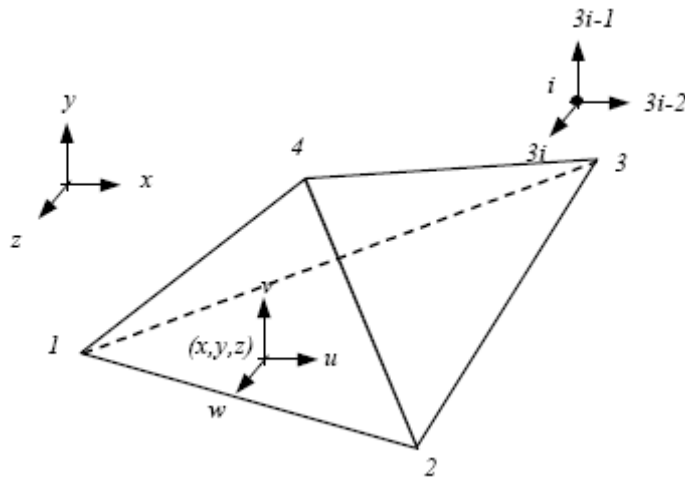
Düzlem şekil değiştirme durumunda, birim şekil değiştirme bileşenleri

$\varepsilon_x, \gamma_{xz}$ ve γ_{yz} sıfırdır. Gerilme bileşenleri σ_z, τ_{xz} ve τ_{yz} sıfırdan farklı ve σ_z belirgin bir değerde olabilir. $\sigma_z, \varepsilon_z = 0$ şartının sağlanması durumunda düzlemdeki bileşenlerden doğrudan hesaplanabilir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1-\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (3.49)$$

3.6.3. Üç Boyutlu Modelleme

Bir ve iki boyutlu problemleri inceledik. Aslında mühendislik problemlerinin bir çoğu üç boyutludur. Bir ve iki boyutlu olarak yapılan çözümler yeterli doğrulukta sonuçlar verdiğinden üç boyuta göre tercih edilmektedir. Matrislerin büyüklüğünün arttığı ve hesap yöntemin zorlaştığı üç boyutlu sonlu elemanlar problem çözüm yöntemi, CAD programları arkasında ve geliştirilen paket programlarda kullanılabilir. Aşağıdaki şekilde verilen elemanın çözümü ve düğüm noktalarına bağlı matrislerin hesabı üçgen elemana oranla daha zordur. Ancak üç boyutlu elemanlarla ulaşılan sonuç gerçeğe daha yakındır.



Şekil 3. 20. Üçgen Prizmatik (4 Yüzlü) Eleman

Sonlu Elemanlar Yönteminin Hata Kaynakları

- 1- Prensip hataları
- 2- Geometrik hatalar
- 3- Malzemeye özgü hatalar
- 4- Sınır şartlarına özgü hatalar

Sonlu elemanlar yöntemiyle çözülen bir problemde, analitik çözümlere göre ortalama % 3 hata payı olacağı bilinmelidir.

Sonlu Elemanlar Metodunun Dezavantajları

- Sonlu elemanlar metodunun bu günkü seviyesinde, metodun bazı karmaşık olaylara uygulanmasında zorluklar vardır. Örnek olarak; çatlama, kırılma davranışı, temas problemleri, yumuşayan non-lineer malzeme davranışı gibi.
- Sonlu elemanlar metodu, genellikle büyük bilgisayar belleğine ve zaman gereksinim duyar.
- Metot ancak malzeme parametreleri iyi tanımlanmışsa gerçekçi sonuçlar verir.
- Doğru sonuç elde edebilmek için sürekli ortamın çok sayıda elemana bölünmesi ve çok sayıda ki giriş bilgileri hatasız olmalıdır. Programın verileri iyi kontrol edilmelidir.
- Diğer yaklaşık sayısal yöntemlerde olduğu gibi, sonlu elemanlar metodunda alınan sonuçlar dikkatli bir şekilde değerlendirilmelidir. (İrsel G. 2007)

3.7. Tasarımın Optimizasyonu

3.7.1. Optimizasyon

Optimizasyon verilen bir durumda sınır şartlar eşliğinde en iyi sonucu elde etmek için birleştirilmiş işlemlerdir.

Çeşitli yüklere maruz katı cisimlerde oluşan gerilmeler ve bu yüklerden oluşan deformasyonlar, geometride meydana gelen değişimler, mevcut yükler altındaki parçaların güvenli görev yapıp yapmayacağı, meydana gelen deformasyonların kabul edilebilirliği yüzyıllar boyunca mühendis ve fizikçiler tarafından analitik yöntemlerle çözmeye çalışılmıştır.

Bu çeşitli yükler altında model üzerinde oluşan gerilme dağılımı, istenilen sınır değerleri altında kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak minimum ağırlık ve en uygun tasarımın saptanması mühendislik problemleri açısından çok önemlidir. Bu tip problemler en optimizasyon (iyileme) problemleri olarak adlandırılırlar.

Optimizasyon ile

- En kısa yolla bir satıcının şehirleri dolaşması
- Minimum maliyet ve maksimum gelirden belirtilen özelliklerde sabit miktarda üretim yapacak bir fabrika veya ünitenin tasarımı
- Bir fabrikanın çalışma performansının minimum maliyet ve maksimum gelir sağlayacak şekilde düzenlenmesi
- Geliştirme temelini dayanan denenecek modeller inşa etmek için fabrika verilerinin istatistikî değerlendirilmesi
- İşletmelerde üretim maliyetini azaltmak için planlı bakım ve revizyon
- Yedek parça, hammadde ve mamul ambarları olan bir fabrikada envanterlerin minimum seviyede tutulması.
- Toplam verimi artırmak için faaliyetler arasındaki servisler ve

kaynakların alakasyonu

- Taşıma maliyetlerini azaltmak için hammadde kaynakları ve marketlerine ilişkili olarak bir fabrikanın üretim miktarının dağılımı
- Maliyetleri azaltmak için üretim hatlarında kuyruk, ölü zaman ve beklemenin kontrol edilmesi

Bulunabilir (Ünüvar A. 1996).

3.7.2. Niçin Optimizasyon

İşletmelerde maksimum üretim hızı ve maksimum kar elde etmek istenir.

Genel olarak ekonomik ve teknik kriterler kullanılır.

Bazı durumlarda formal optimizasyon yöntemlerinin kullanılması bazen faydasız kalır. Çünkü

- Data yetersizdir.
- Modelin kurulmasındaki kabuller aşırı basitleştirilmiştir.

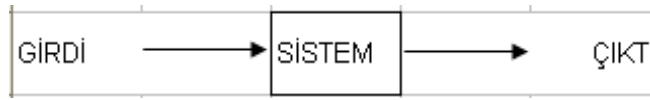
Bu yüzden optimizasyon sonuçlarına körü körüne bağlı kılınmaz.

3.7.3. Optimizasyonda Amaç

Sistemin iyileştirilmesi optimizasyon analizinde amacı ifade eder. Endüstriyel yaşamda bir çok alanda sürekli iyileşmeler yapmak istenen bir özelliktir.

Örneğin elde bulunan bir hammaddenin en fazla üretim yada sabit bir yatırımdan fazla kar etmek istenir. Optimizasyonda bu fikirlerin normal bir gösterimidir. İyileştirmeler geniş kapsamda ekonomik boyutta ele alınır. Çünkü problem genel olarak finansal bir yapı içinde değerlendirilir.

Birçok durumda formal optimizasyon yöntemleri kullanılması yarar göstermeyebilir.



Girdi belli ise çıktı bulunur.

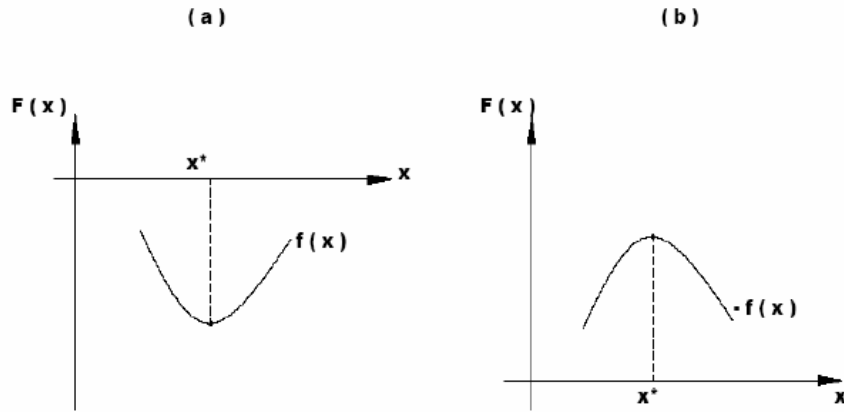
Bu mümkün değil ise sistem tasarım edilemez ve kontrol edilemez.

Girdiler tamamen belli ise çıktı sabit olacaktır. Girdiler kısmından en az biri değişmedikçe en iyileme yapılamaz.

Bir problemde mümkün çözümlere kümesinden en iyi çözümü seçmek gerekir. Bunun için amacın belirlenmesi gerekir. Bu işletmelerde ekonomik kriterlere göre belirlenir (Ünüvar A. 1996).

Maksimum kar ve minimum maliyet olabilir.

Amaç fonksiyonunu doğru seçmek dizayn işleminde çok önemlidir. Minimum maliyet, maksimum kar, minimum ağırlık, minimum enerji gibi birçok amaç fonksiyonu kullanılmaktadır. Eğer amaç fonksiyonu maksimum kar problemindeki gibi bir maksimum bulma problemi ise $-f(x)$ olarak alınır (Şekil 3.21).



Şekil 3. 21. Minimum ve Maksimum Bulma

Birçok problemde zıt etkiler söz konusudur. En düşük maliyet istenir fakat bu durumda artırılmış yatırım maliyeti ile karşılaşılabilir. Bu iki zıt etkinin dengelenmesi esastır.

Optimizasyonda mutlak en iyiye kısıtlar nedeniyle ulaşamaz.

3.7.4. Mühendislik Tasarımında Optimizasyon

Mühendislik imal edilecek olan ürünlerin tasarımı ile ilgili bir faaliyettir. Tasarım problemlerinde alternatif tasarımlar göz önüne alınır. Örneğin bir hareket iletimi kam veya çubuk mekanizması ile yapılabilir. Bu ve buna benzer tasarımlarda tayin edilmesi gereken boyutlar, oranlar ve ünitenin diğer detaylarını içeren değişkenler vardır. Tasarım aşamalı olarak yapılır. Tasarımda ana problem kısıtların varlığına uygun bir tasarım bulmaktır. Optimal tasarım, boyut vs. bütün kısıtları sağlayacak şekilde seçen ve bazı duyarlılıkla en iyisini bulan tasarımıdır (Ünüvar A. 1996).

3.7.4.1. Tasarım Değişkenleri

Bir tasarımda tasarım parametreleri tasarım değişkenleridir.

Bir otomobil tasarımında (ön süspansiyon sistemi için)yay ve damper takımının seçimi önemlidir.

Lineer yay kullanılırsa, yayın rijitliği bir tasarım değişkeni olarak alınabilir.

Damper için ise sönüm katsayısı c ikinci bir tasarım değişkeni olarak alınabilir.

$F=k.x$ yay kuvveti

$F=c.v$ sönümleme kuvveti

k' nın yerine n, d_t , D_y , ve h_f konulabilir.

n = sarım sayısı

d_t = tel çapı

D_y = yay ortalama çapı

h_f = yay serbest yüksekliğidir.

3.7.4.2. Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Kısıtlar

Kısıt fonksiyonu dizayn değişkenlerinin sadece birinci derecedeki terimlerini içeriyorsa bunlara doğrusal (lineer) kısıtlar denir. Eğer dizayn değişkenlerinin daha

yüksek derecedeki terimleri varsa, bunlara doğrusal olmayan (nonlinear) kısıtlar denir.

3.7.4.3. Optimizasyon Problemlerinin Formüle Edilmesi

Vinç tasarımı kısıtlı optimizasyon problemi olarak ele alınır. Kısıtlı optimizasyon problemlerinde, amaç fonksiyonunun belirli eşitlik ve eşitsizlik kısıtları altında minimum yada maksimum değeri aranır. Amaç yada kısıt fonksiyonlarının hepsi doğrusal ise kısıtlı optimizasyon problemi LP (Linear Programming) problemi olarak tanımlanır. Optimizasyon problemini tanımlayan fonksiyonlardan herhangi birisi doğrusal değil ise problem NLP (Nonlinear Programming) problemi olarak nitelendirilir.

Tasarım en iyileme problemlerinin genel tanımı aşağıdaki gibi yapılmaktadır

$\chi = (\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)^T$ dizayn değişkenleri vektörü olmak üzere;

$F(\chi) = f(\chi_1, \chi_2, \dots, \chi_n)$ amaç fonksiyonu

$h_1(\chi) = 0 \quad i=1 \rightarrow p$ eşitlik kısıtlamaları

$g_1(\chi) \leq 0 \quad i=1 \rightarrow m$ eşitsizlik kısıtlamalarına göre minimum yap.

Eğer kısıtlanmamış bir en iyileme problemi ise sadece;

$f(x) = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ amaç fonksiyonunu minimum yap. (Arora, 1989).

3.7.4.4. SQP (Sequential Quadratic Programming) Sıralı quadratik programlama Algoritması

Sıralı quadratik programlamada amaç fonksiyonu ikinci dereceden bir fonksiyondur. Kısıt fonksiyonları ise lineerdir. Sıralı quadratik programlama optimum tasarıma hızlı olarak yaklaşan bir tekniktir. Bu tekniğin sakıncalı yönü, her iterasyonda tasarımın kısıtları sağlamasını garanti etmez. Yalnız optimum tasarımı sağlayan kısıtları garanti eder. Bu teknik optimum tasarımı bulmada başarısız olursa ilk tasarım üzerinde iyileştirmelere uygun ara tasarımlar olmayabilir. QP Alt Problemi aşağıdaki gibi ifade edilebilir,

Bu çalışmadaki optimizasyon probleminin amacı belirli yükleme koşulları için gerilme, şekil değiştirme, burkulma kısıtlarına göre minimum ağırlığa sahip vinç sistemlerin bulunmasıdır.

Buna göre amaç fonksiyonunu aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\text{Minimum Ağırlık} \Rightarrow \text{Min.} \left(\sum_i^n \rho_i A_i L_i \right) \quad (3.50)$$

Gerilme, yer değiştirme kısıtlarının tanımlanabilmesi için limitlerin belirlenmesi gerekir. Gerilme kısıtı ile istenen her bir uzuvda oluşan gerilmelerin, uzuvda kullanılan malzemenin akma gerilmesinden küçük değerde olmasıdır.

σ_{ak} malzemenin akma gerilmesi ve σ_i uzuvlardaki gerilmeler olmak üzere, gerilme kısıtları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma_i \leq \sigma_{ak} \quad (3.51)$$

Yer değiştirme kısıtları da gerilme kısıtlarına benzer olarak doğrudan tanımlanabilir. Belirli düğüm noktaları için belirli bir yer değiştirme limiti tanımlanır,

$$d_i \leq d_{\max} \quad (3.52)$$

Burkulma ile ilgili kısıtları ifade edebilmek için öncelikle kritik burkulma yükünün ve burkulma gerilmesinin ifade edilmesi gerekir.

Euler burkulma yükü diye tanımlanan bu kritik yük şu şekilde gösterilebilir.

$$P_{\text{kritik}} = EI\pi^2/L^2 \quad (3.53)$$

Denklemden ifade edilen E çubuğun elastisite modülünü, I alan atalet momentini ve de L çubuğun boyunu vermektedir. Bu ifadeden yararlanarak kritik burkulma gerilmesi oluşturulabilir.

$$\sigma_{\text{kritik}} = \frac{\pi^2 EI}{AL^2} \quad (3.54)$$

4. HİDROLİK MOBİL VİNÇ TASARIM HESAPLARI

4.1. Vinç Tasarım Kriterleri ve Özellikleri

- Vinç 3 m' den kaldırma kapasitesi
- Hidrolik ve mekanik uzatma sayısı
- Vincin uzanabileceği maksimum uzunluk
- Vinç araç kupa arkasına katlanabilir özelliği
- Vinç uzatmalarının yatayla yapacağı maksimum açısı
- Vinç üzerindeki çatım ve imalat hatalarını telafi edebilmek için kırma bomuna verilecek ters açı
- 360° dönme serbestliğine sahip kramayerli tip mi yoksa sonsuz dönüşlü çember dişlili sistem tipi seçimi mi
- Hafif, kullanışlı, performansı yüksek ve estetik görünümlü bir dizayn

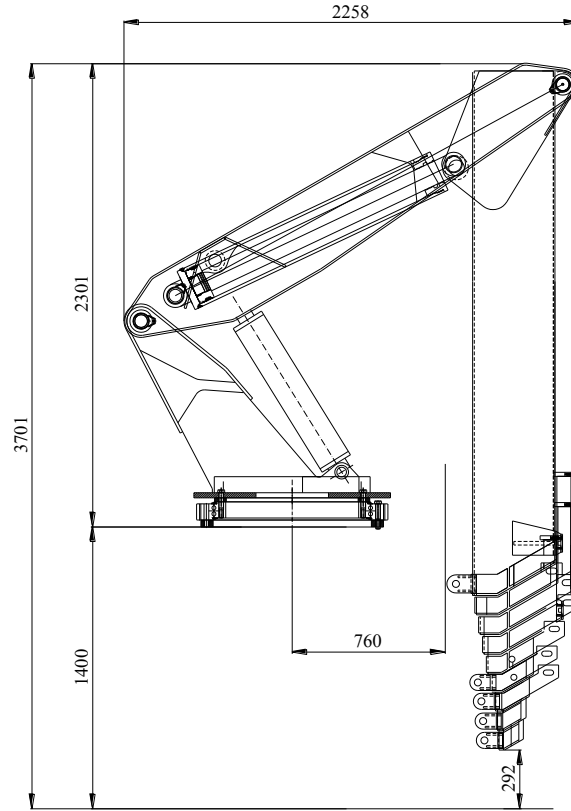
4.2. Tasarımı Düşünülen Örnek Vincin Tasarım Kriterleri Aşağıda verilmiştir

- Vinç 3 m' den 10.000 daN kaldırma kapasiteli
- 6 uzatma hidrolik ve 2 mekanik uzatmalı
- Tasarım kısıtlarına bağlı olarak uzanabileceği maksimum uzunlukta
- Vinç araç kupa arkasına katlanabilir
- Vinç yatayla 82° yapacaktır
- Vinç üzerindeki çatım ve imalat hatalarını telafi edebilmek için kırma boma verilecek ters açı; -4°
- 360° dönme serbestliğine sahip kramayerli tipindeki vinç yerine sonsuz dönüşlü çember dişlili sistem
- Müşteri istekleri doğrultusunda, hafif, kullanışlı, performansı yüksek ve

estetik görünümlü bir dizayn.

4.2.1. Vinç Çalışma Konumlarının Belirlenmesi

- Vinç katlanabilir ise katlanmış konumda yerden yüksekliği 4 m' yi geçmeyecek, son bom ucu ile zemin arasındaki mesafe 30 cm den küçük olmayacak ve genişliği araç genişliğinden (2,5 m) daha geniş olmayacak şekilde kabaca Anabom, Dikbom ve Kırma bom şekillerinin ve boylarının belirlenmesi.
- Dikbom, Anabom, Kırma bom, Kaldırma silindiri ve Kırma silindirinden oluşan sistemin şekil kinematığının çözülmesi



Şekil 4. 1. Kabaca vinç elemanlarının şekil ve boyutlarının belirlenmesi

4.2.2. Vincin Toplam Momentinin Belirlenmesi (Vinç merkezinde)

- 3 Hidrolik ve 2 mekanik boma göre 3 m' de kaldıracağı yük momenti ile üst Dikbom, Anabom ve Kırma grubunun ağırlığından gelen momentin toplamından vinç merkezindeki toplam moment elde edilir.

- Belirlenen bu moment, dikbomun dizaynına yol verecek olan sonsuz dönüş için kullanılacak çember dişli seçimi içinde gereklidir.
- Daha fazla uzatmalı vinç dizaynının da vinç merkezindeki toplam moment sabit tutularak bom eklemesi ve yük tespiti yapılmıştır.
- Excel de hazırlamış olduğumuz bir program sayesinde tüm bomların ve sistemin tüm konumlarda klasik hesaplarını kontrol edebilmekteyiz.
- Aynı kapasitedeki daha önce yapılmış olan kramayerli tip vincin 3 hidrolik ve 2 mekanik bomlu olarak 3 metreden kaldırdığı 10.000 daN yük ve üst yapı ağırlığından gelen toplam moment 41.000 daNm (tonm), 10.000 daN yük ve üst yapı ağırlığı toplam yaklaşık olarak

$$10.000 + 3.000 = 13.000 \text{ daNm}$$

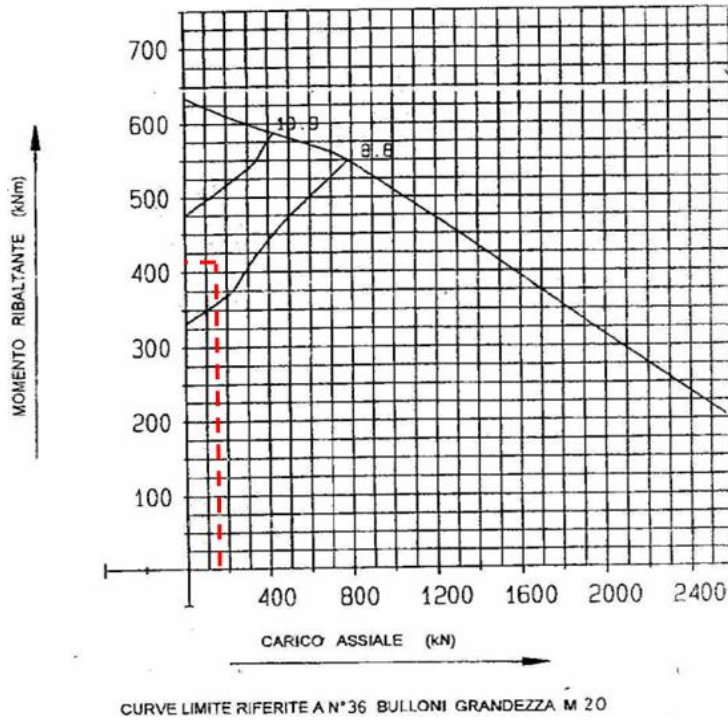
M_E : Vinç merkezindeki toplam moment

F_W : Vinç merkezindeki toplam yük

$$M_E = 41.000 \text{ daN} = 410 \text{ kNm}$$

$$F_W = 13 \text{ ton} = 130 \text{ kN}$$

Standart çember dişli kataloglarından



Şekil 4. 2. Çember dişli Yük-Moment diyagram

- Tespit edilen bu yüke göre bomların emniyeti 1'in altına düşmeyecek şekilde en uygun bom kesitleri belirlenir.
- Yük diyagramı için toplam momentte bom emniyetleri 1,5'in altına düşmeyecek şekilde yükler ayarlanır.
- Yapılan hesaplarda her bir bomun kaldıracağı yüke göre kendinden önceki tüm bomların sırayla mukavemet kontrolü yapılır.

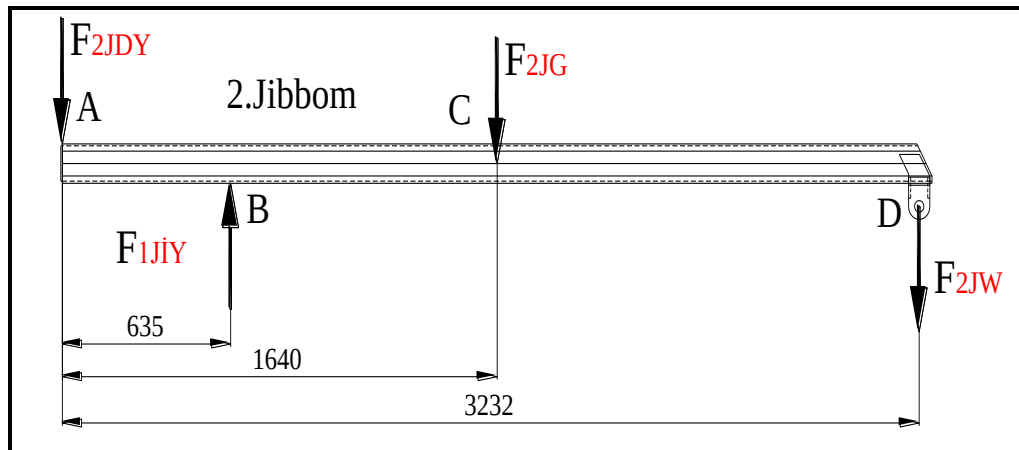
4.3. Alışılmış Vinç Hesaplarına Göre Yapısal Analizler

Sonlu elemanlar mantığıyla yapısal analizlere başlamadan önce konvansiyonel metotlarla vincin tasarım hesapları yapılmıştır.

Bu bölümde aynı kapasitedeki kramayerli vinçten referans alınarak Excel 'de yapılan hesap formatı yardımıyla maksimum toplam momentte sistemin son mekanikte emniyetli olarak kaldırdığı yük belirlenmiş ve tüm bomların klasik mukavemet hesapları yapılarak, daha sonra yapılacak olan sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla karşılaştırılarak ne kadar bir farklılığın olduğu ve bu farklılığın nelerden kaynaklandığı konusunda bilgi verilmiştir.

4.3.1. Tepki Kuvvetlerinin Hesaplanması

2. Jibbom tepki kuvvetinin hesabı



$$F_{2JG} = 2. \text{ jib bom ağırlık kuvveti (701,44 N)}$$

$$F_{2JW} = \text{ jib bomda asılı yükün değeri (10050 N)}$$

$$F_{1JiY} = 1. \text{ jib bom iç yatak tepki kuvveti (?)}$$

$$F_{2JDY} = 2. \text{ jib bom dış yatak tepki kuvveti (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{2JW} * 3232 + F_{2JG} * 1640 - F_{1JiY} * 635 = 0$$

$$10050 * 3232 + 701,44 * 1640 - F_{1JiY} * 635 = 0$$

$$F_{1JiY} = 52963,7 \text{ N}$$

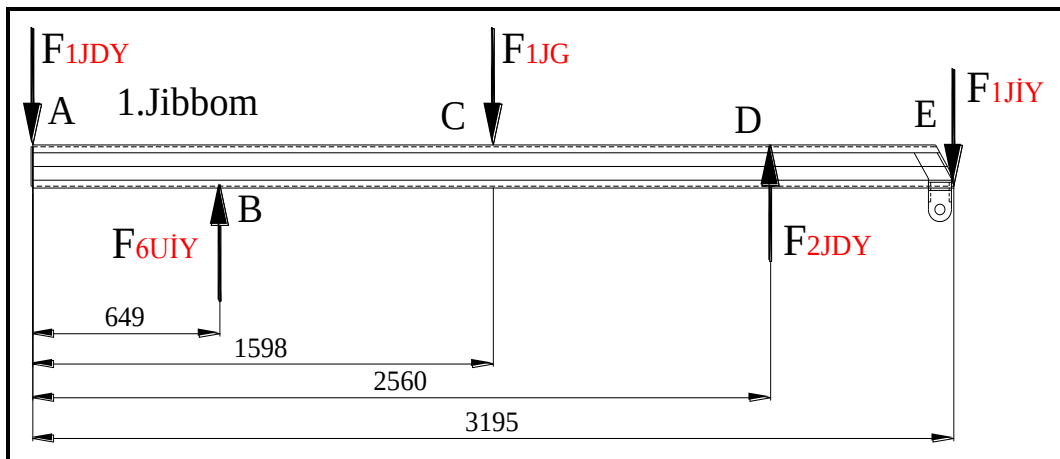
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$- F_{2JDY} - F_{2JG} - F_{2JW} + F_{1JiY} = 0$$

$$- F_{2JDY} - 701,44 - 10050 + 52963,7 = 0$$

$$F_{2JDY} = 42212,27 \text{ N}$$

1.Jib bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{1JiY} = 1. \text{ jib bom iç yatak tepki kuvveti (52963,7 N)}$$

$$F_{2JDY} = 2. \text{ jib bom dış yatak tepki kuvveti (42212,27 N)}$$

$$F_{1JG} = 1. \text{ jib bom ağırlık kuvveti (789 N)}$$

$$F_{1JDY} = 1. \text{ jib bom iç yatak tepki kuvveti (?)}$$

$$F_{6UiY} = 6. \text{ uzatma bom iç yatak tepki kuvveti (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{1JY} * 3195 - F_{2JDY} * 2560 + F_{1JG} * 1598 - F_{6UDY} * 649 = 0$$

$$52963,7 * 3195 - 42212,27 * 2560 + 789 * 1598 - F_{6UY} * 649 = 0$$

$$F_{6UY} = 96173,2 \text{ N}$$

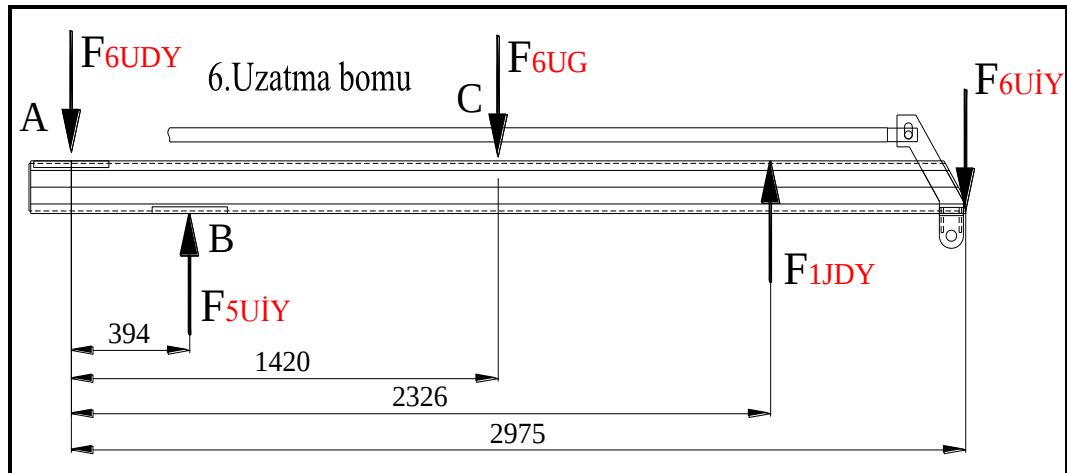
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{1JDY} + F_{6UY} - F_{1JG} + F_{2JDY} - F_{1JY} = 0$$

$$-F_{1JDY} + 96173,2 - 789 + 42212,27 - 52963,7 = 0$$

$$F_{1JDY} = 84632,77 \text{ N}$$

6. Uzatma bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{1JDY} = 1. \text{ jib bom dış yatak kuvveti (} 84632,77 \text{ N)}$$

$$F_{6UY} = 6. \text{ uzatma bomu iç yatak kuvveti (} 96173,2 \text{ N)}$$

$$F_{6UG} = 6. \text{ uzatma bomu ağırlık kuvveti (} 1510,19 \text{ N)}$$

$$F_{5UY} = 5. \text{ uzatma bomu iç yatak kuvveti (?)}$$

$$F_{6UDY} = 6. \text{ uzatma bomu dış yatak kuvveti (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{6UIY} * 2975 - F_{1J DY} * 2326 + F_{6UG} * 1420 - F_{5UIY} * 394 = 0$$

$$96173,2 * 2975 - 84632,77 * 2326 + 1510,19 * 1420 - F_{5UIY} * 394 = 0$$

$$F_{5UIY} = 231989,6 \text{ N}$$

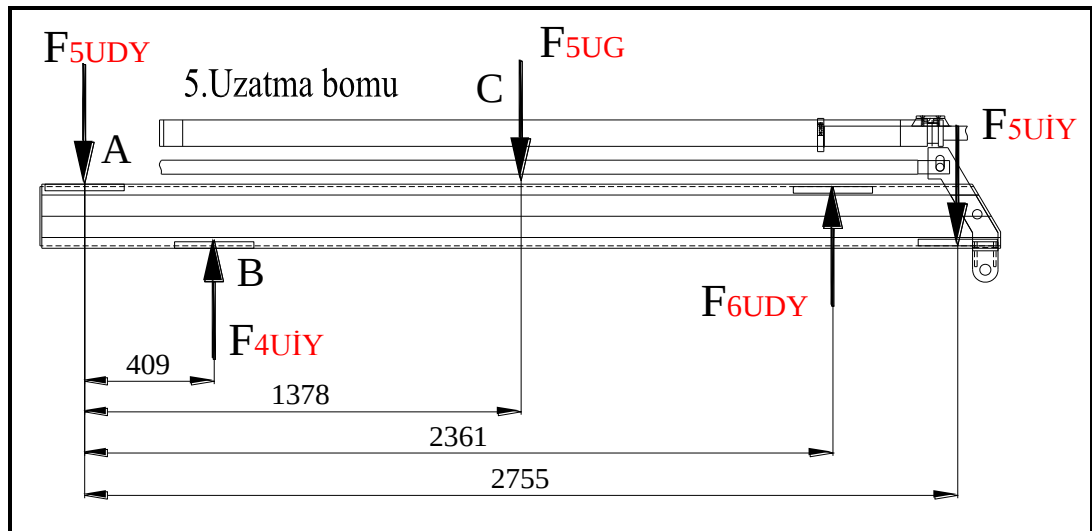
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{6UDY} + F_{5UIY} - F_{6UG} + F_{1J DY} - F_{6UIY} = 0$$

$$-F_{6UDY} + 231989,6 - 1510,19 + 84632,77 - 96173,2 = 0$$

$$F_{6UDY} = 218938,98 \text{ N}$$

5. uzatma bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{5UIY} = \text{5.uzatma bomu iç yatak kuvveti (231989,6 N)}$$

$$F_{6UDY} = \text{6.uzatma bomu dış yatak kuvveti (218938,98 N)}$$

$$F_{5UG} = \text{5.uzatma bomu ağırlık kuvveti (2100,3 N)}$$

$$F_{4UIY} = \text{4.uzatma bomu iç yatak kuvveti (?)}$$

$$F_{5UDY} = \text{5.uzatma dış yatak kuvveti (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{5UIY} * 2755 - F_{6UDY} * 2361 + F_{5UG} * 1378 - F_{4UIY} * 409 = 0$$

$$231989,6 * 2755 - 218938,98 * 2361 + 2100,3 * 1378 - F_{4UIY} * 409 = 0$$

$$F_{4UIY} = 305893,96 \text{ N}$$

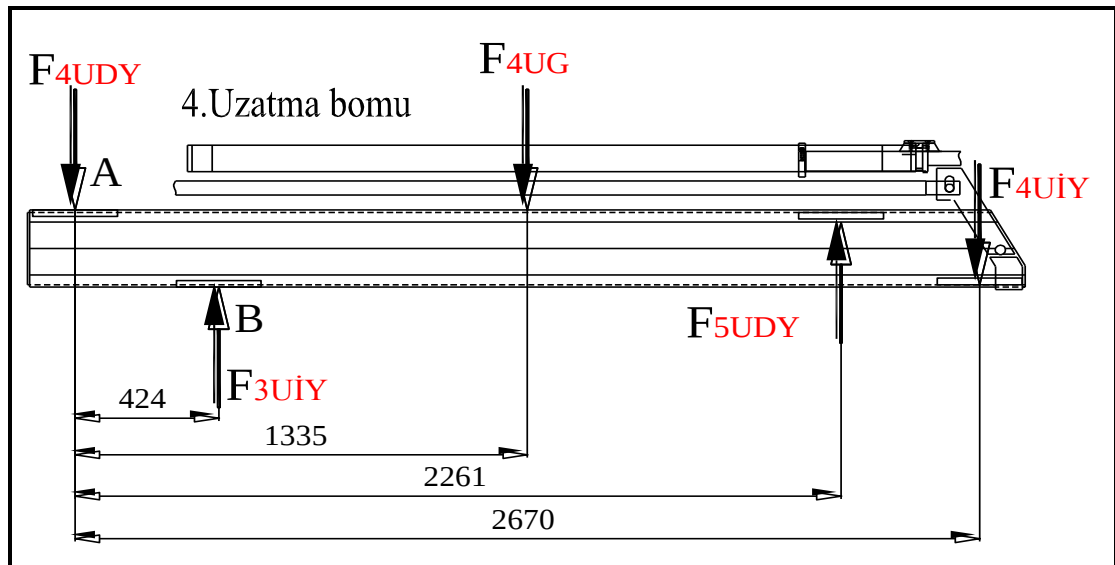
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{5UDY} + F_{4UIY} - F_{5UG} + F_{6UDY} - F_{5UIY} = 0$$

$$-F_{5UDY} + 305893,96 - 2100,3 + 218938,98 - 231989,6 = 0$$

$$F_{5UDY} = 290743,04 \text{ N}$$

4. Uzatma bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{4UIY} = 4.\text{uzatma bomu iç yatak kuvveti (305893,96 N)}$$

$$F_{5UDY} = 5.\text{uzatma bomu dış yatak kuvveti (290743,04 N)}$$

$$F_{4UG} = 4.\text{uzatma bomu ağırlık kuvveti (2312,2 N)}$$

$$F_{3UIY} = 3.\text{uzatma bomu iç yatak kuvveti (?)}$$

$$F_{4UDY} = 4.\text{uzatma bomu dış yatak kuvveti (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{4UIY} * 2670 - F_{5UDY} * 2261 + F_{4UG} * 1335 - F_{3UIY} * 424 = 0$$

$$305893,96 * 2670 - 290743,04 * 2261 + 2312,2 * 1335 - F_{3UIY} * 424 = 0$$

$$F_{3UIY} = 383145,4 \text{ N}$$

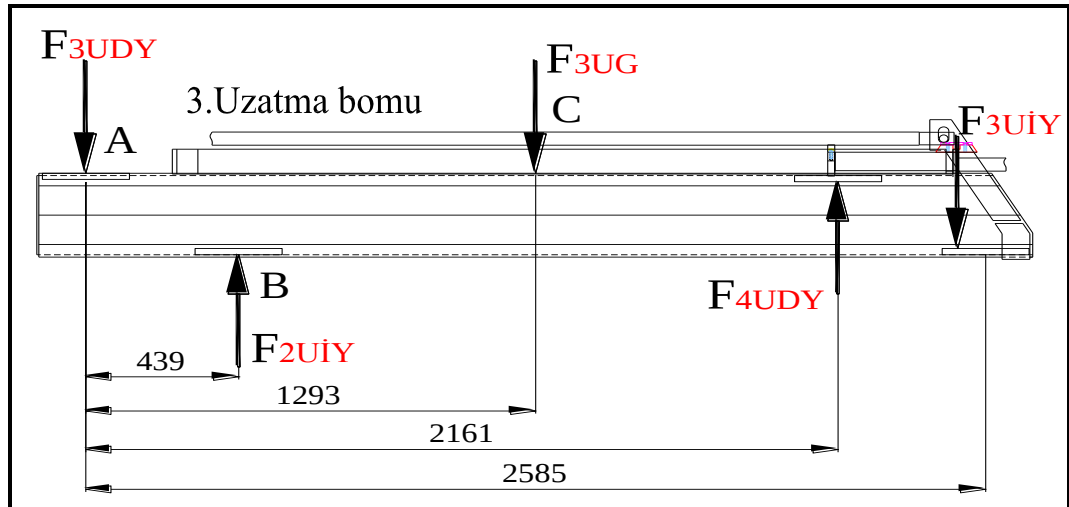
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{4UIY} + F_{5UDY} - F_{4UG} + F_{3UIY} - F_{4UDY} = 0$$

$$-305893,96 + 290743,04 - 2312,2 + 383145,39 - F_{4UDY} = 0$$

$$F_{4UDY} = 365682,27 \text{ N}$$

3.Uzatma bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{3UIY} = \text{3.uzatma bomu iç yatak kuvveti (383145,4 N)}$$

$$F_{4UDY} = \text{4.uzatma bomu dış yatak kuvveti (365682,27 N)}$$

$$F_{3UG} = \text{3.uzatma bomu ağırlık kuvveti (2438,1 N)}$$

$$F_{2UIY} = \text{2.uzatma bomu iç yatak kuvveti (?)}$$

$$F_{3UDY} = \text{3.uzatma bomu dış yatak kuvveti (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{3UIY} * 2585 - F_{4UDY} * 2161 + F_{3UG} * 1293 - F_{2UIY} * 439 = 0$$

$$383145,4 * 2585 - 365682,27 * 2161 + 2438,1 * 1293 - F_{2UIY} * 439 = 0$$

$$F_{2UIY} = 463198 \text{ N}$$

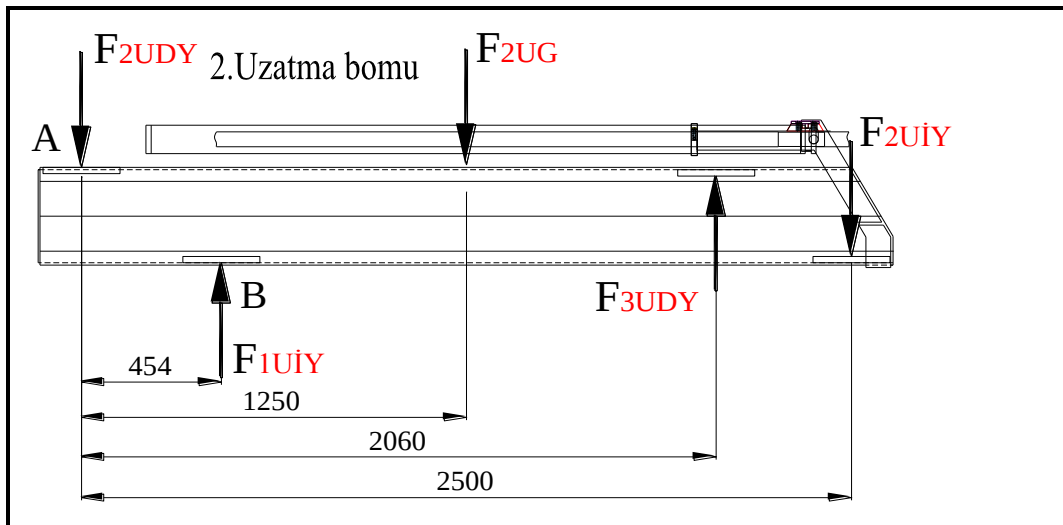
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{3UIY} + F_{4UDY} - F_{3UG} + F_{2UIY} - F_{3UDY} = 0$$

$$-383145,4 + 365682,27 - 2438,1 + 463198 - F_{3UDY} = 0$$

$$F_{3UDY} = 443296,77 \text{ N}$$

2. Uzatma bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{2UIY} = \text{2.uzatma bomu iç yatak kuvveti (463198 N)}$$

$$F_{3UDY} = \text{3.uzatma bomu dış yatak kuvveti (443296,77 N)}$$

$$F_{2UG} = \text{2.uzatma bomu ağırlık kuvveti (2516,38 N)}$$

$$F_{1UIY} = \text{1.uzatma bomu iç yatak kuvveti (?)}$$

$$F_{2UDY} = \text{2.uzatma bomu dış yatak kuvveti (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{2UiY} * 2500 - F_{3UDY} * 2060 + F_{2UG} * 1250 - F_{1UiY} * 454 = 0$$

$$463198 * 2500 - 443296,77 * 2060 + 2516,38 * 1250 - F_{1UiY} * 454 = 0$$

$$F_{1UiY} = 546143,45 \text{ N}$$

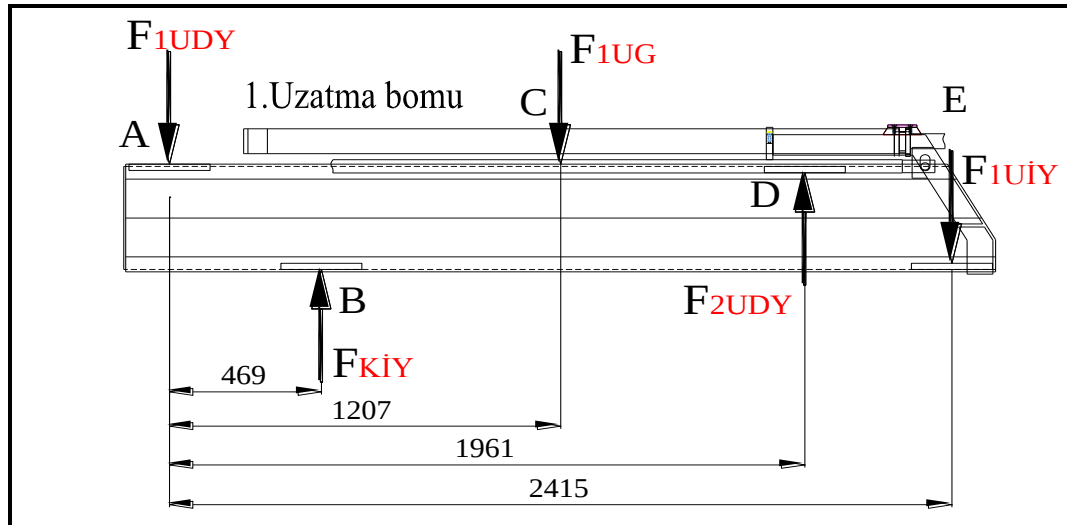
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{2UiY} + F_{3UDY} - F_{2UG} + F_{1UiY} - F_{2UDY} = 0$$

$$-463198 + 443296,77 - 2516,38 + 546143,45 - F_{2UDY} = 0$$

$$F_{2UDY} = 523725,84 \text{ N}$$

1.Uzatma bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{1UiY} = 1.\text{uzatma bomu iç yatak kuvveti} (546143,45 \text{ N})$$

$$F_{2UDY} = 2.\text{uzatma bomu dış yatak kuvveti} (523725,84 \text{ N})$$

$$F_{1UG} = 1.\text{uzatma bomu ağırlık kuvveti} (2691,34 \text{ N})$$

$$F_{1KiY} = 1.\text{kırma bomu iç yatak kuvveti} (?)$$

$$F_{1UDY} = 1.\text{uzatma bomu dış yatak kuvveti} (?)$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{1UIY} * 2415 - F_{2UDY} * 1961 + F_{1UG} * 1207 - F_{1KIY} * 469 = 0$$

$$546143,45 * 2415 - 523725,84 * 1961 + 2691,34 * 1207 - F_{1KIY} * 469 = 0$$

$$F_{1KIY} = 629335,83 \text{ N}$$

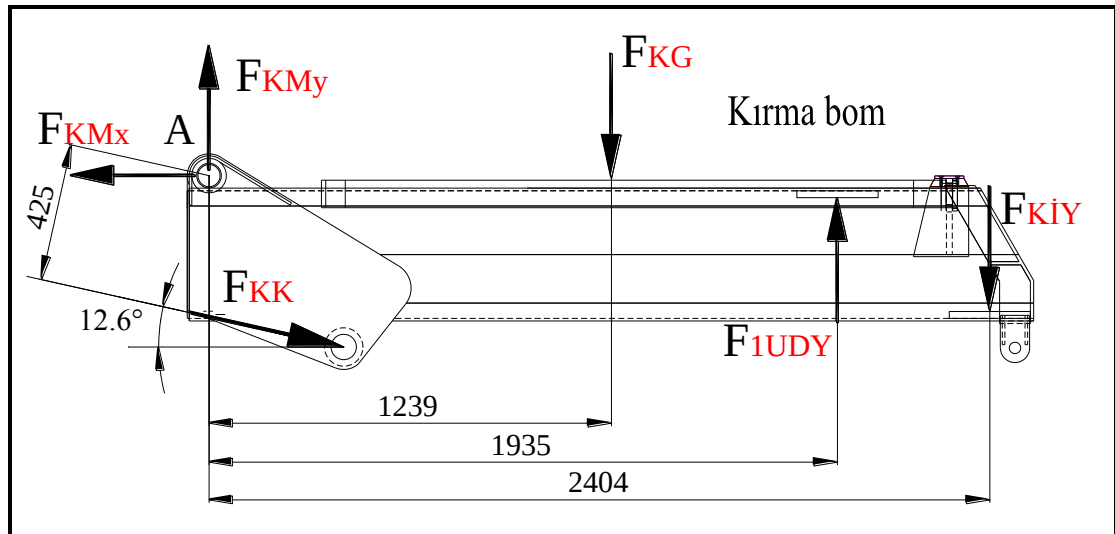
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{1UIY} + F_{2UDY} - F_{1UG} + F_{1KIY} - F_{1UDY} = 0$$

$$-546143,45 + 523725,84 - 2691,34 + 629335,83 - F_{1UDY} = 0$$

$$F_{1UDY} = 604226,88 \text{ N}$$

Kırma bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{KIY} = \text{kırma bomu iç yatak kuvveti (629335,83 N)}$$

$$F_{1UDY} = \text{1.uzatma bomu dış yatak kuvveti (604226,88 N)}$$

$$F_{KG} = \text{kırma bomu ağırlık kuvveti (2523,96 N)}$$

$$F_{KK} = \text{kırma bomu kırma silindir kuvveti (?)}$$

$$F_{KMx} = \text{kırma mafsalsal kuvveti x bileşeni (?)}$$

$$F_{KMy} = \text{kırma mafsalsal kuvveti y bileşeni (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$F_{KIY} * 2404 - F_{IUDY} * 1935 + F_{KG} * 1239 - F_{KK} * 425 = 0$$

$$629335,83 * 2404 - 604226,88 * 1935 + 2523,96 * 1239 - F_{KK} * 425 = 0$$

$$F_{KK} = 816168,25 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow$$

$$F_{KK} \cos 12,6 - F_{KMx} = 0$$

$$816168,25 \cos 12,6 - F_{KMx} = 0$$

$$F_{KMx} = 796512,27 \text{ N}$$

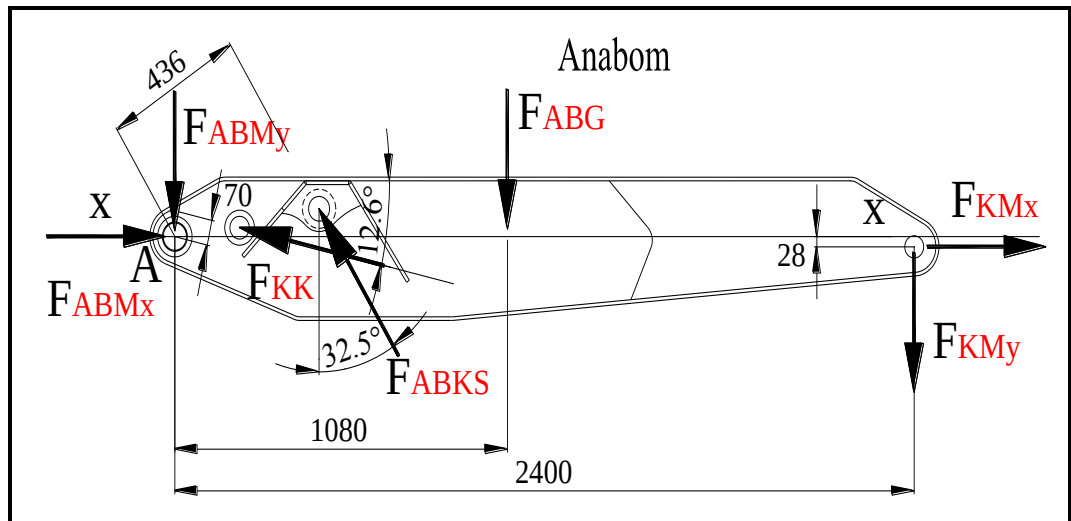
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{KIY} + F_{IUDY} - F_{KG} - F_{KK} \sin 12,6 + F_{KMy} = 0$$

$$-629335,83 + 604226,88 - 2523,96 - 816168,25 \sin 12,6 + F_{KMy} = 0$$

$$F_{KMy} = 205674,5 \text{ N}$$

Ana bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{KKS} = \text{ kırma bomu - kırma silindir kuvveti (816168,25 N)}$$

$$F_{KMx} = \text{ kırma mafsal kuvveti x bileşeni (796512,27 N)}$$

$$F_{KM_y} = \text{kırma mafsalsal kuvveti y bileşeni (205674,5 N)}$$

$$F_{ABG} = \text{Anabom + Kırma silindiri ağırlık kuvveti (6820 N)}$$

$$F_{ABKS} = \text{Anabom kaldırma silindir kuvveti (?)}$$

$$F_{ABM_x} = \text{Anabom mafsalsal kuvveti x bileşeni (?)}$$

$$F_{ABM_y} = \text{Anabom mafsalsal kuvveti y bileşeni (?)}$$

$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{KM_x} * 28 + F_{KM_y} * 2400 + F_{ABG} * 1080 - F_{ABKS} * 436 - F_{KKS} * 70 = 0$$

$$-796512,27 * 28 + 205674,5 * 2400 + 6820 * 1080 - F_{ABKS} * 436 - 816168,25 * 70 = 0$$

$$F_{ABKS} = 966858,43 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow$$

$$F_{ABM_x} - F_{KKS} \cos 12,6 - F_{ABKS} \sin 32,5 + F_{KM_x} = 0$$

$$F_{ABM_x} - 816168,25 \cos 12,6 - 966858,43 \sin 32,5 + 796512,27 = 0$$

$$F_{ABM_x} = 519492,66 \text{ N}$$

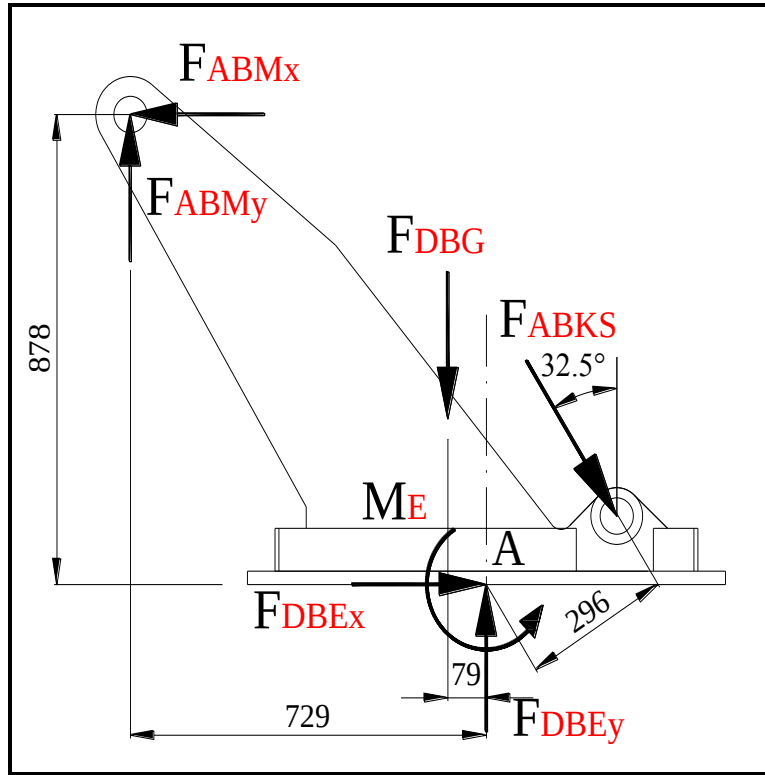
$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

$$-F_{KM_y} - F_{ABG} + F_{ABKS} \cos 32,5 + F_{KKS} \sin 12,6 - F_{ABM_y} = 0$$

$$-205674,5 - 6820 + 966858,43 \cos 32,5 + 816168,25 \sin 12,6 - F_{ABM_y} = 0$$

$$F_{ABM_y} = 780987,2 \text{ N}$$

Dik bom tepki kuvvetlerinin hesabı



$$F_{ABMx} = \text{Anabom mafsals kuvveti x bileşeni (519492,66 N)}$$

$$F_{ABMy} = \text{Anabom mafsals kuvveti y bileşeni (780987,2 N)}$$

$$F_{DBG} = \text{Dikbom + Kaldırma sil. ağırlık kuvveti (6700 N)}$$

$$F_{ABKS} = \text{Anabom kaldırma silindir kuvveti (966858,43 N)}$$

$$F_{DBEx} = \text{Dikbom eksenindeki kuvvetin x bileşeni (?)}$$

$$F_{DBEy} = \text{Dikbom eksenindeki kuvvetin y bileşeni (?)}$$

A noktasındaki toplam moment

$$\Sigma M_A = F_{ABKS} * 296 - F_{DBG} * 79 + F_{ABMy} * 729 - F_{ABMx} * 878 =$$

$$\Sigma M_A = 966858,43 * 296 - 6700 * 79 + 780987,2 * 729 - 519492,66 * 878 =$$

$$\Sigma M_A = 398885908,6 \text{ Nmm}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow$$

$$F_{ABKS} \sin 18 + F_{DBEx} - F_{ABMx} = 0$$

$$922450,6 \sin 18 + F_{DBEx} - 285062,2 = 0$$

$$F_{DBEx} = 0 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow$$

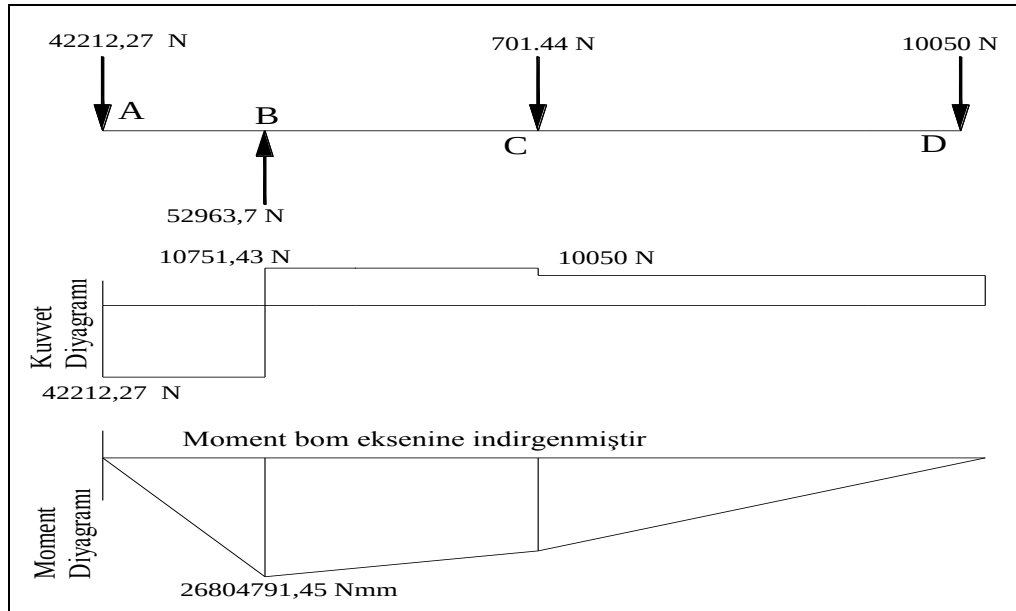
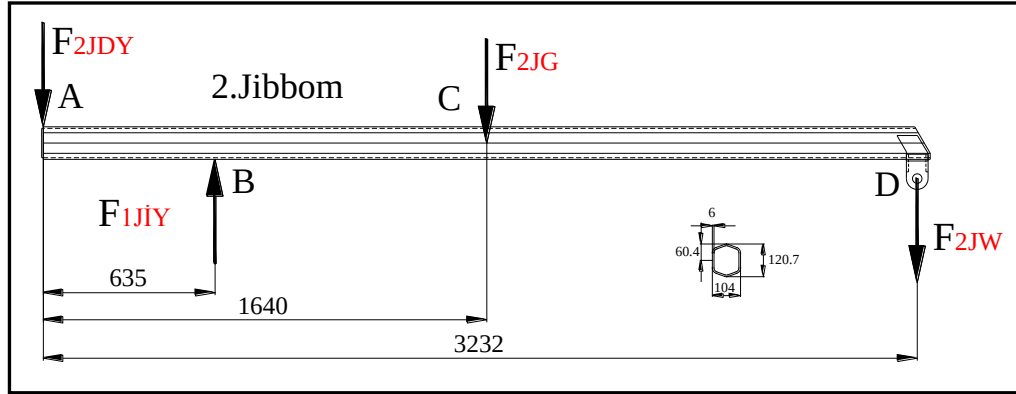
$$-F_{ABKS} \cos 18 + F_{DBEy} - F_{DBG} + F_{ABMy} = 0$$

$$-922450,6 \cos 18 + F_{DBEy} - 12406,5 + 823344,7 = 0$$

$$F_{DBEy} = 66393,68 \text{ N}$$

4.3.2. Gerilme Hesapları

II. Jibbom Gerilmesi:



Alan $A : 2144,41 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 3482786,58 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 60,4 \text{ mm}$

$$M_{\max} = F_{2JiY} \cdot 635$$

$$M_{\max} = M_B = 42212,27 \cdot 635 = 26804791,45 \text{ Nmm}$$

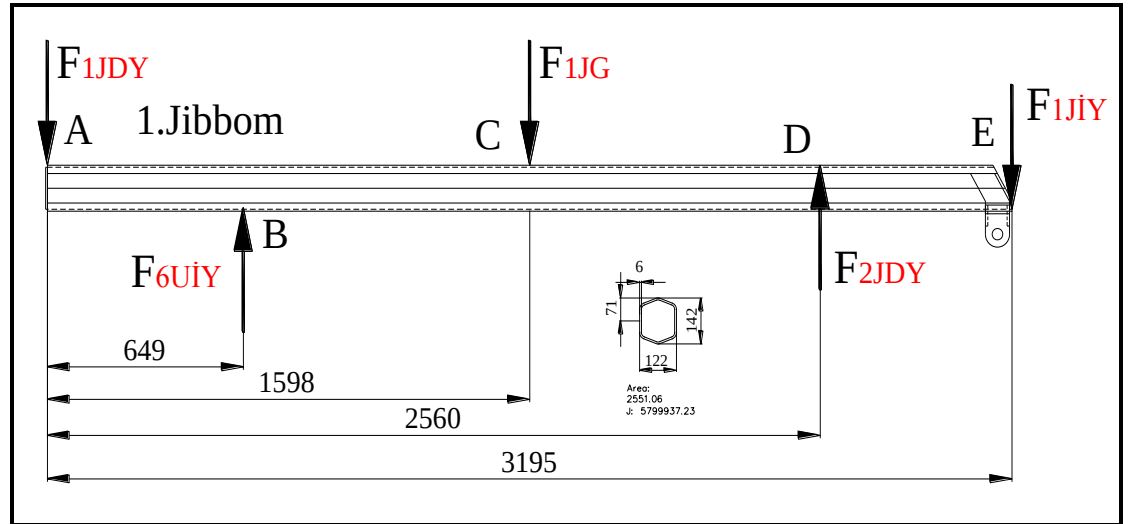
$$\sigma_{eğ} = M_{\max} \cdot c / I = 26804791,45 \cdot 60,4 / 3482786,58 = 464,86 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = 10751,43 / 2144,41 = 5,01 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{\text{eğ}}^2 + 4 \tau^2)^{1/2} = 464,88 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{\text{Ak}} / \sigma_{\text{max}} = 690 / 464,88 = 1,484$$

I. Jibbom Gerilmesi:



Alan $A : 2551,06 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 5799937.23 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 71 \text{ mm}$

$$M_{\text{max}} = F_{1JDY} * 649 =$$

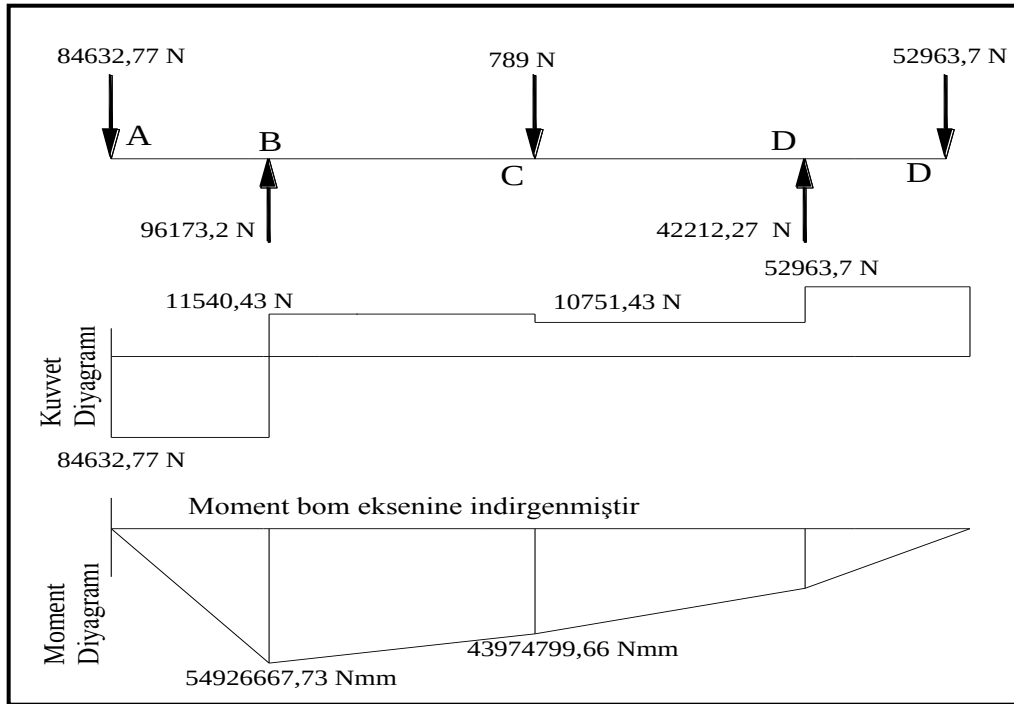
$$M_{\text{max}} = M_B = 84632,77 * 649 = 54926667,73 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{\text{eğ}} = M_{\text{max}} c / I = 54926667,73 * 71 / 5799937,23 = 672 \text{ N/mm}^2$$

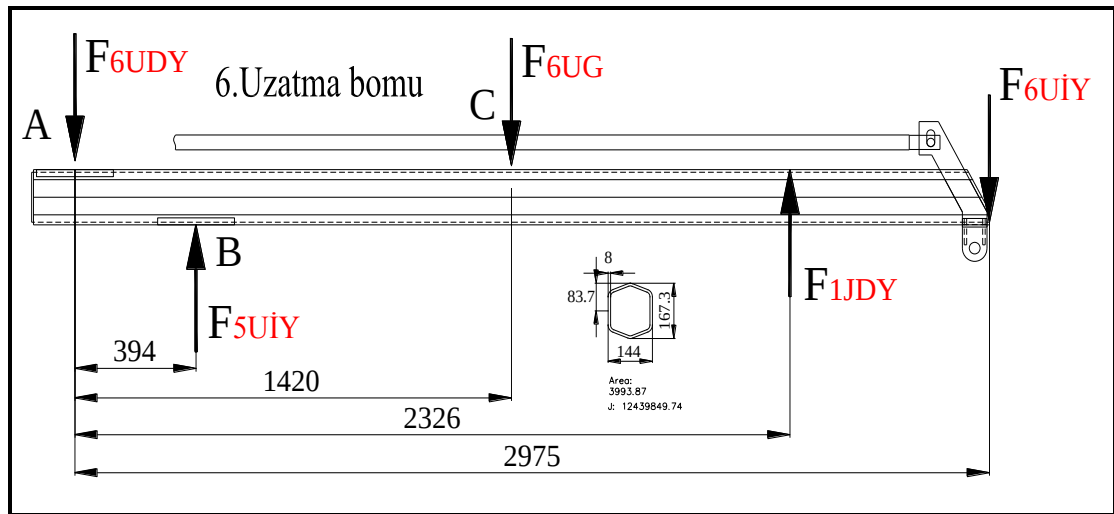
$$\tau = F / A = 11540 / 5551,06 = 2,07 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{\text{eğ}}^2 + 4 \tau^2)^{1/2} = 672 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{\text{Ak}} / \sigma_{\text{max}} = 690 / 672 = 1,03$$



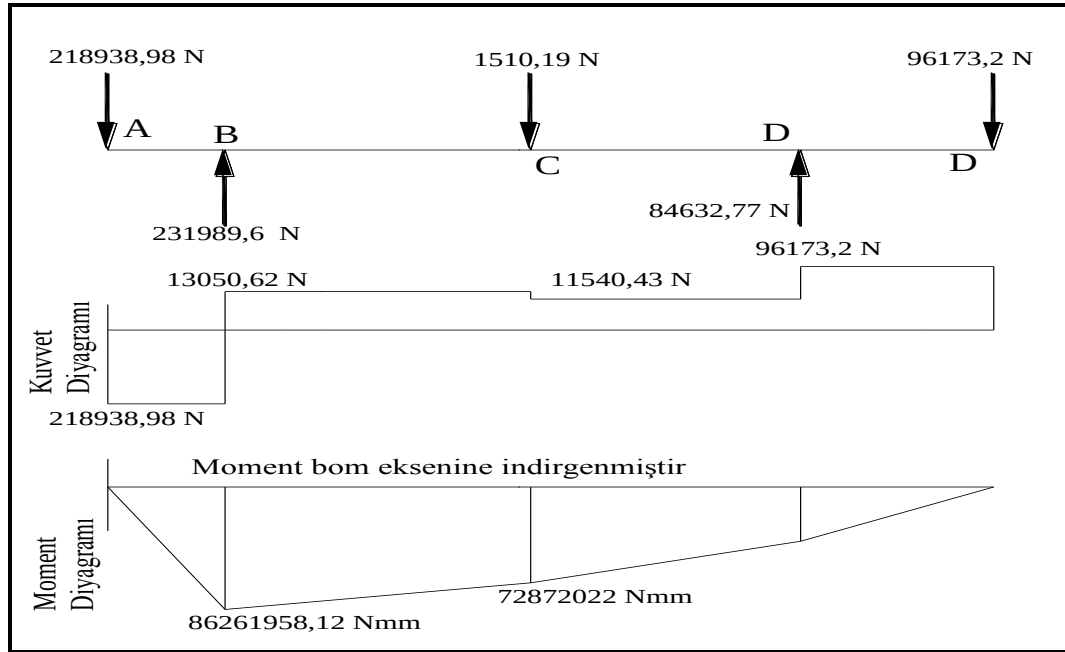
VI. Uzatma Bomu Gerilmesi:



Alan $A : 3993,87 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 12439849,74 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 83,7 \text{ mm}$



$$M_{\max} = F_{6UDY} * 394$$

$$M_{\max} = 218938,98 * 394 = 86261958,12 \text{ Nmm}$$

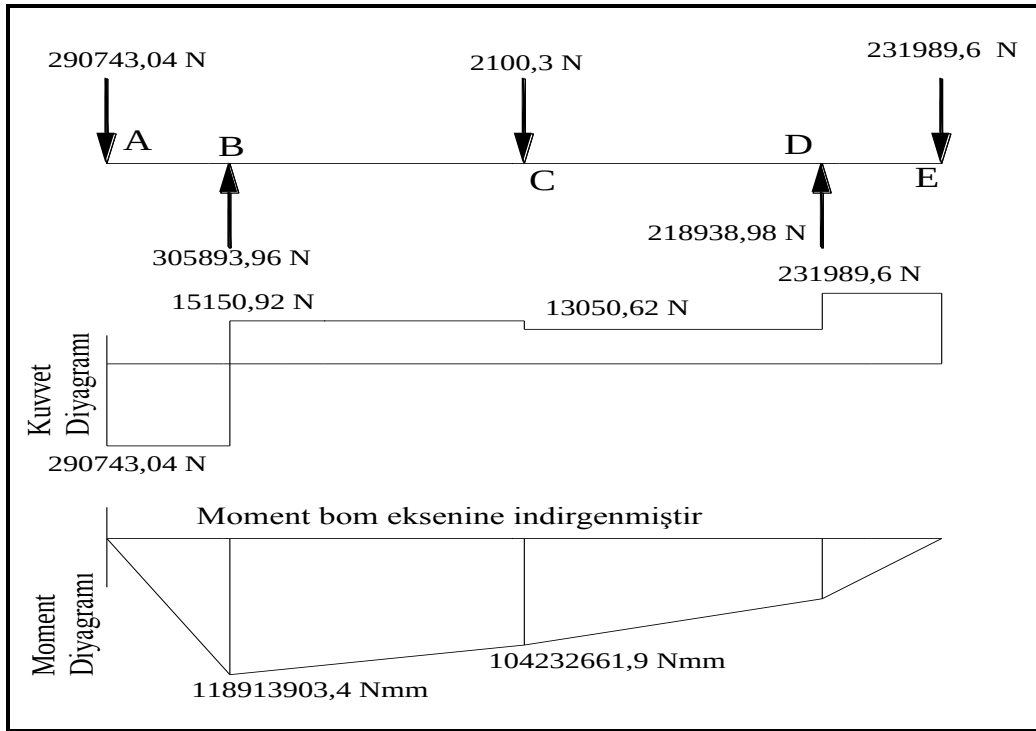
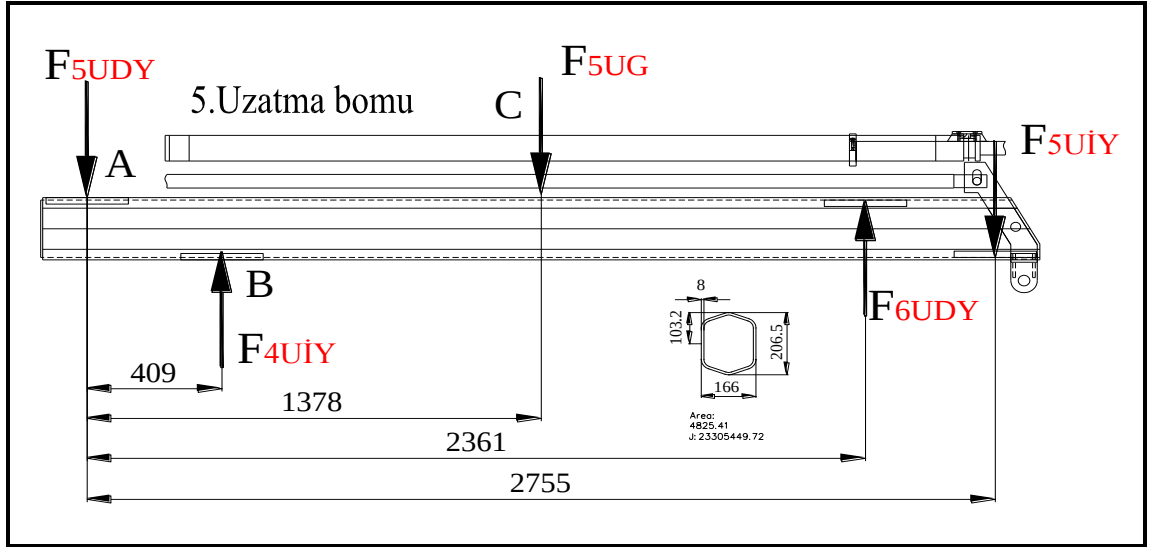
$$\sigma_{eğ} = M_{\max} c / I = 86261958,12 * 83,7 / 12439849,74 = 580,4 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = 13050,62 / 3993,87 = 3,26 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{eğ}^2 + 4\tau^2)^{1/2} = 580,4 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{Ak} / \sigma_{\max} = 690 / 580,4 = 1,189$$

V. Uzatma Bomu Gerilmesi:



Alan $A : 4845,21 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 23305449.72 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 103,2 \text{ mm}$

$$M_{\max} = F_{5UDY} * 409$$

$$M_{\max} = M_B = 290743,04 * 409 = 118913903,4 \text{ Nmm}$$

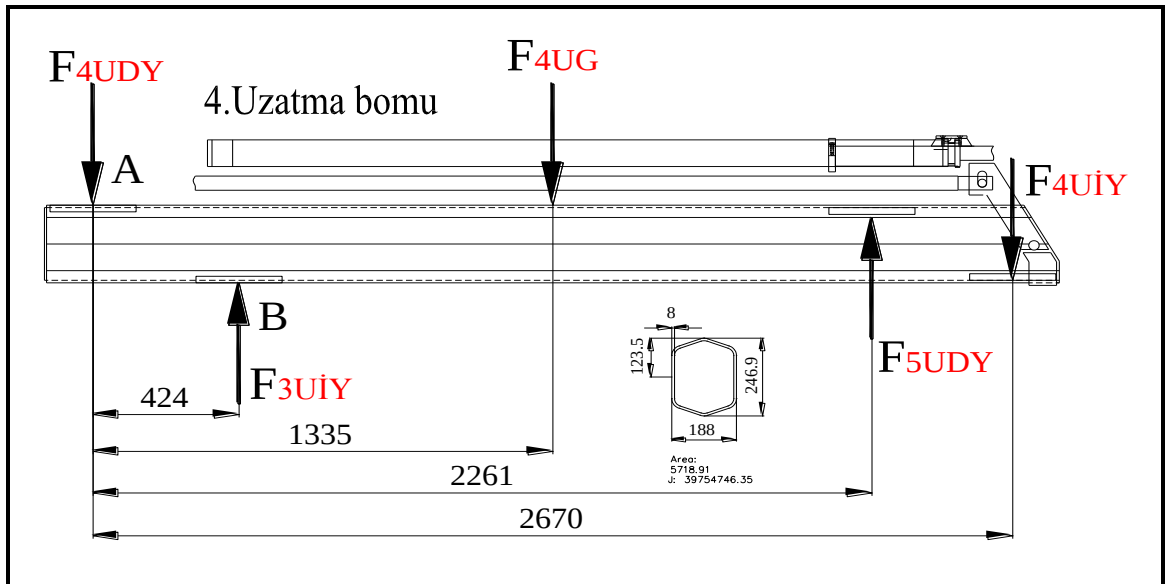
$$\sigma_{e\ddot{g}} = M_{\max} c / I = 118913903,4 * 103,2 / 23305449,72 = 526,56 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = 15150,92 / 4845,21 = 3,12 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{e\ddot{g}}^2 + 4 \tau^2)^{1/2} = 526,6 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{Ak} / \sigma_{\max} = 690 / 526,6 = 1,31$$

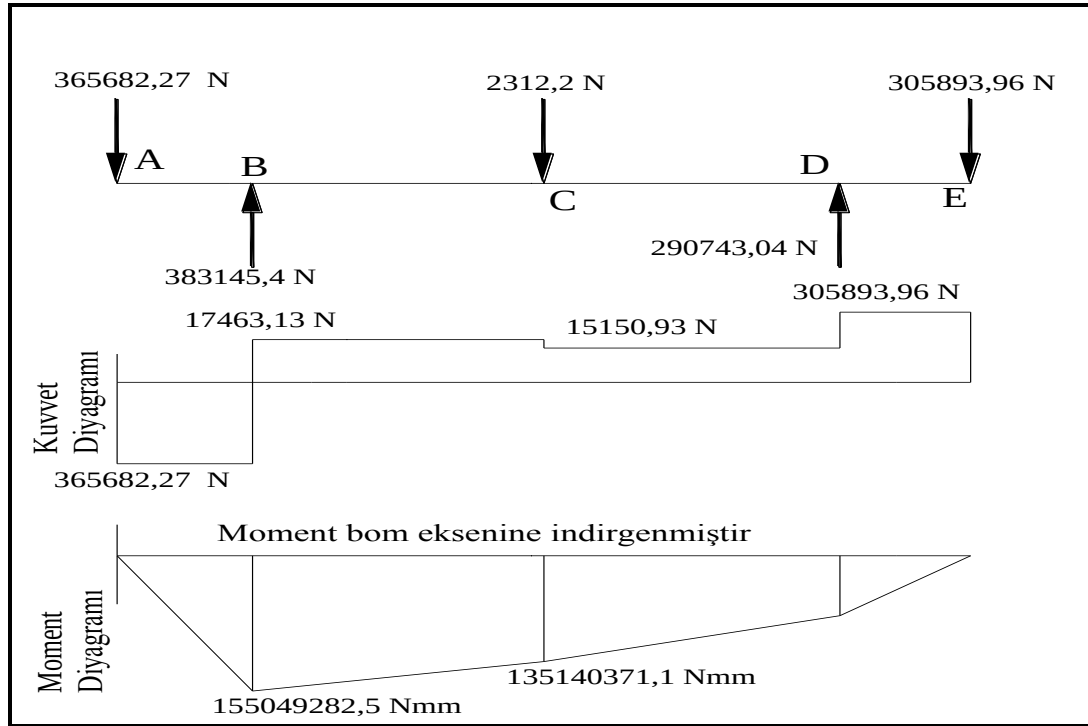
IV. Uzatma Bomu Gerilmesi:



Alan $A : 5718,91 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 39754746.35 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 123,5 \text{ mm}$



$$M_{\max} = F_{4UDY} * 424$$

$$M_{\max} = 365682,27 * 424 = 155049282,5 \text{ Nmm}$$

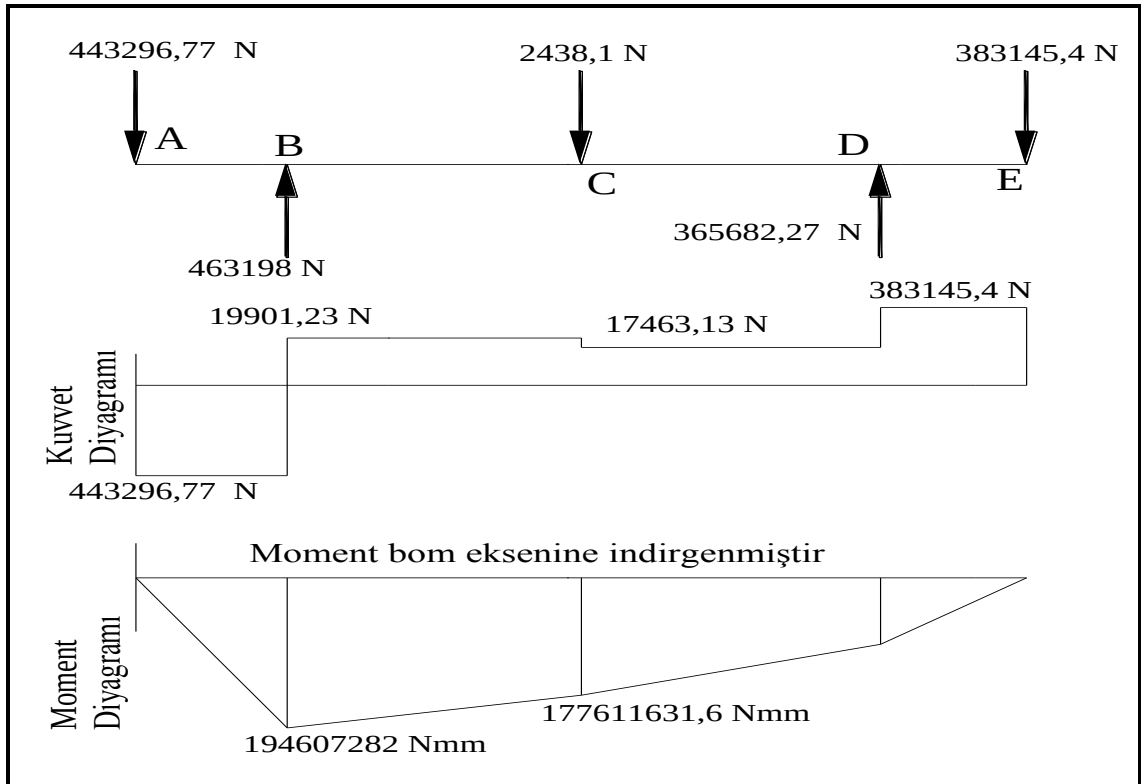
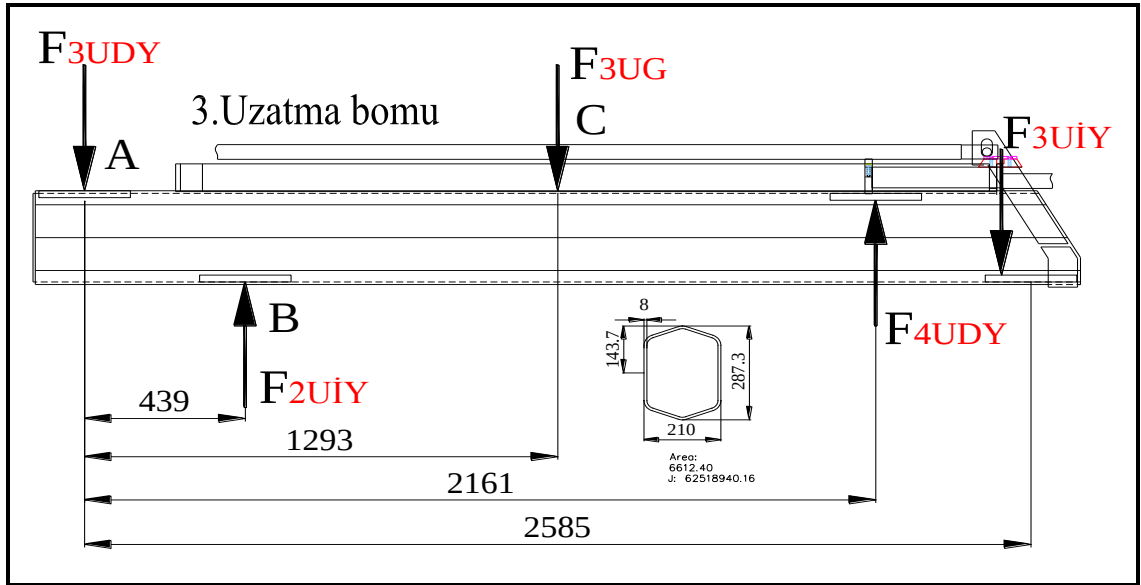
$$\sigma_{eğ} = M_{\max} c / I = 155049282,5 * 123,5 / 39754746,35 = 481,66 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = 17463,13 / 5718,91 = 3,05 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{eğ}^2 + 4\tau^2)^{1/2} = 481,69 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{Ak} / \sigma_{\max} = 690 / 481,69 = 1,43$$

III. Uzatma Bomu Gerilmesi:



Alan $A : 6612,40 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 62518940,16 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 143,7 \text{ mm}$

$$M_{\max} = F_{3UDY} * 439 =$$

$$M_{\max} = M_B = 443296,77 * 439 = 194607282 \text{ Nmm}$$

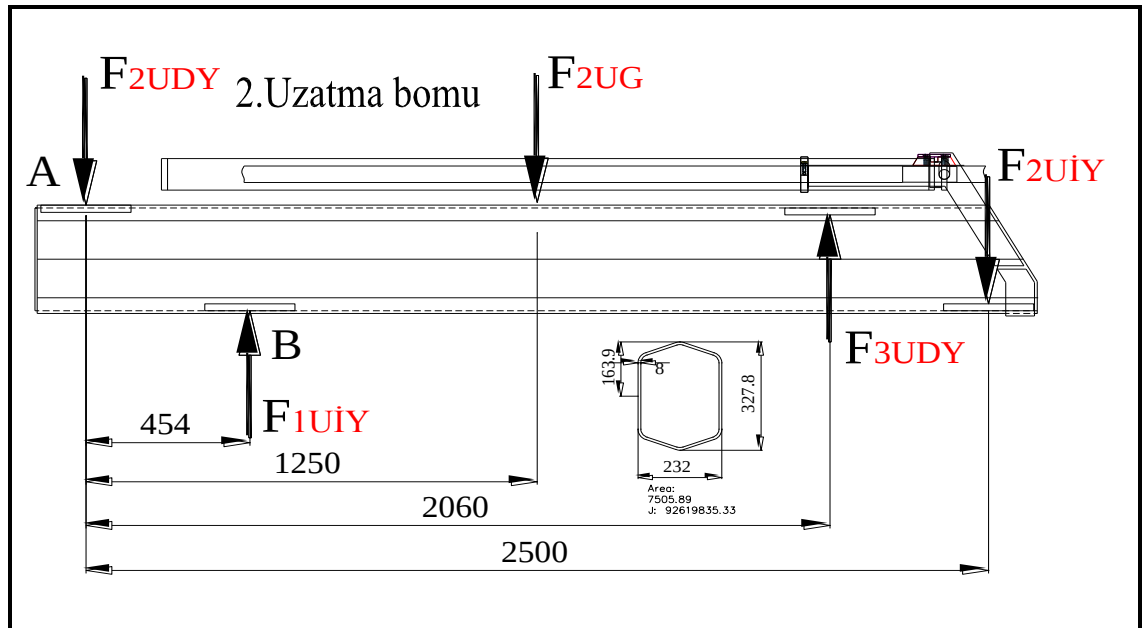
$$\sigma_{eğ} = M_{\max} c / I = 194607282 * 143,7 / 62518940,16 = 447,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = 19901,23 / 6612,40 = 3 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{eğ}^2 + 4\tau^2)^{1/2} = 447,4 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{Ak} / \sigma_{\max} = 690 / 447,4 = 1,54$$

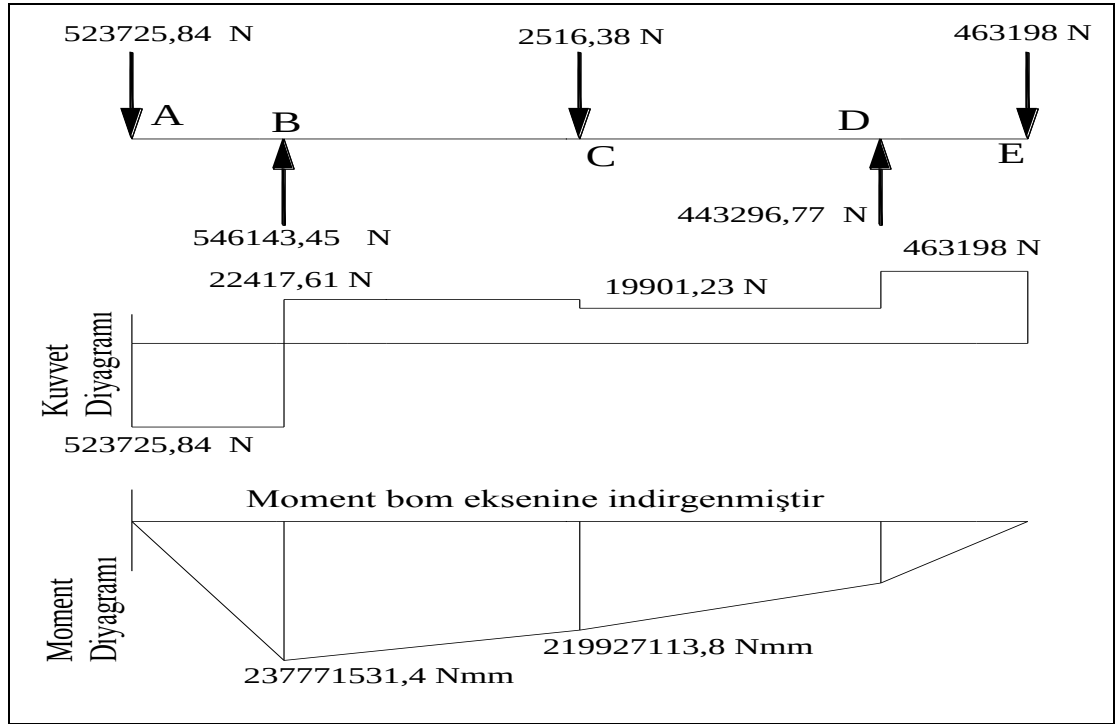
II. Uzatma Bomu Gerilmesi:



Alan $A : 7505,89 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 92619835.33 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 163,9 \text{ mm}$



$$M_{\max} = F_{2UDY} * 454$$

$$M_{\max} = M_B = 523725,84 * 454 = 237771531,4 \text{ Nmm}$$

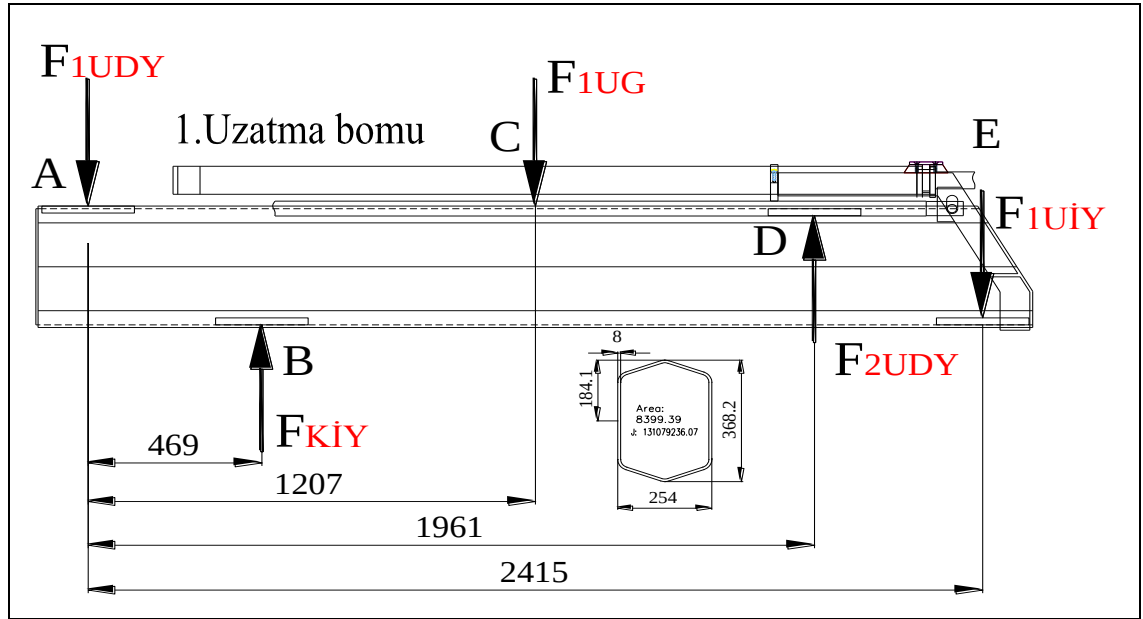
$$\sigma_{eğ} = M_{\max} c / I = 237771531,4 * 163,9 / 92619835,33 = 420,76 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = 22417,6 / 7505,89 = 2,98 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{eğ}^2 + 4\tau^2)^{1/2} = 420,8 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{Ak} / \sigma_{\text{top}} = 690 / 420,8 = 1,63$$

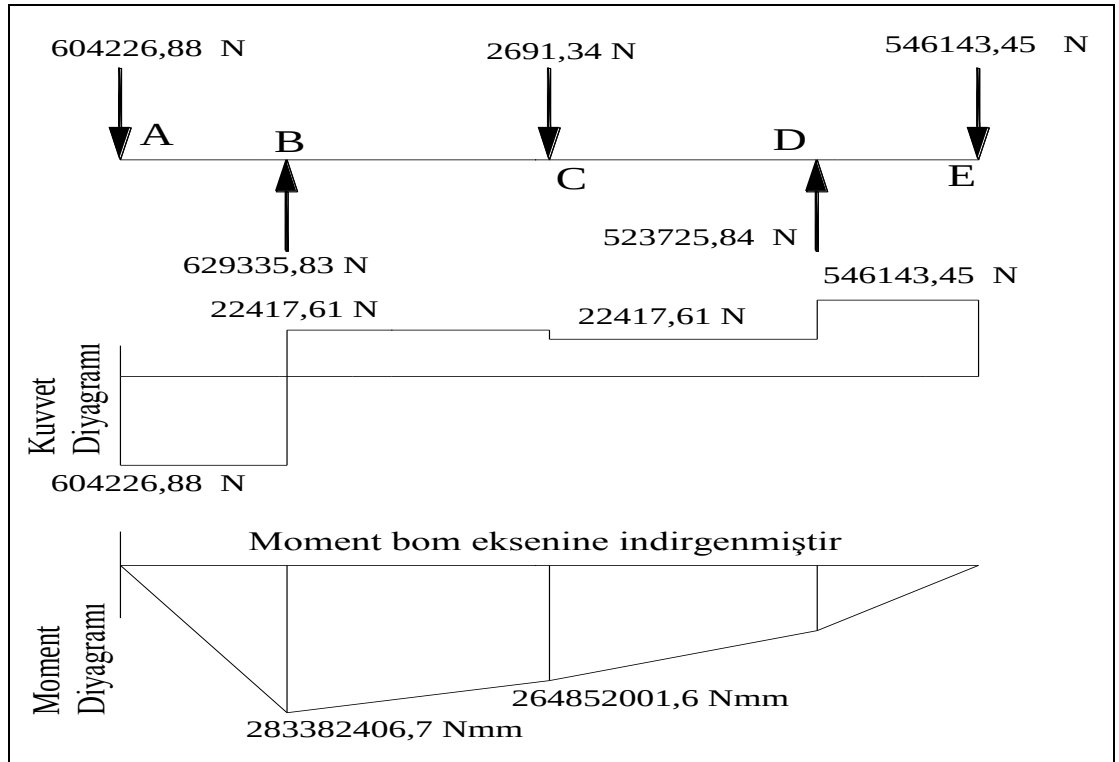
I. Uzatma Bomu Gerilmesi:



Alan $A : 8399,39 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 131079236,07 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 184,1 \text{ mm}$



$$M_{\max} = F_{1UDY} * 469 =$$

$$M_{\max} = M_B = 604226,88 * 469 = 283382406,7 \text{ Nmm}$$

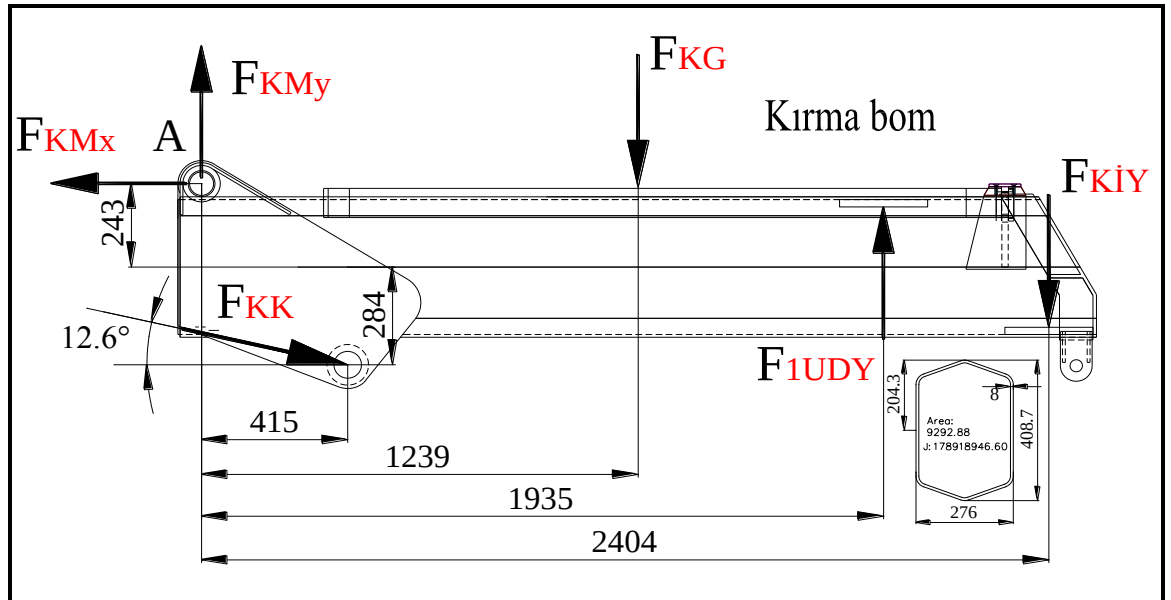
$$\sigma_{e\ddot{g}} = M_{\max} c / I = 283382406,7 * 184,1 / 131079236,07 = 398 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = 22417,61 / 8399,39 = 2,7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{e\ddot{g}}^2 + 4\tau^2)^{1/2} = 499 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{Ak} / \sigma_{\text{top}} = 690 / 398 = 1,73$$

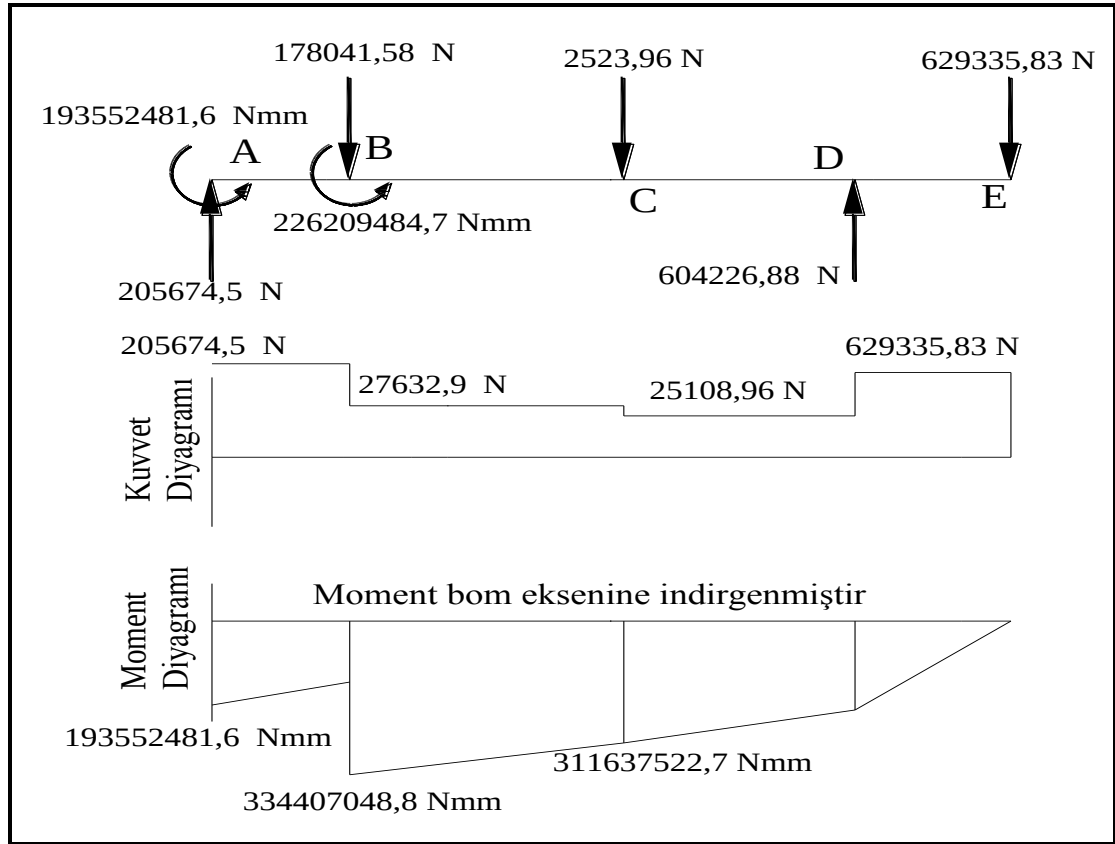
Kırma Bom Gerilmesi:



Alan $A : 9292,88 \text{ mm}^2$

Alan atalet momenti $I_x : 178918946.60 \text{ mm}^4$

Kesit yüksekliğinin yarısı $c : 204,3 \text{ mm}$



$$M_{\max} = M_B = F_{1KMx} * 243 + F_{1KKS} \cos 12,6 * 284 - F_{1KMy} * 415$$

$$M_{\max} = 796512,27 * 243 + 816168,25 \cos 12,6 * 284 - 205674,5 * 415$$

$$= 334407050,4 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{eğ} = M_{\max} c / I = 334407050,4 * 204,3 / 178918946,60 = 381,84 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = F / A = F_{1KMy} / A$$

$$\tau = F / A = 27632,9 / 9292,88 = 2,97 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\text{top}} = (\sigma_{eğ}^2 + 4\tau^2)^{1/2} = 281,88 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{Ak} / \sigma_{\max} = 690 / 381,88 = 1,8$$

4.4. Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Yapısal Analizler

Analiz aşamaları;

- 1) Katı model oluşturma,
- 2) Malzeme tanımlama ve malzeme özelliklerini ortam koşullarına göre güncelleme,
- 3) Uygun yerlerinden mesnetleme,
- 4) Tane boyutu ve tipi belirleme,
- 5) Parçalar üzerine gelen yük ve basınçları uygulama,
- 6) Tanelere ayırma (meshleme),
- 7) Gerilmeler ve Deformasyonları hesaplatma olarak sıralanabilir.

Aşağıdaki her bir vinç parçası için bu aşamalar programda uygulanmıştır.

Excel 'de daha önceden hazırlanmış olan program yardımıyla gerekli bom kesitleri tüm tasarım kriterleri göz önünde tutularak maksimum momentte emniyetli bom kesitleri bulundu.

Bulunan bu kesitlere ön dizayn olarak alındı. Sırasıyla bomlar sondan başa doğru bir CAD–Cam ve Analiz Programı Pro-engineer yardımıyla katı olarak modellenip yukarıda bahsedilen aşamalar sırasıyla uygulanıp analiz sonuçları irdelendi.

İyileştirmelerin yapılacağı tüm parçalarının modellendikten sonra Proengineer programının kendi analiz ara yüzü olan Pro-mechanica' da yapılan analizlerin sonuçlarına göre hem maliyet açısından hem de ağırlıkla ilgili olarak iyileştirmeler gerçekleştirilmiştir.

4.4.1. Kırma Grubu Yapısal Analizler

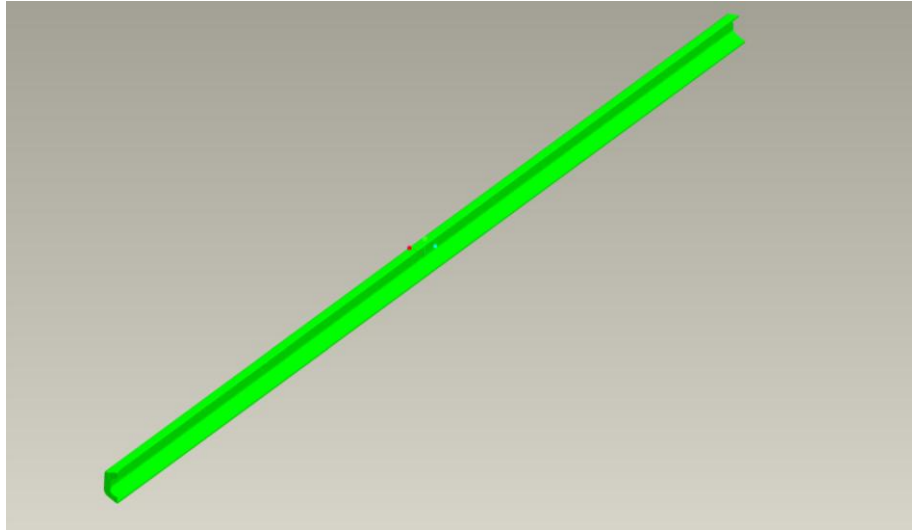
2. JİBBOM = 6 mm		
A.MOMENTİ	(mm ³ xmm)	3482786,58
BOM ALANI	(mm ²)	2144,41
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	70,14393203
H/2	(mm)	60,4
MALZEME	(S 690 QL)	69
BOM UZUNLUĞU	(mm)	3280
STROK	(mm)	2550
MAPA MESAFESİ	(mm)	96
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	634
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	1006
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	1023
EMNİYET (2 Jib.Yükü)		1,458

Aynı kapasitedeki kramayerli vincten referans alınarak malzemesi (malzeme S 690 QL, akma gerilmesi 690 N/mm² dir) kullanılarak modellenen 2.mekanik boma, Excel 'de yapılan hesap formatı yardımıyla maksimum toplam momentte sistemin son mekanikte kaldırdığı yüke göre oluşan tepki kuvvetleri klasik mukavemet yöntemleriyle belirlenmesi ardından bu kuvvetler sonlu analiz yapabilen bir programa aktarılıp gerekli sınır değerler verilerek analizi yapılmıştır. Analiz sonuçları Excel 'deki klasik hesaplarla karşılaştırılmıştır.

Analiz süresini kısaltma maksatlı olarak simetrik olan bom grubunun yarısının analizi yapılmıştır. Yapılan bu işlem analiz sürelerinin kısılmasına böylece daha çabuk sonuçlar alınmasını sağlamıştır.

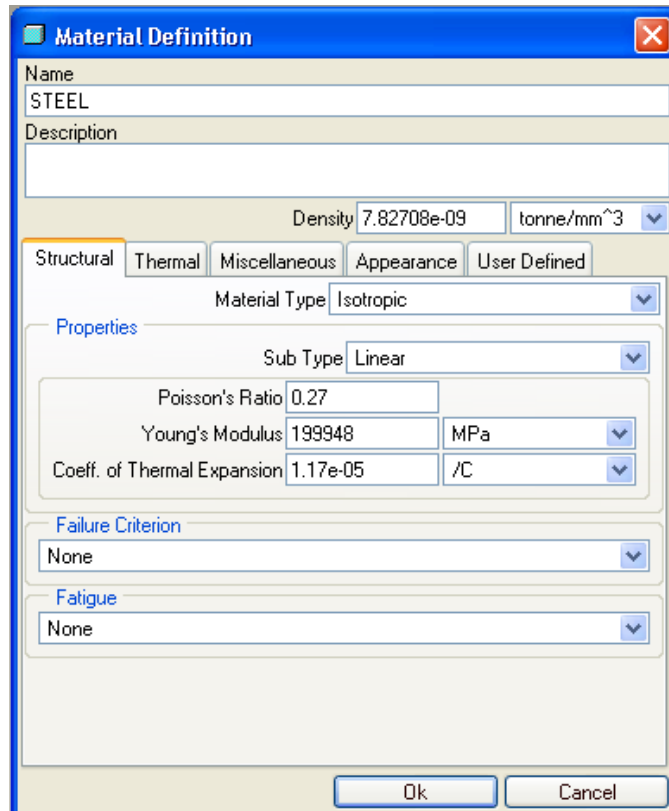
Üzerinde iyileştirme çalışmaları yaptığımız vincimizin analiz aşamaları aşağıdaki gibi gerçekleşmiştir.

2. Mekanik bom katı model olarak Proe-CAD modülünde modellenmiştir.(Şekil 4.5.)



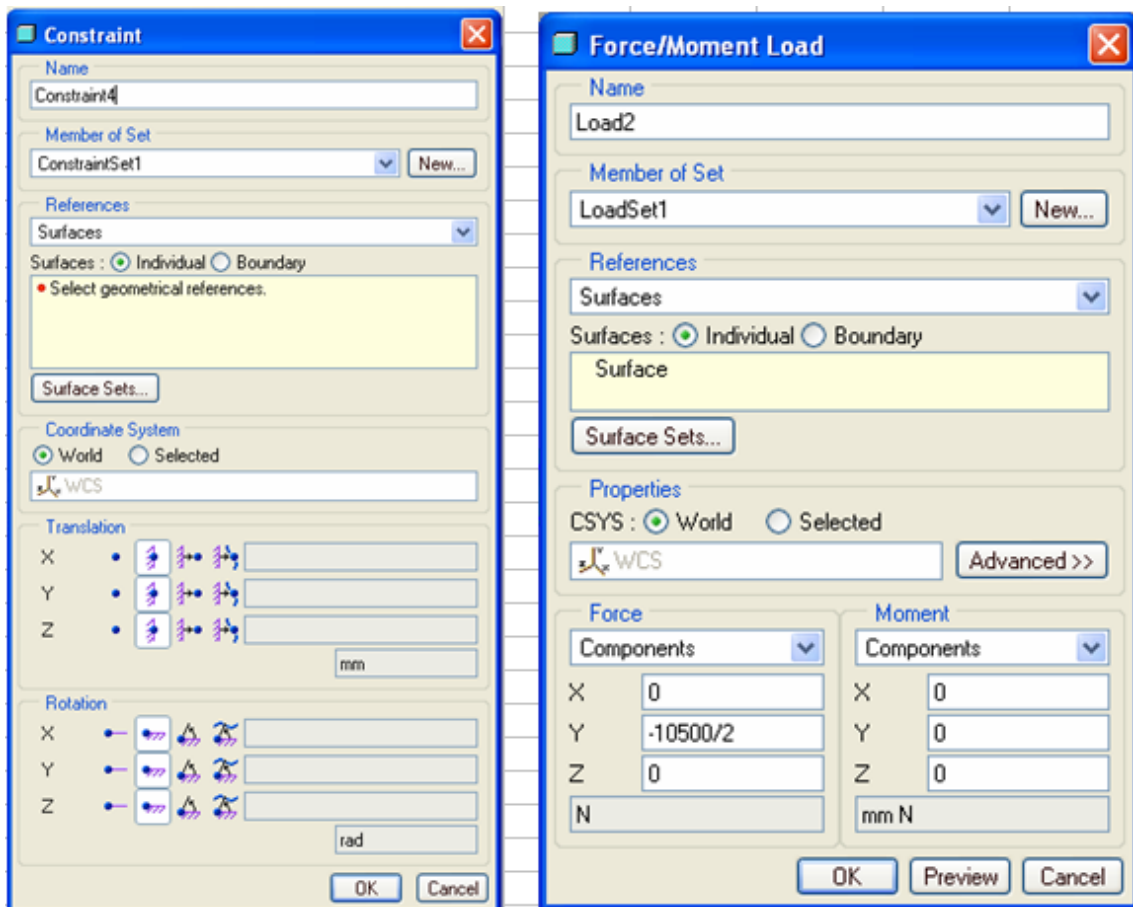
Şekil 4. 5.Katı modeli oluşturulmuş 2. mekanik bom

Modellenen boma analizlerde gerekli olacak olan malzeme atanması gerçekleştirilir. Bom malzemeleri uluslararası standartlaşmış yüksek mukavemetli ithal çeliklerdir. (malzeme S 690 QL, akma gerilmesi 690 N/mm² dir)



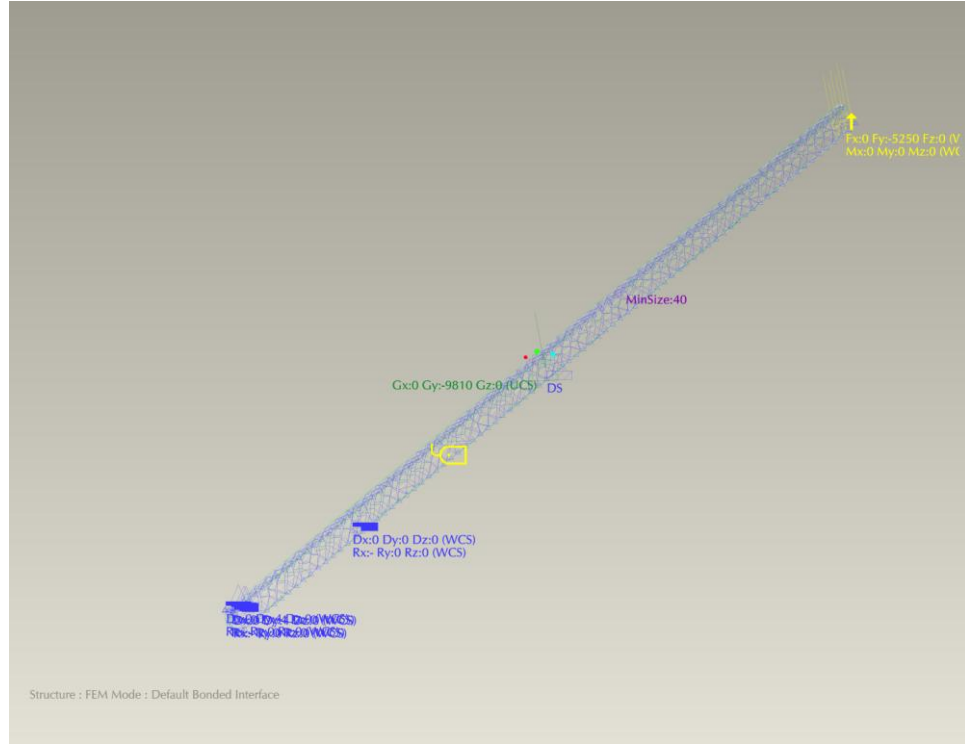
Şekil 4. 6. 2.Mekanik boma malzeme atanması

Program içerisinde CAD modülünden Pro-mechanica modülüne geçilir. Burada öncelikle uygun yerlerden bom mesnetlenir. Analizin doğruluğu için mesnetin özelliğinin iyi belirlenmesi ve doğru girilmesi zorunludur. Hangi düzlemlerde hareketli ve hangi eksenlerde dönebilir iyi belirlenmelidir. Şekil 4.7 parçanın mesnetlenmesi ve analiz için gerekli yüklemelerin yapılması. Yapılan yüklemelerin yönü çok önemlidir. Excel hesabında toplam momente göre hesaplanan son mekanikten alması gereken yük, 1050 daN olarak programa Newton cinsinden girilir.

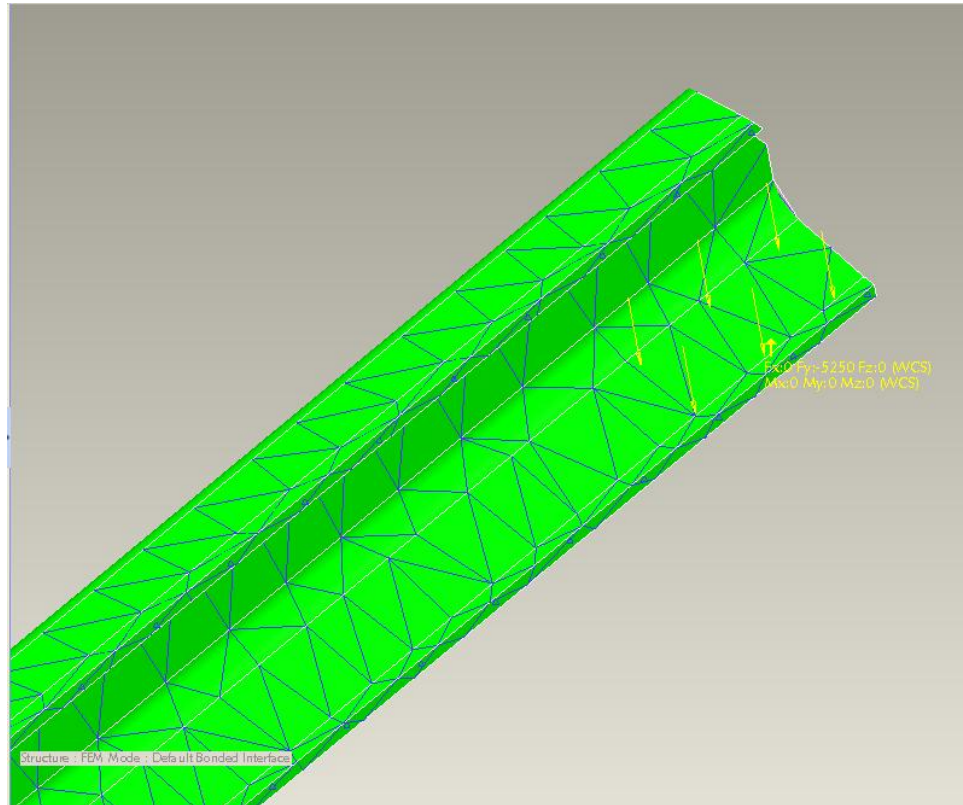


Şekil 4. 7. Parçanın mesnetlenmesi ve yüklerin verilmesi

Bu işlemlerin ardından artık parçamız mesh edilebilir.

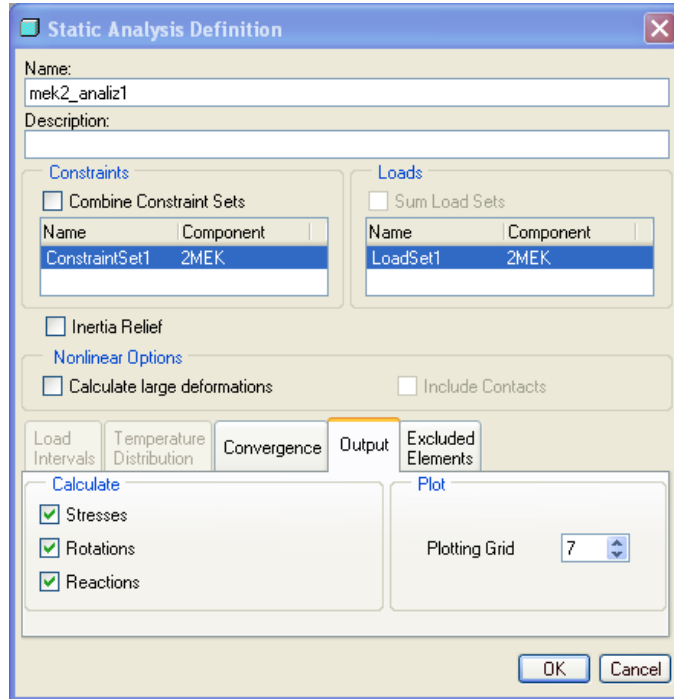


Şekil 4. 8. Sonlu Elemanlara Bölünmüş 2. mekanik



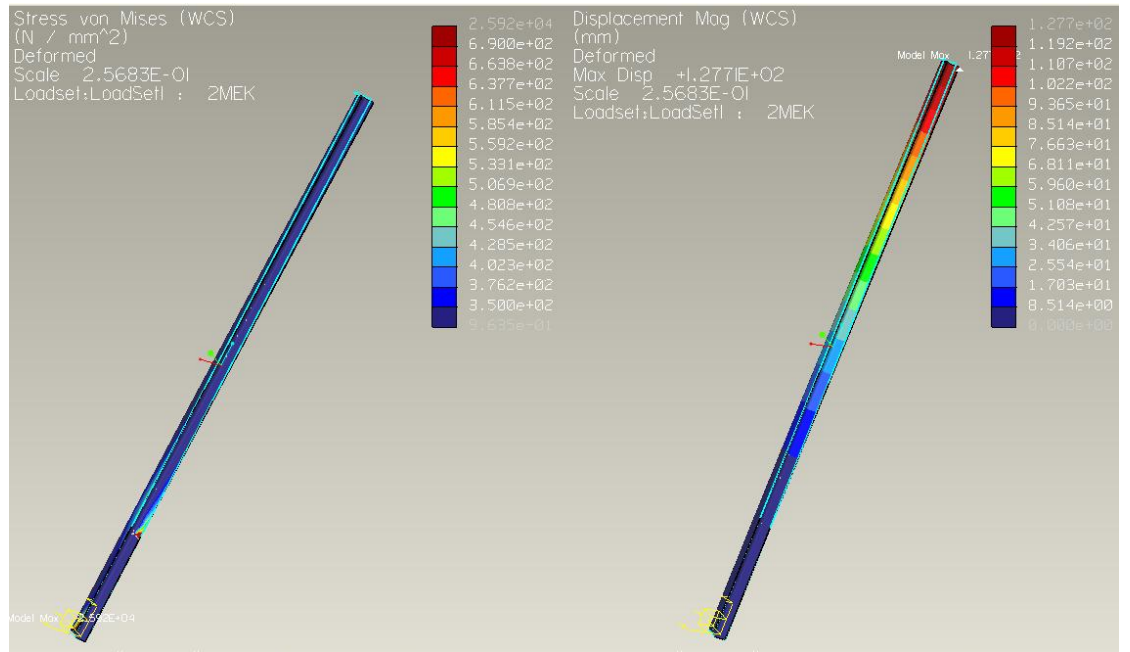
Şekil 4. 9. Sonlu elemanlara bölünmüş parça detayı

Parçamız sonlu elemanlara da bölündükten sonra analizi gerçekleştirebiliriz.



Şekil 4. 10. Yüklerin ve Mesnetlerin Tanıtılması

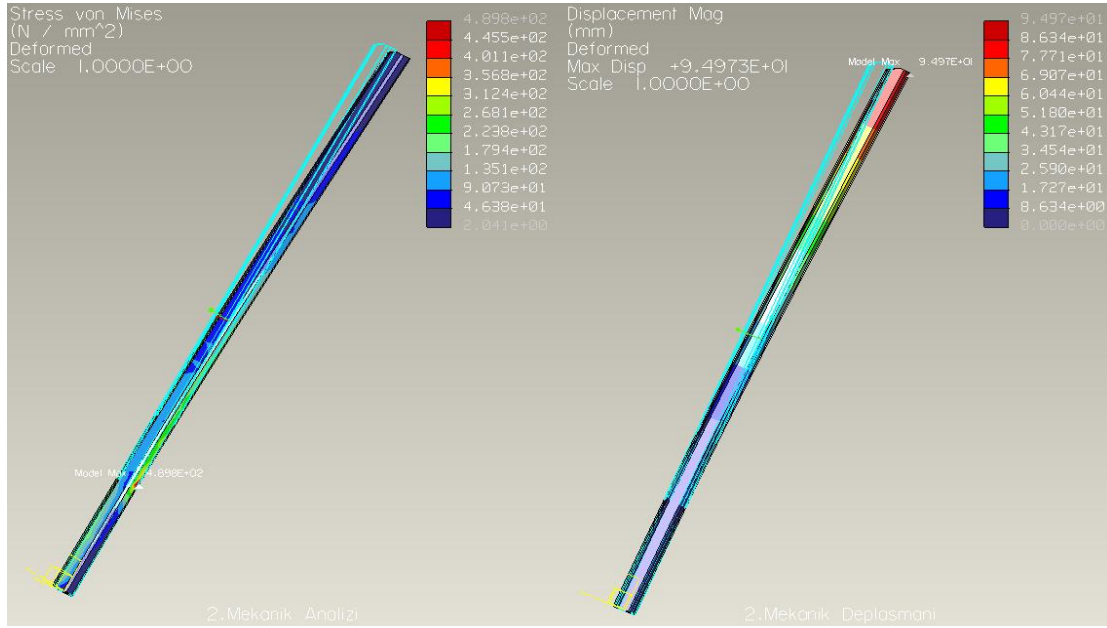
Statik analiz için önceden ayarlanmış mesnetler ve yükler gösterilir ve analiz başlatılır.



Şekil 4. 11. Proe-mechanica ile yapılmış 2. mekanik bomu gerilme analizi

Dikkat edilecek olursa maksimum gerilme değeri 25920 N/mm^2 görünmektedir. Bu analiz programının yanlış çözdüğü anlamına gelmemekle birlikte, tam bir sonlu elemanlar yöntemi kullanmadığı için gerilmeyi sonsuz küçük bir noktaya indirgediğinden dolayı yani bölgesel değil de noktasal bir analiz yaptığı için gerilmeler çok yüksek çıkmıştır.

Bu yüzden Proe programında modellenip analiz hazırlıkları yapıldıktan sonra çözücü (solver) olarak tam bir sonlu elemanlar analiz mantığını kullanan ve bölgesel analizler yapabilen bir analiz programı olan MD NASTRAN kullanılacaktır. Sonuçlar tekrar Proe den alınacaktır.



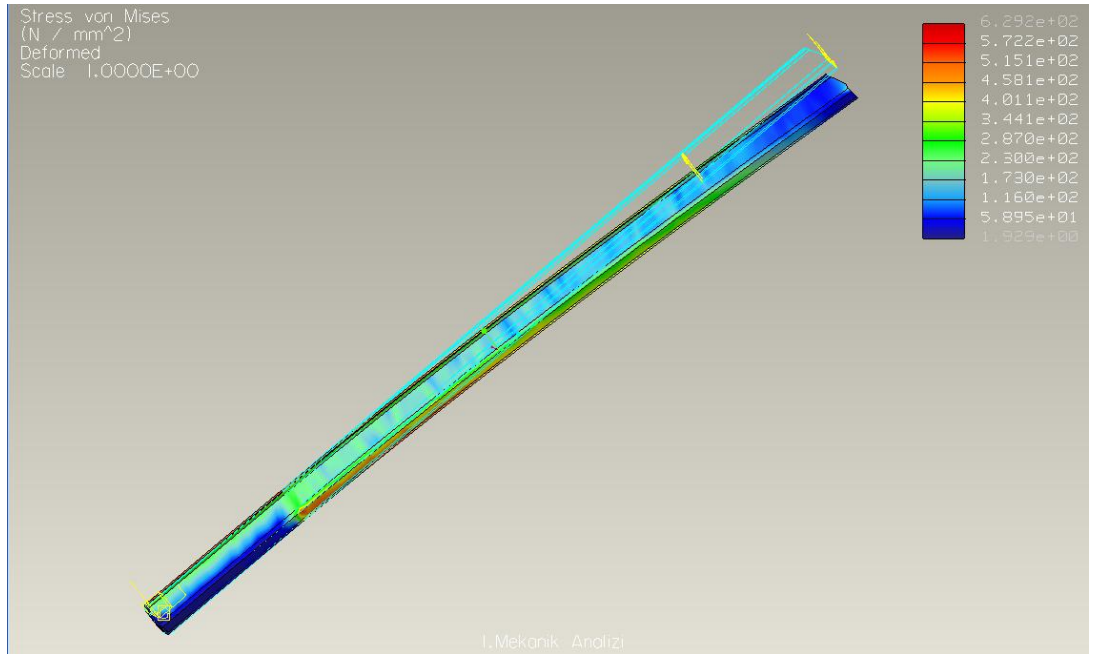
Şekil 4. 12. Nastran solver' inde çözülen analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 489 N/mm^2 yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

Max deplasman 90 mm bom ucunda olur.

$$\text{Emniyet} : s = 690/489 = 1,41$$

1. JİBBOM = 6 mm		
A.MOMENTİ	(mm ³ xmm)	5799937,23
BOM ALANI	(mm ²)	2551,06
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	78,90099173
H/2	(mm)	71
MALZEME	(S 690 QL)	69
BOM UZUNLUĞU	(mm)	3195
STROK	(mm)	2450
MAPA MESAFESİ	(mm)	96
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	649
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	948,5
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	1165
EMNİYET (2. Jibbom Yüğü)		1,009
EMNİYET (1. Jibbom Yüğü)		1,879

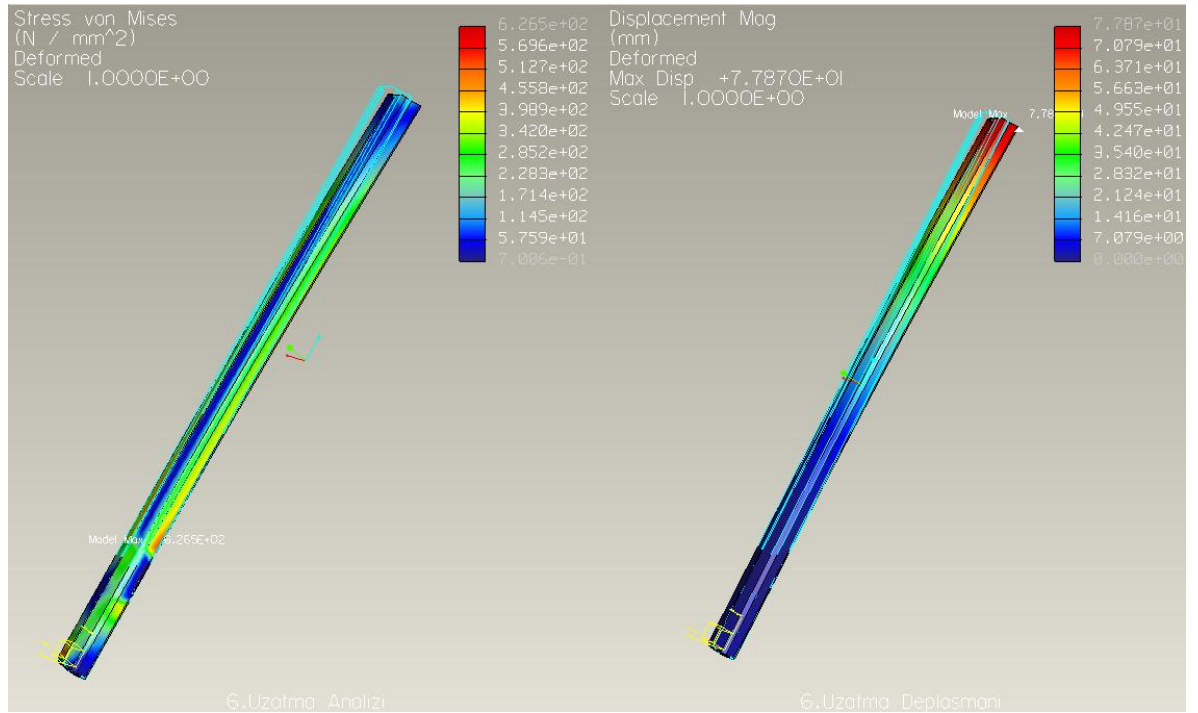


Şekil 4. 13. I. Mekanik bomu analiz sonucu

Yapılan analiz sonunda max gerilme 629 N/mm^2 yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690/629 = 1,096$$

6. HİDROLİK UZATMA BOMU = 8 mm			
A.MOMENTİ	(mm ³ xmm)	12439849,74	
BOM ALANI	(mm ²)	3993,87	
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	151,0185839	
H/2	(mm)	83,7	
MALZEME	(S 690 QL)	69	
BOM UZUNLUĞU	(mm)	3110	
STROK	(mm)	2350	
MAPA MESAFESİ	(mm)	96	
YATAKLAMA BOYU	(mm)	250	
YATAKLAMA GENİŞLİĞİ	(mm)	40	52
ARKA YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10	
YATAKLAMA YÜZEY BASINCI	[kg / mm ²]	6	
SÜRTÜME KATSAYISI		0,17	
BORU İÇ ÇAPI	(mm)	70	70
ROD DIŞ ÇAPI	(mm)	50	45
MAX ÇALIŞMA BASINCI	[kgf/mm ²] [1 bar =0,0102 kgf / mm ²]	2,37	
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	664	
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	891	
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	1350	
EMNİYET (2. Jibbom Yüğü / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,170	5,740 0,609
EMNİYET (1. Jibbom Yüğü / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,567	7,686 0,804
EMNİYET (6 . Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Farka yataklama / Uzat. Sil. Çekme)		2,791	13,693 1,375

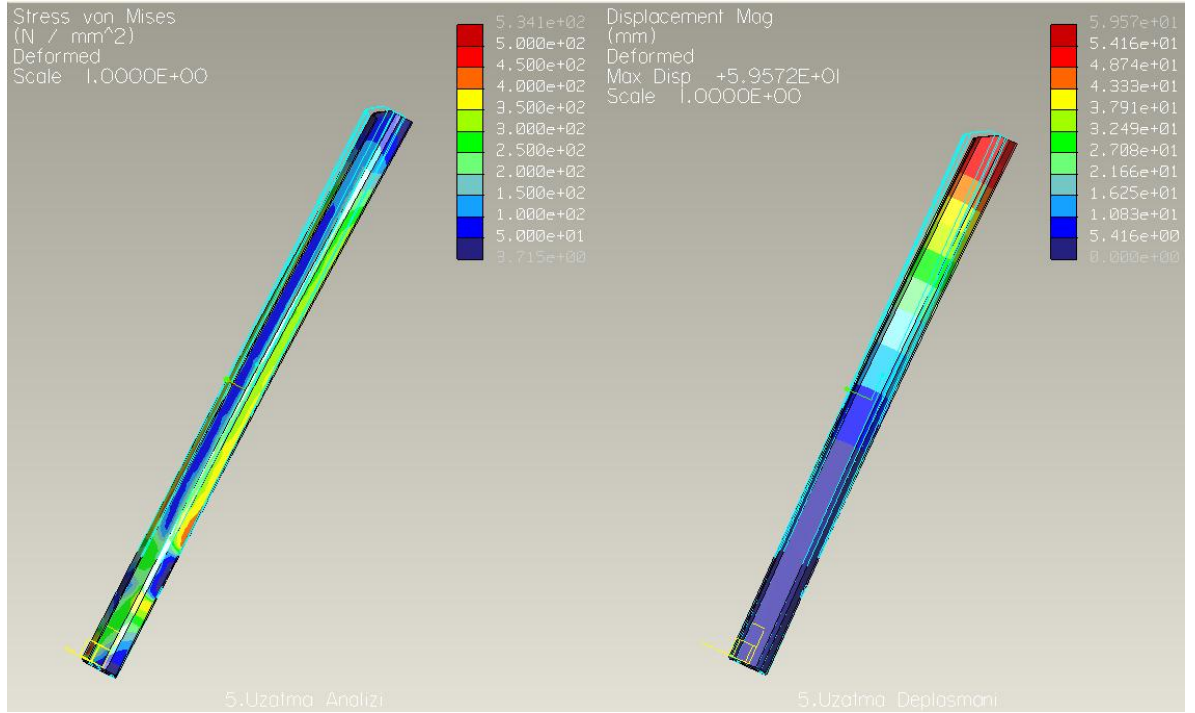


Şekil 4. 14. 6.Uzatma analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 626 N/mm^2 yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690/626 = 1,102$$

5. HİDROLİK UZATMA BOMU = 8 mm				
A.MOMENTİ	(mm ³ mm)	23305449,72		
BOM ALANI	(mm ²)	4825,41		
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	198,160434		
H/2	(mm)	103,2		
MALZEME	(S 690 QL)	69		
BOM UZUNLUĞU	(mm)	3025		
STROK	(mm)	2250		
MAPA MESAFESİ	(mm)	96		
YATAKLAMA BOYU	(mm)	250		
YATAKLAMA GENİŞLİĞİ	(mm)	40	52	
ÖN YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
ARKA YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
YATAKLAMA YÜZEY BASINCI	[kg / mm ²]	6		
SÜRTÜME KATSAYISI		0,17		
BORU İÇ ÇAPİ	(mm)	70	80	
ROD DIŞ ÇAPİ	(mm)	50	50	
MAX ÇALIŞMA BASINCI	[kgf/mm ²] [1 bar =0,0102 kgf / mm ²]	2,37		
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	679		
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	833,5		
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	1598		
EMİİYET (2. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,292	5,417	4,330 0,461
EMİİYET (1. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,531	7,064	5,133 0,543
EMİİYET (6. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,014	11,635	6,750 0,703
EMİİYET (5. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		3,482		11,672 1,164

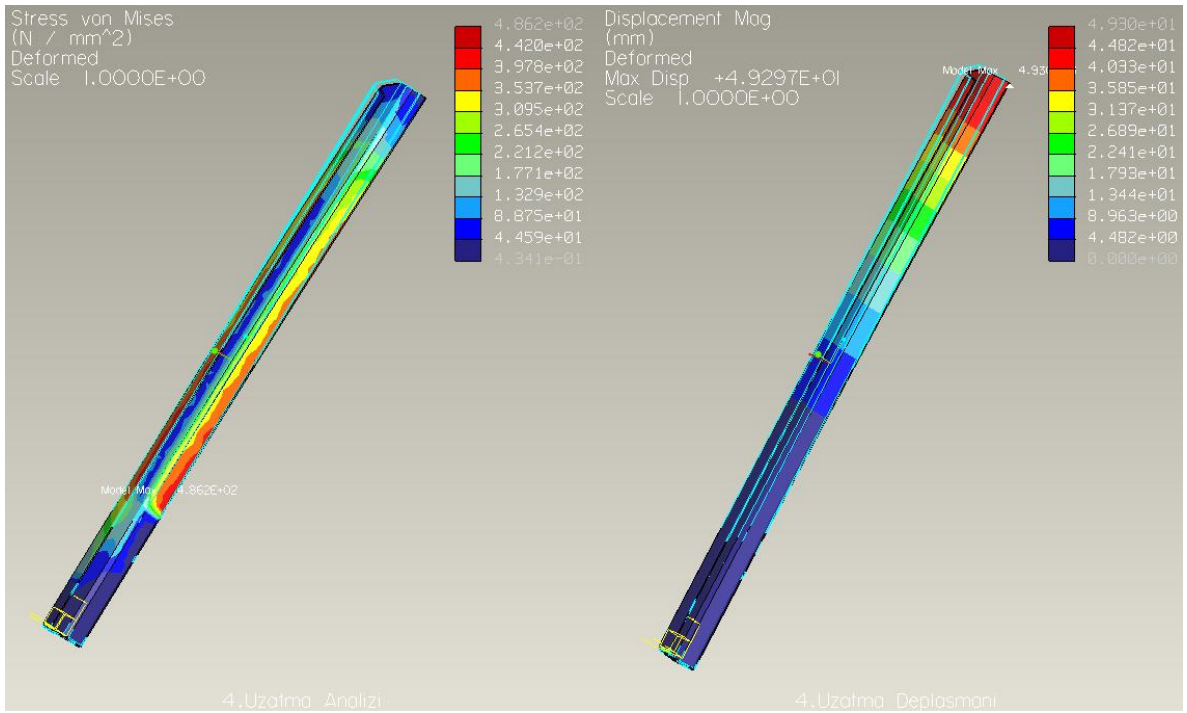


Şekil 4. 15. 5. Uzatma analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 534 N/mm^2 yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690/534 = 1,29$$

4. HİDROLİK UZATMA BOMU = 8 mm				
A.MOMENTİ	(mm ³ xmm)	39754746,35		
BOM ALANI	(mm ²)	5718,91		
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	212,7379354		
H/2	(mm)	123,5		
MALZEME	(S 690 QL)	69		
BOM UZUNLUĞU	(mm)	2940		
STROK	(mm)	2150		
MAPA MESAFESİ	(mm)	96		
YATAKLAMA BOYU	(mm)	250		
YATAKLAMA GENİŞLİĞİ	(mm)	50	52	
ÖN YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
ARKA YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
YATAKLAMA YÜZEY BASINCI	[kg / mm ²]	6		
SÜRTÜME KATSAYISI		0,17		
BORU İÇ ÇAPI	(mm)	70	80	
ROD DIŞ ÇAPI	(mm)	50	50	
MAX ÇALIŞMA BASINCI	[kgf/mm ²] [1 bar =0,0102 kgf / mm ²]	2,37		
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	694		
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	776		
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	1949		
EMİİYET (2. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,417	5,147	4,318
EMİİYET (1. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,575	6,014	4,799
EMİİYET (6. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		1,838	7,687	5,602
EMİİYET (5. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,369	12,244	7,218
EMİİYET (4. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		4,017		12,239

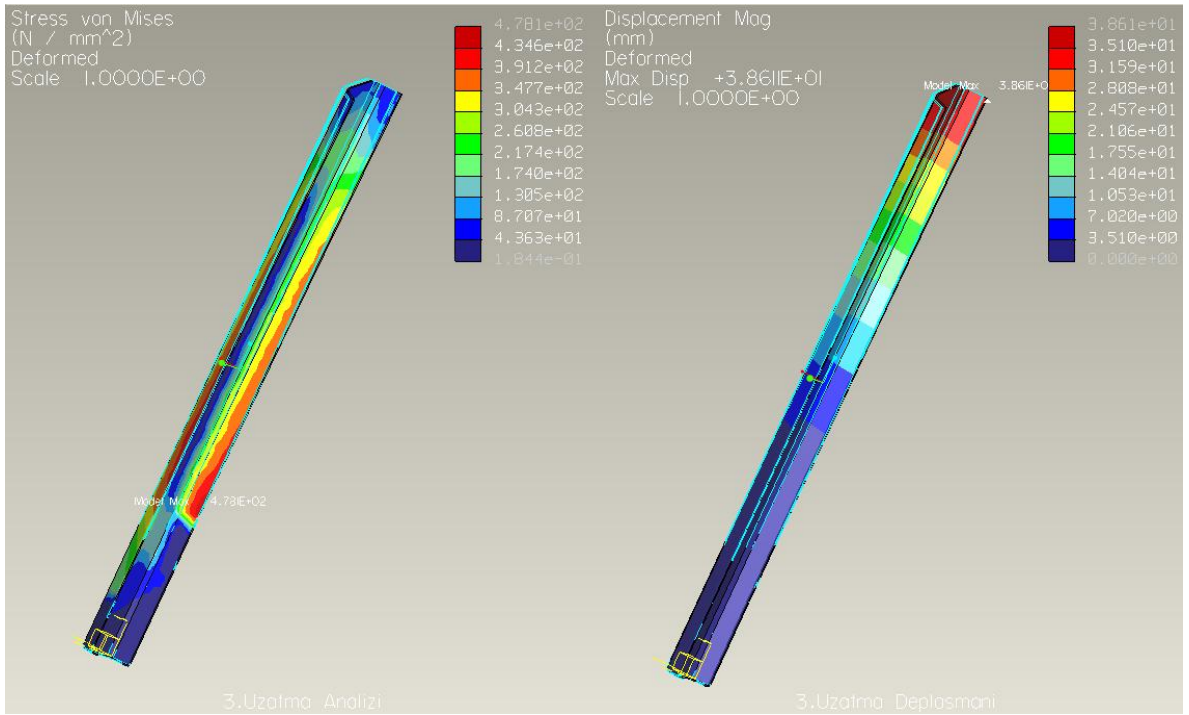


Şekil 4. 16. 4. Uzatma analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 486 N/mm² yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690 / 486 = 1,419$$

3. HİDROLİK UZATMA BOMU = 8 mm				
A.MOMENTİ	(mm ³ xmm)	62518940,16		
BOM ALANI	(mm ²)	6612,4		
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	245,5159218		98
H/2	(mm)	143,7		
MALZEME	(S 690 QL)	69		
BOM UZUNLUĞU	(mm)	2855		
STROK	(mm)	2050		
MAPA MESAFESİ	(mm)	96		
YATAKLAMA BOYU	(mm)	250		
YATAKLAMA GENİŞLİĞİ	(mm)	60	61	
ÖN YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
ARKA YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
YATAKLAMA YÜZEY BASIICI	[kg / mm ²]	6		
SÜRTÜME KATSAYISI		0,17		
BORU İÇ ÇAPİ	(mm)	80	80	
ROD DİŞ ÇAPİ	(mm)	55	50	
MAX ÇALIŞMA BASIICI	[kgf/mm ²] [1 bar =0,0102 kgf / mm ²]	2,37		
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	709		
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	718,5		
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	2457		
EMİİYET (2. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,531	4,950	4,290 0,430
EMİİYET (1. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,637	5,451	4,585 0,458
EMİİYET (6. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		1,796	6,269	5,031 0,500
EMİİYET (5. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,064	7,843	5,783 0,570
EMİİYET (4. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,622	12,199	7,346 0,713
EMİİYET (3. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		4,298		12,039 1,114

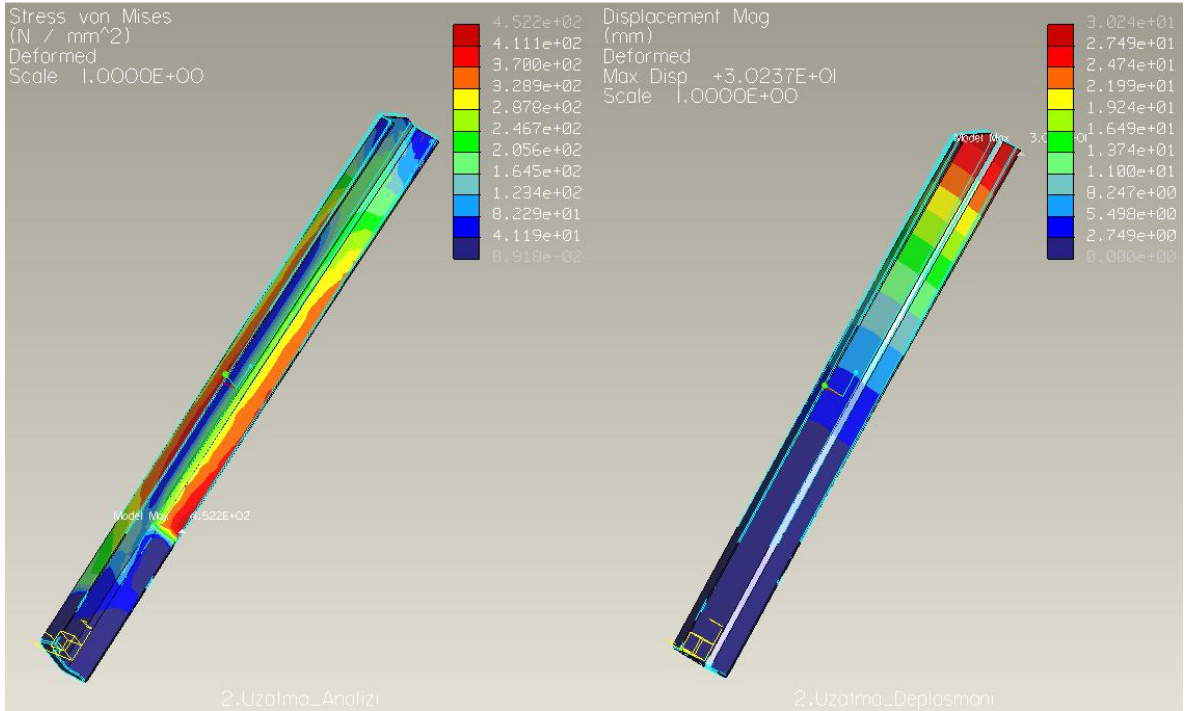


Şekil 4. 17. 3.Uzatma analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 478 N/mm² yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690/478 = 1,44$$

2. HİDROLİK UZATMA BOMU = 8 mm				
A.MOMENTİ	(mm ³ mm)	92619835,33		
BOM ALANI	(mm ²)	7505,89		
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	250,0273916		87
H/2	(mm)	163,9		
MALZEME	(S 690 QL)	69		
BOM UZUNLUĞU	(mm)	2770		
STROK	(mm)	1950		
MAPA MESAFESİ	(mm)	96		
YATAKLAMA BOYU	(mm)	250		
YATAKLAMA GENİŞLİĞİ	(mm)	70	70	
ÖN YATAKLAMAHİİİİ BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
ARKA YATAKLAMAHİİİİ BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
YATAKLAMA YÜZEY BASINCI	[kg / mm ²]	6		
SÜRTÜME KATSAYISI		0,17		
BORU İÇ ÇAPI	(mm)	80	80	
ROD DIŞ ÇAPI	(mm)	55	50	
MAX ÇALIŞMA BASINCI	[kgf/mm ²] [1 bar =0,0102 kgf / mm ²]	2,37		
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	724		
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	661		
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	3216		
EMNİYET (2. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,635	4,792	4,254
EMNİYET (1. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,704	5,091	4,435
EMNİYET (6. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		1,802	5,534	4,690
EMNİYET (5. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		1,953	6,264	5,081
EMNİYET (4. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,217	7,711	5,768
EMNİYET (3. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,752	11,564	7,161
EMNİYET (2. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		4,311		11,218

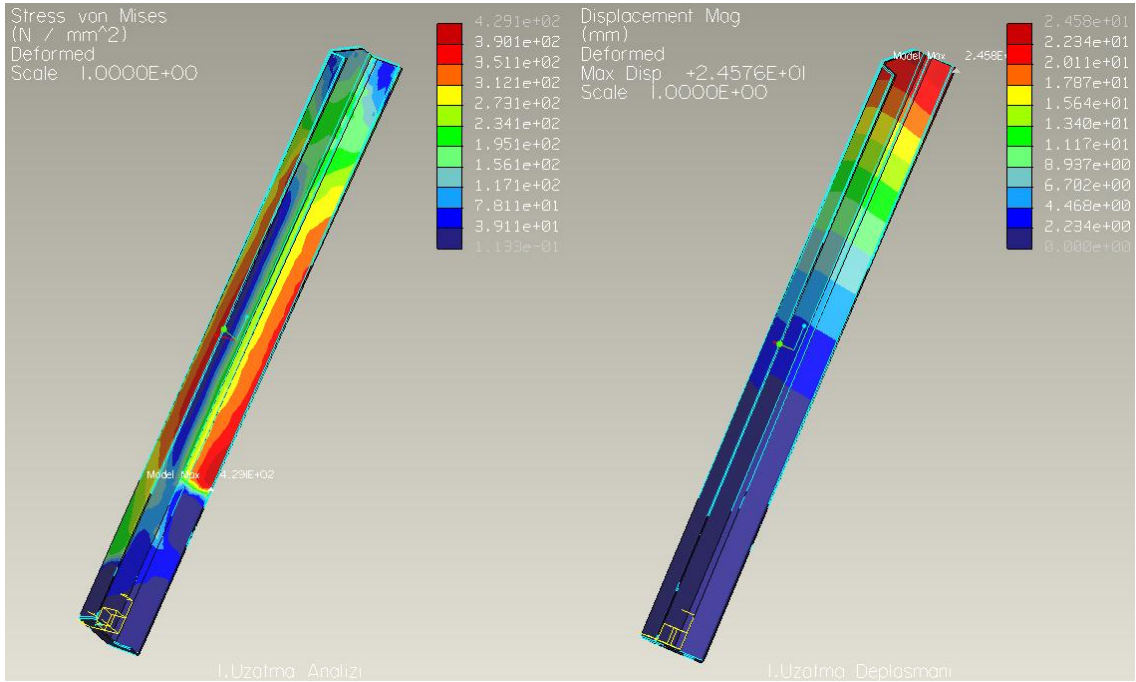


Şekil 4. 18. 2. Uzatma analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 452 N/mm² yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690 / 452 = 1,526$$

1. HİDROLİK UZATMA BOMU = 8 mm				
A.MOMENTİ	(mm³xmm)	131079236,07		
BOM ALANI	(mm²)	8399,39		
BOM AĞIRLIĞI	(kg)	260,4704979	84	
H/2	(mm)	184,1		
MALZEME	(S 690 QL)	69		
BOM UZUNLUĞU	(mm)	2685		
STROK	(mm)	1850		
MAPA MESAFESİ	(mm)	96		
YATAKLAMA BOYU	(mm)	250		
YATAKLAMA GENİŞLİĞİ	(mm)	80	80	
ÖN YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
ARKA YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	(mm)	10		
YATAKLAMA YÜZEY BASINCI	[kg / mm²]	6		
SÜRTÜME KATSAYISI		0,17		
BORU İÇ ÇAPİ	(mm)	90	90	
ROD DIŞ ÇAPİ	(mm)	60	60	
MAX ÇALIŞMA BASINCI	[kgf/mm²] [1 bar =0,0102 kgf / mm²]	2,37		
BOM YATAKLAMA M.	(mm)	739		
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	(mm)	603,5		
KALDIRMA YÜKÜ	(kg)	4403		
EMNİYET (2. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,731	4,663	4,220 0,424
EMNİYET (1. Jibbom Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzatma Silindiri Çekme)		1,774	4,840	4,326 0,434
EMNİYET (6. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		1,833	5,087	4,470 0,447
EMNİYET (5. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		1,918	5,459	4,676 0,466
EMNİYET (4. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,053	6,095	5,007 0,496
EMNİYET (3. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,286	7,324	5,574 0,548
EMNİYET (2. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		2,753	10,491	6,713 0,648
EMNİYET (1. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama / Farka yataklama / Uzat. Sil.Çekme)		4,045		9,863 0,907

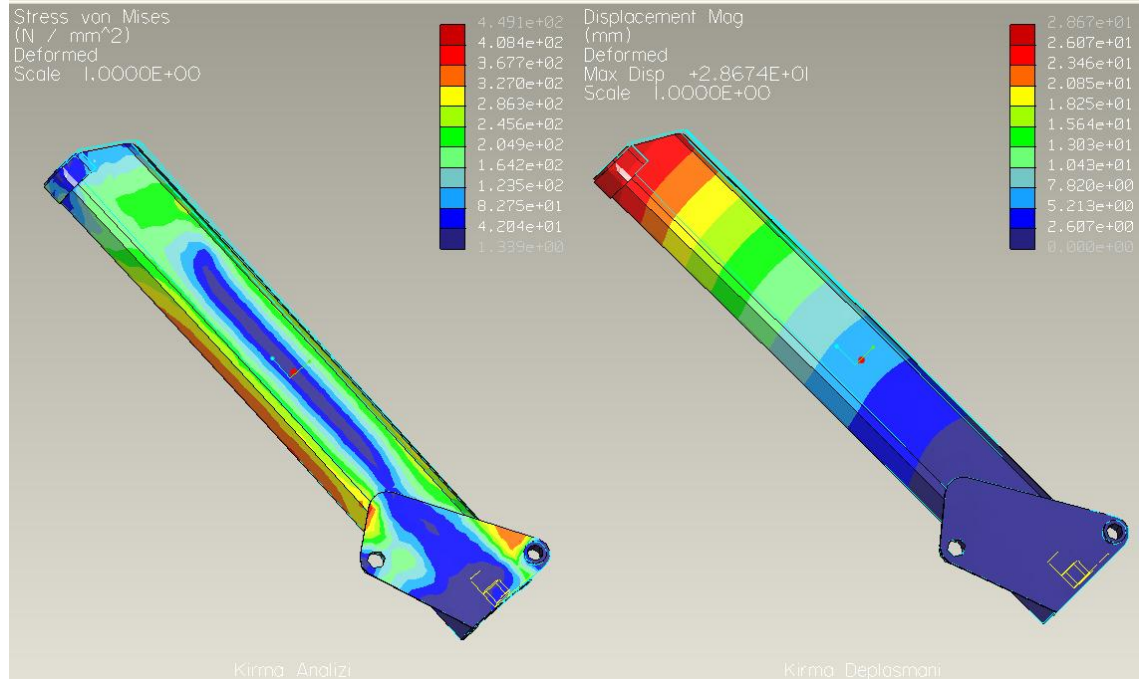


Şekil 4. 19. 1.Uzatma analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 429 N/mm^2 yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690/429 = 1,608$$

KIRMA BOM = 8 mm		
A.MOMENTİ mm ³ mm	178918946,60	
BOM ALANI	9292,88	
BOM AĞIRLIĞI	252,3968663	
H/2	204,3	
MALZEME	69	
BOM UZUNLUĞU	2600	
KIRMA BOM KIRMA SİLİNDİRİ BAĞLANTI MERKEZİNE KIRMA BOM UCUNA OLAN MESAFE	2124	
MAPA MESAFESİ	105	
YATAKLAMA BOYU	250	
YATAKLAMA GENİŞLİĞİ	90	90
ÖN YATAKLAMANIN BOM UCUNA OLAN MESAFESİ	10	
YATAKLAMA YÜZEY BASIICI	6	
SÜRTÜME KATSAYISI	0,17	
BORU İÇ ÇAPI	90	
ROD DIŞ ÇAPI	60	
MAX ÇALIŞMA BASIICI [kgf/mm ²] [1 bar =0,0102 kgf / mm ²]	2,55	
BOM AĞIRLIK MERKEZİ	1300	
KIRMABOM Eİ SON HYD. UZATMA MAPASI KALDIRMA YÜKÜ	6407	
KIRMABOM KIRMABOM MAPASI KALDIRMA YÜKÜ	7175	
EMİİYET (2. Jibbom Yüğü / Fön yataklama)	1,801	4,560
EMİİYET (1. Jibbom Yüğü / Fön yataklama)	1,824	4,660
EMİİYET (6. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama)	1,853	4,792
EMİİYET (5. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama)	1,893	4,981
EMİİYET (4. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama)	1,954	5,279
EMİİYET (3. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama)	2,048	5,776
EMİİYET (2. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama)	2,208	6,725
EMİİYET (1. Hyd. Uzatma Bomu Yüğü / Fön yataklama)	2,515	9,045
EMİİYET (K.bom enson Hyd. Uzat. Mapası Kaldır. Yüğü)	3,286	
EMİİYET (Kirmabom Kirmabom Mapası Kaldır. Yüğü)	3,725	

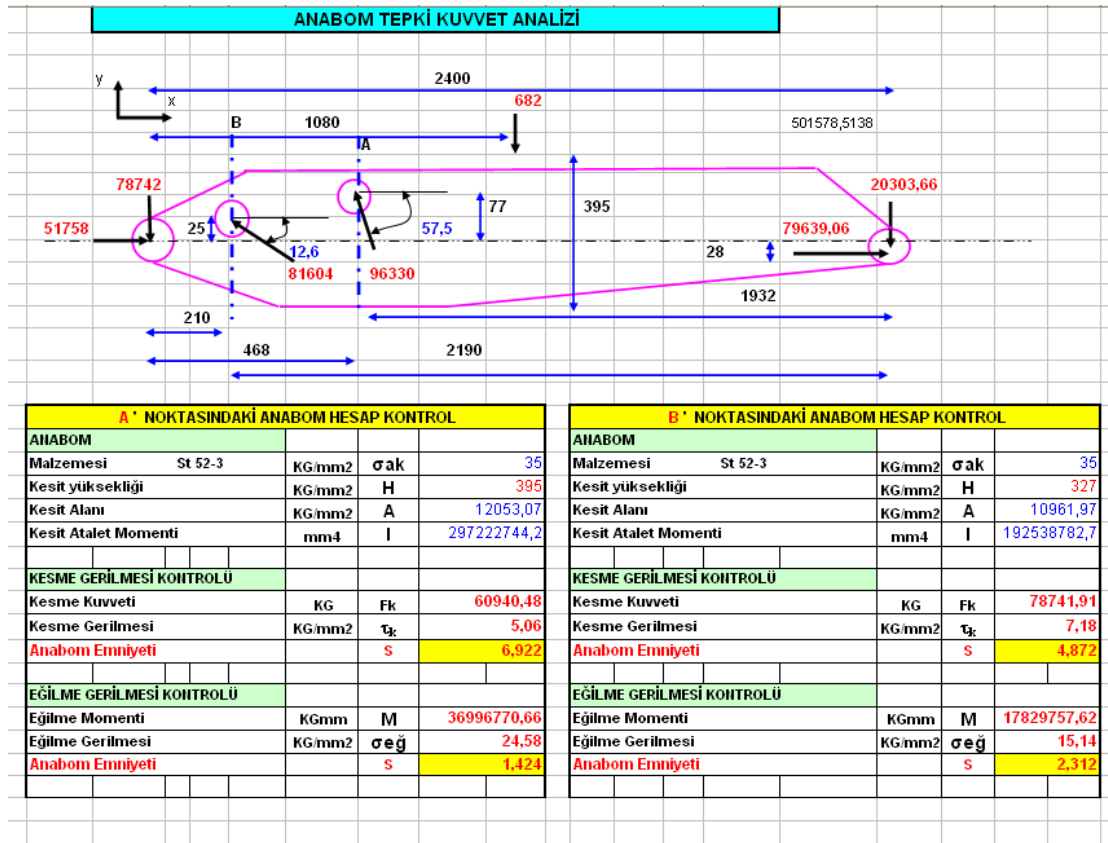


Şekil 4. 20. Kırma bom analiz sonuçları

Yapılan analiz sonunda max gerilme 449 N/mm^2 yataklamanın olduğu yerde meydana gelmiştir. Excel sonuçlarıyla aşağı yukarı aynıdır. Hesaplar doğrudur.

$$s = 690/449 = 1,536$$

4.4.2. Anabom Grubunun Yapısal Analizi

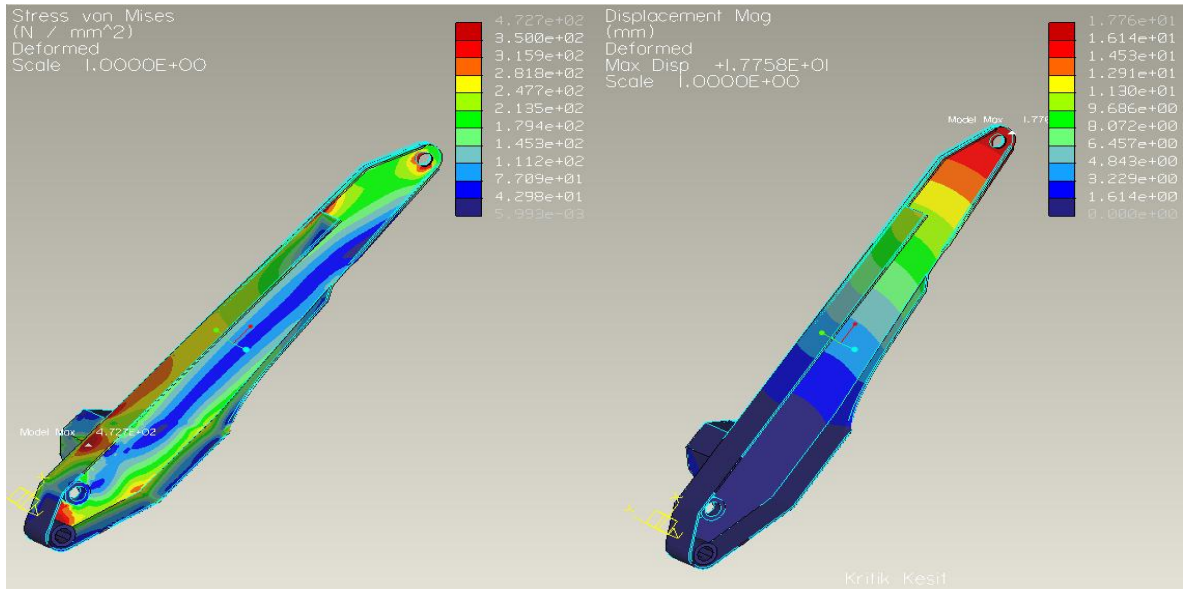


Şekil 4. 21. Anabom tepki kuvvetleri

Aynı kapasitedeki kramayerli vincin anabom malzemesi ve kalınlıkları (malzeme St52-3, akma gerilmesi 350 N/mm² dir) kullanılarak modellenen anaboma, Excel de yapılan hesap formatı yardımıyla sistemin son mekanikte kaldırdığı yüke göre oluşan tepki kuvvetleri klasik mukavemet yöntemleriyle belirlenmesi ardından bu kuvvetler sonlu analiz yapabilen bir programa aktarılıp gerekli sınır değerler verilerek analizi yapılmıştır. Analiz sonuçları Excel deki klasik hesaplarla karşılaştırılmıştır.

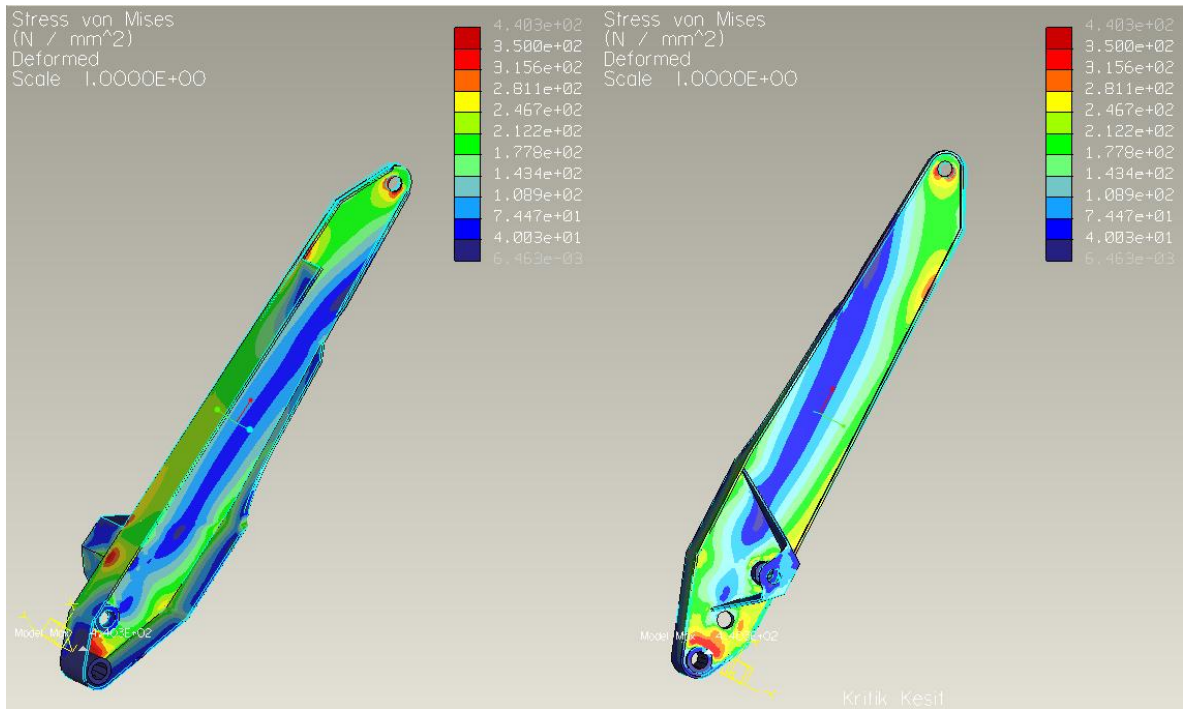
Analiz süresini kısaltma maksatlı olarak simetrik olan anabomun yarısının analizi yapılmıştır. Gerilme değeri mümkün mertebe bom malzemesi olan St52-3' ün akma gerilmesinden ($\sigma_{AK}=350$ N/mm²) düşük olmalıdır. Çalışmalar bu yönde olacaktır.

Sac kalınlıklarının tamamı 8mm dir.



Şekil 4. 22. Tamamı 8mm kalınlıkta analiz sonuçları

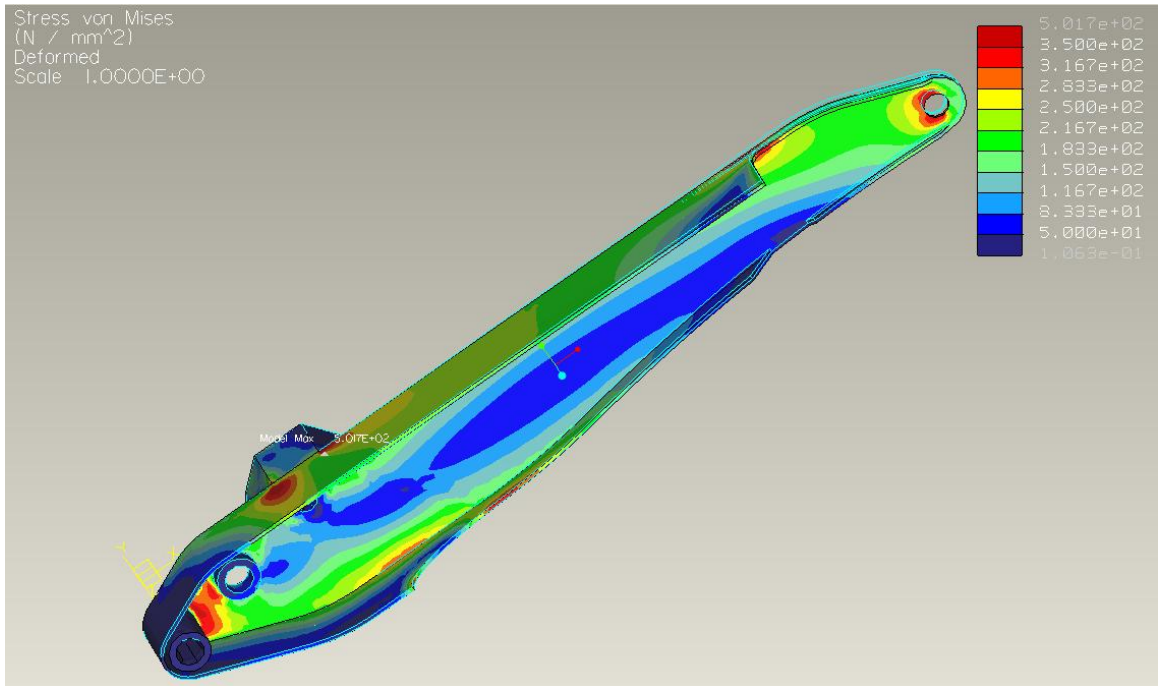
Yapılan analiz sonunda max gerilme 472 N/mm^2 üst duvarda kaldırma sil bağlantı kulağı hizasında meydana gelmiştir. Alt üst duvar ve kaldırma silindir bağlantı kulak kalınlıkları gerilmeyi azaltma maksatlı olarak 8mm den 10 mm' e çıkartılmış ve analiz tekrarlanmıştır gerilme değişimleri kontrol edilmiştir.



Şekil 4. 23. Tamamı 10 mm analiz sonuçları

Gerilme 440 N/mm^2 ye düşmüştür. Anabom ön alt kısmı koyu mavi renkteki bölümler gerilme az olduğu için konstrüksiyon olarak biraz değiştirilecek. Birde keskin köşelere sistemin çalışmasını engellemeyecek şekilde radyus atılacaktır.

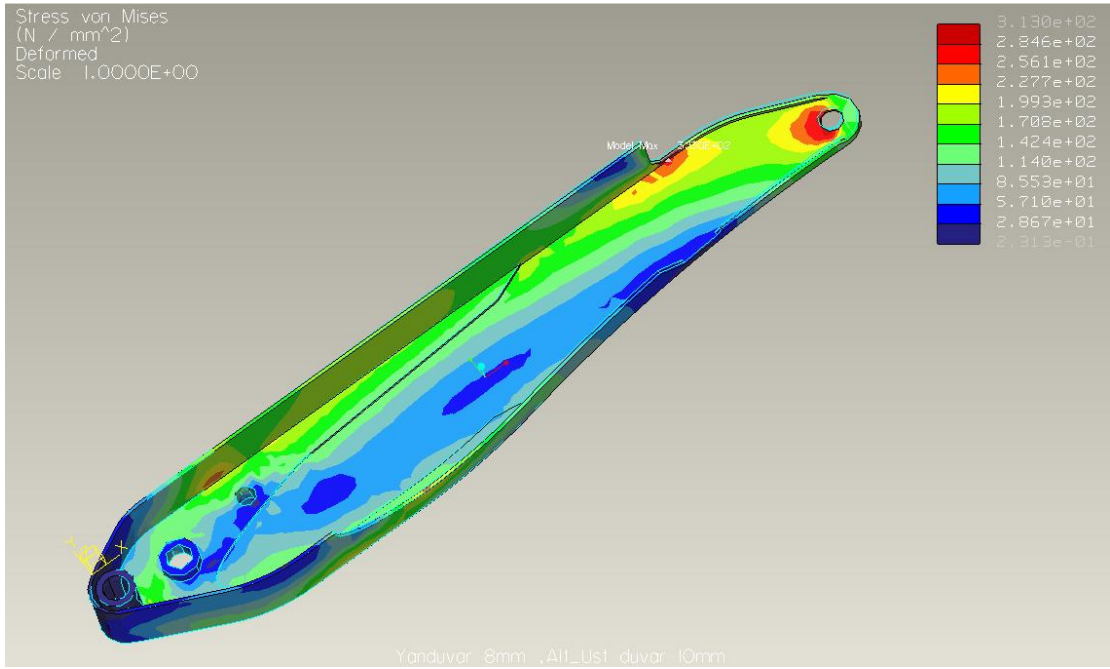
Anabomun içine giren kırma silindiri için açılan oyuğun küçük gelmesi nedeniyle silindirin rahat çalışabilmesi için oyuk anabom arkasına doğru genişletilecektir. Bu gerilmeleri artıracaktır. Ama yapılması mutlaka gereklidir.



Şekil 4. 24. Kırma silindir boşaltması artırılmış analiz sonuçları

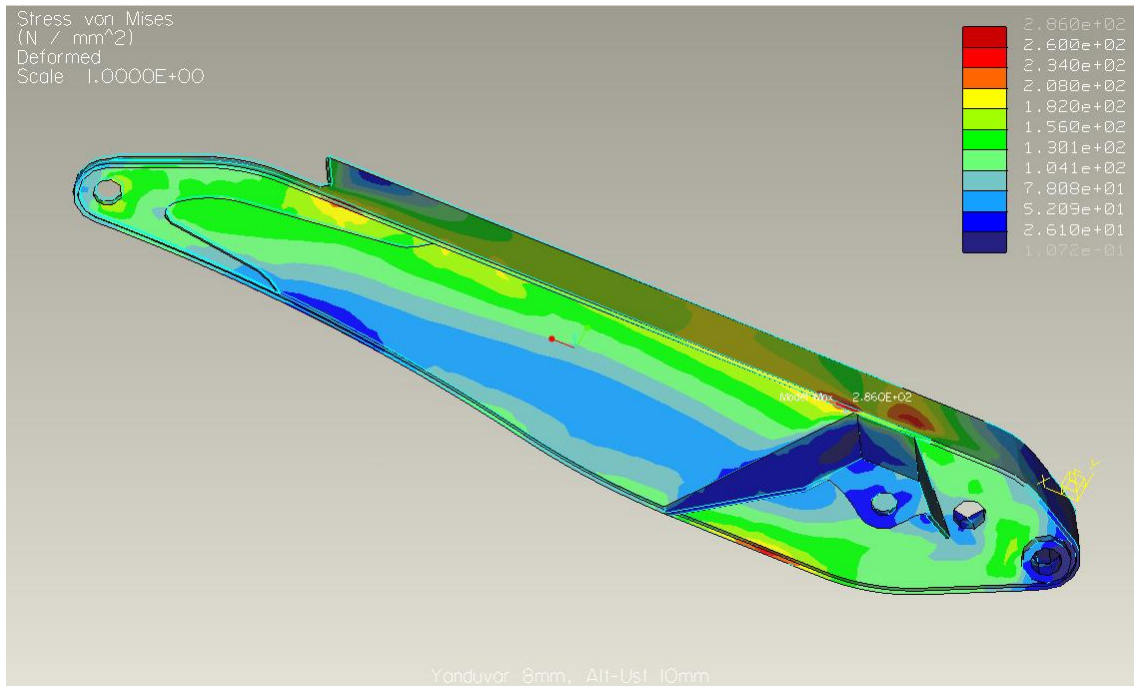
Görüldüğü gibi max gerilme 500 N/mm^2 'ye yükselmiştir.

Bunu azaltmak için anabom iç kısmına takviye atılacaktır.



Şekil 4. 25. 8mm iç takviyeli anabom analiz sonuçları

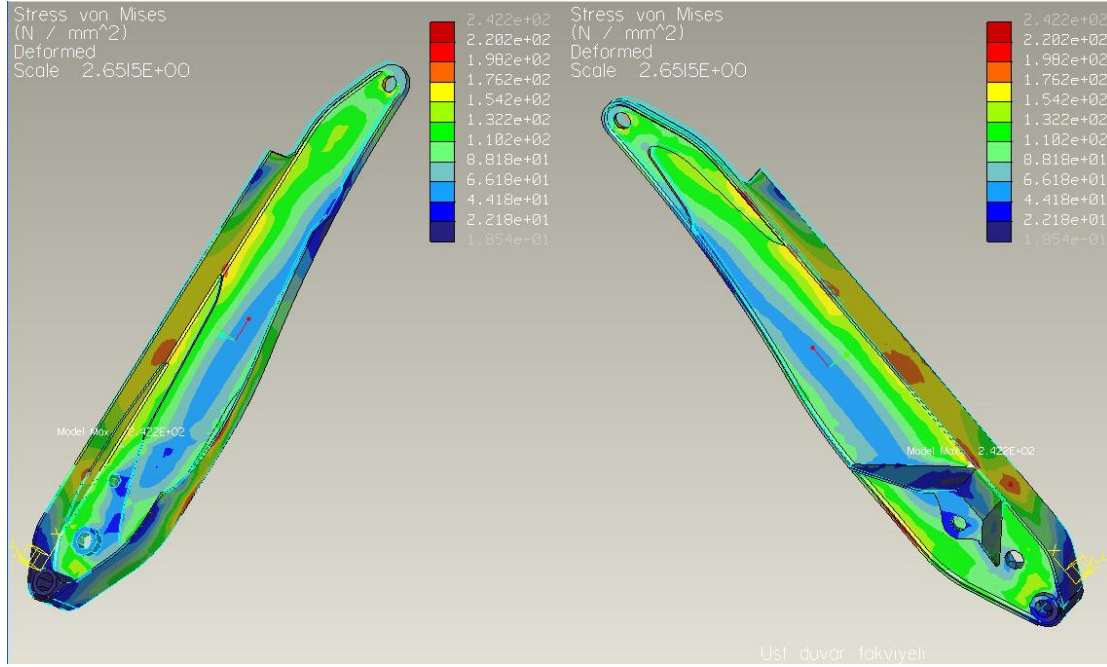
Max gerilme 313 N/mm^2 olarak görünmektedir. Gerilme anabom- kırma bom bağlantısı tarafına kaymıştır ve azaltmak için dıştan takviye atılacaktır.



Şekil 4. 26. 8mm dış takviyeli anabom analiz sonuçları

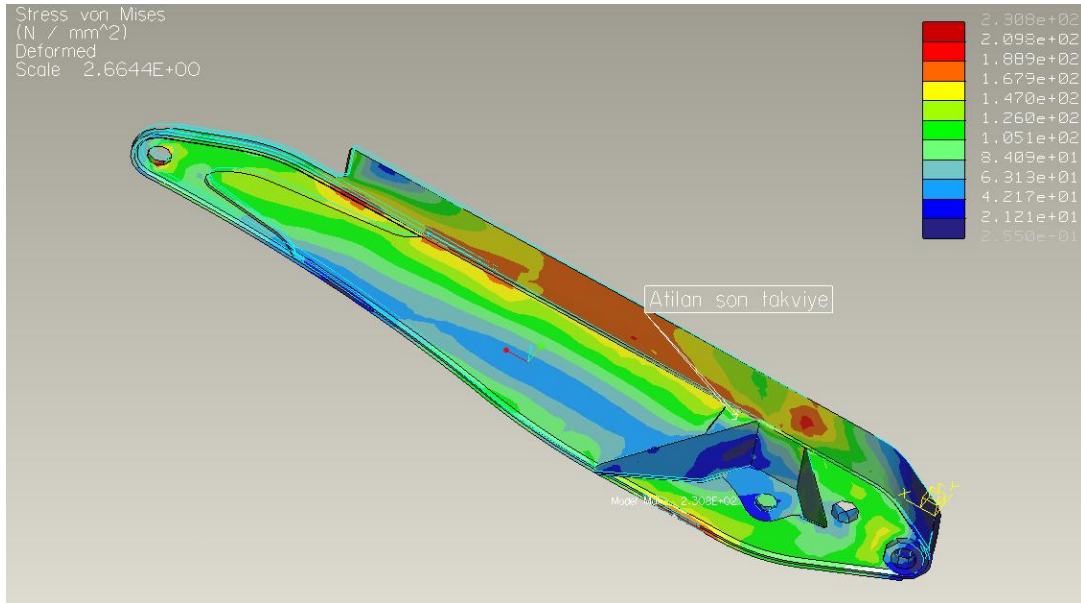
Max gerilmenin 286 N/mm^2 'ye düştüğü görülmektedir. İçten üst duvara takviye

atılarak azaltılmaya çalışılmıştır.



Şekil 4. 27. Üst duvarda 8 mm takviyeli anabom analiz sonuçları

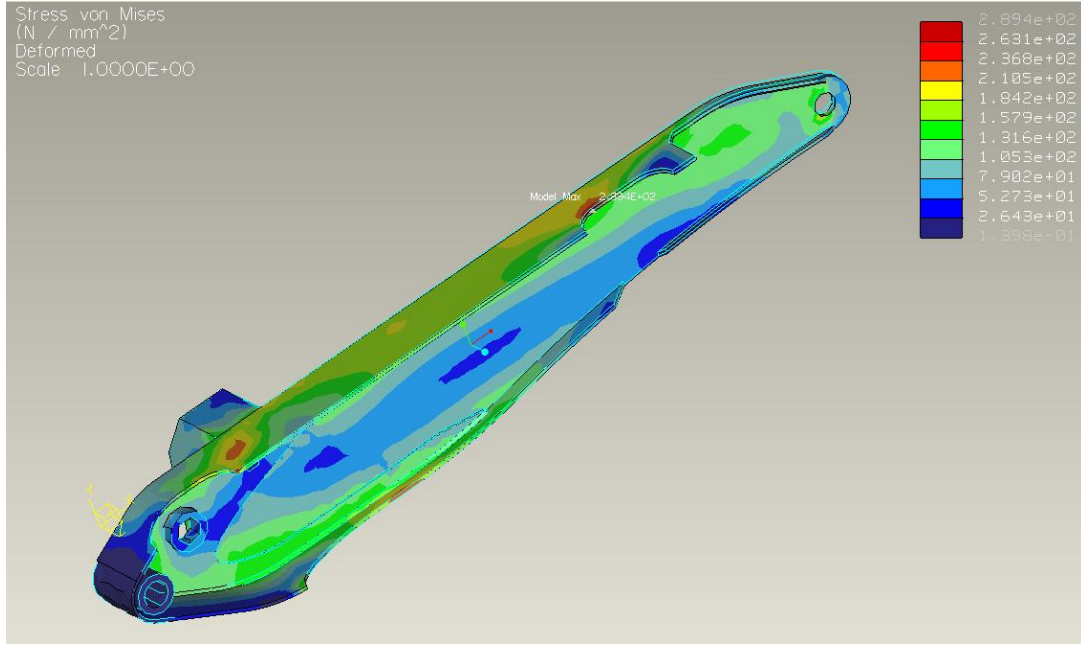
Max gerilme 242 N/mm^2 ye düşmüştür. Kaldırma silindir bağlantısı ön tarafına küçük bir takviye daha atılıp analiz tekrarlanırsa



Şekil 4. 28. Kaldırma sil bağlantısı yanında takviyeli anabom analiz sonuçları

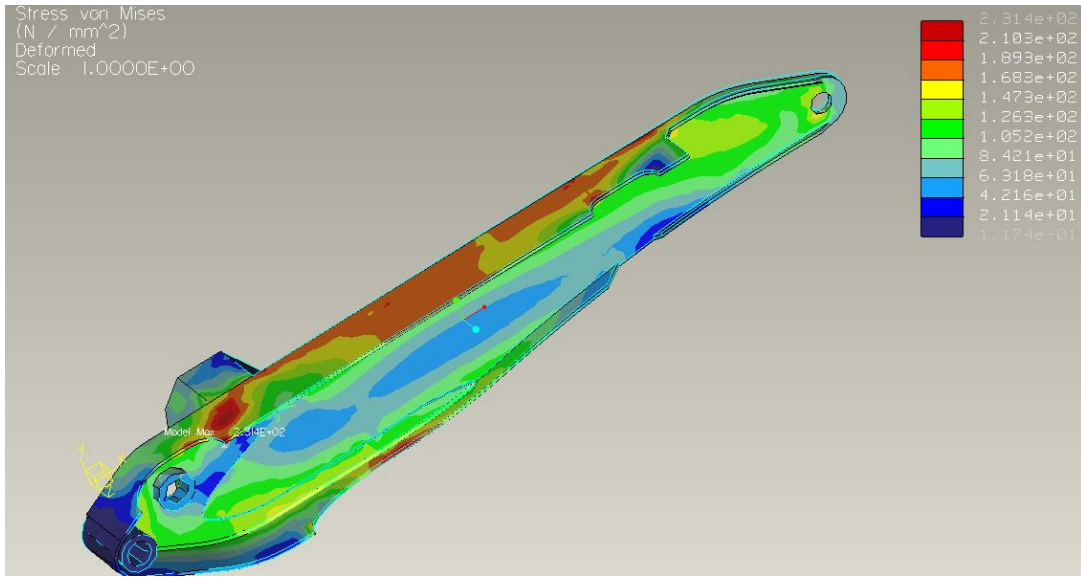
Max gerilme 230 N/mm^2 ye düşmüştür. Bu bizim için yeterlidir.

Kırma silindirinin rekorlarının bağlantısının yapılabilmesi için anabom üst duvarında boşaltmaların yapılması gerekmektedir. Bu gerilmelerin artmasına sebep olacaktır fakat yapılması zorunludur.



Şekil 4. 29. Üst duvar boşaltmalı anabom analiz sonuçları

Boşaltma çevresinde Max gerilme 289 N/mm^2 dir. Azaltmak için silindir in çalışmasına izin verecek şekilde küçültülecektir.



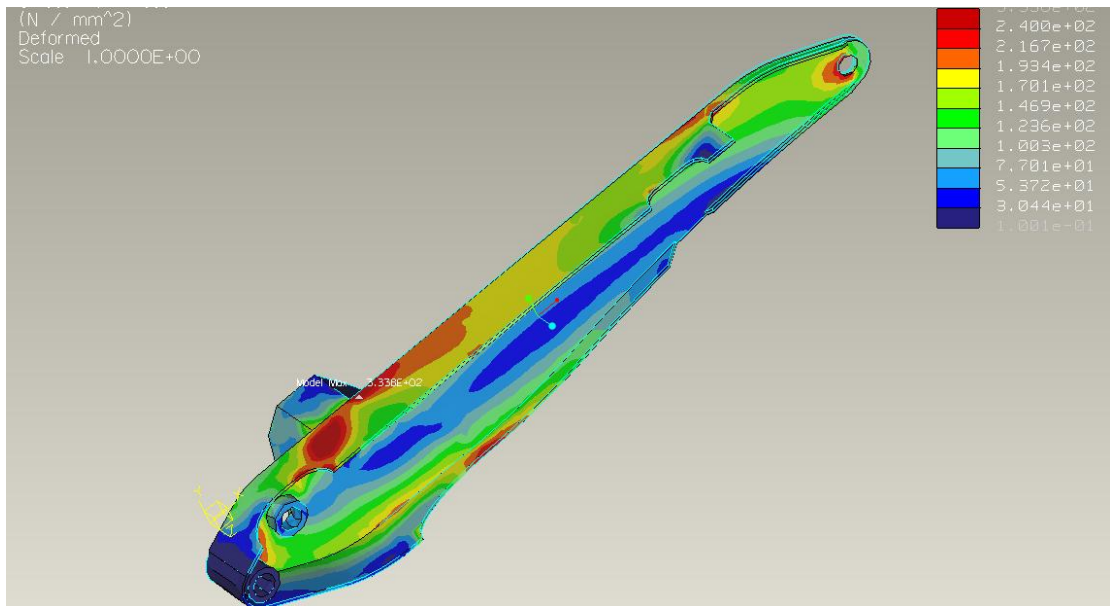
Şekil 4. 30. Boşaltmaları küçültülmüş anabom analiz sonuçları

Boşaltma çevresinde Max gerilme 231 N/mm^2 ye düşmüştür. Bu bizim için yeterlidir.

Birde takviyelerden kurtulmak ve işçiliği azaltmak için anabomun tamamı 10mm sacdan yapılırsa gerilme nasıl değişiyor ona bakalım

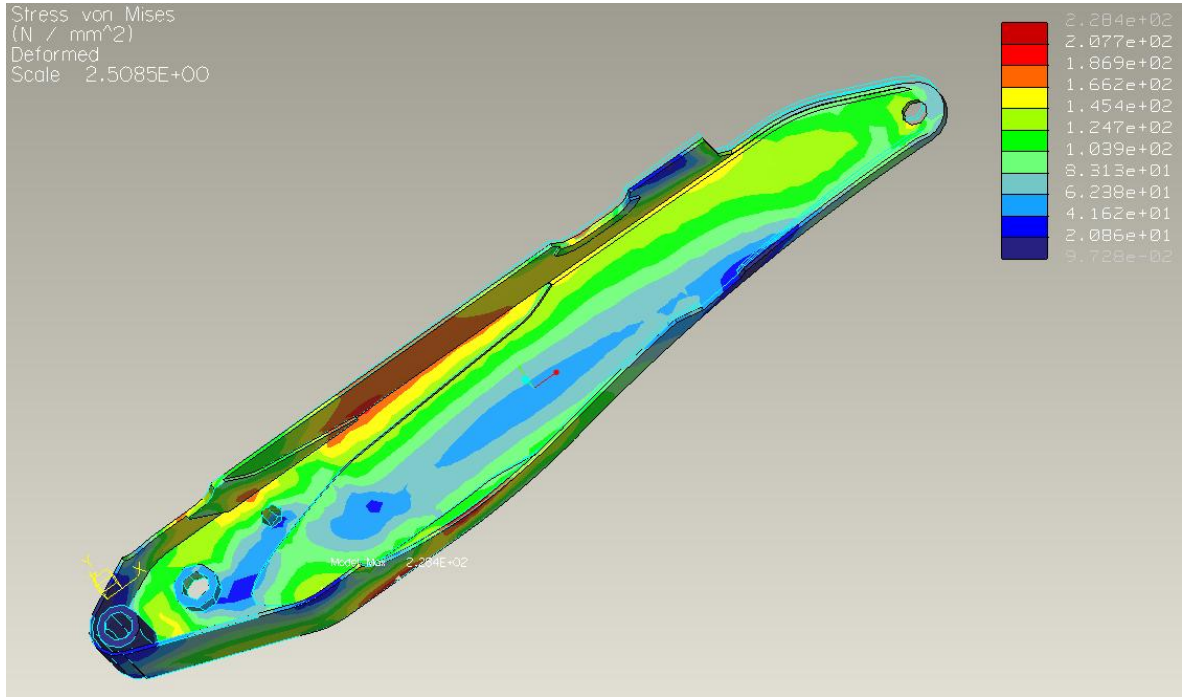
Yan duvarlar 8mm ve takviyeli Max gerilme 231 N/mm^2 , ağırlık: 300 kg

Tamamı 10 mm Max gerilme 333 N/mm^2 , ağırlık: 295 kg



Şekil 4. 31. Takviyesiz tamamı 10mm anabom analiz sonuçları

Gerilme deęerini dūřurmek için 10mm olan anaboma da takviye atılması gerekli olduęu için takviye atıldıęında iřçilik 8mm anabomla aynı fakat malzeme daha fazla olacaęı için 8 mm ve takviyeli olan anabom daha mantıklı seçimdir bu yūzden prototip űretimi için 8mm ve takviyeli olan anabom yapılacaktır. řekil 3.53.



şekil 4. 32. 8mm ve iç dış takviyeli anabom analiz sonuçları

Bořaltmalar kırma silindir baęlantılarına engel olamayacak řekilde ayarlandı gerilmeleri dūřurmek için de çevresine takviyeler atıldı. Max gerilme 228 N/mm² ye kadar dūřmūřtur.

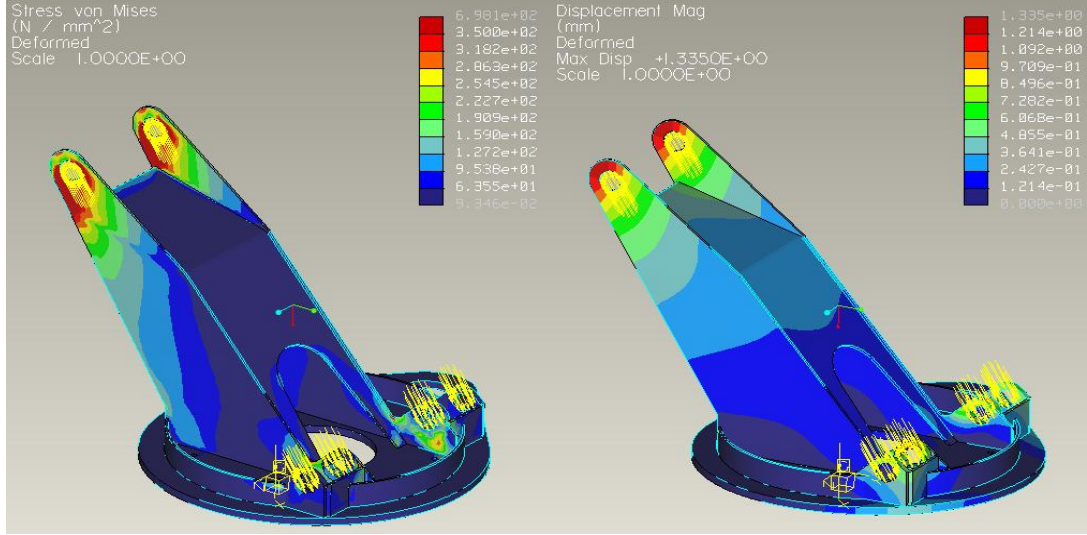
$$s = 350/228 = 1,54$$

4.4.3. Dikbom Grubunun Yapısal Analizi

Daha űnceki analizlerde yapıldığı gibi maksimum momentte elde edilen tepki kuvvetlerini programa aktararak gerekli sınır şartlarda sağlanarak analizi yapılmıştır. Analiz sonuçları Excel deki klasik hesaplarla karşılaştırılmıştır.

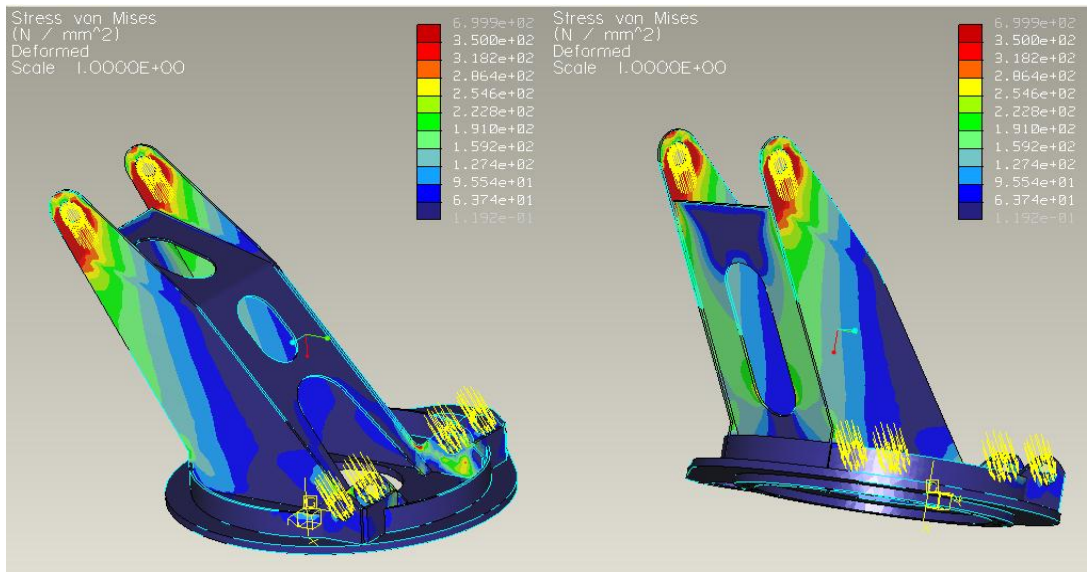
Aynı kapasitedeki kramayerli vinçler referans alınarak dikbomun armut hariç tūm

parçaları 8mm St 52-3 malzemeden ön dizayn edildi ve analizler bunun üzerinde gerçekleştirildi.



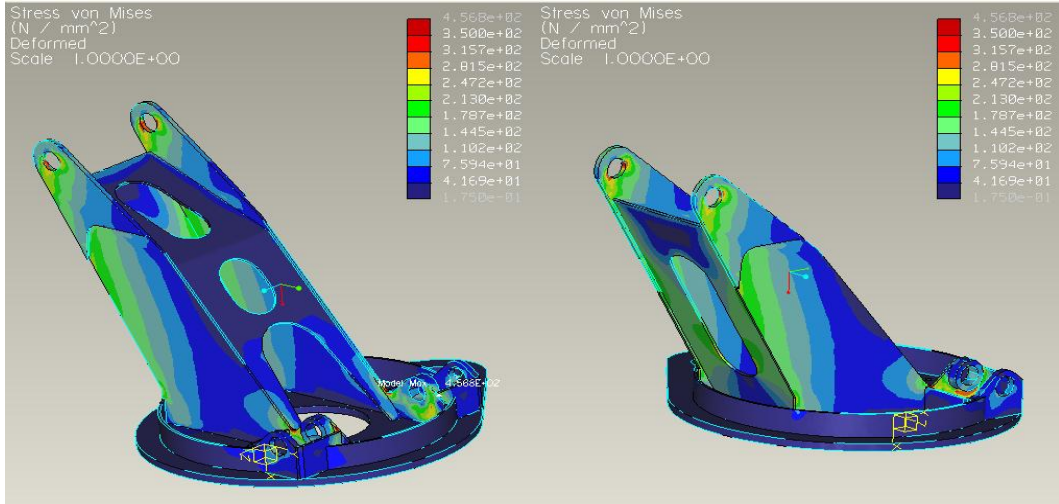
Şekil 4. 33. 8mm Dikbom analiz sonuçları

Görüldüğü gibi anabom-dikbom bağlantı kulağının olduğu yerde max gerilme ($698,1 \text{ N/mm}^2$) meydana gelmiştir. Buna karşın dikbom ara birleştirme parçalarında gerilme değeri çok düşük olduğu için mukavemetini düşürmemek kaydıyla ağırlıkta ve doğal olarak ta maliyetlerde azaltma amacıyla bu parçaların içlerinde kısmi boşaltmalar yapıldı.



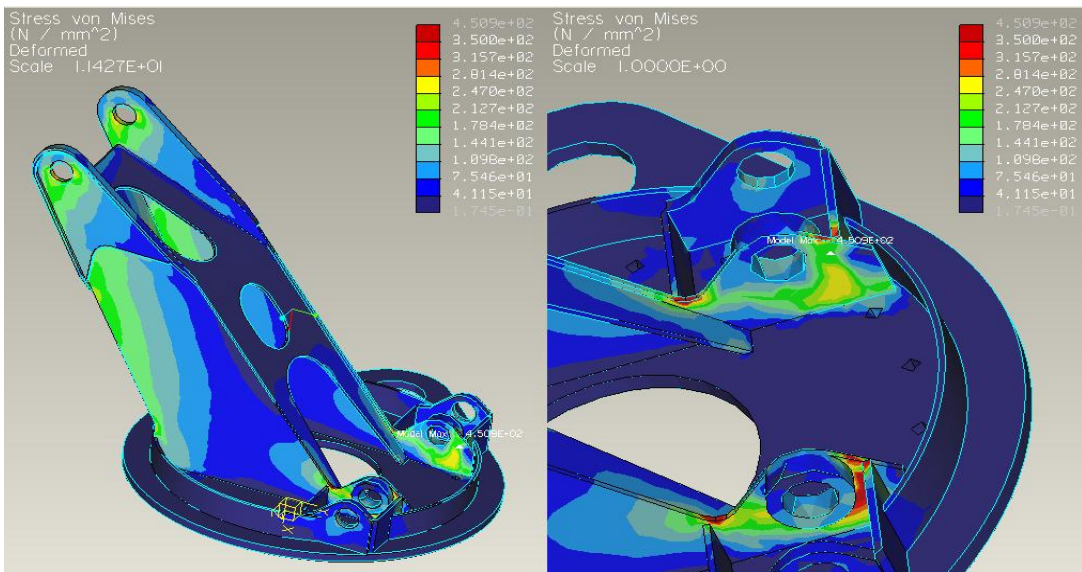
Şekil 4. 34. Ara parçalar boşaltmalı dikbom analiz sonuçları

Dikbom ara parçaları şekildeki gibi boşaltıldığı halde boşaltma ve etrafında gerilme değeri 220 N/mm^2 yi geçmemiştir. Fakat anabom-dikbom bağlantı kulağının olduğu yerde gerilme hala $698,1 \text{ N/mm}^2$ dir. Bu kısma gerilmeyi azaltma maksatlı 8mm takviye atılıp analiz tekrarlanmıştır.



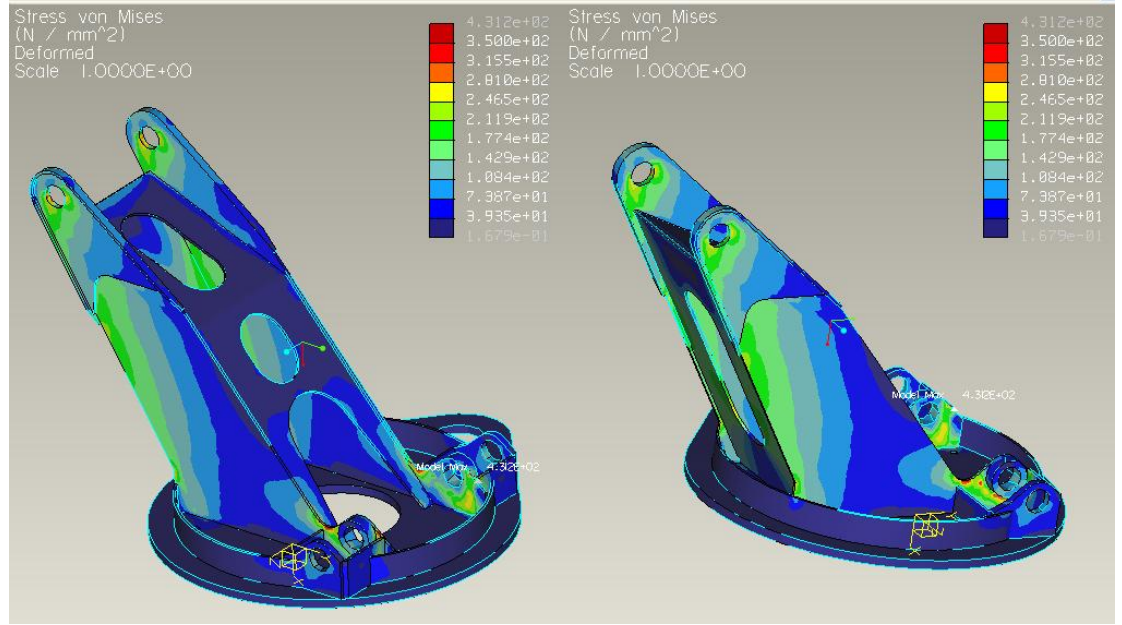
Şekil 4. 35. Anabom-dikbom bağlantı kulağı dış takviyeli analiz sonuçları

Dikbom anabom bağlantı pernosunun takıldığı dikbom kulağının gerilmesi 456 N/mm^2 ye düşmüştür ama yeterli değildir. Azaltma maksatlı olarak aşağıda gösterildiği gibi 8mm takviye laması çevrilip analiz tekrarlanmıştır.



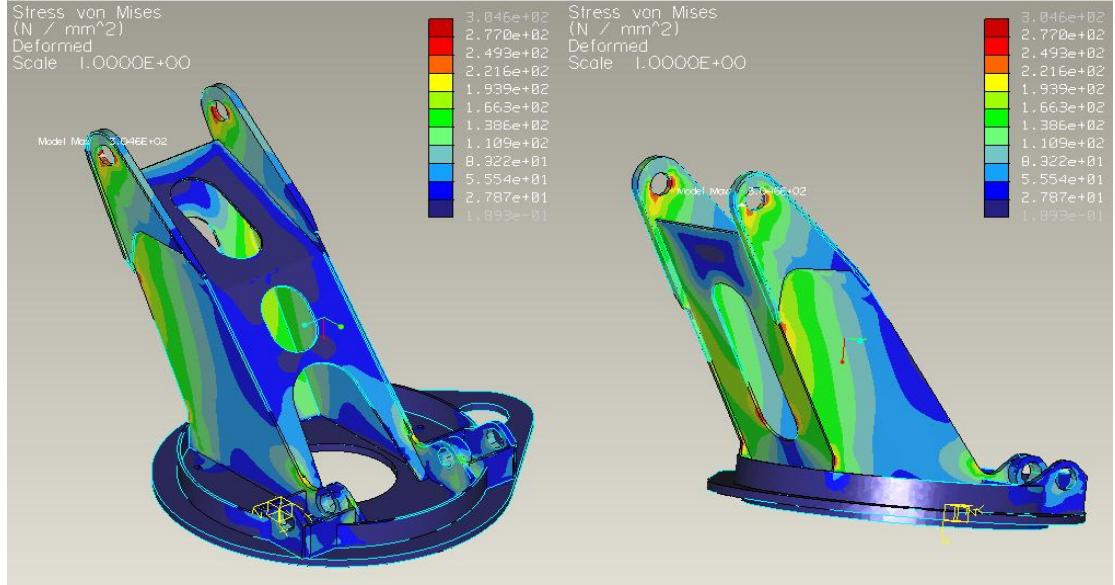
Şekil 4. 36. 8mm takviye lamalı dikbom analiz sonuçları

Atılan lama sayesinde bağlantı kulağının bulunduğu yerde gerilme değeri 280 N/mm^2 'nin altına düşmüştür. Fakat kaldırma sil bağlantısının dikbom yan duvar tarafında gerilme değeri görüldüğü gibi gerilme $450,9 \text{ N/mm}^2$ olmuştur, gerilmeyi azaltmak için bu kısımadaki radius kaldırma silindirin kapanmasına engel olmayacak şekilde büyütülecek yetersiz kalırsa takviye atılacaktır.



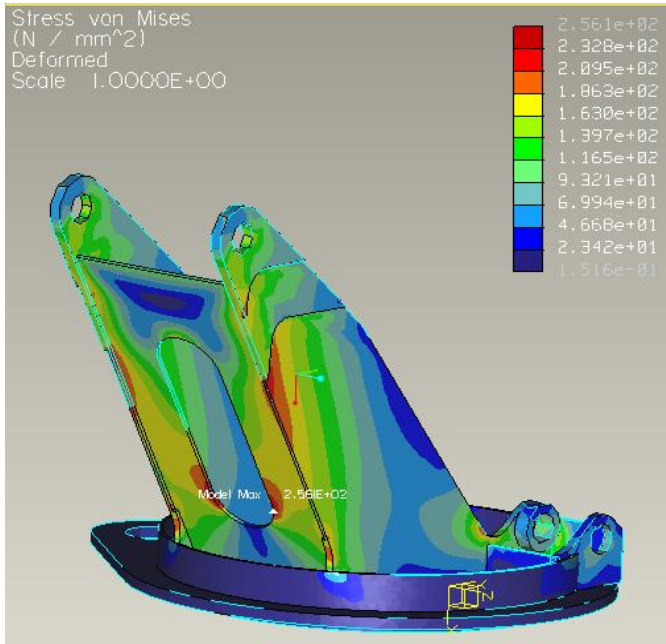
Şekil 4. 37. Kaldırma silindir bağ. kulağı radiusu büyütülmüş analiz sonuçları

Radiusun büyütülmesiyle gerilme değeri 431 N/mm^2 'ye düşürmüştür, yalnız bu yeterli değildir. Konstrüksiyon değiştirilemeyeceği için kulak iç kısmına 8mm takviye atılması gerekmektedir.



Şekil 4. 38. Kaldırma sil. Bağ. kulağı iç kısmı 8mm takviyeli analiz sonuçları

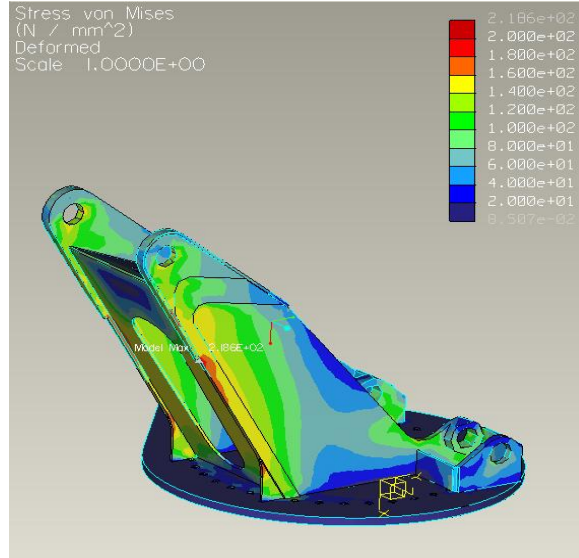
Kaldırma silindiri bağlantısı içi tarafına atılan takviye sayesinde 431 N/mm^2 olan gerilme değeri 224 N/mm^2 ye kadar düşmüştür. Buda bizim için yeterlidir. Yalnız anabom bağlantı pernosunun bulunduğu yerde gerilme 304 N/mm^2 nin altına düşmemiştir. Bunu azalmak için dış takviye çemberi iptal edilip yan takviye atılacaktır.



Şekil 4. 39. Anabom bağ. kulak takviyesi üzerinde 8mm takviyeli analiz sonuçları

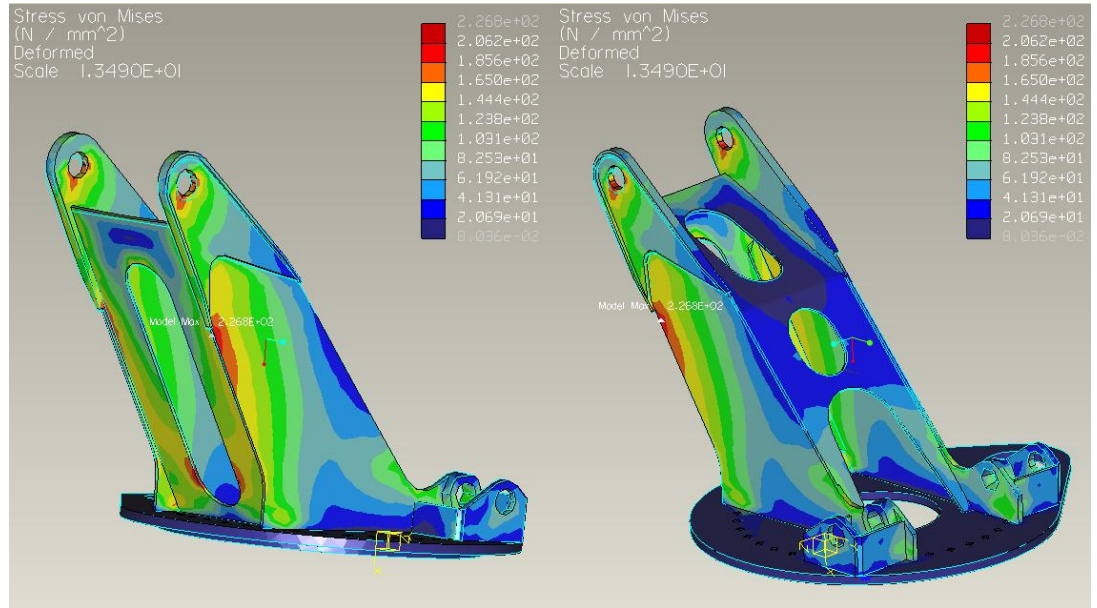
Takviye atılmasıyla maksimum gerilme boşaltmanın etrafına kaymıştır (256 N/mm^2). Gerilmeyi azalmak için dikbom yan duvarına aşağıdaki gibi 8mm bir takviye daha atılacaktır.

Ayrıca armut takviye çemberinde gerilme yüksek olmadığı için bu parçada yokmuş gibi analiz yapılacaktır.



Şekil 4. 40. Takviye çembersiz yan takviyeli dikbom analiz sonuçları

Gerilme 218 N/m^2 ye düşmüştür. İşçiliği azaltmak için dikbom anabom bağlantısına atılan takviyelerden birini iptal edip diğerinin kalınlığı artırılacaktır. Ayrıca anabom arkasında bulunan takviyeler estetik görüntü açısından içeri alınacaktır.

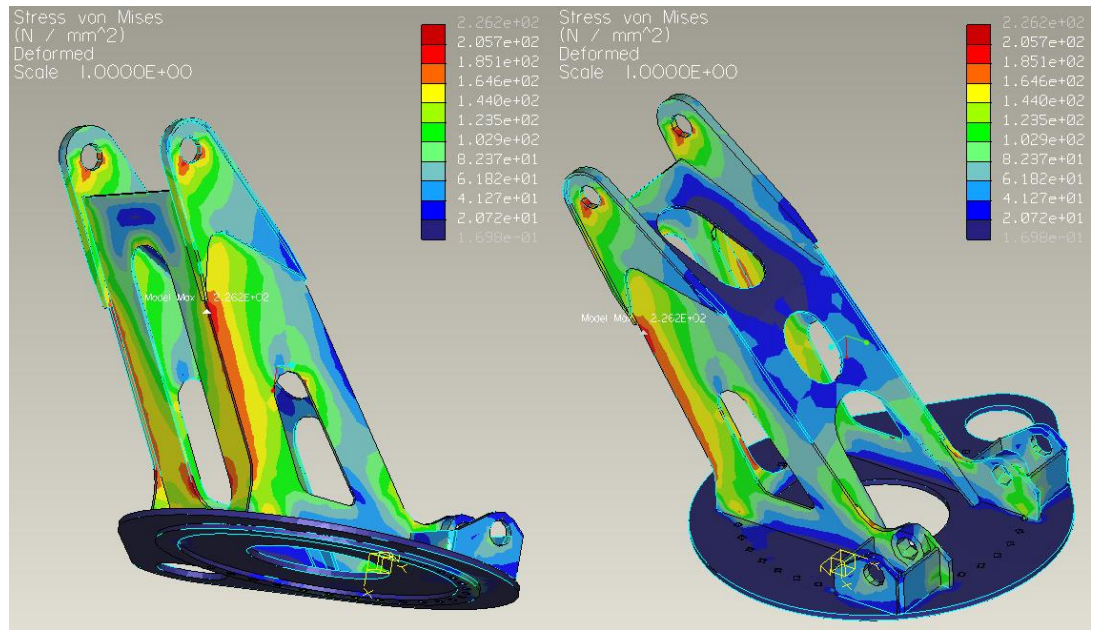


Şekil 4. 41. Yan duvardaki takviye içeri alındığında analiz sonuçları

Gerilme 226 N/mm^2 olmuştur buda dikbom malzemesi olan St 52-3 (350 N/mm^2) için kabul edilebilir gerilme değeridir.

$$s : 350/226 = 1,548$$

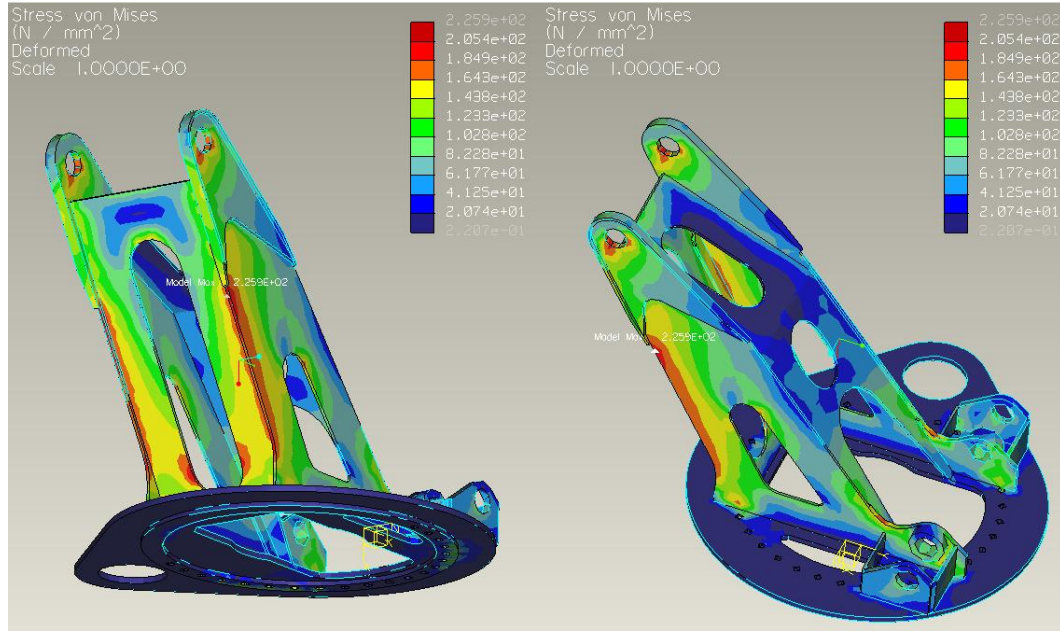
Dikbom yan duvarının orta kesimlerinde gerilme çok az olduğu için buraya da boşaltma açılarak analiz tekrarlandı.



Şekil 4. 42. Yan duvar boşaltmalı dikbom analiz sonuçları

Görüldüğü gibi gerilme 226 N/mm^2 aynı kalmıştır, bu boşaltmanın gerilmeyi artırma yönünde hiçbir eğilimi olmamıştır.

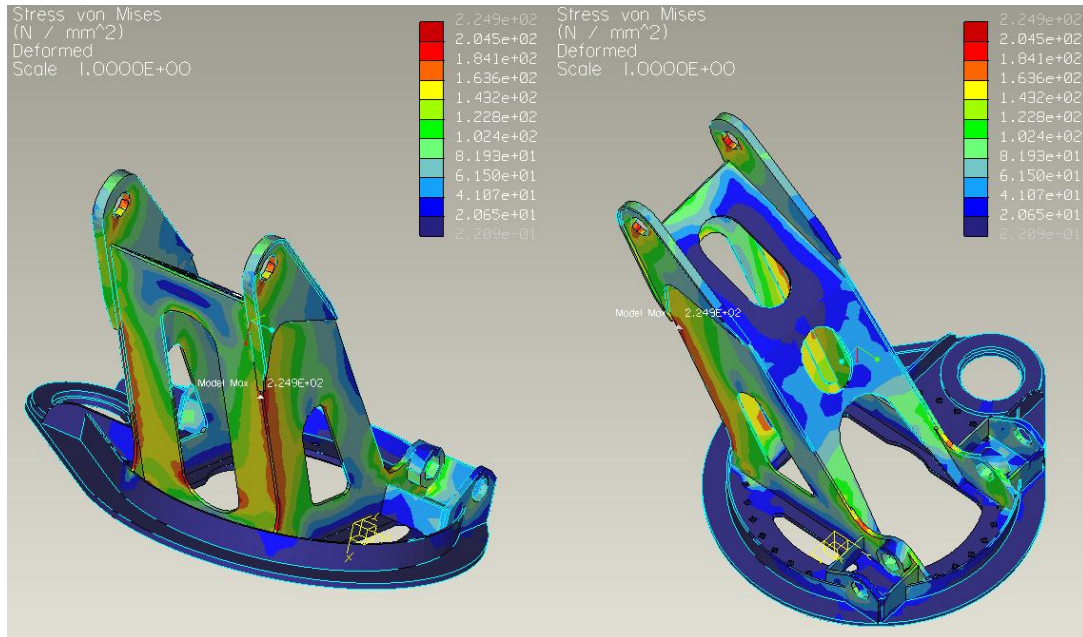
Aynı şekilde armut denilen parça üzerinde fazla bir gerilme olmadığı için kalınlığı 25mm 'den 16mm 'ye çember üst dairesi de 20mm 'den 12mm 'ye düşürüp içerisine boşaltmalar yapılarak analiz tekrarlanacak. Gerilme değerlerine göre kalınlıklarda oynamalar yapılacaktır.



Şekil 4. 43. İnceltilmiş ve boşaltması artırılmış armutlu analiz sonuçları

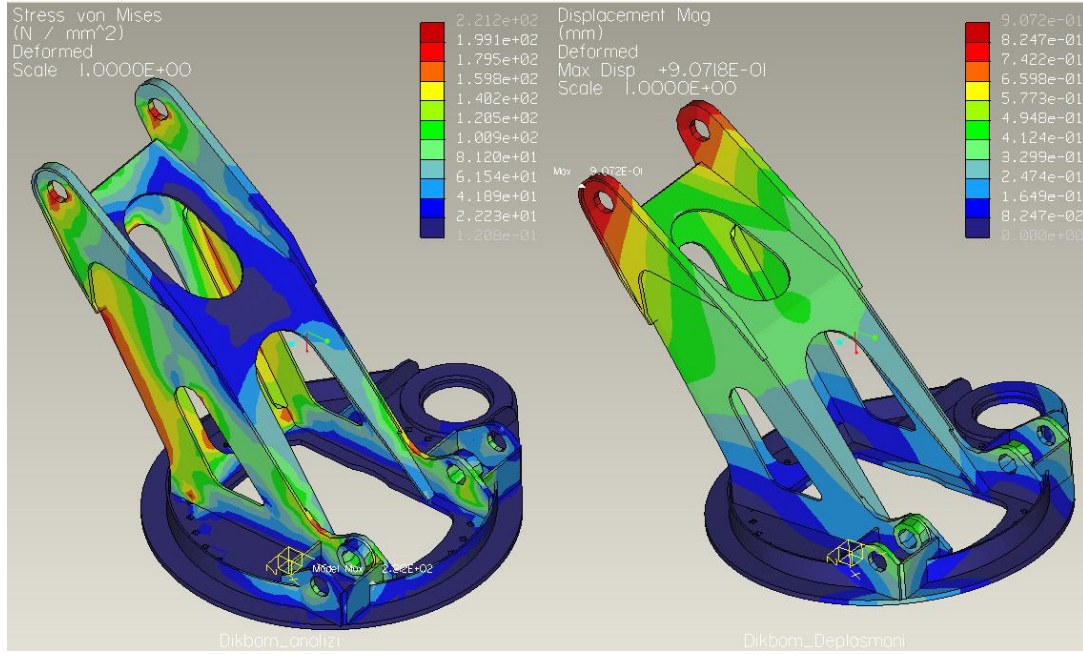
Böylece dikbom 272kg dan 199kg'a düşmüştür ve gerilme değerinde de bir artış aksine 226 N/m^2 'den 225 N/m^2 'ye düşmüştür.

Redüktörün bağlanabilmesi için redüktör yerinin ayarlanması gerekir. Kasıntıları önlemek için gönyeler atılacaktır. Ayrıca estetik açıdan dikbom bağlantı civatalarının görünmemesi estetik açıdan 6mm sacdan takviye çemberi atılacaktır.



Şekil 4. 44. Redüktör gönyeli ve 6mm armut takviyeli analiz sonuçları

Maksimum gerilmenin 224,9 N/mm² olmuştur. Ön ara birleştirmede gerilme fazla olmadığı için hem kesim işçiliğinden hemde malzemedan kazanma amaçlı olarak boşaltma sayısı ikiye düşürülecek ve boşaltmalar büyütülecektir. Boşaltma büyüyünce dikbom hafifleyecek hem de bu boşaltmadan başka bir parça kesilmesi daha kolay olacaktır.



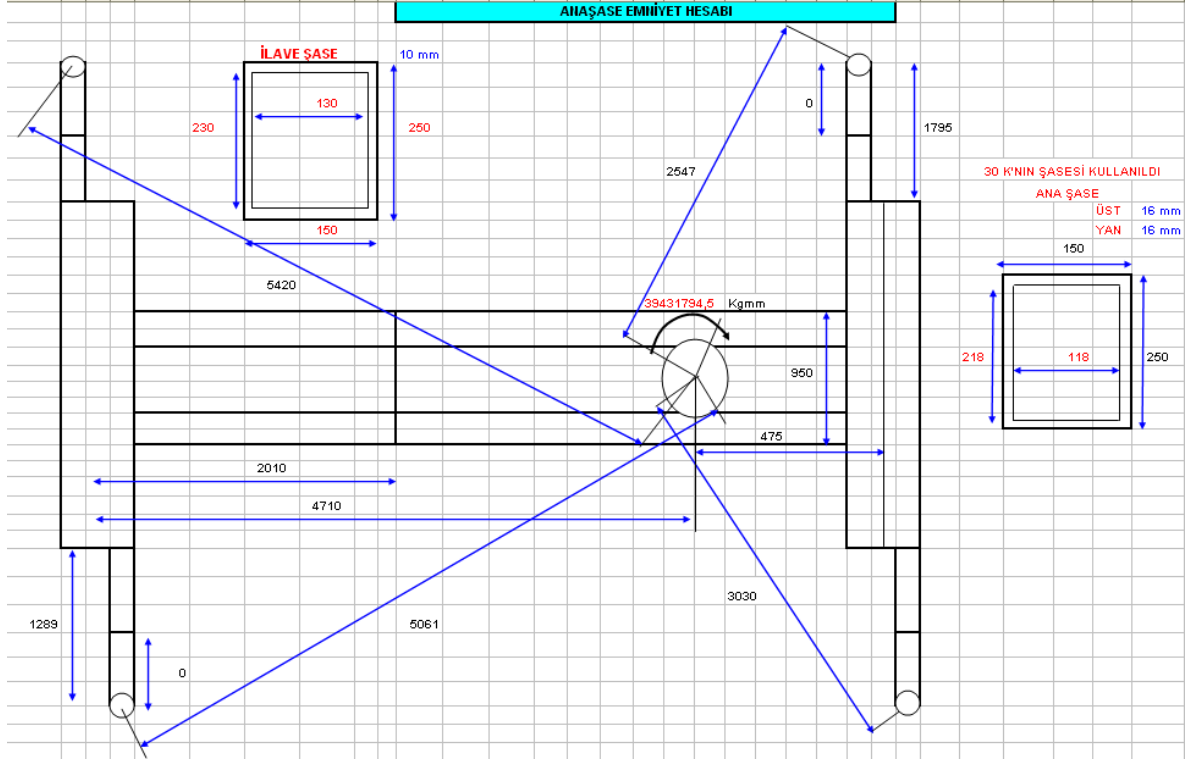
Şekil 4. 45. Ön duvar boşaltması teke düşürülmüş dikbom analiz sonuçları

Böylece dikbom gerilme değeri 224 N/mm²'den 221 N/mm²'ye düşmüştür. Elastik deformasyon dikbom anabom bağlantı noktasında max 0,9 mm olmuştur.

$$s = 350 / 221 = 1,584$$

Kabul edilebilir değerlerdir dikbom bu şekilde imal edilecektir.

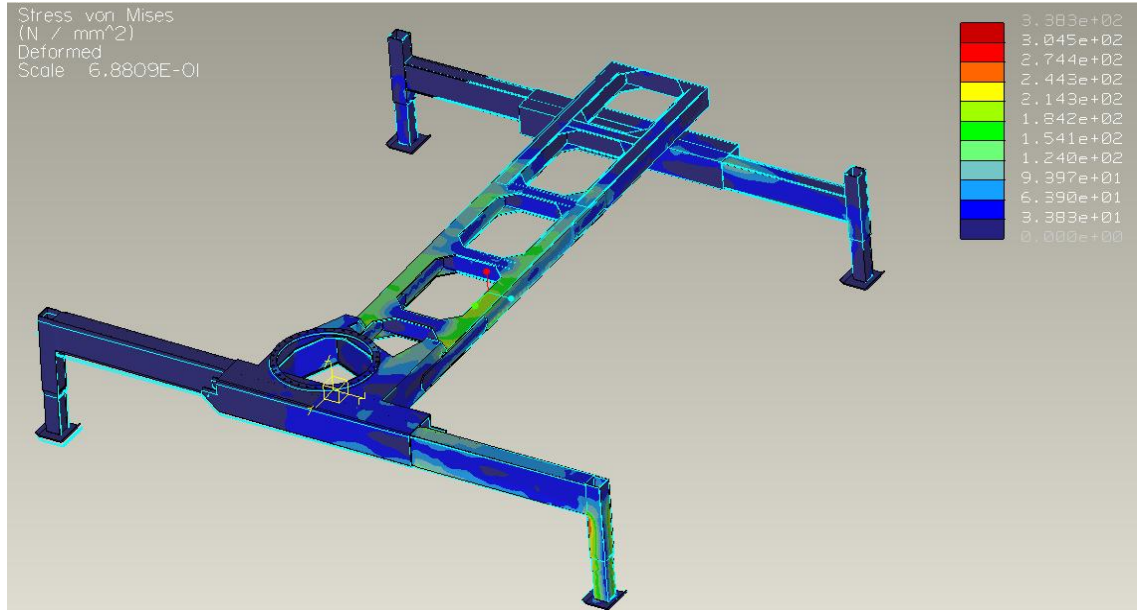
4.4.4. Ana şase Grubunun Yapısal Analizi



Şekil 4. 46. Mevcut 30 K tipindeki vincin ana şase kesitleri

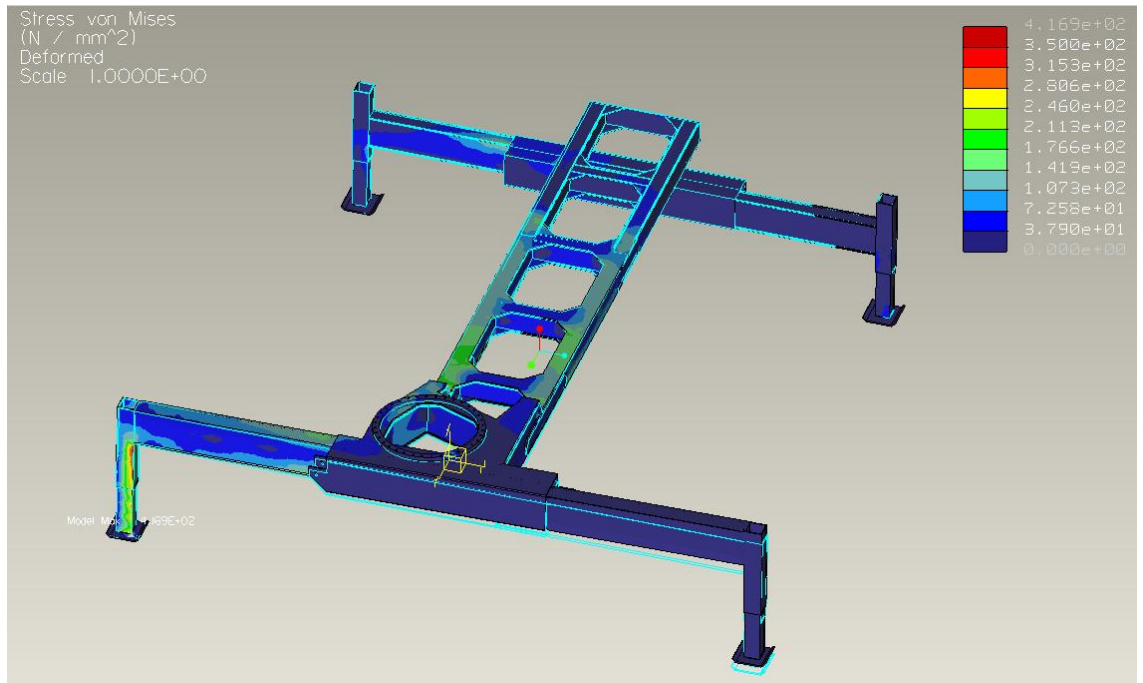
Aynı kapasitedeki kramayerli vincin şase kesitleri ve malzemesi (St52-3, $\sigma_{AK} = 350 \text{ N/mm}^2$) kullanılarak modellenen şaseye Excel hesaplarında sistemin son mekanikte kaldırdığı yüke göre toplam momentten elde edilen tepki kuvvetleri ve momentlerine göre çeşitli konumlarda analizleri yapılmış ve en uygun kesitteki şase elde edilmiştir.. Excel hesaplarıyla karşılaştırmalar yapılmıştır..

Vincin çalışma konumu Ana şase üzerindeki zorlamanın değişken olmasına sebep olmaktadır. Analizlerin yapılabilmesi için büyük zorlamanın hangi konumda olduğunun tespit edilmesi gerekmektedir. Bunun için ilk olarak vincin tüm çalışma konumlarında son mekanikten aldığı maksimum yüke göre analizleri yapılmıştır. Hangi konumda analizlerin yapılacağı böylece tespit edilmiştir..



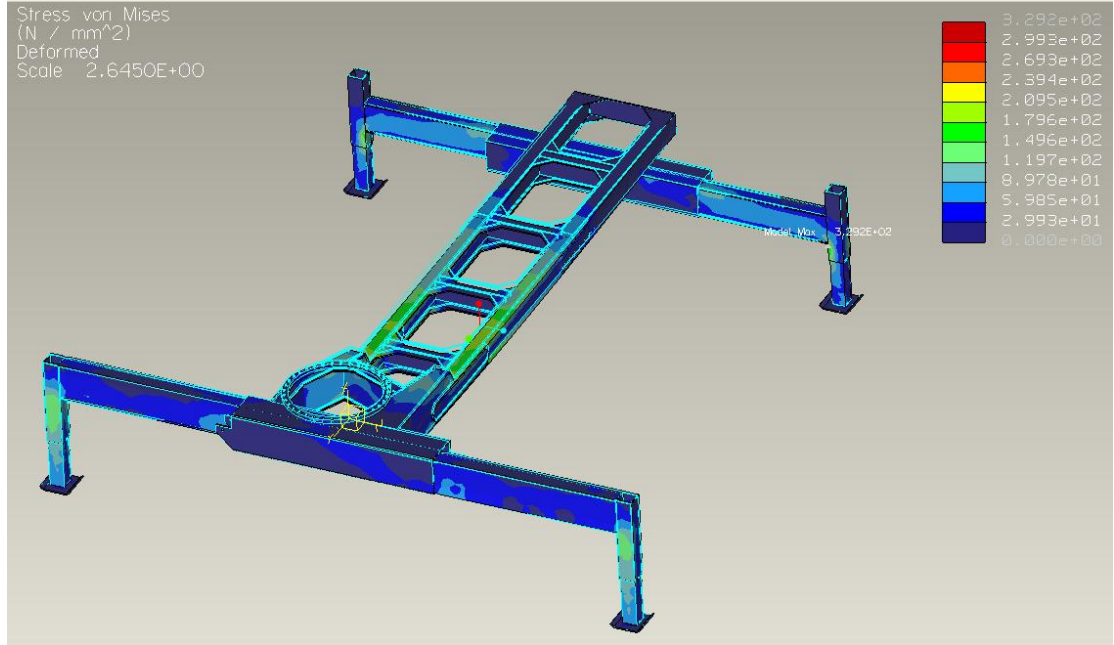
Şekil 4. 47. Yüken sağ çaprazdan alındığı düşünülerek şase analizi

Max gerilme 338 N/mm² çıkmıştır.



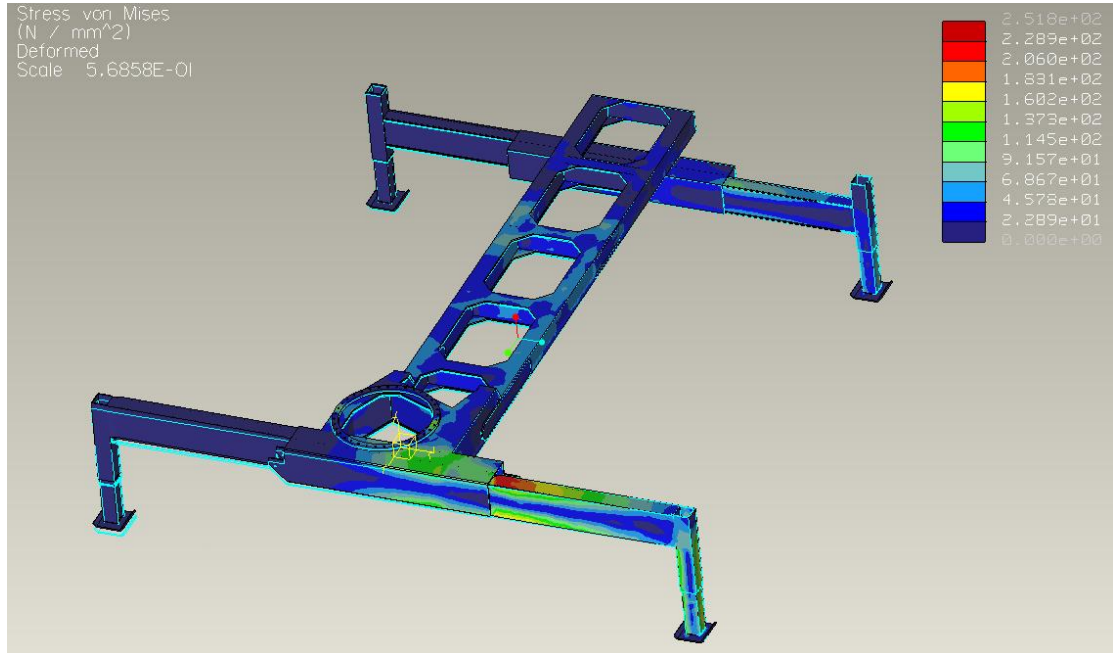
Şekil 4. 48. Yüken sol çaprazdan alındığı düşünülerek şase analizi

Max gerilme 416 N/mm² çıkmıştır.



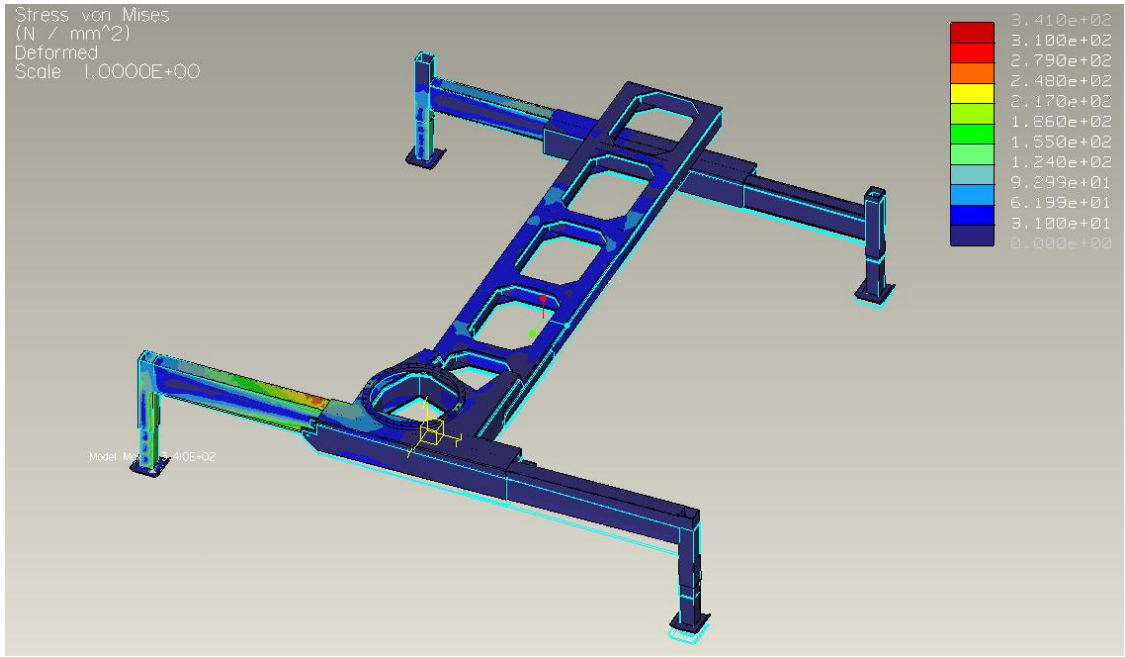
Şekil 4. 49. Yüken tam arkadan alındığı düşünülerek şase analizi

Max gerilme 329 N/mm² çıkmıştır.



Şekil 4. 50. Yüken sağ yandan alındığı düşünülerek şase analizi

Max gerilme 251 N/mm² çıkmıştır.



Şekil 4. 51. Yükün sol yandan alındığı düşünülerek şase analizi

Max gerilme 341 N/mm^2 çıkmıştır.

Analiz sonuçlarına bakıldığında ayaklar hariç Şasede oluşan max gerilmeler sırayla

Yük sağ çaprazdan alındığında: 237 N/mm^2

Yük sol çaprazdan alındığında: 264 N/mm^2

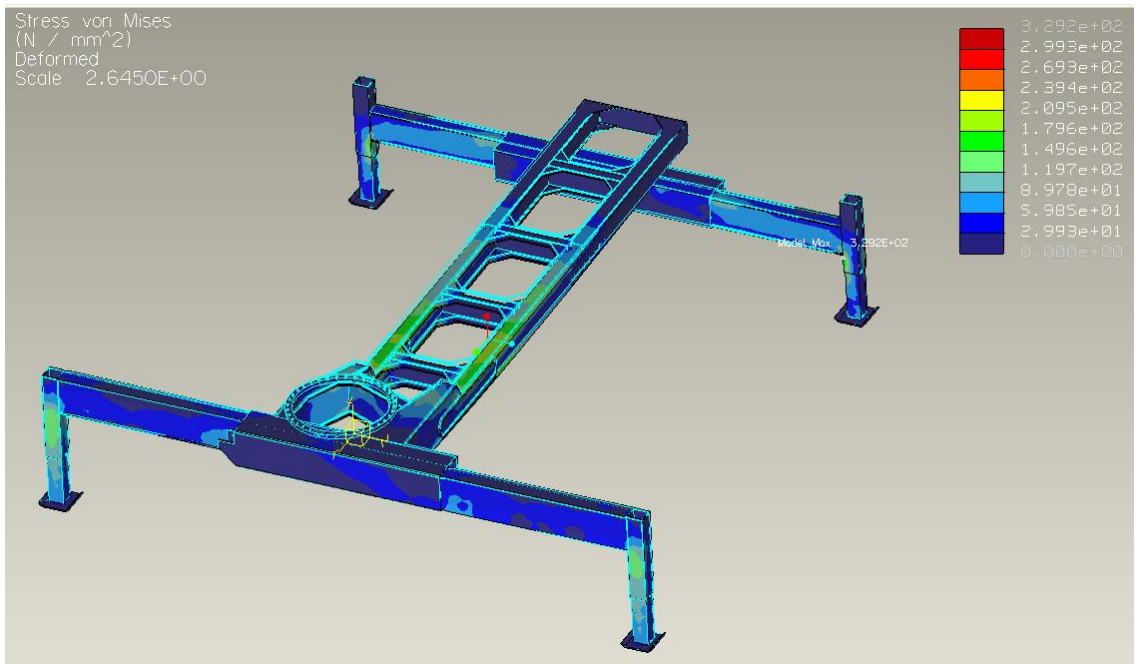
Yük sağ yandan alındığında : 251 N/mm^2

Yük sol yandan alındığında : 168 N/mm^2

Yük tam arkadan alındığında : 278 N/mm^2 olduğu görülmüştür.

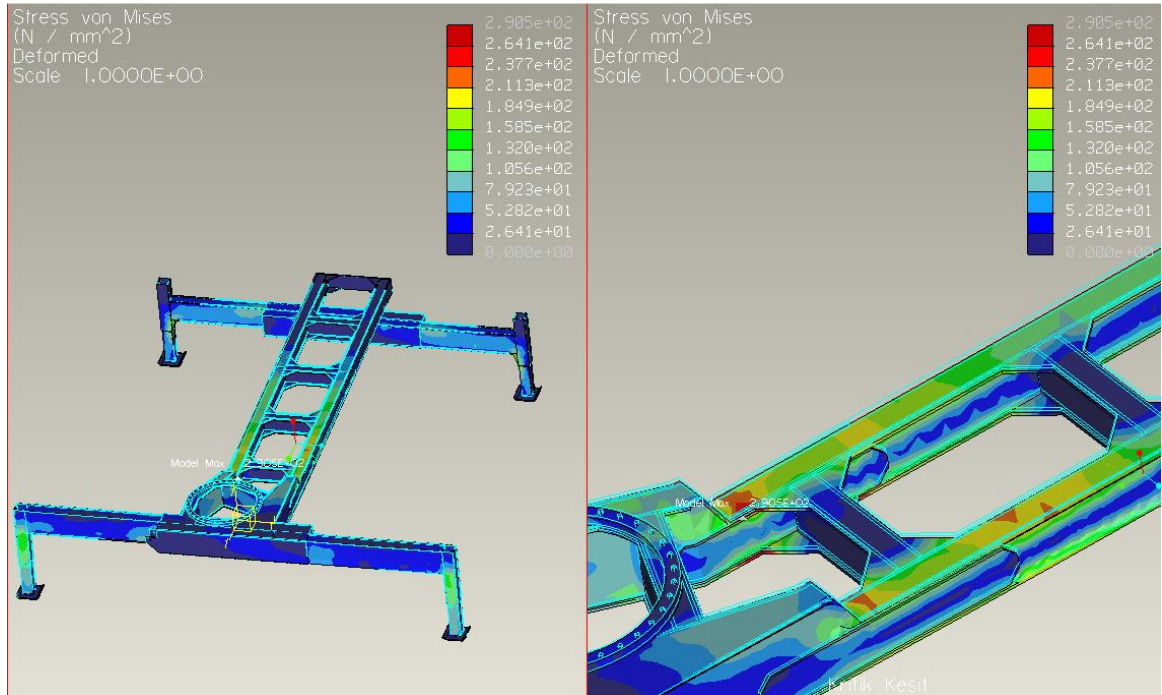
İyileştirme çalışmaları yük arkadan alındığındaki şase gerilmelerine göre yapılacaktır. Max momentte kaldırdığın yükte şasenin hiçbir yerinde 350 N/mm^2 nin üzerinde bir gerilme olmaması gerekir.

Ön dizaynda aynı kapasitedeki 30 K tipindeki vincin şase kesitleri kullanılacaktır. Ana şasenin yan duvarları ara traversler dahil, 14mm üst- alt duvarları 14mm, yan duvarlar ise 12mm St 52–3 sac malzemedendir.



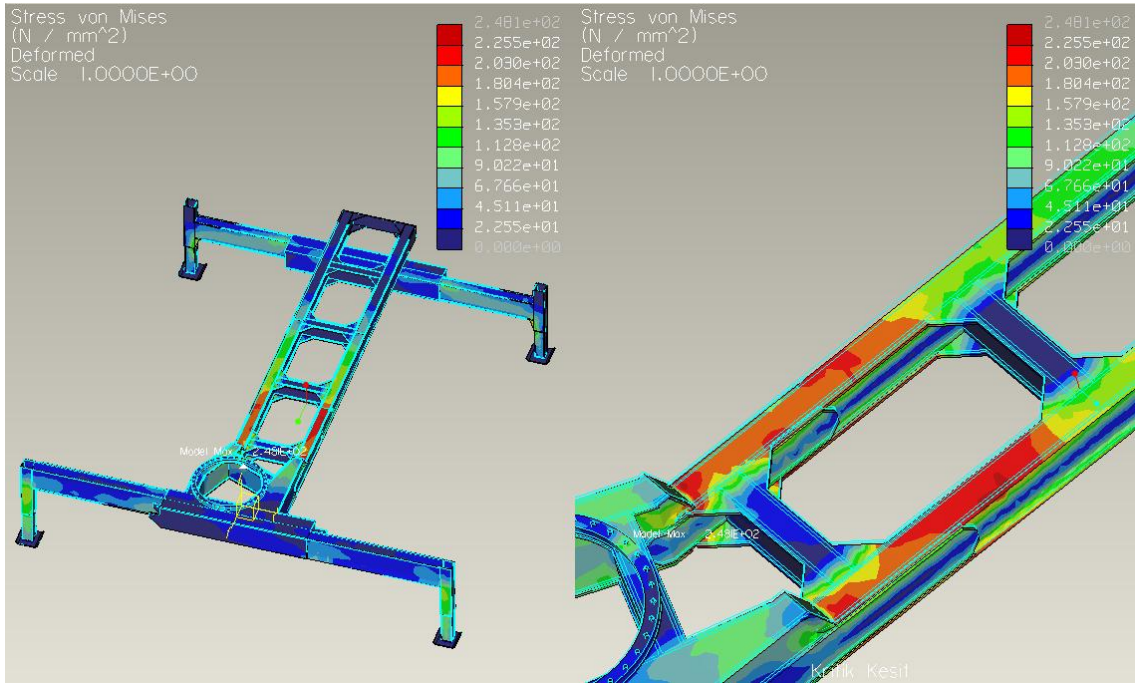
Şekil 4. 52. Alt-üst duvar 14mm, yan duvarlar 12mm şase analiz sonuçları

Gerilmeler çok küçük olduğu için malzeme kalınlıklarını tüm 14mm olan parçalar 12mm olarak değiştirilerek analiz tekrar yapıldı.



Şekil 4. 53. Tüm parçalar 12mm şase analiz sonuçları

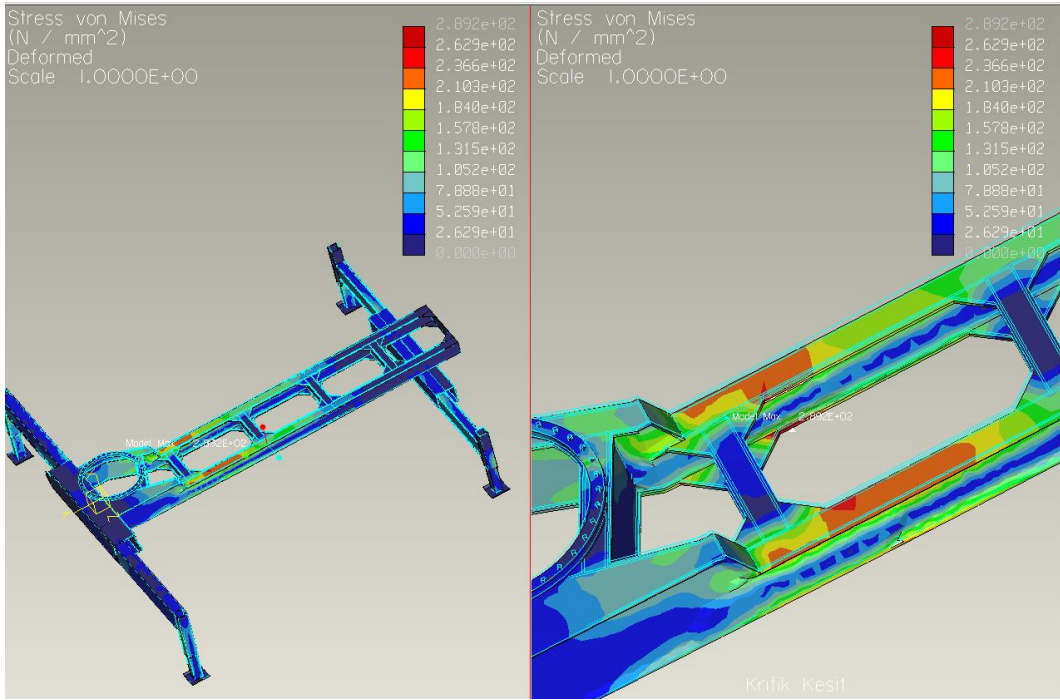
Kritik yerdeki gerilme 290 N/mm^2 değerindedir. Ara travesti gerilmenin yoğun olduğu yere doğru kaydırıp değişimine bakalım. Ayrıca traverslerde gerilme az olduğu için kalınlıklarını düşürebiliriz.



Şekil 4. 54. Ara travers kaydırılmış şase analiz sonuçları

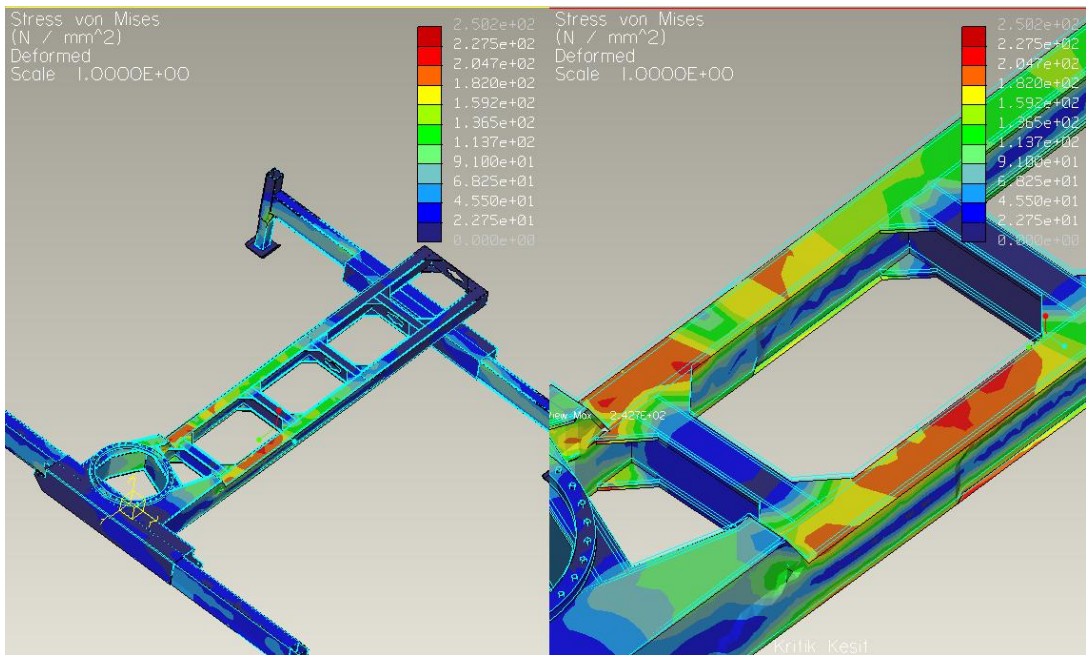
Kritik yerdeki gerilme 248 N/mm^2 ye düşmüştür.

Gerilmeleri azaltma maksatlı olarak Travers çember dişlinin merkezine biraz daha yanaştırılacak, traversler üzerinde gerilme fazla olmadığı için yan duvar kalınlıkları 12mm 'den 8mm 'e düşürülecek, şase birleşim yerlerine atılan takviyelerde bu kısımlarda gerilme değerlerinin düşük olması nedeniyle kısaltılacak, ayrıca kalınlığı 12mm 'den 10mm 'e düşürülecek ve sonuçlar irdelenecek.



Şekil 4. 55. Ara travers ve takviye kalınlıkları düşürülmüş şase analiz sonuçları

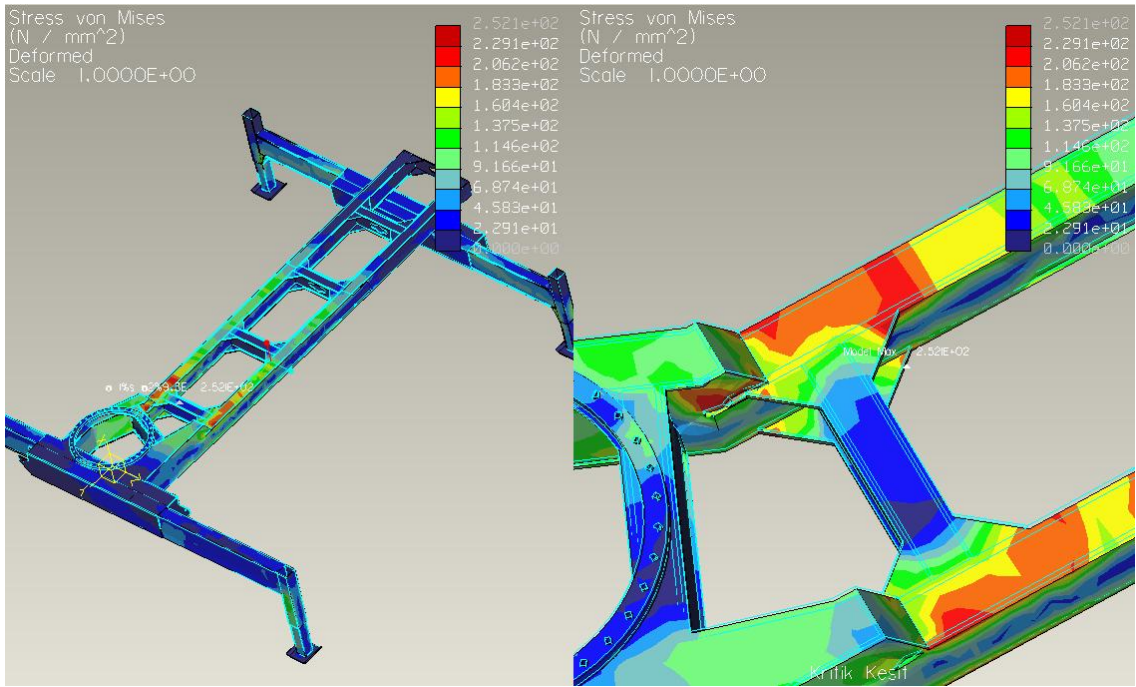
Kritik yerdeki gerilme 248 N/mm^2 'den 289 N/mm^2 'ye çıkmıştır. Buna karşılık sadece yapılan bu değişiklikle şase 2146 kg dan 2038 kg ' a düşmüştür. Travers biraz ileri alınıp tekrar analiz yapıldı ve sonuçlar incelendi.



Şekil 4. 56. Travers ileri ileriye kaydırılmış şase analiz sonuçları

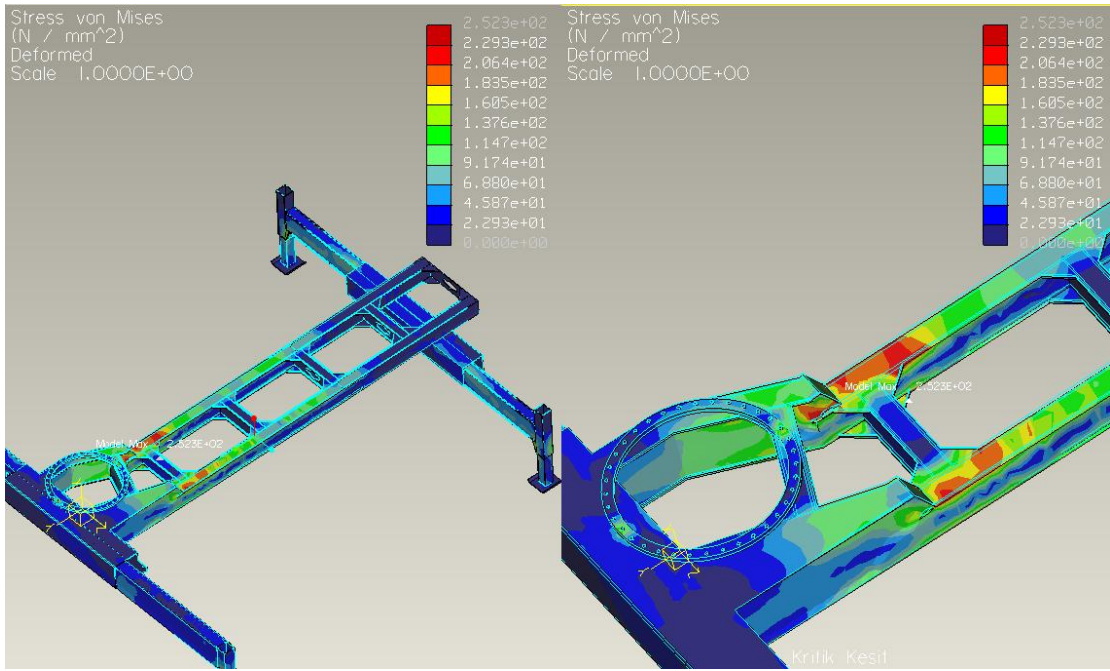
Görüldüğü gibi gerilme 289 N/mm^2 'den 250 N/mm^2 'ye düşmüştür.

Çember dişlinin altındaki kısım görüldüğü üzere şase arka kısmından daha yüksektir. Bunun nedeni ayak uzatma dış bomunun yüksek olmasıdır. Çember dişili oturacağı yüzeyin aynı seviyede olması gerekliliği nedeniyle şasenin bu kısmı diğer kısımlarına göre daha yüksektir. Bu kısmın yan duvar kalınlığı şase yan duvarının kalınlığıyla aynı 10mm, gerilme dağılımından da anlaşılabacağı gibi burada gerilme diğer kısımlara göre çok azdır. Bu yüzden yan duvar 10mm den 8 mm düşürülecektir. Alt-üst duvar ise 12mm olarak kalacaktır.



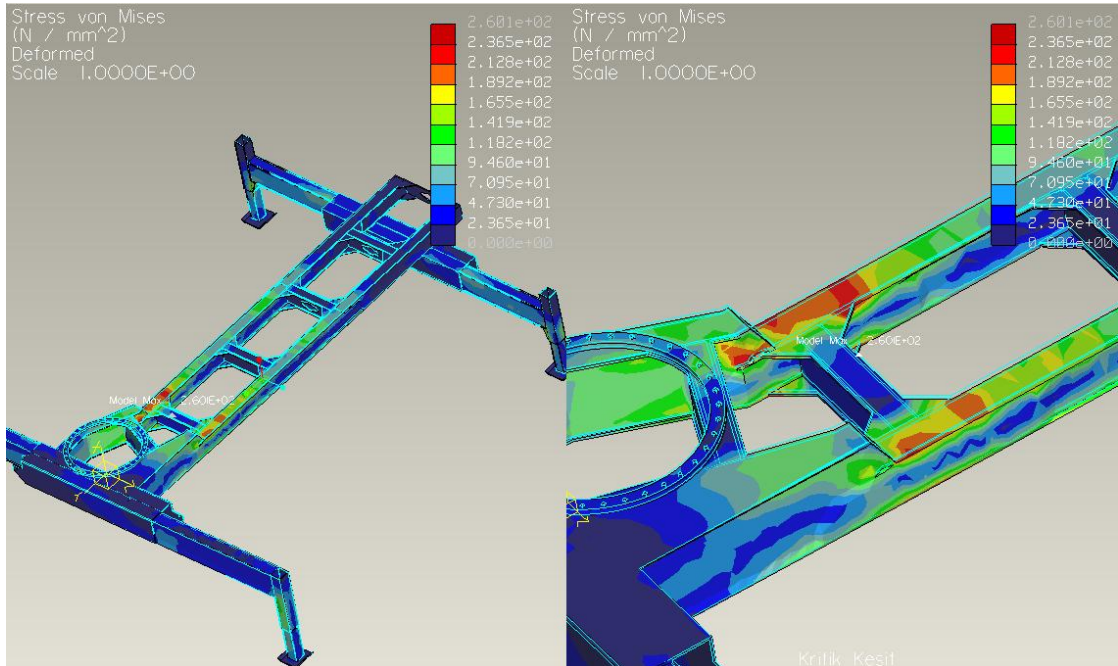
Şekil 4. 57. Dişli altı 8mm yan duvarlı şase analiz sonuçları

Malzeme kalınlığı 10mm den 8mm'e indirilmesine rağmen gerilme 252 N/mm^2 olmuştur. Çember altı dairesi 35mm den 25mm'e düşürülerek analiz tekrar edilmiştir.



Şekil 4. 58. Çember alt dairesi 25mm şase analiz sonuçları

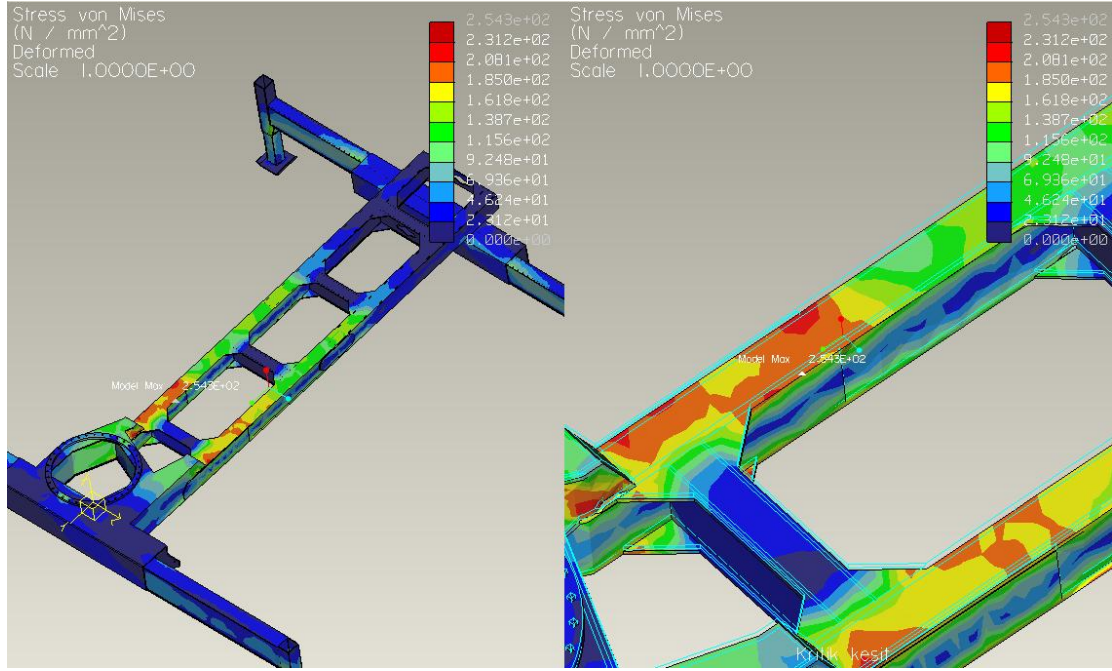
Gerilmede bir değişiklik olmazken daha az malzeme kullanıldı. Bu maliyetlere etki edecektir. Gördüğünüz üzere ara traverslerde de fazla bir gerilme olmadığı için üst-alt duvarların kalınlığı da 12mm den 8 mm ye düşürülmüş ve analiz tekrarlanmıştır.



Şekil 4. 59. Traverslerin tamamı 8mm şase analiz sonuçları

Gerilme değeri 260 N/mm² olarak görülmektedir.

Ara traverslerde ve çember altı yüksek şasesinin gerilmeleri çok az olduğu için çember altı şasesinin üst alt duvarı 12mm den 10mm'e düşürülerek analiz tekrarlanacaktır.



Şekil 4. 60. 10mm döner altı şase üst-alt duvarlı şase analiz sonuçları

Max gerilme değeri 254 N/mm² olarak görülmektedir. Bu değer bizim için yeterlidir.

KIRMABOM SİL BAĞ. X UZAKLIĞI	mm	Lx	415
KIRMABOM SİL BAĞ. Y UZAKLIĞI	mm	Ly	527
KIRMABOM KIRMA SİL. ACISI	DERECE	α	12,6
KIRMABOM TEPKİ KUV. X BİLEŞENİ	KG	F _{kx}	80146,12
KIRMABOM TEPKİ KUV. Y BİLEŞENİ	KG	F _{ky}	20325,68
ANABOM - KIRMABOM BAĞLANTI PERNOSU			
YÜZEY BASINCI KONTROLÜ			
Perno Malzemesi 1040	KG/mm ²	σ_k	54
Yatak Malzemesi SnBz14	KG/mm ²	σ_{ak}	17
Anabom Malzemesi St 52-3	KG/mm ²	σ_{ak}	35
Bronz Yüzey Basıncı	KG/mm ²	P	15,20
Anabom Kulak Yüzey Basıncı	KG/mm ²	P	30,40
Bronz Yatak Emniyeti		S	1,118
Anabom Kulak Emniyeti		S	1,151
Perno Emniyeti		S	1,776
KESME GERİLMESİ KONTROLÜ			
Kesme Kuvveti	KG	F _k	41341,67
Kesme Gerilmesi	KG/mm ²	τ_k	11,38
Perno Emniyeti		S	4,744
EĞİLME GERİLMESİ KONTROLÜ			
Perno Atalet Momenti	mm ⁴	I	1049555,84
Eğilme Momenti	KGmm	M	1240250,00
Eğilme Gerilmesi	KG/mm ²	σ_{eg}	40,18
Perno Emniyeti		S	1,344
ANABOM KULAK KONTROLÜ			
Çekme Kuvveti	KG	F _ç	82683,33
Kulak Minimum Kesit Alanı	mm ²	A	3607,8
Çekme Gerilmesi	KG/mm ²	$\sigma_{ç}$	11,46
Kulak Emniyeti		S	3,054

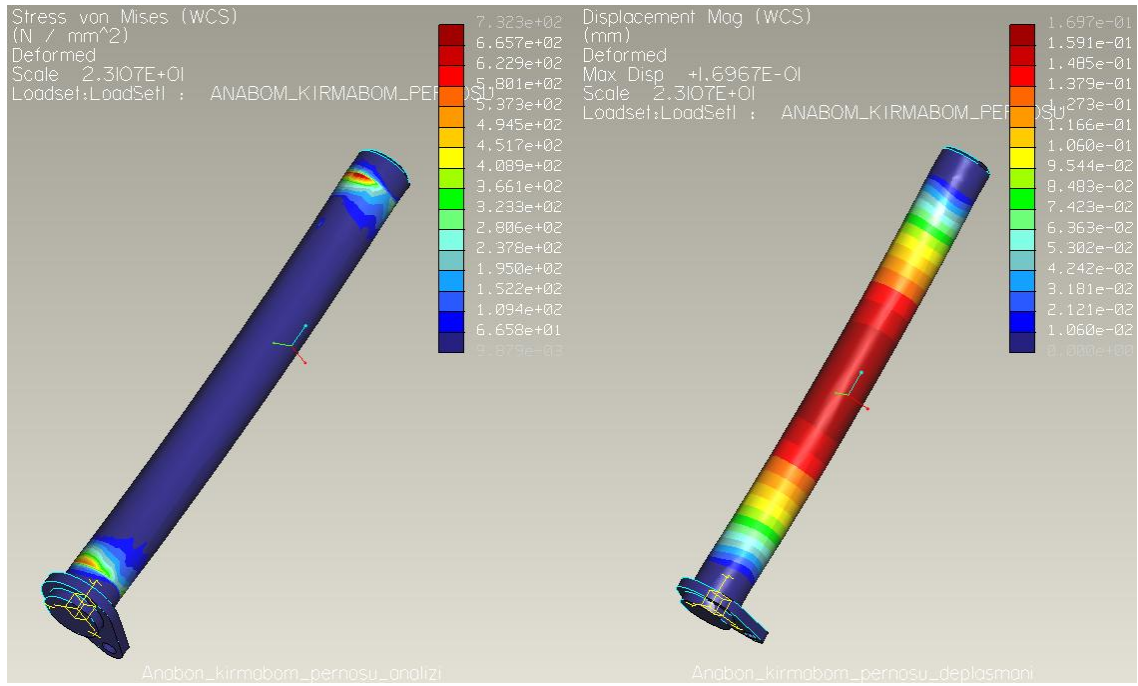
Görüldüğü gibi Tablo 3.9. da deneme yanılma yoluyla çapı Ø68 mm olarak tespit edilen pernonun

Kesmeye karşı emniyeti s: 4,744

Eğilmeye karşı emniyeti s:1,344 olarak bulunmuştur.

Bu değerleri referans alarak gerekli perno çapını Pro-engineer yoluyla tespit edildi.

Analiz sonuçları Ø40 mm

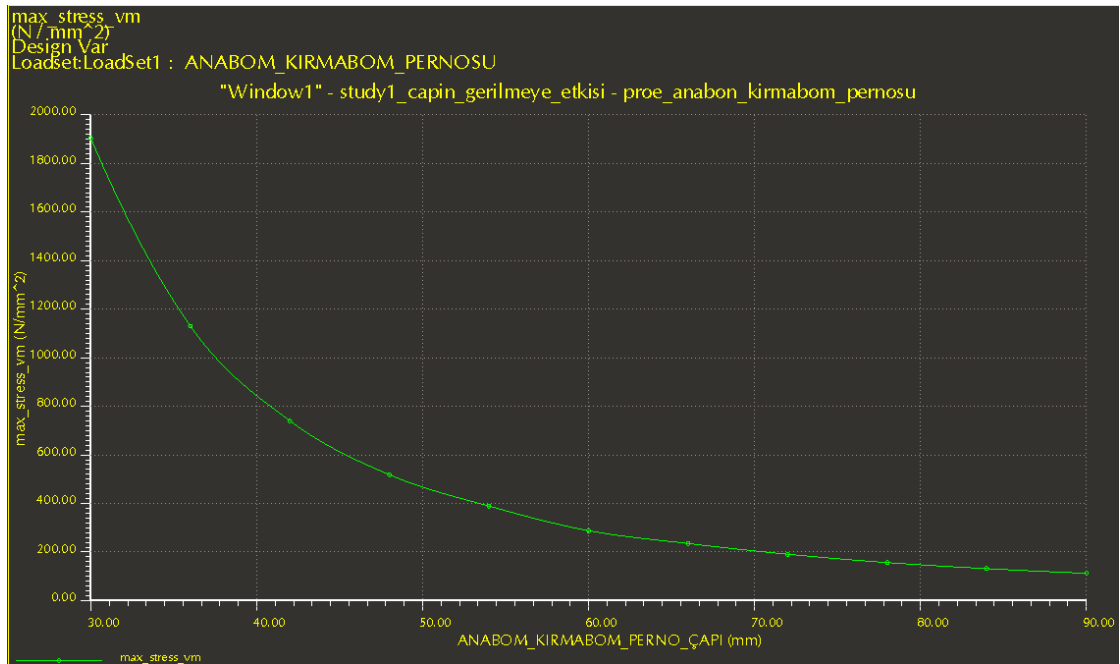


Şekil 4. 61. Anabom-kırma bom pernosu (Ø40 mm) analiz sonuçları

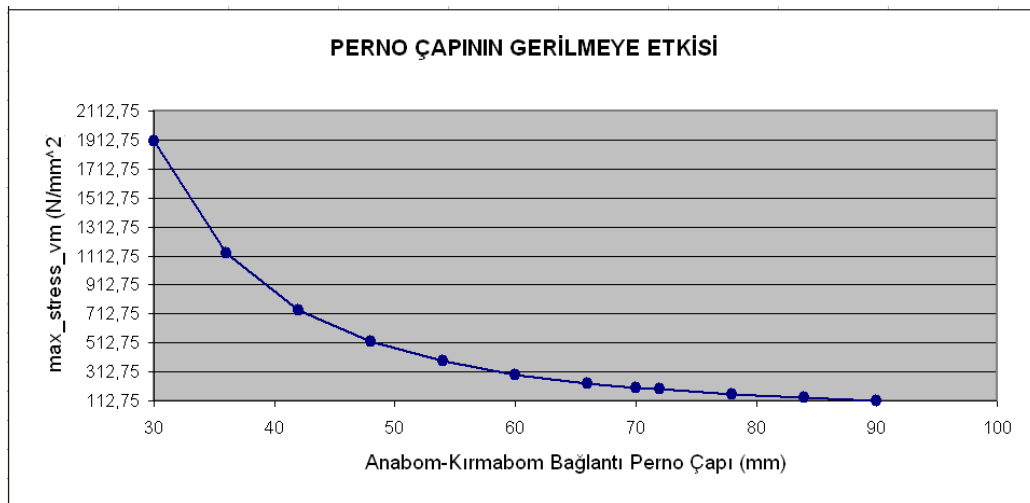
Max gerilme değeri 732 N/mm^2 olarak görülmektedir. Perno malzemeleri Ç1040 için ($\sigma_{AK}=350 \text{ N/mm}^2$) için kabul edilebilir gerilme değeri değildir.

$$s : 350/732 = 0,478$$

Pro-mechanica' nın sensitivity design study özelliği kullanılarak perno çapının değişimine bağlı olarak gerilme değişimini grafiksel olarak ifade edilmiştir(şekil 3.83). Bu özellik sayesinde hem maliyetler açısından zamandan tasarruf edildi hem de en uygun çap belirlendi



Şekil 4. 62. Anabom-kırma bom pernosu çap-gerilme değişimi grafiği pro-mechanica



Şekil 4. 63. Anabom-kırma bom pernosu çap-gerilme değişimi grafiği Excel 'e export edilmiş hali

Grafikler perno çapının Ø30 mm'den başlayıp Ø90 mm'ye kadar maksimum gerilmedeki değişimi göstermektedir. Grafikten perno çapı büyüdükçe maksimum gerilmenin de aynı oranda küçüldüğü görülmektedir.

Perno malzemesi Ç1040 için $\sigma_{AK} = 350 \text{ N/mm}^2$

Emniyet s: 1,5 için

$\sigma_{eg} = 350/1,5 = 233,3 \text{ N/mm}^2$ olmalıdır. Buna göre grafiği oku isek

Perno çapı Ø60 mm için max gerilme 312 N/mm^2 civarındır.

Perno çapı Ø70 mm için max gerilme 205 N/mm^2 civarındır.

Buradan Ø70 mm' nin seçilmesi mantıklı olandır fakat standart perno çaplarında göz önünde bulundurmak gereklidir. Her çapta perno imalatı yapmak gereksizdir.

Standart perno çapları sırasıyla

Ø30, Ø40, Ø53, Ø58, Ø63, Ø68, Ø73, Ø78, Ø83, Ø88, Ø93, Ø98, Ø108, Ø118 dir.

Ø63 mm seçilirse $\sigma_{max} = 260 \text{ N/mm}^2$ yüksek bir değerdir.

Ø73 mm seçilirse $\sigma_{max} = 185 \text{ N/mm}^2$ gereksiz yere büyük perno seçilmiş olacaktır.

İkisinin ortası olan

Ø68 mm seçilir. $\sigma_{max} = 218 \text{ N/mm}^2$

Emniyet s: $350/218 = 1,6$ uygundur. Böylece perno boyutlandırılmış olmaktadır.

Ayrıca aynı perno programın optimizasyon özelliği kullanarak boyutlandırıldı.

Programın optimizasyon özelliğini kullanarak parça boyutlandırma uzun zaman aldığı için fazlaca kullanışlı değildir.

İlk olarak neyi optimize edeceğimize karar vermemiz gerekmektedir. Amacımız max gerilmeyi belirlediğimiz dizayn limitlerinin altında tutmak

$$\sigma_{max} = 350/1,5 = 233,3 \text{ N/mm}^2$$

yani analiz sonucunda parça üzerinde hiçbir yerde max gerilme bu değeri

aşmamalıdır. Değişkenimiz ise pernonun çapıdır.

Bu sınır değerler ve değişkenleri programa sırasıyla aktarıp analizi gerçekleştirdik.

Optimization Study Definition

Name: anabom_kirmabom_perno_optimizas

Description:

Type: Optimization

Goal: Minimize max_stress_vm

Analysis: proe_anabon_kirmabom_pernosu

Loadset:

Name	Component
LoadSet1	ANABOM_KIRMABOM_PEF

Design Limits:

Measure	Value	Units
max_stress...	= 233.300000	N / mm^2

Analysis: proe_anabon_kirmabom_pernosu

Loadset:

Name	Component
LoadSet1	ANABOM_KIRMABOM

Variables:

Variable	Current	Minimum	Initial	Maximum	Units
Perno_capi	40	30	40	90	mm

Options...

OK Cancel

Şekil 4. 64. Perno optimizasyonu için data girişi

Amaç: Max gerilmeyi minimize etmek.

Dizayn limiti : $\sigma_{\max} = 233,3 \text{ N/mm}^2$ ye yakın bir değer olsun

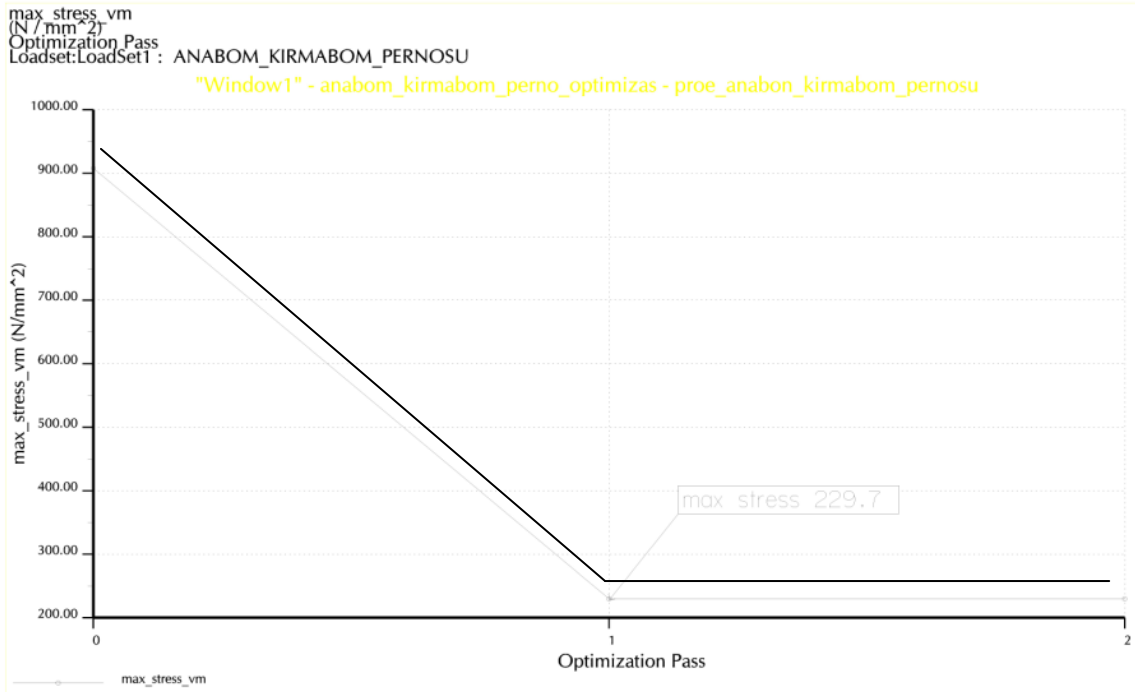
Değişken Perno çapı: Ø30mm- Ø90mm arasında optimum çap belirlensin

Sabit: perno uzunluğu $l=385 \text{ mm}$ dir.

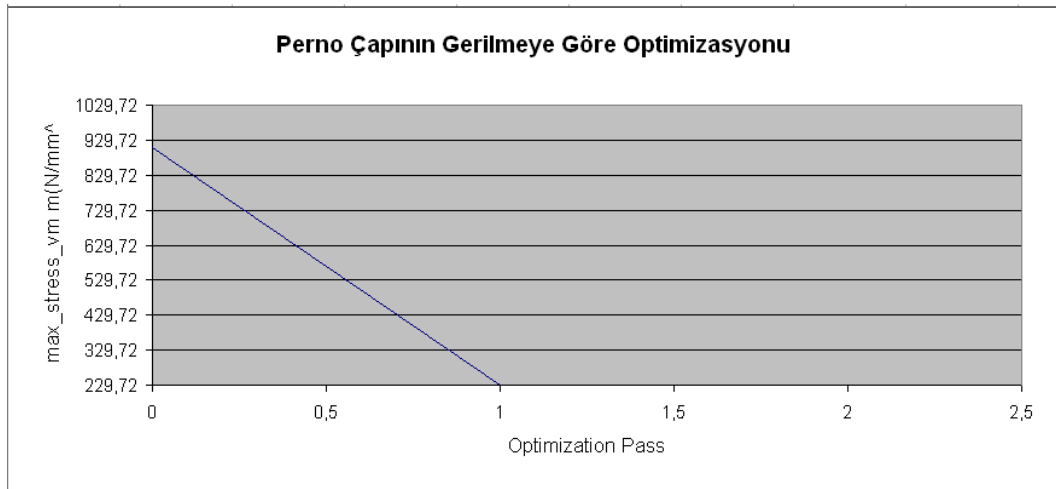
Tüm bu işlemler ardından optimizasyon gerçekleştirilmiştir.

Optimizasyon sonuçları grafiksel olarak aşağıda verilmiştir. Ayrıca optimizasyon esnasında yaptığı tüm işlemler ve iterasyonlar programın result report kısmından görülebilmektedir.

Optimizasyon sonuçlarının birde grafiksel olarak görelim.



Şekil 4. 65. Anabom-kırma bom pernosu optimizasyon grafiği pro-mechanica



Şekil 4. 66. Anabom-kırma bom pernosu optimizasyon grafiği Excel 'e export edilmiş hali

Ek-1' de bu optimizasyonun detaylı result report'u verilmiştir.

Biraz inceler isek anabom kırma bom perno optimizasyonu

17:59 start

Optimization Convergence Tolerance: 2 %

Optimizasyon sonucunun verilen değerden 0.02 sapma yapmasına izin verdiği anlamına gelmektedir.

Maximum Number of Optimization Iterations: 10

Maximum iterasyon sayısının belirtmektedir.

Analiz sonucunda

Parameters:

Pim Diameter 65.1659

Status of Optimization Limit: 1

max_stress_vm 2.2972e+02 = 2.3330e+02 (satisfied within tolerance)

Değerlerine ulaşmıştır.

Resource Check (18:12:31)

Elapsed Time (sec): 753.02

CPU Time (sec): 113.06

Memory Usage (kb): 218676

Wrk Dir Dsk Usage (kb): 35840

Best Design Found:

Parameters:

Pim Diameter 65.1659

Goal: 2.2972e+02

Görüldüğü gibi pro-mechanicanın sensitivity design study özelliği ile elde edilen değerlere çok yakın değerler elde edildiği için bu kadar zorluk çekmenin optimizasyon yaparak zaman kaybının anlamı yoktur.

4.4.6. 6. Hidrolik Uzatma Kulağı Yapısal Analizi

6. HİDROLİK UZATMA BOMU = 6 mm		
SİLİNDİR ÖZELLİKLERİ		
Silindir Dış Çapı (mm)	D	85
Silindir İç Çapı (mm)	d	70
Rod Çapı (mm)	dr	50
Rod İç Çapı (mm)	dri	0
Silindir Ağırlığı (kg)		36
Silindir İçindeki Yağ ağırlığı (kg)		9
Rod Ağırlığı (kg)		39
Max Silindir Basıncı (Bar)	P	255
Burkulma Boyu (mm)	Sk	2510
Atalet Momenti (mm ⁴)	I	306796,158
Elastite Modülü (N/mm ²)	E	210000
Burkulma Yüku (N) = $PI^2 \cdot E / Sk^2$	K	100930,288
ROD FLAMAJ HESABI		
SİLİNDİR ÇEKERKEN KUVVET HESABI		
Silindir Kuvveti (N)	Fsil	48043,234
Emniyet	S	2,10082211
ROD EĞİLMEZ		
SİLİNDİR İTERKEN KUVVET HESABI		
Silindir Kuvveti (N)	Fsil	98088,2694
Emniyet	S	1,02897409
ROD EĞİLMEZ		
SİLİNDİR ET KALINLIĞI HESABI		
Silindir Malz. St 52-3 (N/mm ²)	σ_{ak}	335
Silindirde oluşan Gerilme = $P \cdot di / 2 \cdot t$	σ	132,919868
Emniyet	S	2,52031548
SİLİNDİR BALONLAMAZ		
SİLİNDİR KULAĞI HESABI		
Kulak Malz. S 680 (N/mm ²)	σ_{ak}	69
A.MOMENTİ mm ³ ×mm	I	3633070
H/2 mm		44
Moment Kol Mesafesi mm	L	140
Kolda oluşan Eğilme Gerilmesi	σ_e	81,4590199
Emniyet	S	0,84705168
KULAK KIRILIR		

Excel de yapılan hesap formatı yardımıyla sistemin son mekanikte kaldırdığı yüke göre uzatma silindirleri ve kulaklarına gelen yüklerin belirlenmesi ardından bu kuvvetler sonlu analiz yapabilen bir programa aktarılıp gerekli sınır değerler verilerek silindir ve

kulak analizleri yapılmıştır. Analiz sonuçları Excel deki klasik hesaplarla karşılaştırılmıştır.

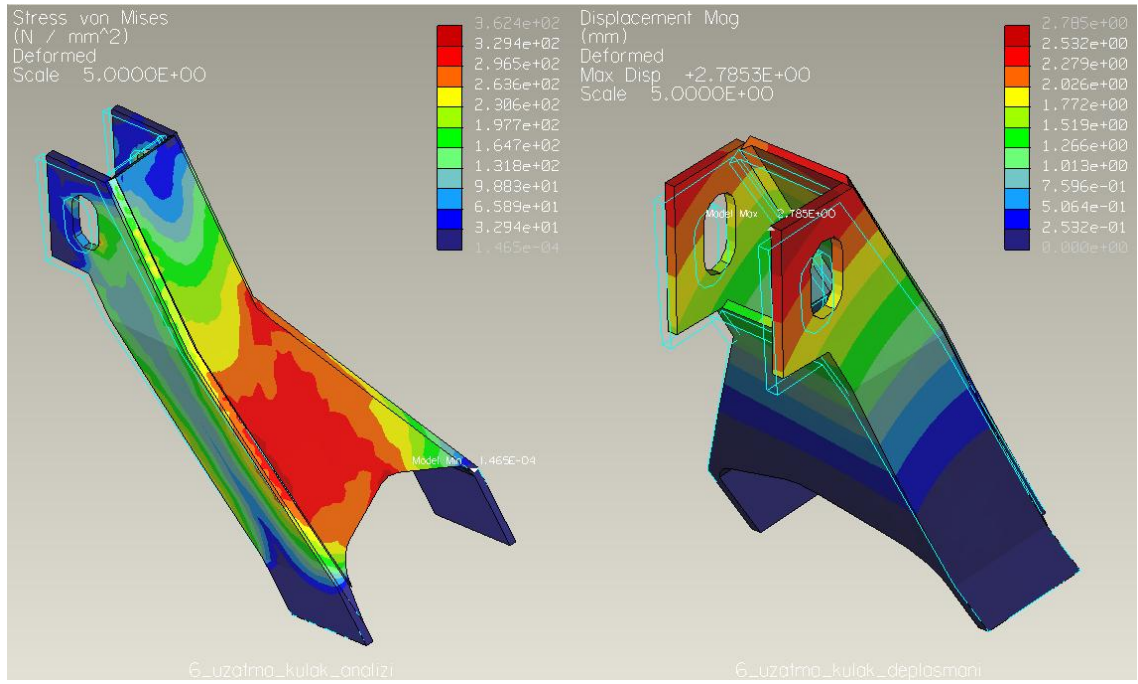
Hidrolik uzatma silindiri borusu malzemesi St 52-3 malzemedir ($\sigma_{AK}=350$ N/mm²)

Hidrolik uzatma silindiri rot malzemesi çk 45 malzemedir. ($\sigma_{AK}=350$ N/mm²)

Hidrolik uzatma silindiri maksimum basıncı : 255 bar =

Hidrolik uzatma silindiri bağlantı kulağı malzemesi : S690 QL ($\sigma_{AK}=690$ N/mm²)

6.Uzatma silindiri bağlantı kulağı



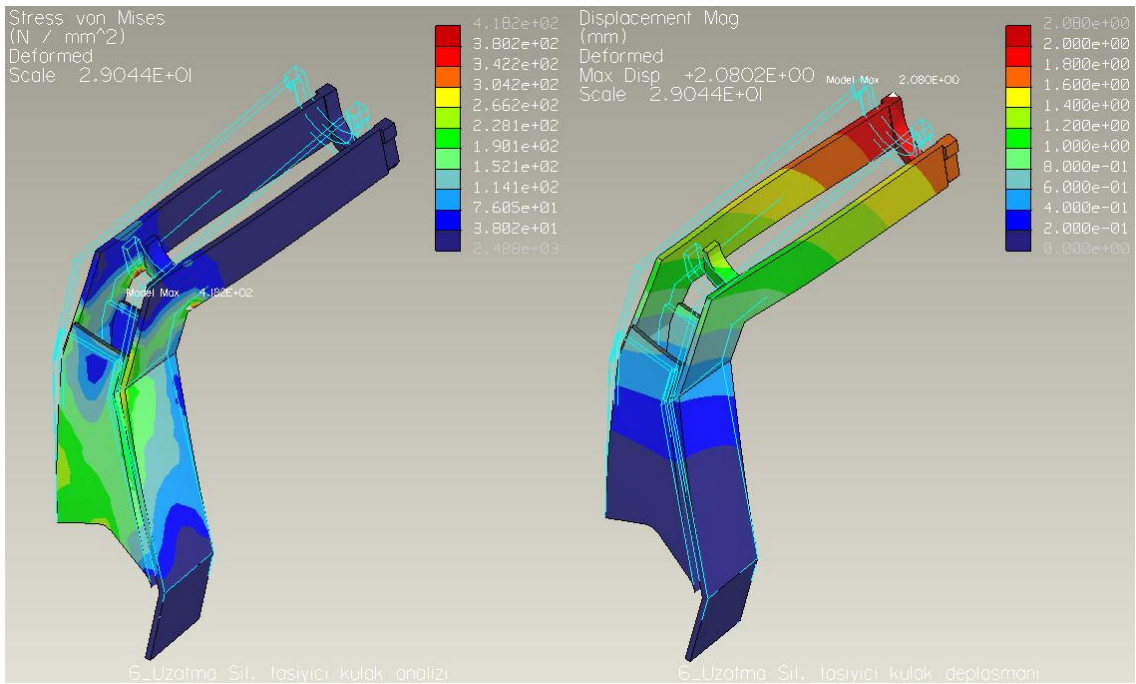
Şekil 4. 67. 6. Uzatma silindiri bağlantı kulağı analizi

Kulak malzeme kalınlığı 8 mm S 690 olmasına rağmen görüldüğü gibi maksimum gerilme kulak ön kısmında boma kaynaklı olan yerde meydana gelmiştir ve değeri 362 N/mm² dir. Bu değer yeterlidir. Emniyet değeri

$$s: 690/362 = 1,9$$

Excel hesaplarıyla uyuşmamasının temel sebebi kulak üzerinde en fazla zorlanan bölgenin belirlenememesi ve bu kısmın tam kesitinin bilinmemesi nedeniyle Excel hesapları kulaklar konusunda yanıltıcıdır. Bu yüzden ki sonlu elemanlar analizi yapabilen bir program kullanılmıştır.

6.Uzatma silindir taşıyıcı kulağı

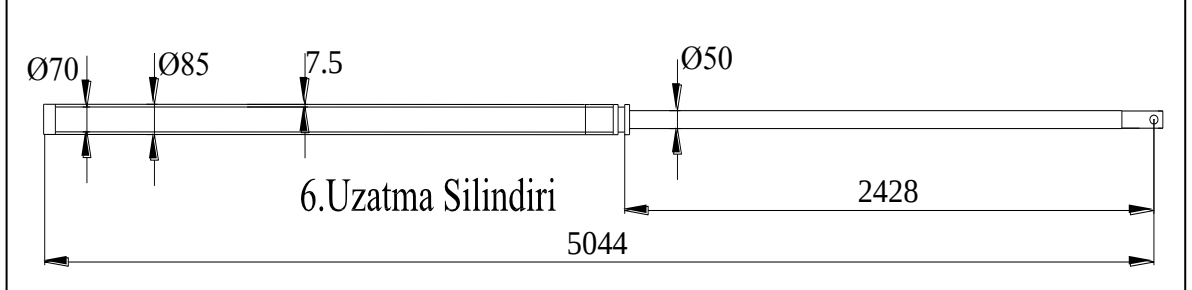


Şekil 4. 68. 6.Uzatma silindir taşıyıcı kulağı analizi

6. uzatma silindir taşıyıcı kulağı malzeme kalınlığı 8 mm S 690 olmasına rağmen görüldüğü gibi maksimum gerilme kulak alt kısmında meydana gelmiştir ve değeri 418 N/mm² dir. Bu değer yeterlidir. Emniyet değeri

$$s: 690/418 = 1,65$$

4.4.7. 6. Hidrolik Uzatma silindiri Yapısal Analizi



Şekil 4. 69. 6.Uzatma silindiri ölçüleri

Excel de yapılan hesap formatı yardımıyla sistemin toplam momentte son mekanikte kaldırdığı yüke göre 6 uzatma yükünün belirlenmesi ardından bu yükü geri çekebilecek silindir ve rot çapları belirlenmiştir. Belirlenen bu silindir ve rot çaplarıyla sistemde görülen basınç değerleriyle silindiri borusunun yapısal analizi gerçekleştirilmiştir.. Analiz sonuçları Excel deki klasik hesaplarla karşılaştırılmıştır

$$P = 255 \text{ bar} = 25,5 \text{ N/mm}^2$$

$$d_s = 70 \text{ mm}$$

$$D_s = 85 \text{ mm}$$

$$d_r = 45 \text{ mm}$$

$$t_s = 7,5 \text{ mm}$$

Gerilme Kontrolü

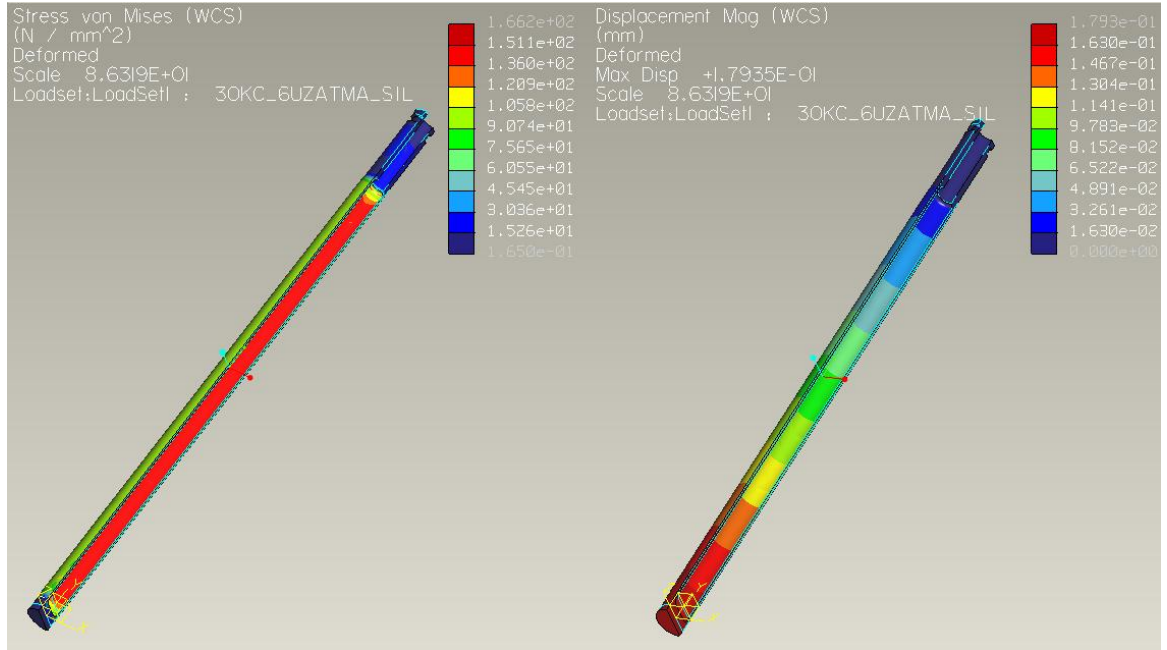
$$\sigma = P * d_s / 2 * t_s$$

$$\sigma = 25,5 * 70 / 2 * 7,5 =$$

$$\sigma = 119 \text{ N/mm}^2$$

$$s = \sigma_{AK} / \sigma = 350 / 119 = 2,94$$

analizlerin kısa sürmesi açısından silindir şekil olarak simetrik olduğu için silindir borusun yarısına gerekli mesnetler ve basınç verilerek analizleri yapılmıştır.



Şekil 4. 70. 6.Uzatma silindir borusu analizi

Yapılan analiz sonucunda maksimum gerilmenin 166 N/mm² olduğu görülmektedir. Maksimum şekil değişimi ise 0,179mm dir. Her iki değerde kabul edilebilir değerlerin çok altındadır.

$$s = \sigma_{AK} / \sigma = 350 / 166 = 2,11$$

Amprik yöntemlerle bulunan değerlere yakın değerler olmasına rağmen aradaki fark programın basınçtan dolayı silindir içindeki keskin köşelerde gerilme yığılmalarını bölgesel dağıtmadığı için analiz sonuçları klasik metotlarla bulunan gerilme değerinden % 26 daha fazladır.

5. TEST-DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMA

MUAYENE VE DENEY RAPORU

Firma Adı (Company) : MPG	Formu Dolduranın Adı (By) : Hüseyin KOÇER
Ürün Adı (Product) : Mobil Vinç	Ünvanı (Title) : Makina Mühendisi
Ürün Model / Tip : 30 KÇ 6	İmza (Signature) :
Ürün Seri No :	Tarih (Date) :

MUAYENE VE DENEY METOTLARI	EVET	HAYIR
1. Deney Şartları		
Deney sırasında vinç, tasarım yüküyle çalıştırılmak için gerekli ekipmanlarla donatılmış mıdır?	√	
Lastik tekerlekli vinç imal edildiği için vinçlerin deneyi, eğimi en fazla $\pm$ %5 olan sağlam ve düz zeminde mi yapıldı?	√	
Deney sırasında rüzgâr hızı 8,3 m/s (30 km/h)' yi aştı mı?	Test rüzgarsız bir havada yapılmıştır.	√
Lastik tekerlekli vinçlerin deneyinde, bütün tekerlekler düzgün tekerlek hava basıncına sahip olmalıdır. Tekerlek basınç değerleri arasındaki fark en fazla $\pm$ %3 midir?	√	
Destek ayaklı vinçlerin, destek ayakları açık konumdaki deneylerinde, vincin eğimi $\pm$ %5 sınırları içerisinde midir?	√	
Lastik tekerlekli vinçlerde, deney sırasında destek ayaklar kullanılırsa, vinç, destek ayakları	√	

üzerinde, aksi belirtilmedikçe lastik tekerleklerle hiç yük gelmeyecek şekilde, zeminle tekerlekler arasında yeterli boşluk kalıncaya kadar kaldırıldı mı?		
Deney sırasında, vincin yakıt tankı 1/3 ila 2/3 oranında dolu olmalıdır. Bu şart sağlandı mı?	√	
Soğutma sıvısı, yağlama ve hidrolik yağ seviyeleri imalatçının işletme için belirttiği seviyede mi?	√	
Cıvatalar, pimler, kablo bağlantıları ve diğer yük taşıma parçalarının hepsi konumlarında bulunuyor mu?	√	
2. Gözle Muayene	EVET	HAYIR
Mekanizmalar, elektrik ekipmanları, emniyet cihazları, frenler, kumanda, aydınlatma ve sinyal sistemleri kontrol edildi mi?	Prototip üzerinde sadece mekanik ve hidrolik aksamaların testler ve deneyleri yapılmıştır.	
Vinç metal yapıları ve bunların bağlantıları, merdivenler, ulaşım yolları, kabinler ve platformlar kontrol edildi mi?	√	
Bütün mahfaza ve korkuluklar kontrol edildi mi?	√	
Kanca veya diğer yük kaldırma ekipmanları ve bunların bağlantıları kontrol edildi mi?	√	
Halatlar ve halat bağlantıları kontrol edildi mi?	√	
Makara blokları ile bunların mafsalları ve emniyet kilitleri, diğer bağlantı detayları ve vincin bom hareket elemanları kontrol edildi mi?	√	
Bu muayene sırasında herhangi bir parça sökülmemelidir. Bu şart sağlandı mı?	√	

3. Teknik Şartnameye Uygunluk Deneyi	TEORİK HESAPLAR	TEST DENEY	SONUÇ
Vincin kütlesi (mümkün olduğu takdirde) teknik özelliklere uygun mu?	7.113 kg	7.650 kg	537 kg
Dönme ekseninden, karşı denge ağırlığının kenarına olan uzaklık teknik özelliklere uygun mu?	Denge ağırlığına gerek yoktur.	Test aşamasında denge ağırlığına ihtiyaç olmadığı anlaşılmıştır.	
Yük kaldırma yüksekliği teknik özelliklere uygun mu?	Mekanikler dahil		Uygundur.
	Dikey	Yatay	
	24,98 m	22,12 m	
Yük kaldırma hızı teknik özelliklere uygun mu?	√	Aşağıdaki tabloda detaylıca değinilmiştir.	Uygundur
Hassas yük kaldırma ve indirme hızı teknik özelliklere uygun mu? (Halat Tamburu)	√	Aşağıdaki tabloda detaylıca değinilmiştir.	Uygundur
Dönme hızı teknik özelliklere uygun mu?	√	Aşağıdaki tabloda detaylıca değinilmiştir.	Uygundur
Bom uzatma ve çekme hızı değerleri teknik özelliklere uygun mu?	√	Aşağıdaki tabloda detaylıca değinilmiştir.	Uygundur
Sınırlama (limit) sistemlerinin işlerliği teknik özelliklere uygun mu?	√	Uygundur	

AC 30 KÇ 6 HİDROLİK SİLİNDİR TEORİK VE TEST DEĞERLERİ									
BİRİM	DEĞER	Kaldırma Sil.		Kırma Sil.		1. Uzatma Sil.		2. Uzatma Sil.	
		Teorik	Test	Teorik	Test	Teorik	Test	Teorik	Test
lt/dk	Sistem Debisi (Araç Rölantide)	35,2	33,0	35,2	33,0	35,2	33,0	35,2	33,0
cm	Silindir İç Çapı	16,0	16,0	18,0	18,0	9,0	9,0	8,0	8,0
cm	Rod çapı	9,0	9,0	11,0	11,0	6,0	6,0	5,5	5,5
cm	Strok	62,0	62,0	117,2	117,2	180,0	180,0	190,0	190,0
Bar	Max Silindir Basıncı	230	250	310	325	70	80	120	170
v =50xQ / 3xA cm/sn	Silindir açma hızı	1,5	1,4	2,3	2,2	9,2	8,8	11,7	11,1
cm/sn	Silindir kapama hızı	2,1	2,0	3,7	3,5	16,6	15,7	22,1	19,6
sn	Silindir açma süresi	42,5	44,4	50,8	53,0	19,5	20,4	16,3	17,1
sn	Silindir kapama süresi	29,1	31,3	31,9	33,4	10,8	11,5	8,6	9,7
		3. Uzatma Sil.		4. Uzatma Sil.		5. Uzatma Sil.		6. Uzatma Sil.	
		Teorik	Test	Teorik	Test	Teorik	Test	Teorik	Test
lt/dk	Sistem Debisi (Araç Rölantide)	35,2	33,0	35,2	33,0	35,2	33,0	35,2	33,0
cm	Silindir İç Çapı	8,0	8,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0	7,0
cm	Rod çapı	5,5	5,5	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
cm	Strok	200,0	200,0	210,0	210,0	220,0	220,0	230,0	230,0
Bar	Max Silindir Basıncı	150	190	100	130	120	150	170	200
v =50xQ / 3xA cm/sn	Silindir açma hızı	11,7	10,4	15,2	15,0	15,2	14,6	15,2	14,5
cm/sn	Silindir kapama hızı	22,1	18,5	31,1	23,6	31,1	22,4	31,1	21,9
sn	Silindir açma süresi	17,1	19,3	13,8	14,0	14,4	15,1	15,1	15,9
sn	Silindir kapama süresi	9,0	10,8	6,7	8,9	7,1	9,8	7,4	10,5

AYAK GRUBU TEORİK VE TEST DEĞERLERİ							
BİRİM	DEĞER	Vinç Altı Ayak Basma Silindiri		Şase Altı Ayak Basma Silindiri		Vinç Altı Ayak Uzatma Silindiri-1	
		Teorik	Test	Teorik	Test	Teorik	Test
lt/dk	Sistem Debisi (Araç Rölantide)	35,2	33,0	35,2	33,0	35,2	33,0
cm	Silindir İç Çapı	9,0	9,0	7,0	7,0	6,3	6,3
cm	Rod çapı	6,0	6,0	5,0	5,0	4,5	4,5
cm	Strok	46,5	46,5	44,0	44,0	130,0	130,0
v =50xQ / 3xA cm/sn	Silindir açma hızı	9,2	8,6	15,2	14,2	18,8	18,1
cm/sn	Silindir kapama hızı	16,6	13,3	31,1	25,9	38,4	32,5
sn	Silindir açma süresi	5,0	5,4	2,9	3,1	6,9	7,2
sn	Silindir kapama süresi	2,8	3,5	1,4	1,7	3,4	4,0
BİRİM	DEĞER	Vinç Altı Ayak Uzatma Silindiri-2		Vinç Altı Ayak Uzatma Silindiri		Kasa Uzatma Silindiri	
		Teorik	Test	Teo rik	Test	Teorik	Test
lt/dk	Sistem Debisi (Araç Rölantide)	35,2	33,0	35,2	33,0	35,2	33,0
cm	Silindir İç Çapı	5,0	5,0	5,0	5,0	6,3	6,3
cm	Rod çapı	3,5	3,5	3,5	3,5	4,5	4,5
cm	Strok	136,0	136,0	130,0	130,0	170,0	170,0
v =50xQ / 3xA cm/sn	Silindir açma hızı	29,9	27,8	29,9	28,3	18,8	19,5
cm/sn	Silindir kapama hızı	58,6	52,3	58,6	46,4	38,4	32,1
sn	Silindir açma süresi	4,6	4,9	4,4	4,6	9,0	8,7
sn	Silindir kapama süresi	2,3	2,6	2,2	2,8	4,4	5,3

DÖNÜŞ SİSTEMİ TEORİK VE TEST DEĞERLERİ			
BİRİM	HİDROMOTOR	Teorik	Test
	RE 312 TS Tavis Oranı	30,7	
lt/dk	Max Debi	65,0	
d/dk	Max Hız	400,0	
Bar	Max Basınç	155,0	95,0
Nm	Max Tork	330,0	
Z	Pinyon dişli Diş Sayısı	11,0	
Z	1050 Çember dişli diş sayısı	133,0	
d/dk	Kule Dönüş hızı	0,6	0,5
sn	Kule Dönüş süresi	102,8	85,5

HALAT TAMBURU TEORİK VE TEST DEĞERLERİ			
BİRİM	HALAT TAMBURU	Teorik	Test
lt/dk	Max Debi	50,0	
m/dk	1. sarım Hızı (50lt/dk)	34,0	
lt/dk	Rölanti Debisi	33,5	33,5
Bar	Max Basınç	200,0	190,0
n (adet)	Sarım Sayısı	5,0	5,0
mm	Halat Çapı	10,0	10,0
m	Halat Boyu	71,3	72,0
m/dk	1. sarım Hızı	22,8	24,4
m/dk	2. sarım Hızı	24,9	26,7
m/dk	3. sarım Hızı	27,1	29,0
m/dk	4. sarım Hızı	29,2	31,3
m/dk	5. sarım Hızı	33,0	33,6
daN	5. sarım Yüğü	1452,1	1275,0

Görüldüğü gibi teorik ve test değerlerinde çok küçük farklılıklar söz konusudur. Bu farklılıklar sistemdeki kayıplardan ve ölçüm hatalarından kaynaklanmaktadır. Çok küçük oldukları için bizim için kabul edilebilir değerlerdir. Sonuç olarak yapılan prototipin test değerleri teorik değerlerle örtüştüğü için üretimi gerçekleştirilen vinç beklentilerimizi tam anlamıyla karşılamaktadır.

4. Yük Kaldırma Deneyleri	EVET	HAYIR
Statik deneyler sonucunda, vinçte çatlak, kalıcı biçim değişikliği, boya kalkması, vincin çalışma emniyetini etkileyecek bir durum ve bağlantılarda gevşeme veya hasar görüldü m?		√
Statik deneyler , her bir kaldırma mekanizması için ve kaldırma mekanizmasının müşterek operasyonları için, vincin ana elemanlarına en fazla, halat yükü eğilme momenti ve/veya eksenel kuvvetleri uygulanacak konumlarda yapıldı mı?	√	
Statik deneylerde , kademeli olarak artırılarak uygulanan deney yükü, yerden 100 ila 200 mm kaldırıldı ve 10 dakikadan az olmamak şartıyla deney için gerekecek süre kadar havada asılı tutuldu mu?	√	
Statik deney yükü , standartlarda veya teknik şartnamelerde belirtilmedikçe ($1,25 * P$) olmalıdır. Burada P yükü; Mobil vinçler için: Vincin ekipman ve aksesuarları dahil kendi ağırlığı ve kaldırma mekanizması üzerindeki yüktür. Bu şartın istediklerine riayet edildi mi?	√	
Dinamik deneyler özellikle vinç mekanizmalarının ve frenlerinin emniyetle işlerliğini kontrol etmek amacıyla yapıldı mı?	√	
Dinamik deneyler sonucunda, ilgili elemanların görevlerini yerine getirdiği tespit edildi ve deneylerden hemen sonra yapılan gözle muayenede mekanizmalarda ve yapı elemanlarında hasar, bağlantılarda gevşeme ve bozulma görüldü m?		√

Dinamik deneyler vincin her hareketi için ayrı ayrı veya önceden belirtilmek şartıyla vincin müşterek bütün mekanizmalara en fazla yük uygulayacak konumlarda yapıldı mı?	√	
Dinamik deneyler , hareketin tüm sınırları boyunca her hareketin defalarca durdurulması ve çalıştırılmasını kapsamalı ve ilgili çalışma çevriminde en az 1 saat süreyle devam etmelidir. Deneyler, yük havada asılı iken de yapılmalı ve bu durumda yük geri kaçmamalıdır. Bu şartlar sağlandı mı?	√	
Dinamik deney yükü , aksi belirtilmedikçe (1,1 * P) olmalıdır. Deneylerde bu yük mü alındı?	√	
Kararlılık deneyleri , vincin kararlılığını kontrol etmek amacıyla yapılır. Kararlılık deneylerinde bu durum sağlandı mı?	√	
Kararlılık deneyi sırasında, kanca statik olarak yüklendiğinde vinç devrildi mi?		√
Kararlılık deneyleri , belirlenmiş çalışma alanlarında ve kararlılığın en az olduğu konumlarda yapıldı mı?	√	
Vincin kararlılığı için teknik dosyadaki tasarım hesaplarına riayet edildi mi?	√	

Prototip üretimi bitmiş olan hidrolik mobil vinç için standartlarda öngörülen tüm deney şartları sağlanmış ve testler gerçekleştirilmiştir.

Excel 'de hazırlanmış olan program sayesinde maksimum toplam momentine göre tüm bomlarda 1,5 emniyette kaldıracağı yüklere göre oluşturulan yük diyagramı çıkartılmış ve diyagram referans alınarak prototip üretimi gerçekleştirilen vincin firma bünyesindeki test yükleriyle gerekli olan sınır şartlarda yüklemeler yapılarak vincin davranışları incelenmiştir.

Prototip rüzgarsız bir havada test alanına çıkartılmış ve araç PTO' su ile pompa aktif hale getirilerek sistem için gerekli olan hidrolik enerji sağlanmıştır. Standartlarda izin verilen % 5 eğim faktörünün altında kalacak şekilde hidrolik ayakları sayesinde zeminden lastiklerin teması kesilmiş ve test için hazır hale getirilmiştir. Hidrolik bağlantılar, hortumlar, cıvata bağlantıları, perno bağlantıları, pimler, kilitler, valfler, kancalar ve bom bağlantıları gevşek olup olmadıkları gözle muayene edildi.

Her bir kaldırma mekanizması ve kaldırma mekanizmasının müşterek operasyonları için, vincin ana elemanlarına gelebilecek olan en fazla yükler uygulandı, kademeli artırılarak uygulanan deney yükü, yerden 100 - 200 mm kaldırıldı ve 10 dakikadan az olmamak şartıyla deney için gereken süre kadar havada asılı tutulmuştur. Ayrıca standartlarda belirtildiği gibi sistemin 1,5 emniyette hazırlanmış olan yüklerinin 1,25 katıyla kritik testler yapılmıştır. Bu yüklemeler sonucunda, vinçte çatlak, kalıcı biçim değişikliği, boya kalkması, vincin çalışma emniyetini etkileyecek bir durum ve bağlantılarda gevşeme veya hasar görülmemiştir.

Dinamik yük deneyi için özellikle vinç mekanizmalarının ve frenlerinin emniyetle işlerliğini kontrol etmek amacıyla vincin tüm hareket sınırları boyunca her hareketin defalarca durduruldu ve yeniden hareket ettirildi. İlgili çalışma çevriminde en az 1 saat süreyle devam ettirildi. Deneyler, yük havada asılı iken de yapıldı ve bu durumda yükün geri kaçmadığı görüldü. Dinamik deneylerde ilgili elemanların görevlerini yerine getirdiği tespit edildi ve deneylerden hemen sonra yapılan gözle muayenede mekanizmalarda ve yapı elemanlarında hasar, bağlantılarda gevşeme ve bozulma olmadığı tespit edilmiştir.

Prototip, müşteri istekleri de göz önünde tutarak dizayn edildiği için vinç

maksimum açısı 82° ve kırma bomda -4° ter açı verilmesi daha önceki tasarım kriterlerinin de değinilmişti. Dijital açıölçer ile yapılan ölçümde max açı 82,7° ölçülmüştür. Kırma bomdaki ters açı ise -4,2° olarak ölçülmüştür. Buda prototip üretimin tasarıma uygun olarak imal edildiğinin kanıtıdır.

Katlanmış halde

Vinç yüksekliği : 2755 mm

Vinç genişliği : 2310 mm

Kasa genişliği : 2500 mm

Vinç kırma bomu yerden yüksekliği: 285mm çıkmıştır.

Tasarımla imalat arasındaki farklar araç yükseklik farkı ve ufak tefek imalat hatalarından kaynaklanmakla beraber kabul edilebilir farklar mevcuttur.

Analizler sonucunda optimum şekilde dizayn edilerek üretimi gerçekleştirilen prototip üzerinde yapılan test sonuçları neticesinde vinç üzerinde gözle görünür bir kötü etkiyle karşılaşılmamıştır. Bu analizlerin doğruluğu konusunda ispat niteliği taşımaktadır.

Testlerde silindir basınçları aşağıdaki gibi çıkmıştır.

Tablo 5. 1. Prototip Vincin Muayene ve Deney Raporu

SİLİNDİR	Klasik hesap basıncı (bar)	Test basıncı (bar)
Kırma silindiri	310	325
Kaldırma silindiri	230	250

Bu farkın nedeni silindirlerin basınçlarının ana kumanda valfinin üzerindeki manometreden okunması nedeniyle silindire kadar olan boru, dirsek ve hortumlardaki kayıplardan dolayı silindirde klasik hesaplardaki basınca yakın değerler olmasına rağmen manometreden daha yüksek değerlerde basınçlar okunmuştur.

Vincin kaldırma ve kırma silindirleri yapılan analizler sonucunda konstrüktif

değişiklikler akabinde küçültülerek hem vinç ağırlığında hem de daha küçük hidrolik silinidir kullanarak maliyetlerde azaltmalar gerçekleştirmişlerdir.

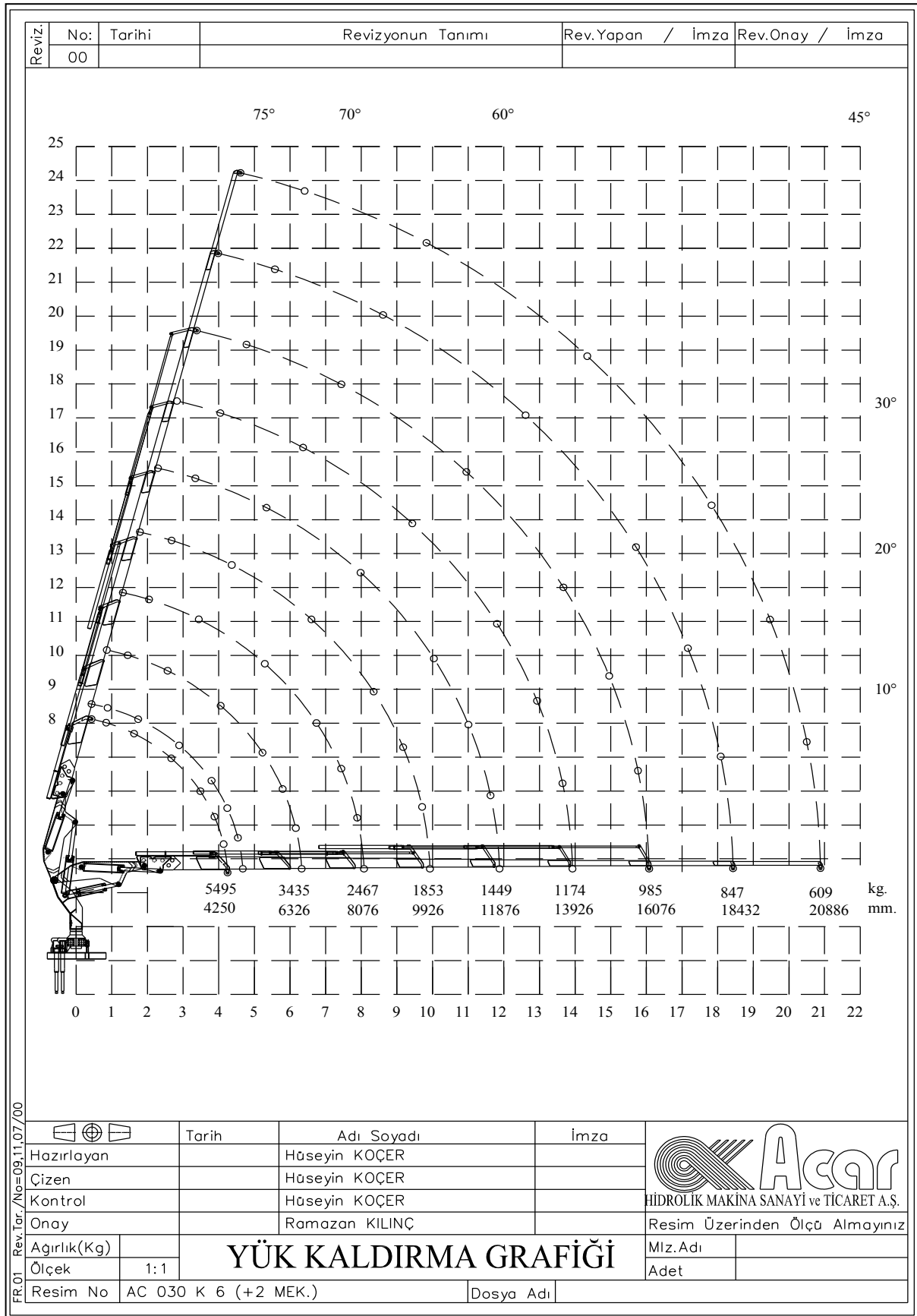
Yeni dizayn çember dişlili 30 KÇ 6 tipindeki prototip vinç için Excel de ki programda hazırlanan ve referans alınarak testlerin gerçekleştirildiği yük diyagramı şekil 5.1 de verilmiştir. Şekil 5.2 de ise kramayerli tip 30 K6 tipindeki vincin yük diyagramı görülmektedir . Bu iki diyagramdan yük ve uzanma mesafelerini kıyaslayarak yapılan yeni dizayn artılarını görmek mümkündür.

- Uzanma mesafelerini dikkate alır isek eski

Kramayerli tip 30K 6 yatayda max : 20,886 m

Yeni dizayn prototip 30 KÇ 6 max : 22,142 m

Görüldüğü gibi sonsuz dönüşlü yeni prototip 1,256m daha uzun mesafeye ulaşmıştır.



Şekil 5. 2. Eski Kramayerli Tip Vincin Yük Diyagramı

- Uzanabileceği en uzun mesafeden kaldıracağı emniyetli yükler

Kramayerli tip 30K 6 20,886 m' de max : 609 daN

Prototip 30 KÇ 6 22,142 m' de max : 796 daN

Görüldüğü gibi analizler ardından optime edilmiş olan prototip daha uzun mesafeden daha büyük yük kaldırma kapasitesine sahiptir.

Bununla beraber dikkat edilecek olursa, prototip vinç tüm çalışma konumlarında aynı tonajdaki kramayerli tip vinçten daha fazla yükü emniyetli olarak kaldırabilmektedir

- Dikilme açıları göz önüne alınırsa

Kramayerli tip 30K 6 max : 75°

Prototip 30 KÇ 6 max : 82°

Prototip istenildiği gibi daha fazla dikilmekte ve dar alanlarda daha kolay manevra yaparak çalışmasını kolaylaştırmaktadır. Eğer istenirse kaldırma açısı kaldırma silindirinden 85° kadar artırılabilir şekilde dizayn edilmiştir.

- Dönme açıları kıyaslanacak olursa

Kramayerli tip 30 K 6 max : 360° dönme serbestliğine sahiptir.

Prototip 30 KÇ 6 max : sonsuz

Prototip kullanılan çember dişli sayesinde kramayerli vince göre sonsuz dönme kabiliyetine kavuşmuştur. Böylece vincin çalışma serbestliği artmış istenilen her konumdan yük alıp dönmekle zamandan tasarruf sağlanmıştır.

Ayrıca kramayerli vinçlerde görülen sütun dişli dibinden kırılarak insan hayatını tehlikeye sokacak olan durumlardan da bu sayede sakınılmış olmaktadır.

- Her iki vincin maliyetlerini kıyaslayacak olursak

EK-2 Daha önceden yapılmış kramayerli tip 30 K6 vincin malzeme maliyet analiziyle

EK-3 Prototip üretimi gerçekleştirilen sonsuz dönüşlü 30 KÇ 6 tipindeki vincin malzeme maliyet analizleri incelenecek olursa

Kramayerli tip 30 K 6 malzeme maliyeti: **42.218,17 TL**

Prototip 30 KÇ 6 malzeme maliyeti: **37.867,84 TL**

Görüldüğü gibi prototip vinç maliyeti, kramayerli tip vincin maliyetinden 4.350,33 YL daha azdır. Detaylı malzeme maliyeti analizi için **EK-4'** e bakılabilir.

Özellikle çok işçili olan yaklaşık olarak 1 hafta imal edilebilen kramayer grubunun yerine hemen hemen fiyatlarının aynı olmasına rağmen tamamen montajı 1 gün gibi kısa zaman süren çember dişlili sonsuz dönüşlü sisteme geçilerek hem işçilik maliyetlerinden hem de vinç teslim süresi bakımından büyük oranda kazanç sağlanmıştır.

- Her iki vincin ağırlıklarını kıyaslayacak olursak

EK-2 ve **EK-3** incelenecek olursa

Kramayerli tip 30 K 6 kütlesi : **9.089,61 kg**

Prototip 30 KÇ 6 teorik kütlesi : **7.113,30 kg**

Prototip 30 KÇ 6 test kütlesi : **7.650,00 kg**

Görüldüğü gibi prototip vinç kütlesi kramayerli tip eski vincin kütlesinden 1.439,61 kg daha hafiftir. Detaylı malzeme ağırlık analizi için **EK-4'** e bakılabilir.

Günümüzde daha hafif ve küçük ebatlarda vinçlerle daha büyük yüklerin kaldırılabilmesi önem kazanmıştır. Prototip daha hafif ve maliyetinin de düşük olmasına rağmen daha büyük kaldırma kapasitesine sahip olduğu için istenilen bu özelliği sağlamış bulunmaktadır.

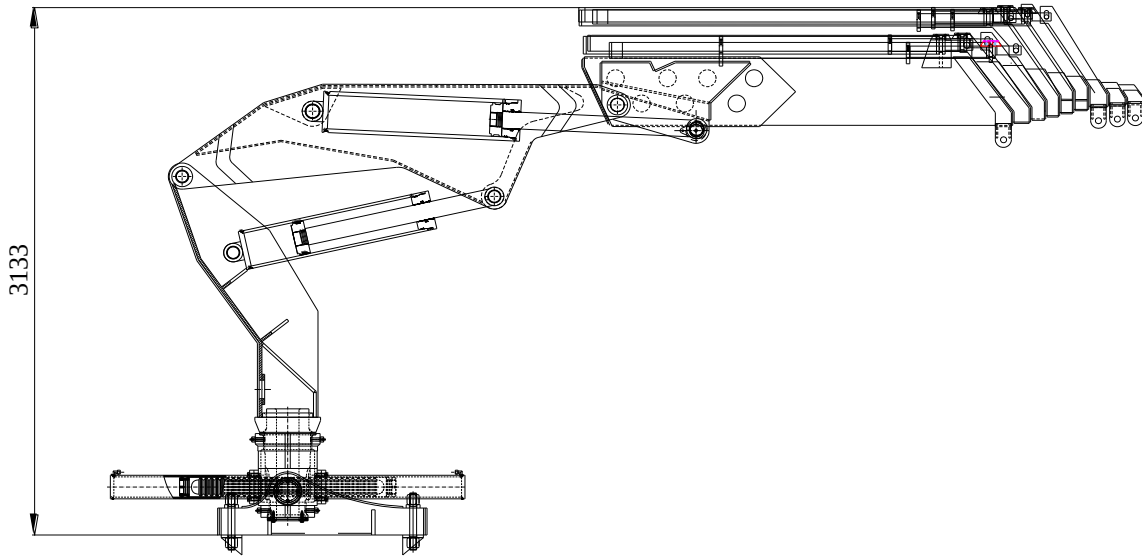
Ayrıca estetik açıdan bir kıyaslama yapılır ise

Kramayerli 30 K6 tip vincin bir görünümü (Şekil 5.3) ile Dizaynı sonunda prototip üretimi gerçekleştirilen vincin bir görünümü (Şekil 5.4) karşılaştırılacak olur ise, prototipin daha basık ve estetik bir görünümünün olduğu kolayca anlaşılabılır.

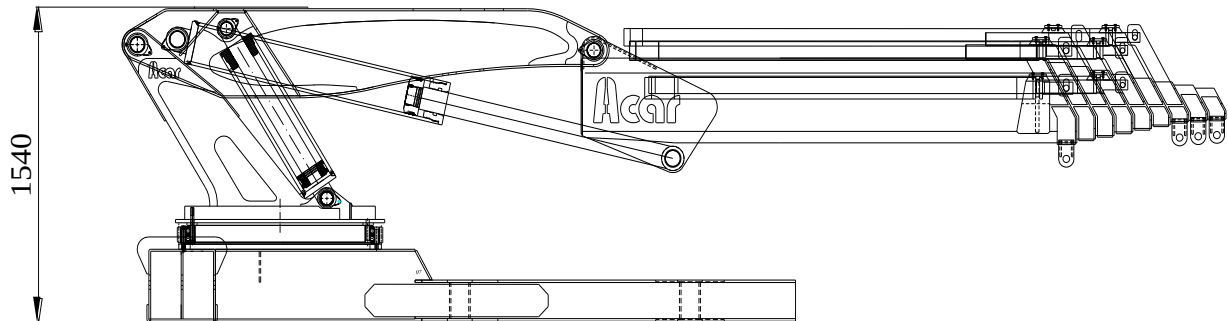
Kramayerli tip vinç, prototip vince göre kaldırma kapasitesi daha düşük olmasına rağmen daha hantal ve büyükmüş gibi görünmektedir.

Verilen ölçüler araç şasesi üzerinden verilmiştir. Görüldüğü üzere kramayerli tip vincin araç şasisinden yüksekliği 3133mm iken prototipte bu ölçü 1540 mm'dir. Kara yolları yönetmeliklerinde araç üst yapılı maksimum yüksekliği 4 m' yi geçemediği için yapılan tasarım bu açıdan da çok yerindedir.

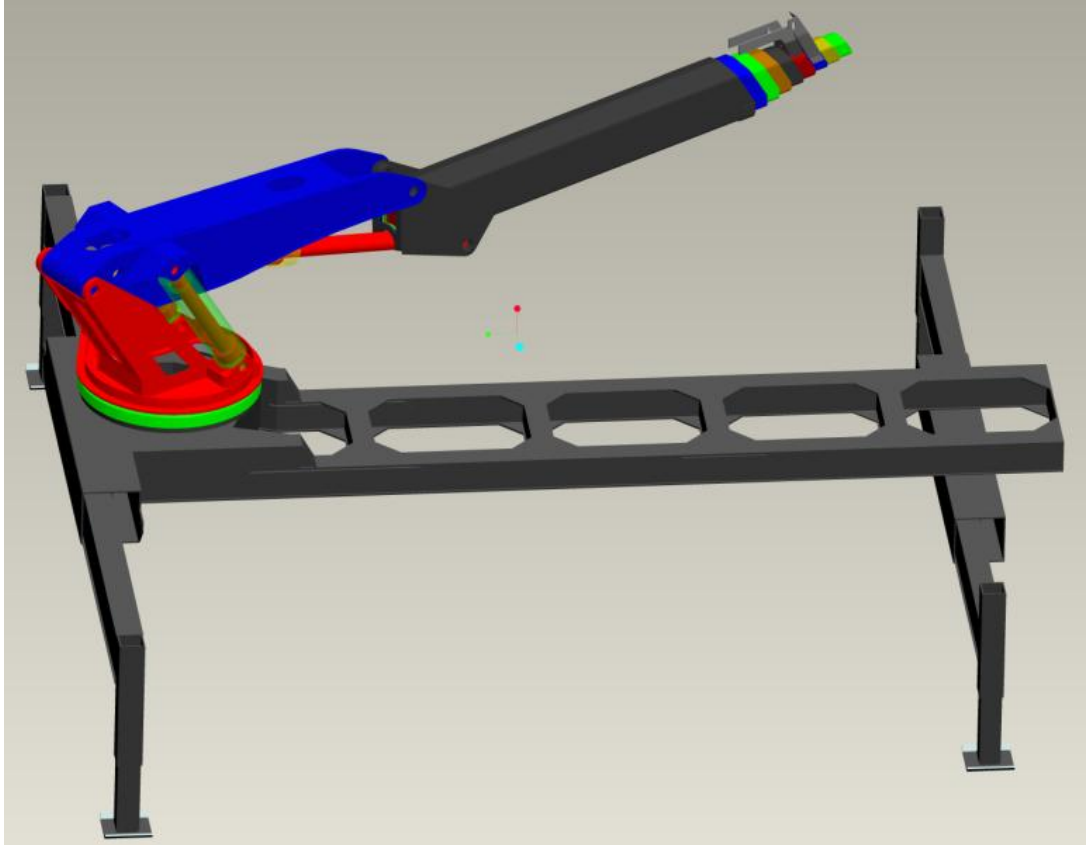
Test ve deneyler neticesinde istenmeyen herhangi bir kötü sonuç çıkmamıştır.



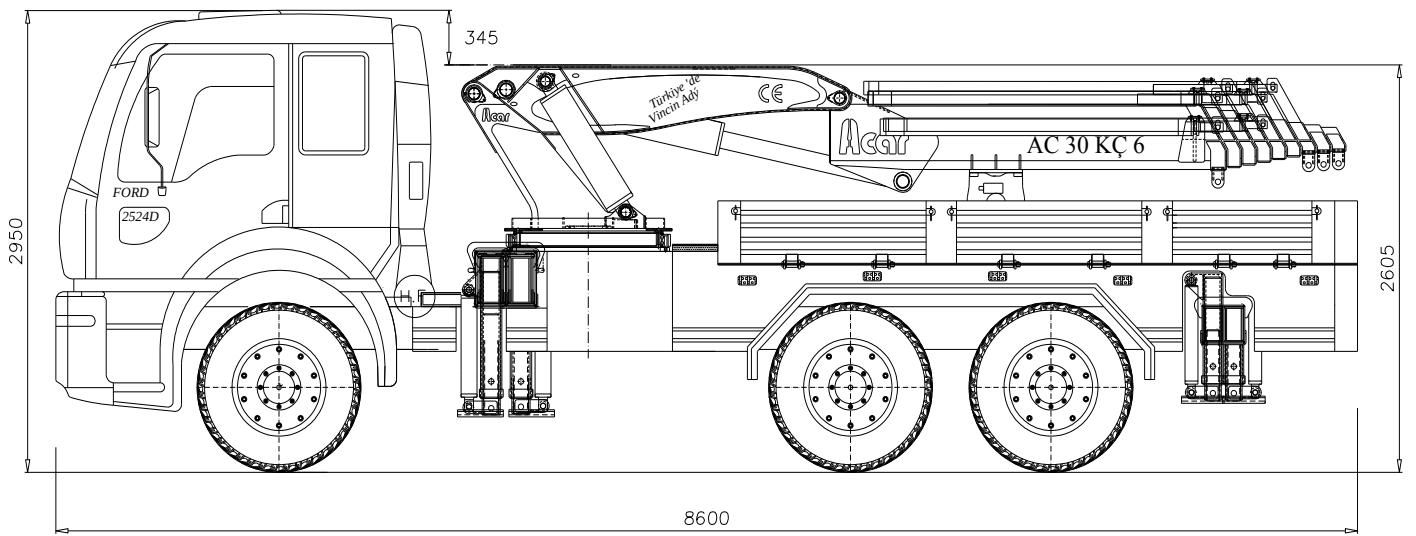
Şekil 5. 3. AC 30 K 6 Tipli Kramayerli Vinçten Görünüm



Şekil 5. 4. Prototip AC 30 KÇ 6 Tipli Vinçten Görünüm



Şekil 5. 5. Prototip 30 KÇ 6 Tipli Vincin Katı Modelinden Bir Görünüm



Şekil 5. 6. Prototip 30 KÇ 6 Tipli Vincin Araç üstü Montajı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan bu tez çalışmasında, üretimi gerçekleştirilen bir hidrolik mobil vincin müşteri istekleri doğrultusunda tasarımı değiştirilmiş ve bugüne kadar detaylıca yapılmamış olan mühendislik araştırmaları, hesap ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analizleri gerçekleştirilip gerekli optimizasyon çalışmaları yapılarak sistem için en uygun konstrüksiyon belirlenmesi ardından prototip üretimi gerçekleştirilmiştir.

Bu tezde tasarım ve analiz modüllerini bünyesinde barındıran bir program olan Pro Engineer paket programı kullanılmıştır.

Pro-Engineer CAD modülü ile geliştirilecek vince ait katı model oluşturulmuş ve sonlu elemanlar yöntemi ile mühendislik analizleri yapılmıştır. Elde edilen teorik değerler, tasarım ve analiz sonuçlarına uygun olarak imalatı gerçekleştirilmiş vinç üzerinde yapılmış olan test ve deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

Klasik mukavemet hesaplarıyla özellikle anabom, kırma bom ve şase gibi şekli ve malzeme kalınlıkları homojen olmayan vinç elemanlarının yapımında sonlu elemanlar analizi kullanılarak gereksiz yere fazla malzeme kullanıldığı tespit edilmiştir. Vincin mukavemetini ve kaldırma kapasitesini düşürmeden malzeme kalınlıkları azaltılarak hem vinç ağırlığında hem de maliyetlerde gözle görünür azaltmalar sağlanmıştır.

Ayrıca düşük tonajlı kramayerli tip vinçlerin kötü yönleri 360° sınırlı dönüş özelliği çember dişli sisteminin küçük tonajlı vinçlere de uyarlanması sayesinde sonsuz dönüşlü hale gelmiştir. Böylelikle kramayerli vinçlerdeki vinç merkezindeki kırılma nedeniyle insan hayatını tehlikeye sokacak durumlar da ortadan kaldırılmıştır.

Yapılan analizler sonucunda, şekilsel ve mukavemetsel değişikliklerle daha uzun mesafelere uzanabilmesi ve daha fazla yük kaldırabilmesi sağlanmıştır.

Sağlamlık ve hafifliğin önemli olduğu kadar estetik görünümde ön plana çıkması nedeniyle, yapılan çalışmayla vincin kaba ve hantal görüntüsü tamamen değiştirilerek daha estetik bir görünüme kavuşmuştur.

Yönetmeliklerdeki sınır yükseklikler ve genişlikler dikkate alınarak

yönetmeliklere uygun basık ve şık görünümlü bir vinç ortaya çıkartılmıştır.

Pro-Mechanica da yapılan analizlerde artan sonlu eleman sayısı ile gerçek sonuca düşük değerlerden yakınsar iken, Pro-Mechanica içerisinde çalıştırılan MD NASTRAN solver'i ise analizlerde yüksek değerlerden yakınsamaktadır. Pro-Mechanica gibi tam anlamıyla sonlu elemanlar yöntemini kullanamayan programlar, yakınsadıktan sonra artan eleman sayısı ile sonuçtan giderek uzaklaşır. Bu programın yanlış sonuç bulduğu anlamına gelmemektedir. Gerilmeleri sonsuz küçük bir noktaya indirgemiş olmasından kaynaklanır. MD NASTRAN veya ANSYS gibi tam olarak sonlu elemanlar mantığıyla çalışan programlarda ise artan eleman sayısı ile birlikte analizler bölgesel yapıldığı için sonuçlarda bir değişiklik olmamaktadır. Bu yüzden gerçek sonuca daha fazla yaklaşabilmek için analizlerde ya bu programların solver'ları kullanılmalı ya da kendileri kullanılmalıdır. Bu tezde sadece solver'ları kullanılmıştır.

İlerde yapılacak olan projelerde ve yeni vinç tasarımlarında bunlar dikkate alınarak yapıldığı takdirde genel manada maliyetler azaltılabilir. Şüphesiz analizler için kullanılacak olan bilgisayarların yüksek kapasiteli olması çözüm süresini kısaltarak zamandan kazanç sağlayacaktır.

Malzeme maliyetlerinde, işçilik maliyetlerinde ve vinç ağırlığında gerçekleştirilen azaltma çalışmaları sayesinde yurtdışı kaynaklı yüksek kaliteli malzeme kullanımı büyük oranda düşürülmüş, analizler sonunda dizayn edilen katlanabilir çember dişlili 30 tonm kapasiteli vincin ilerde seri üretime geçmesiyle ülke ekonomisine de büyük katkı sağlayacağı düşünülmektedir.

7. KAYNAKLAR

Alkın, C., 2004 "Kren Köprülerinin Katı Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Metoduyla Analizi", İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü

Babalık, F.C., 1997, Makine Elemanları Ve Konstrüksiyon Örnekleri-Cilt 1. Uludağ Üniversitesi,Bursa,362 s

Chang, K.-H., Yu, X. and Choi, K.K., 1997, Shape design sensitivity analysis and optimisation for structural durability. Int J Numer Meth Engng. v40. 1719-1743.

Beer, G. and Watson, J.O., 1994. Introduction to Finite and Boundary Element Method for Engineers, John Wiley.

El Abdi, R., Touratier, M., Convert, P. and Lalanne, B., 1994 Shape optimisation of a pressure vessel under plastic flow, plastic instability, weight criteria and fatigue life criteria. Comput Struct. v51. 559-570.

ERDİK, A., 2006 "Portal Kren Gövdesinin Sonlu Elemanlarla Modellenmesi ve Statik Gerilme Analizi", İTÜ. Fen Bilimleri Enstitüsü.

Fanni, M., Schnack, E. and Grunwald, J., Shape optimization of dynamically loaded parts. Int J Press Ves Pip. v59. 281-297.

Grunwald, J. and Schnack, E., Models for shape optimization of dynamically loaded machine parts. 1995. Proc. of the first world congress of structural and multidisciplinary optimisation, 28 May-2 June 1995, Goslar, Germany.Pergamon

Guo, M.W., Harik, I.E., Ren, W.X., “Buckling behavior of stiffened laminated plates”, International Journal of Solid and Structures., 39 : 3039-3055 (2002).

İmrak, C Erdem, Gerdemeli İsmail, 1996 Transport Tekniği, İTÜ.

İrsel, G. 2007, Dişli Benzeri Parçaların Ekstrüzyonunda Değişik Ekstrüzyon Oranlı Parçaların Sonlu Elemanlar Analizi. Yüksek Lisans Tezi. Trakya Üniversitesi

Knight, C.E., 1993. The finite element method in mechanical design, PWS-

KENT Publishing Company, Boston.

Köksal, T., 1995, Sonlu Elemanlar Metodu, Yıldız Teknik Üniversitesi Yayınları, 304, İstanbul.

Moaveni, S., 2003, "Finite Element Analysis", 6-7, A Brief History of Finite Element Method, Minnesota State University, Mankato.

Neto, A. B. S., Rovere, H. L. 2006. Flexural stiffness characterization of fiber reinforced plastic (FRP) pultruded beams. Composite Structures, 81, 274–282.

Noboru, 1986. Finite element methods in mechanics, Cambridge Univ.Press.

Oguamanamand, D. C. D., Hansen, J. S., Heppler G. R., 1998. Dynamic response of an overhead crane system. Journal of Sound and Vibration, 213(5), 889-906, 26 Haziran 2006, Academic Press Database.

Süner, F. 1976, Vinçler İçin Hesaplama Kuralları. İstanbul: İstanbul Devlet Mühendislik ve Mimarlık Akademisi Yayınları.

Umasankar, G. and Mischke, C.R., 1984 Computer aided design of power transmission shafts subjected to size, strength, and deflection constraints using a non-linear programming technique. Trans ASME J Vib Acoust Reliab Design. v84-WA/DE-2. 6

Ünüvar, A. 1996 Optimizasyon tekniği ve Optimizasyonda nümerik metotlarla ilgili yüksek lisans kişisel ders notları.

Wu, J.J., Whittaker, A.R., Cartmell, M.P. 2000. Dynamic responses of structures to moving bodies using combined finite element and analytical methods. International Journal of Mechanical Sciences, 43, 2555–2579.

Yang, W., Zhang, Z., Shen, R., 2006. Modeling of system dynamics of a slewing flexible beam with moving payload pendulum. Mechanics Research Communications, 34, 260-266.

DIN-15018 T1, 1993. Krane grundsätze für stahltragwerke berechnung, Deutsche Norm, Germany.

TS EN 12999/Aralık 2005, Vinçler –Yükleyici vinçler

TS EN 12077-2/Nisan 2002, Vinçlerde güvenlik-Sağlık ve güvenlik özellikleri.

TS EN 291-1/Nisan 1997, Makinalarda Güvenlik-Tasarım için temel kavramlar,
Genel prensipler

TS EN 12644-1/Mart 2003, Vinçler-Kullanım ve deney bilgileri

TS EN 13001-1/Nisan 2006, Vinç güvenliği-Genel tasarım

TS 10116/Nisan 1992, Kaldırma ve Taşıma Makinaları- Vinçler- Muayene ve
Deney Metotları

EKLER

EK-1. Bölüm 4.3.5' te Yapılan Perno Optimizasyonunun Detaylı Result Report Dosyası

```

-----
Mechanica Structure Version L-01-43:spg
summary for Design Study "anabom_kirmabom_perno_optimizas"
Tue Feb 03, 2009 17:59:58
-----

Run Settings
Memory allocation for block solver: 128.0
Checking the model before creating elements...
These checks take into account the fact that AutoGEM will
automatically create elements in volumes with material
properties, on surfaces with shell properties, and on curves
with beam section properties.

Generate elements automatically.
Checking the model after creating elements...

No errors were found in the model.

Mechanica Structure Model Summary

Principal system of units: millimeter Newton Second (mmNs)
|
Length:          mm
Force:           N
Time:            sec
Temperature:     C

Model Type: Three Dimensional

Points:          139
Edges:           622
Faces:           834

Springs:         0
Masses:          0
Beams:           0
Shells:          0
Solids:          351

Elements:        351
-----

Optimization Design Study

Using Gradient Projection Optimization Algorithm
Tue Feb 03, 2009 17:59:59

Goal
Analysis: proe_anabon_kirmabom_pernosu
Load Set: LoadSet1
Minimize: max_stress_vm

Limit: 1
Analysis: proe_anabon_kirmabom_pernosu
Load Set: LoadSet1
max_stress_vm = 2.3330e+002

Parameter          Min. value   Initial value   Max. value
Perno_capi          30          40              90
Status of Optimization Limit: 1
max_stress_vm      1.3838e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)

```

```

Optimization Convergence Tolerance: 2 %
Maximum Number of Optimization Iterations: 10

Begin Analysis of Goal and Limits of (17:59:59)
Initial Design
** warning: Changing the parameters has produced invalid
           model or geometry for the following parameter
           values:

Parameters:
  Perno_capi 40.6
Recovering from invalid parameter values by cutting
step size.

-----

Initial Design Status

Parameters:
  Perno_capi 40
Status of Optimization Limits:
1. max_stress_vm 9.0791e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)
The initial design violates the optimization limits.

Begin search for feasible values of (18:02:58)
parameters.

Begin optimization Iteration 1 (18:02:58)

Initial Goal: 9.0791e+02

  Fixing Optimization Limit (18:02:58)
  1 (max_stress_vm)

    Parameters:
      Perno_capi 40.1551
    Status of Optimization Limit: 1
    max_stress_vm 8.1773e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)
    ** warning: Changing the parameters has produced invalid
               model or geometry for the following parameter
               values:

Parameters:
  Perno_capi 40.7551
Recovering from invalid parameter values by cutting
step size.

  Parameters:
    Perno_capi 90
  Status of Optimization Limit: 1
  max_stress_vm 1.1159e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)

  Moving to limit boundary.

Parameters:
  Perno_capi 81.5737
Status of Optimization Limit: 1
max_stress_vm 1.3838e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)

```

```

Parameters:
  Perno_capi          75.9287
Status of Optimization Limit: 1
max_stress_vm        1.6388e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)

Parameters:
  Perno_capi          58.0419
Status of Optimization Limit: 1
max_stress_vm        2.9349e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)

Parameters:
  Perno_capi          66.6706
Status of Optimization Limit: 1
max_stress_vm        2.1776e+02 = 2.3330e+02 (VIOLATED)

Parameters:
  Perno_capi          65.1659
Status of Optimization Limit: 1
max_stress_vm        2.2972e+02 = 2.3330e+02 (satisfied within tolerance)
** warning: Changing the parameters has produced invalid
            model or geometry for the following parameter
            values:

Parameters:
  Perno_capi          65.7659
Recovering from invalid parameter values by cutting
step size.

Status of Optimization Limits:
1. max_stress_vm      2.2972e+02 = 2.3330e+02 (satisfied within tolerance)

The parameter values are now feasible.

Result of Optimization Iteration 1
Parameters:
  Perno_capi          65.1659
Goal: 2.2972e+02
Status of Optimization Limits:
1. max_stress_vm      2.2972e+02 = 2.3330e+02 (satisfied within tolerance)

Resource Check                                     (18:12:31)
Elapsed Time      (sec):      753.02
CPU Time          (sec):      113.06
Memory Usage      (kb):      218676
Wrk Dir Dsk Usage (kb):      35840

Begin Optimization Iteration 2                     (18:12:31)
Optimization converged on limit boundary.

Best Design Found:
Parameters:
  Perno_capi          65.1659
Goal: 2.2972e+02

Optimization study statistics:
Number of Base Analyses: 9
Number of Perturbation Analyses: 3

```

Memory and Disk Usage:

Machine Type: windows NT/x86
RAM Allocation for Solver (megabytes): 128.0

Total Elapsed Time (seconds): 787.38
Total CPU Time (seconds): 122.92
Maximum Memory Usage (kilobytes): 218676
Working Directory Disk Usage (kilobytes): 35840
Total Elapsed Time in Parameter Updates (seconds):
667.69
Total Engine Elapsed Time Minus Param. Updates (seconds):
119.69
Total CPU Time in Parameter Updates (seconds):
31.69
Total Engine CPU Time Minus Param. Updates (seconds):
91.23

Results Directory Size (kilobytes):
20097 .\anabom_kirmabom_perno_optimizas

Maximum Data Base Working File Sizes (kilobytes):
31744 .\anabom_kirmabom_perno_optimizas.tmp\kell.bas
4096 .\anabom_kirmabom_perno_optimizas.tmp\oell.bas

Run Completed
Tue Feb 03, 2009 18:13:05

EK-2. AC 30 K 6 Tipli Kramayerli Vincin Malzeme Maliyet Tablosu

30 K 6 MALZEME MALİYET TABLOSU			
SIRA NO	TANIMLAMA	MALZEME TUTARI (YTL)	AĞIRLIK (KG)
1	KIRMABOM	1.919,67	464,08
2	1.UZATMA BOM	840,48	211,40
3	2.UZATMA BOM	768,34	197,67
4	3.UZATMA BOM	665,43	170,93
5	4.UZATMA BOM	633,22	147,06
6	5.UZATMA BOM	558,08	128,58
7	6.UZATMA BOM	486,00	98,87
8	1.MEKANİK BOM	342,00	76,34
9	2.MEKANİK BOM	298,00	55,12
10	ANABOM	920,00	382,63
11	DİKBOM	736,85	274,02
12	ANA ŞASI	1.125,00	451,66
13	KRAMAYER GRUBU	6.634,45	1.326,20
14	DÖNER ALTI AYAK UZATMA GRUBU	942,79	555,52
15	ŞASE ALTI AYAK UZATMA GRUBU	896,58	414,15
16	DÖNER ALTI AYAK BASMA GRUBU	365,94	194,97
17	ŞASE ALTI AYAK BASMA GRUBU	279,22	146,46
18	BESİK GRUBU	324,65	91,41
19	KASA UZATMA GRUBU	318,89	166,06
20	İLAVE ŞASI GRUBU	895,84	394,35
21	1.UZATMA SİLİNDİRİ	725,69	81,63
22	2.UZATMA SİLİNDİRİ	716,20	81,20
23	3.UZATMA SİLİNDİRİ	526,00	89,60
24	4.UZATMA SİLİNDİRİ	614,00	87,93
25	5.UZATMA SİLİNDİRİ	602,15	77,62
26	6.UZATMA SİLİNDİRİ	588,32	84,87
27	KIRMA SİLİNDİRİ	1.894,00	293,42
28	KALDIRMA SİLİNDİRİ	1.765,28	307,24
29	DÖNER ALTI AYAK UZATMA SİLİNDİRİ	389,00	63,58
30	DÖNER ALTI AYAK BASMA SİLİNDİRİ	357,45	75,13
31	ŞASE ALTI AYAK UZATMA SİLİNDİRİ	284,00	48,25
32	ŞASI ALTI AYAK BASMA SİLİNDİRİ	298,45	47,33
33	KASA UZATMA SİLİNDİRİ	194,69	38,45
34	KASA GRUBU	2.122,05	1.443,30
35	ŞASE BAĞLANTILARI	237,57	120,65
36	KUMANDA SEHBASI	42,54	28,45
37	OPERATÖR KOLTUĞU	78,08	7,34
38	YAĞ SOĞUTUCU	590,96	9,70
39	HİDROLİK YAĞ TANKI	129,62	84,58
40	KANCA	219,35	30,56
41	METAL KLEMENS	27,47	16,28
42	POMPA	1.128,20	25,00
43	HİDROLİK EKİPMANLAR	6.420,00	
44	BOYA GRUBU	2.315,67	
	MALZEME TOPLAMI	42.218,17	9.089,61

EK-3. Yeni Dizayn Prototip AC 30 KÇ 6 Tipli Vincin Malzeme Maliyet Tablosu

AC 30 KÇ 6 MALZEME MALİYET TABLOSU			
SIRA NO	TANIMLAMA	MALZEME TUTARI (YTL)	AĞIRLIK (KG)
1	1.KIRMABOM	942,01	238,78
2	1.UZATMA BOM	595,07	154,97
3	2.UZATMA BOM	557,02	145,32
4	3.UZATMA BOM	518,52	135,18
5	4.UZATMA BOM	527,10	137,30
6	5.UZATMA BOM	444,35	114,16
7	6.UZATMA BOM	406,33	108,36
8	1.MEKANİK BOM	318,33	88,35
9	2.MEKANİK BOM	286,36	79,42
10	ANABOM	836,76	348,91
11	DİKBOM	634,57	279,42
12	ANA ŞASI	1.304,19	632,52
13	DÖNER ALTI AYAK UZATMA GRUBU	1.150,60	561,94
14	ŞASI ALTI AYAK UZATMA GRUBU	703,87	337,38
15	DÖNER ALTI AYAK BASMA GRUBU (KUTUBOM)	369,02	173,38
16	ŞASI ALTI AYAK BASMA GRUBU (KUTUBOM)	340,99	160,84
17	İLAVE ŞASI GRUBU	782,15	391,20
18	1. UZATMA SİLİNDİRİ	603,66	82,94
19	2. UZATMA SİLİNDİRİ	608,23	77,20
20	3. UZATMA SİLİNDİRİ	455,68	89,68
21	4. UZATMA SİLİNDİRİ	534,49	71,64
22	5. UZATMA SİLİNDİRİ	543,52	74,38
23	6. UZATMA SİLİNDİRİ	522,61	86,74
24	KIRMA SİLİNDİRİ	1.450,90	221,70
25	KALDIRMA SİLİNDİRİ	1.412,66	280,21
26	DÖNER ALTI AYAK UZATMA SİLİNDİRİ	340,00	63,58
27	DÖNER ALTI AYAK BASMA SİLİNDİRİ	357,45	75,13
28	ŞASI ALTI AYAK UZATMA SİLİNDİRİ	244,62	48,25
29	ŞASI ALTI AYAK BASMA SİLİNDİRİ	280,63	47,33
30	KASA GRUBU	1.735,76	1.191,20
31	ŞASI BAĞLANTILARI	160,83	77,69
32	ÇEMBER DİŞLİ	4.393,14	160,87
33	BEYİN	363,47	70,78
34	HİDROLİK YAĞ TANKI	129,62	84,58
35	10'TONLUK KANCA	198,03	30,75
36	MESNET	74,71	21,33
37	YAĞ SOĞUTUCU	590,96	9,70
38	OPERATÖR KOLTUĞU	76,13	7,34
39	KUMANDA SEHBASI	42,54	28,45
40	HİDROMOTOR	1.916,50	75,00
41	METAL KLEMENS	39,31	24,37
42	POMPA	1.182,60	25,00
43	HİDROLİK EKİPMAN	6.420,03	
44	BOYA GRUBU	2.472,52	
MALZEME TOPLAMI		37.867,84	7.113,30

AC 30 KÇ 6 5.UZATMA BOM																	
Alt S.No	Parça Adı	Tanımlama	Adet	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	KESİM				TALAŞLI İŞLEM					TOPLA MALİYET (YTL)		
						Mamül Ağırlık Kg	Fire Miktarı [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlığı	Birim Malzeme Maliyeti	Kalınlık/ Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fire Miktarı [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlığı		Birim Malzeme Maliyeti	
5.Uzatma Bom																	
1	Alt Duvan	S 690	1	6		48,06	5,08	53,14	2,77							147,21	
2	Üst Duvan	S 690	1	6		46,96	4,97	51,93	2,77							143,84	
3	Alt Kuşak	S 690	1	8		1,42	0,99	2,41	3,16							7,80	
4	Yataklama Benmanı	KESTAMIT	4	10*40*260					4,59							18,36	
5	Arka Kapama	S 690	1	6		1,00	0,11	1,11	2,77							3,06	
6	Yataklama elemanı (Tahdit)	S 690	2	8	48000	0,75	0,52	1,28	3,16							4,03	
7	Yataklama Kestamiti Destek Benmanı	St 52-3	8	5	1250	0,08	0,00	0,08	1,20							0,09	
8	Kestamit Bağlantı civatası	Havşa B 10*9	8	Hazır					0,14							1,12	
TOPLAM																325,318	
5.Uzatma Bom Silindir Bağlantı Kulağı																	
1	5.SİL.Rotbaşı Bağ. Kulağı - 1	S 690	1	8		1,32	0,92	2,24	3,16							7,07	
2	5. Sil Rotbaşı Bağ. Kulağı -2	S 690	1	8		2,01	1,40	3,41	3,16							10,76	
3	6.Sil. Bağlantı Kulağı -3	S 690	1	8		2,62	1,82	4,44	3,16							14,03	
4	6.Sil. Bağlantı Kulağı -4	S 690	1	8		3,31	2,30	5,61	3,16							17,72	
5	Silindir Bağlantı Pemosu	Ç1040	1							Ø45*115	182807	1,44	0,59003	0,85	1,16	1,86	
TOPLAM																51,240	
Silindir Üstü																	
1	Boğaz Bağlantı Üst Hilali	St 52-3	1	18		0,42	0,52	0,94	1,15							1,08	
2	Boğaz Bağlantı Alt Hilali	St 52-3	1	18		0,33	0,40	0,73	1,15							0,84	
3	6.Uzatma Sil.Boru Bağlantı Hilali	St 52-3	1	18		0,53	0,65	1,18	1,15							1,36	
4	6.Uzatma Silindiri Boğaz Bağlantı Hilal Yatağı	St 52-3	2	20		0,75	0,73	1,47	1,57							2,32	
5	6.Uzatma Sil. Boğaz Bağlantı Hilal Yatağı Üst Kapama	St 52-3	2	10	18000	0,28	0,04	0,32	1,40							0,46	
6	Kelepçe	WELDOX 700	1	6	18360	0,14	0,02	0,16	2,77							0,44	
TOPLAM																6,493	
5.Uzatma Silindir Bağlantı Civataları																	
1	Kupilya (önmn maşa tipi)	Akma Çelik	1	Maşa Tipi					0,14							0,14	
2	Silindir Bağlantı Perno Pulu	ST37	1	Ø35					0,14							0,14	
3	Kelepçe Civatası	8*8	2	M8*25					0,07							0,14	
4	Hilal Üst Kapama Civatası	8*8	4	M8*30					0,10							0,40	
TOPLAM																0,820	
Bom Büküm İşçiliği																	
GENEL TOPLAM										109,9872			130,4382				31,62
										1,435034			0,845				444,35
Malzeme Ağırlığı																	
Kaynak Ağırlığı																	
Toplam Ağırlık																	
110,83 Kg				3,32 Kg				114,16 Kg									
28,960				YTL													

AC 30 KÇ 6 1.JİBBOM														
Alt S.No	Parça Adı	Tanımlama	Adet	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	KESİM			TALAŞLI İŞLEM				TOPLAM FİYAT (YTL)
							Fire Miktarı [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlığı [kg]	Birim Malzeme Maliyeti	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fire Miktarı [kg]	
1.JİB Bom														
1	Alt Duvarı	S 690	1	6		38,33	4,05	42,38	2,77					117,41
2	Üst Duvarı	S 690	1	6		38,95	4,12	43,07	2,77					119,31
3	Alt Kuşak	S 690	1	8		1,83	1,27	3,10	3,16					9,80
4	Aıka Kapama	S 690	1	6		0,57	0,06	0,63	2,77					1,74
TOPLAM														248,249
Mapa														
1	Yan Duvarlar	S 690	2	12	134625	2,11	0,58	2,70	3,16					8,52
2	Ara Bağlantı	S 690	2	8	72734	1,14	0,79	1,93	3,16					6,11
1	Kupilya (5mm maşa tipi)	Akma Çelik	1	Hazır					0,14					0,14
4	Çelik Burç	Ç1040	2							Ø80*20	100480	1,58	0,86	2,76
5	1.JİB Bom Pernosu	Ç1040	1							Ø45*310	492784	3,87	1,74	4,49
TOPLAM														22,026
Bom Büküm İşçiliği														25,64
GENEL TOPLAM														318,33
Malzeme Ağırlığı 85,78 Kg														
Kaynak Ağırlığı 2,57 Kg														
Toplam Ağırlık 88,35 Kg														

AC 30 KÇ 6 ANABOM															
Alt S.No	Parça Adı	Tanımlama	Adet	KESİM					TALASLI İŞLEM					TOPLAM FİYAT (YTL)	
				Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fine Miktarı [kg]	Kullanılan Malzeme Aritölü İlon	Birim Malzeme Malhuret	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fine Miktarı [kg]		Kullanılan Malzeme Aritölü İlon
Ana Bom															
1	Akdom Yan Dıvar	ST50-3	2	8		98,62	40,15	138,77	1,45						201,22
2	Akdom Yan Tablâ	ST50-3	2	8		36,00	14,66	50,66	1,45						73,45
3	Akdom Alt Dıvar	ST50-3	1	10		39,19	5,77	44,96	1,40						62,94
4	Akdom Üst Dıvar	ST50-3	1	10		89,29	8,77	68,36	1,40						95,71
5	Silindir Bağlantı Hıngı Van Destek	ST50-3	2	10		10,22	1,50	11,72	1,40						16,41
6	Silindir Bağlantı Hıngı Van Destek-2	ST50-3	2	10		6,96	1,02	7,98	1,40						11,18
7	Silindir Bağlantı Hıngı Ana Kapama	ST50-3	2	10		3,20	0,47	3,67	1,40						5,14
8	Akdom Üst Dıvar Takiesi	ST50-3	2	8		5,86	2,39	8,25	1,45						11,96
9	Silindir Bağlantı Hıngı Üst Kapama	ST50-3	2	10	275760	4,37	0,64	5,01	1,40						7,02
10	Akdom Üst Dıvar Takiesi-2	ST50-3	2	8		1,07	0,43	1,50	1,45						2,18
11	Akdom Borisi (Ham boru)	ST50-3	1							Ø 120*65*420	3354697,5	26,33	9,89	16,44	2,62
12	Akdom Ana Kapama (Ham boru)	ST50-3	1							Ø 80*60*380	833240	6,56	1,89	4,87	2,62
TOPLAM															
PERNOLAR															
Ana Bom İmm Silindir Bağlantı Perno															
1	Ak Bom Hırlı Silindir Bağlantı Perno	Ç 1040	1							Ø 85*400	2266650	17,81	3,14	14,67	1,75
2	Ak Bom Hırlı Silindir Bağlantı Perno Kapaklı	Ç 1040	1							Ø 100*72	172700	1,36	0,38	0,96	1,75
3	Ak Bom Hırlı Silindir Bağlantı Perno	ST50-3	1	8		0,32	0,13	0,45	1,45						0,66
TOPLAM															
Ana Bom İalidıma Silindir Bağlantı Perno															
1	Ak Bom İalidıma Silindir Bağlantı Perno	Ç 1040	2							Ø 70*250	961625	15,10	3,18	11,92	1,16
2	Ak Bom İalidıma Silindir Bağlantı Perno	ST50-3	2	8		0,59	0,24	0,84	1,45						1,21
TOPLAM															
Ana Bom İmm Bom Bağlantı Perno															
1	Ak Bom İmm Bom Bağlantı Perno	Ç 1040	1							Ø 75*400	1766250	13,87	2,72	11,15	1,88
2	Ak Bom Hırlı Silindir Bağlantı Perno	ST50-3	1	8		0,30	0,12	0,42	1,45						0,61
3	Ak Bom İmm Bom Bağlantı Perno Kapaklı	Ç 1040	1							Ø 90*20	127170	1,00	0,53	0,47	1,16
TOPLAM															
Burgılar															
1	Ak Bom İmm Silindir Bağlantı Brica	Ç 1040	2							Ø 120*60	678240	10,65	5,63	5,02	1,88
2	Ak Bom İalidıma Silindir Bağlantı Brica	Ç 1040	2							Ø 100*80	626000	9,86	4,82	5,04	1,75
3	Ak Bom İalidıma Silindir Bağlantı Brica	Ç 1040	2							Ø 100*15	117750	1,85	1,21	0,63	1,75
4	Akdom-Dİkon Bağlantı Bori Brica	SBZ 14	2							Ø 81*73*55	194288	3,05	1,79	1,26	18,00
TOPLAM															
Çiviler ve Somunlar															
1	Ak Bom İmm Bom Bağl. Perno	8*8	2	M 16*30					0,50						1,00
2	Perno Bağlantı Çivisi	8*8	2	M 10*15					0,10						0,20
3	Bronz Bric Sabitleme Çivisi	8*8	2	M 10*25					0,10						0,20
4	Gresörlük	36"	3	HAZIR					0,07						0,21
5	Gresörlük Takası	36"	3	HAZIR					0,12						0,36
TOPLAM															
GENEL TOPLAM						286,28398	76,315468	342,80842			107,42342	34,967063	72,46636		836,78
Malzeme Ağırlığı				338,7503 Kg											
Kaynak Ağırlığı				10,16251 Kg											
Toplam Ağırlık				348,9128 Kg											

AC 30 KÇ 6 ANA ŞASE																	
				KESİM					TALAŞLI İŞLEM					TOPLAM FİYAT (YTL)			
Alt S.No	Parça Adı	Tanımlama	Adet	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fire Miktarı [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlık [kg]	Birim Malzeme Maliyeti	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fire Miktarı [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlık [kg]	Birim Malzeme Maliyeti		
Ana Şase																	
1	Ana Şasi Yan Duvar	St 52-3	4	10	3620000	110,53	16,27	126,80	1,40							177,52	
2	Ana Şasi Alt-Üst Duvar	St 52-3	4	12	3600000	113,04	13,47	126,51	1,63							206,22	
3	Diği Altı Üst Sac-02/01	St 52-3	2	10		27,38	4,03	31,41	1,40							43,98	
4	Diği Altı Yan Sac-02/02	St 52-3	1	8	3080880	24,18	9,85	34,03	1,45							49,35	
5	Diği Altı Yan Sac-02/03	St 52-3	1	8	3080880	24,18	9,85	34,03	1,45							49,35	
6	Diği Altı Yan Sac-03/3	St 52-3	1	8	2868032	22,51	9,17	31,68	1,45							45,94	
7	Diği Altı Yan Sac-03/2	St 52-3	1	8	2755200	21,63	8,81	30,43	1,45							44,13	
8	Diği Altı Üst Sac-03/1	St 52-3	2	10		47,70	7,02	54,72	1,40							76,61	
9	Şase Yan Takviyesi	St 52-3	1	10	1540500	12,09	1,78	13,87	1,40							19,42	
10	Şase Yan Takviyesi	St 52-3	1	10	1453600	11,41	1,68	13,09	1,40							18,33	
11	Şase Yan Takviyesi	St 52-3	1	10	1611600	12,65	1,86	14,51	1,40							20,32	
12	Şase Yan Takviyesi	St 52-3	1	10	1603700	12,59	1,85	14,44	1,40							20,22	
13	Ara Birleştirme	St 52-3	1	8	134400	1,06	0,43	1,48	1,45							2,15	
14	Diği Altı Ara Birleştirme.2-04/03	St 52-3	1	12	2574000	20,21	2,41	22,61	1,63							36,86	
15	Diği Altı Ara Birleştirme.1-04/02	St 52-3	1	12	2760120	21,67	2,58	24,25	1,63							39,53	
16	Ara Birleştirme Üst sac-05/02	St 52-3	2	12	639600	10,04	1,20	11,24	1,63							18,32	
17	Ara Birleştirme Üst sac-06/02	St 52-3	2	8	443040	6,96	2,83	9,79	1,45							14,19	
18	Ara Birleştirme Yan Sac-06/01	St 52-3	2	8	978880	15,37	6,26	21,63	1,45							31,36	
19	Ara Birleştirme Yan Sac-05/01	St 52-3	2	8	910976	14,30	5,82	20,13	1,45							29,18	
20	Ara travers	St 52-3	2	8	822000	12,91	5,25	18,16	1,45							26,33	
21	Ara Birleştirme Üst sac-05/03	St 52-3	4	12		12,20	1,45	13,65	1,63							22,26	
22	Ara Birleştirme Üst sac-06/03	St 52-3	4	8		7,00	2,85	9,85	1,45							14,28	
23	Üst Gönyesi-01	St 52-3	1	10	93160	0,73	0,11	0,84	1,40							1,17	
24	Gönye Üst Kapaması-07/02	St 52-3	2	10	240000	3,77	0,55	4,32	1,40							6,05	
25	Üst gönyesi-02	St 52-3	1	10	27740	0,22	0,03	0,25	1,40							0,35	
26	Şase Gönye-07/01	St 52-3	4	10	224000	7,03	1,04	8,07	1,40							11,30	
27	Diği Alt Dairesi	ST 52-3	6	30		40,74	33,64	74,38	1,60							119,01	
TOPLAM																1.143,723	
GENEL TOPLAM													0	0			1.304,419
Malzeme Ağırlığı				Kg													
Kaynak Ağırlığı				Kg					160,463					YTL			
Toplam Ağırlık				Kg													

AC 30 KÇ 6 3. UZATMA SİLİNDİRİ																	
					KESİM					TALAŞLI İŞLEM					TOPLAM FİYAT (YTL)		
Alt	S.No	Parça Adı	Tanımlama	Adet	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Y.mamul Ağırlık Kg	Fire Miktar [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlığı [kg]	Birim Malzeme Maliyeti	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fire Miktar [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlığı [kg]	Birim Malzeme Maliyeti	
SİLİNDİR BORUSU																	
1		Silindir Borusu (Honlanmış) Ø80*Ø95*217	St 52-3	1	2181	4494223	35,28			89,26	2171	4473817	35,12	0,16	35,12		194,68
2		Silindir Borusu Arkı Kapak Ç 1040	Ç 1040	1							Ø100*36	262600	2,22	0,72	1,50	1,75	3,88
3		Silindir Borusu Boğaz Kapak Ç 1040	Ç 1040	1							Ø100*140	1099000	8,63	5,70	2,93	1,75	15,10
TOPLAM																	
Rot																	
1		Rot Ø55	CK 45	1	2349	5577994	43,79			75,37	2339	5554248	43,60	0,19	43,60		177,04
2		Piston	Ç 1040	1							Ø80*70	351680	2,76	1,53	1,23	1,75	4,83
TOPLAM																	
Cıvata, Pul, Keçe, O-ringler																	
1		Inbus Cıvata (setskur) 8*8	8*8	1	M8*20												0,03
2		Piston Keçesi Compact Set	Compact Set	1	K18 80*60					2,92							2,92
3		O-ring (Rot)	Nitril	1	KO-04300-40-I					0,19							0,19
4		O-ring (Boğaz)	Nitril	2	KO-700050-I					0,35							0,70
5		Toz Keçesi	Nitril	1	K11-055					1,88							1,88
6		Nutring P.Üretan	P.Üretan	1	K31-055					2,84							2,84
7		Boğaz Yaraklama	Derlon	3	K73-055					4,43							13,29
8		Piston Yaraklama	Derlon	1	K73-076/I					4,89							4,89
9		Destek Ringi (Rot)	Nitril	2	K81-043/I					0,76							1,52
10		Destek Ringi (Boğaz)	Nitril	2	K81-072					1,03							2,06
11		Ön Basınç Ringi	Nitril	1	K29-055 pu					2,63							2,63
12		Kaynaklık Dirsek		2	M 24					5,65							11,30
TOPLAM																	
Kapalı Konumda İçindeki Yağ Ağırlığı																	
1		Hidrolik Yağı	STROK 2000	1	Hazır	5298750	5,30					5298750	5,30		5,30	3,00	15,90
TOPLAM																	
GENEL TOPLAM																	
							84,37	0					97,62	8,294415	89,68		455,68
Malzeme Ağırlığı																	
Kaynak Ağırlığı																	

AC 30 KÇ 6 KASA (4300 x 2400 x 400)																		
KESİM																		
Alt S. No	Parça Adı	Resim	Montaj	Tanımlama	Adet	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Y.mamul Ağırlık Kg	Fire Miktar [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlığı [kg]	Birim Malzeme Maliyeti	Kalınlık/Çap	1 Adet için Hacim (mm3)	Mamül Ağırlık Kg	Fire Miktar [kg]	Kullanılan Malzeme Ağırlığı [kg]	Birim Malzeme Maliyeti	TOPLAM FİYAT (YTL.)
Profiller ve Saclar																		
1	Ön - Arka Kapak			ST 37	2	2	2569640	40,34		40,34	1,13							45,59
2	Yan Kapak			ST 37	4	2	2130810	66,91		66,91	1,13							75,61
3	Düz Sac (ön arka kapak)			ST 37	2	2	1679800	26,37		26,37	1,13							29,80
4	Düz Sac (yan kapak)			ST 37	4	2	1343100	42,17		42,17	1,13							47,66
5	Uç Baba			ST 37	4	3	680000	21,35		21,35	1,33							28,40
6	Orta Baba			ST 37	4	3	688000	21,60		21,60	1,33							28,73
7	Orta Baba Arka Kapama			ST 37	4	2	298000	9,04		9,04	1,13							10,22
8	Uç Baba Kaynak			ST 37	8	2	213600	13,41		13,41	1,13							15,16
9	Uç Baba Yatağı - 1			ST 37	4	3	360000	11,30		11,30	1,33							15,03
10	Çamurluk			ST 37	4	2	1282500	40,27		40,27	1,13							45,51
11	Uç Baba Arka Kapama			ST 37	6	2	132000	6,22		6,22	1,13							7,03
12	Orta Baba Yatağı			ST 37	8	3	198400	12,46		12,46	1,33							16,57
13	Orta Baba Kaynat			ST 37	8	2	272400	17,11		17,11	1,13							19,33
14	Uç Baba			ST 37	2	3	601600	9,45		9,45	1,33							12,56
15	Çamurluk Sacı			ST 37	4	2	1305000	40,98		40,98	1,13							46,30
16	Yan Bek Sacı - 1			ST 37	2	2	12600000	197,82		197,82	1,13							223,54
17	Ak Kapak Ağırlığı			ST 37	1	4	4688600	36,81		36,81	1,33							48,95
18	Uç Baba Yatağı - 1			ST 37	4	3	480000	15,07		15,07	1,33							20,05
19	Arka Bek Sacı			ST 37	1	2	1231200	9,66		9,66	1,13							10,92
20	Baklavallı Sac (3/4)			ST 37	4	3/4	10937500	343,44		343,44	1,78							611,32
21	65'lik NPU Demiri - 1			ST 37	8	2330		132,16		132,16	1,18							155,95
22	30*5 Silme			ST 37	1	2000	3000000	2,36			1,45							3,41
23	Ø20mm Menteşe			Hazır	2						0,00							0,00
24	Kasa Menteşesi			Hazır	10						2,40							24,00
25	Kasa Laması			Hazır	10						0,70							7,00
26	Kasa Kancası			Hazır	10						0,87							8,70
27	Çeki Demiri			Hazır	1						0,00							0,00
28	Çeki Demiri Pimi			Hazır	1						0,00							0,00
29	Kasa Cücutüğü			Hazır	8						0,60							4,80
30	M8*50 Cıvata			Hazır	12						0,09							1,08
31	M8 Somun			Hazır	12						0,02							0,24
TOPLAM																		
Takım Sandığı																		
1	Yan Duvar			ST 37	1	3	2632500	20,67		20,67	1,13							23,35
2	Yan Kapak			ST 37	2	3	945000	14,84		14,84	1,13							16,77
3	Ön Kapak			ST 37	1	3	599400	4,71		4,71	1,13							5,32
4	Takım Sandığı Kilidi				1	Hazır					28,00							28,00
TOPLAM																		
GENEL TOPLAM																		
								1156,509	0					0	0			1.735,76

AC 30 KÇ 6 HİDROMOTOR(REDUKTÖR)																
KESİM																
Alt	Parça Adı	Tanımla	Adet	Kalınlık/	1 Adet için	Y.mamul	Fire Miktanı	Kullanılan	Birim	Kalınlık/	1 Adet için	Mamül	Fire Miktanı	Kullanılan	Birim	TOPLAM
S.No		ma		Çap	(mm3)	Ağırlık Kg	[kg]	Malzeme	Maliyeti	Çap	(mm3)	Ağırlık Kg	[kg]	Malzeme	Maliyeti	(YTL)
	Hidromotor															
1	Redüktör dinamiccoil R 312		1	Hazır					1.915,00							1.915,00
2	Hidromotor Bağlantı Cıvatası	8*8	10	Hazır					0,15							1,50
	TOPLAM															1.916,500
	GENEL TOPLAM					0	0					0	0			1.916,50
AC 30 KÇ 6 POMPA (PZB)																
KESİM																
Alt	Parça Adı	Tanımla	Adet	Kalınlık/	1 Adet için	Y.mamul	Fire Miktanı	Kullanılan	Birim	Kalınlık/	1 Adet için	Mamül	Fire Miktanı	Kullanılan	Birim	TOPLAM
S.No		ma		Çap	(mm3)	Ağırlık Kg	[kg]	Malzeme	Maliyeti	Çap	(mm3)	Ağırlık Kg	[kg]	Malzeme	Maliyeti	(YTL)
	Pompa															
1	Pompa (PZB)	60cc	1						765,00							765,00
	TOPLAM															765,000
1	PTO (Murat Makine)	225 A	1						417,60							417,60
	TOPLAM															417,600
	GENEL TOPLAM											0				1.182,60