

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MOBİL HİDROLİK KRENİN BİLGİSAYAR ORTAMINDA
TASARLANMASI VE KONTROL SİSTEMLERİNİN
İNCELENMESİ

Mak. Müh. Hasan Fehmi YAVUZ

FBE Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Konstrüksiyon Programında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. Boğoçlu

İSTANBUL,2005

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	i
KISALTIMA LİSTESİ.....	ii
ŞEKİL LİSTESİ.....	iii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖNSÖZ	vii
ÖZET	viii
ABSTACT	ix
1. GİRİŞ	1
2. MOBİL HİDROLİK ELEMANLAR.....	2
2.1 Hidrolik Silindirler.....	2
2.1.1 Tek Etkili Silindirler.....	2
2.1.2 Teleskopik Silindirler.....	2
2.1.3 Çift Etkili Silindirler	3
2.1.4 Yastıklama	3
2.1.1.5 Silindir Borusunun Seçimi	5
2.1.1.6 Piston Kolu	5
2.1.1.7 Hidrolik Silindirlerde Sızdırmazlık ve Yataklama	7
2.1.1.7.1 Dudaklı “U” Keçeler.....	8
2.1.1.7.2 Teflon Yağ Tutucular.....	10
2.1.1.7.3 Boğaz Takım Keçeleri.....	11
2.1.1.7.4 Yaylı PTFE “U” Keçe.....	12
2.2 Mobil Hidrolik Pompalar.....	14
2.3 Valfler	17
2.3.1 Basınç Denetim Valfleri.....	17
2.3.2 Hidrolik Hareketlendiriciye Giden Yağın Denetlenmesi (Check Q-Meter)....	19
2.3.4 Akış Denetim Valfleri.....	21
2.3.5 Kontrol Blokları.....	22
2.4 Dönel Yolverme Sistemleri.....	23
2.5 Hidrolik Hortumlar.....	23
3. CAD MODELLEMESİ.....	24
3.1.1 Kesit, Toplam Kütle ve Basit Mukavemet Hesaplamaları.....	25
3.1.2 Paketleme Hesapları.....	27

3.2	Mekanizma Analizleri.....	29
3.2.1	Kuvvet-Denge Hesaplamaları.....	29
3.2.2	Dinamik Analiz.....	30
3.2.3	Kinematik Analizler.....	34
3.3	Sonlu Elemanlar Analizi.....	35
3.3.1	Yan Ayakların ve Şasinin Analizi.....	35
3.3.3	Yük Kaldırma Kancası Analizleri.....	42
3.3.4	Bom Pistonu Analizleri.....	43
3.3.5	Teleskopik Bom Analizleri.....	44
4.	MOBİL HİDROLİK KRENİN BOYUTLANDIRILMASI.....	50
4.1	Hesap Akışı.....	50
4.1.1	Genel Mukavemet Hesapları.....	51
4.2	Hidrolik Sistemin ve Hidrolik Elemanların Boyutlandırılması.....	55
4.3	Kren Dönüş Mekanizması.....	60
4.3.1	Kren Dönüş Mekanizması Hesabı.....	60
4.1.1.1	Hidromotorun Boyutlandırılması.....	62
4.1.1.2	Redüktör Hesabı.....	63
4.4	Yavru Şanzıman (PTO-Power Take-Off).....	64
5.	SONUÇLAR	67
	KAYNAKLAR	71
	EKLER	72
Ek 1.	Kapasite/mesafe diyagramı.....	72
Ek 2.	Dış ölçüler.....	72
Ek 3.	Yan ayakların azami açılımı ve bom azami erişim yarıçapı.....	73
	ÖZGEÇMİŞ	75

SİMGE LİSTESİ

E	Elastisite modülü
F_{kr}	Kritik burkulma yükü
J	Eylemsizlik momenti
M	Moment
N	Güç
P	Sistem basıncı
Q	Hidrolik akışkan debisi
S	Güvenlik katsayısı
S_o	Boru et kalınlığı
S_k	Serbest burkulma boyu
V_g	Deplasman
ΔP	Basınç Farkı
η_m	Mekanik verim
η_v	Hidrolik verim
σ_G	Elemanların ağırlıklarından oluşan gerilmeler
σ_L	Kaldırılan yükten oluşan gerilmeler
σ_H	Yatay kuvvetlerden oluşan gerilmeler
σ_{ak}	Akma dayanımı
Ψ	Dinamik Faktör

KISALTIMA LİSTESİ

CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
FEM	Finite Elements Method
PTO	Power Take-Off

ŞEKİL LİSTESİ**Sayfa**

Şekil 2.1	Çift etkili teleskopik silindir şematik çizimi	3
Şekil 2.2	Dışarıdan ayarlanabilen yastıklama.....	4
Şekil 2.3	Kendinden ayarlı yastıklama.....	4
Şekil 2.4	Çift etkili, yastıklamalı hidrolik silindirin ana elemanları.....	4
Şekil 2.5	Silindir Bağlantı Şekilleri.....	6
Şekil 2.6	Hidrolik silindir kesiti.....	7
Şekil 2.7	Dudaklı “U” keçe.....	8
Şekil 2.8	Dudaklı “U” keçe.....	8
Şekil 2.9	Dudaklı sızdırmazlık elemanı.....	9
Şekil 2.10	O ring toleransları.....	11
Şekil 2.11	Boğaz takım keçeleri.....	11
Şekil 2.12	Destekli boğaz takımları.....	12
Şekil 2.13	PTFE piston yağ tutucu.....	12
Şekil 2.14	Yaylı PTFE “U” keçeler.....	13
Şekil 2.15	Deplasman değiştirme mekanizması.....	15
Şekil 2.16	Değişken deplasmanlı pompada basınç dengeleme.....	15
Şekil 2.17	Kontrolün, oransal valfler yardımıyla yapıldığı değişken deplasmanlı aksenal pistonlu pompa.....	16
Şekil 2.18	Değişken deplasmanlı pompa şematik çizimi.....	16
Şekil 2.19	Pilot uyarılı fren valfi.....	17
Şekil 2.20	Doğrudan uyarılı fren valfi.....	17
Şekil 2.21	Basınç emniyet valfi kesiti.....	18
Şekil 2.22	Mühürlü emniyet ayar vidası.....	18
Şekil 2.23	Basınç emniyet valfleriyle oluşturulmuş örnek devre.....	19
Şekil 2.24	Check Q-Meter kesiti.....	20
Şekil 2.25	Akış kontrol valfi kesiti.....	21
Şekil 2.26	Kontrol bloğu kesiti.....	22
Şekil 2.27	Kontrol bloğu devre şeması.....	22
Şekil 2.28	Dönel yol verme sisteminin kren’deki yeri.....	23
Şekil 2.29	Bom üzerinde hortumların konumu.....	23

Şekil 3.1	Kesit atalet değerlerinin bilgisayar yardımıyla çıkartılması.....	25
Şekil 3.2	Sistemin ağırlık merkezinin bulunması	26
Şekil 3.3	Sistemin ataletinin Rotex pinyonuna indirgenmesi	27
Şekil 3.4	Redüktörün konumlandırılması	28
Şekil 3.5	Sistemdeki her elemanın etkileşim halinde bulunduğu diğer elemanın tesbiti ve bu elemanlar ile çakışmasının olup olmadığının tayini.	28
Şekil 3.6	Kuvvet-Denge analizi.....	29
Şekil 3.7	Mesnet konumları.....	31
Şekil 3.8	Gerilme ve basınç bölgeleri.....	36
Şekil 3.9	Gerilme ve basınç bölgeleri.....	37
Şekil 3.10	Gerilme ve basınç bölgeleri.....	38
Şekil 3.11	Yük altında deplasman değişimi.....	38
Şekil 3.12	Kontrol modeli.....	39
Şekil 3.13	Hatalı tasarım sonuçları.....	40
Şekil 3.14	Düzeltilmiş model.....	41
Şekil 3.15	Yük kaldırma kancası analiz sonuçları.....	42
Şekil 3.16	Bom pistonuna yapılan kontak analizi.....	43
Şekil 3.17	Faydalı yük 2 ton.....	44
Şekil 3.18	Faydalı yük 2 ton.....	44
Şekil 3.19	Üstten görünüş, faydalı yük 5 ton.....	45
Şekil 3.20	Faydalı yük 2 ton, bom tam açık.....	45
Şekil 3.21	Faydalı yük 5 ton, ilk bom kapalı.....	45
Şekil 3.22	Bom tam açık, faydalı yük 2 ton.....	46
Şekil 3.23	Toplam sehim.....	46
Şekil 3.24	Bom parçaları isimlendirilmesi.....	47
Şekil 4.1	Kritik kesit özellikleri ve moment kolu uzunluğu.....	50
Şekil 4.2	Dönüş mekanizması; sabit iç dişli çark ve bilyalı yatak.....	60
Şekil 4.3	Hidromotora entegre çift kademe planet redüktörlü Rotex pinyonu.....	61
Şekil 4.4	Rotex mekanizması, şematik ve 3 boyutlu gösterimi.....	63
Şekil 4.5	Motor üzerine yerleştirilmiş, debriyajdan bağımsız PTO.....	64
Şekil 4.6	Debriyaja bağımlı PTO. Sağ tarfata Debriyaja bağımlı şanzıman üzerindeki PTO' pompa direkt olarak bağlanmış halde.....	65

Şekil 4.7	4X4 kamyonun transfer kutusuna bağlanmış PTO.....	65
Şekil 4.8	Model krene ait PTO.....	66
Şekil 5.1	Planet redüktörün sadeleştirilmesi.....	67
Şekil 5.2	Mafsallarda kontak yüzeylerinin simülasyonu.....	68
Şekil 5.3	Yan ayak tasarımının düzeltilmesi.....	69

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2.1 Çalışma şartlarına bağlı olarak boyut seçimi.....	9
Çizelge 2.2 Çalışam şartlarına bağlı olarak boyut seçimi.....	10
Çizelge 4.1 Kren işletme grupları.....	51
Çizelge 4.2 M: Gerilme yükseltme katsayısı.....	51
Çizelge 4.3 Dinamik faktör $[\psi]$, yük kaldırma hızı v (m/s) için.....	51
Çizelge 4.4 Moment kolu mesafesi-yük diyagramı.....	54
Çizelge 4.5 Sabit bom pistonları-toplam moment diyagramı	57

ÖNSÖZ

Büyük bir kısmı bilgisayar ortamında hesaplanmış bu çalışmada, mobil bir hidrolik kren, belirli kriterlere göre tasarlanmış, ayrıca yine bilgisayar ortamında analiz edilmiştir. Tasarımların FEA ve CAE ile doğrulanması, gerekli hataların tasarım aşamasında görülmesi ve bilgisayar ortamında düzeltilmesi, çalışmanın amacıyla bağdaşmaktadır. Çalışmaların çok büyük bir kısmı bilgisayar ortamında yapıldığı için, özellikle mekanizmaların video ortamında izlenmesi daha yararlı olacaktır.

Çalışmalarım sırasında yardımlarını esirgemeyen Sn.Muharrem Boğoçlu hocama ve tüm çalışma arkadaşlarıma teşekkürü borç bilirim.

ÖZET

Günümüzde makinaların bilgisayar ortamında tasarlanması ve çalışmalarının simüle edilmesi, zaman ve paradan tasarruf sağladığı gibi, çıkabilecek problemlerin önceden görülebilmesini sağlar. Çalışmamda, mobil hidrolik bir krenin, bilgisayar ortamında 3 boyutlu parametrik modeli Pro-Engineer'da tasarladıktan sonra, sözkonusu kren için gerekli hidrolik elemanlar seçilmiştir. Oluşturulan model dinamik, statik ve yapısal analizlerde kullanıldığı gibi, klasik hesap yöntemleri için de hassas bir referans olmaktadır. Bilgisayar analizleri ile elde edilen sonuçların, klasik hesap yöntemleriyle doğrulanması, modelin güvenilirliğini ortaya koymuştur. Ancak bazı yapısal analizlerde gerçek koşulları simüle etmek çok zor ve hatalı sonuçlar elde etme riski olduğundan, bu gibi durumlarda klasik hesaplarda kullanılan yöntemlere başvurulmuştur. Yapılan analizler sonucu, konstrüksiyondaki eksiklikler, hatalar geriye dönülerek düzeltilmiş, bu sayede ayrıca modelin parametrik olmasının faydası görülmüştür.

İkinci aşamada, konstrüksiyonu tamamlanan kreni hareket ettirecek hidrolik sistem dizayn edilmiş, bu noktada da, gerekli hidrolik silindirlerin sistem üzerine yerleşimi model üzerinde kontrol edilmiştir. Model, tekrar geriye dönülerek, hidrolik elemanların yerleştirilebileceği şekilde düzeltilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mobil Hidrolik , Kren , Parametrik , CAD

ABSTRACT

Design and simulation of mechanical systems in CAD environment is not only a cost and time effective way but also helps us to foreseen the design problems. After modelling a mobile hydraulic crane by using Pro/Engineer software, I've selected the hydraulic control devices for the model. The 3D parametric model is used for dynamic, static and finite element analysis and also a reference part for conventional calculations. Validation of the software results with the conventional calculations, shows us the reliabiliy of the CAD model. However, with some of the finite element analysis' it's very hard to simulate the real conditions and there is always a risk of uncorrect results. To prevent this, sometimes for certain calculations, conventional methods are used. By the help of the analysis, the weak designed parts of the construction is rectified quickly, and parametric design of the model contributed to this modifications.

In the second case, after finishing the CAD model, I've designed the hydraulic system that will move the crane. At this point, I've checked the clearances and packaging of the actuators and made necessary modifications easily by the help of parametric modelling.

Keywords: Mobile hydraulic, crane, parametric, CAD

1. GİRİŞ

Gelişen teknolojiyle birlikte, tasarım maliyetlerinde önemli kazançlar sağlanmaktadır. Özellikle bilgisayar ortamında tasarım ve ürün geliştirme, önemli sayılabilecek prototip maliyetlerini azaltır. Bu tez çalışmasında, mobil hidrolik krenin tasarımı bilgisayar ortamında yapılarak parçaların birbirleriyle etkileşimi daha net ortaya konulmaktadır. Modellerin parametrik olması, farklı kapasite için yeniden model yapmak yerine, mevcut modeldeki parametrelerin değiştirilmesiyle amaca uygun model elde edilmesini sağlar. Aynı zamanda mevcut model, birçok yapısal analize uygun olup, katı model farklı dosya türlerine çevrilerek, kendi konusunda uzmanlaşmış yazılımlarda farklı analizler yapılabilir.

Çalışmada öncelikle mobil hidrolik krende kullanılan hidrolik elemanlar ve kontrol yöntemleri anlatılmıştır. Daha sonra CAD model ve CAD model ile yapılan analizler anlatılarak, mevcut CAD modelin konstrüksiyon ve hidrolik eleman hesapları gösterilmiştir.

2.MOBİL HİDROLİK ELEMANLAR

2.1. Hidrolik Silindirler

Pompanın devreye verdiği basınç enerjisi silindir ve hidromotorlar tarafından mekanik enerjiye dönüştürülür. Silindire doğrusal motor adı da verilir. Pistona uygulanan basınçla oluşan kuvvet piston kolu tarafından itme ya da çekme kuvveti halinde kullanılabilir. Hidrolik silindirler üç ana gruba ayrılır.

1 Tek etkili silindirler

2 Özel silindirler

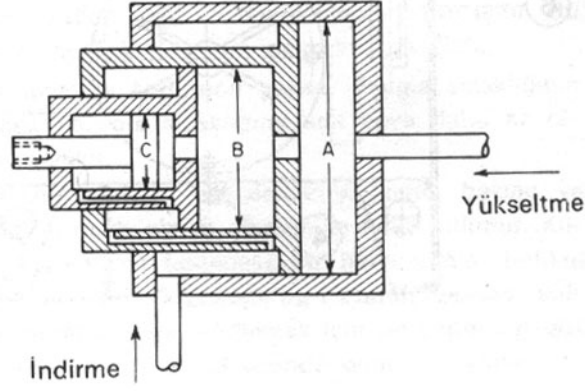
3 Çift etkili silindirler.

2.1.1. Tek Etkili Silindirler

Bu tür silindirlerde pompanın bastığı yağ bir yönde hareket ve kuvvet sağlar. Geri dönüş, silindir önündeki yük, milin kendi ağırlığı veya bir yay tarafından gerçekleştirilir. Geriye dönüş için silindirdeki yağı depoya bağlamak kafidir. Geriye dönüşte yağ basılmadığı için bu tür silindirler pistonsuz da olabilir. Bu durumda kuvveti sağlayan gerçek alan mil alanıdır. Milin dışarı fırlamaması için bir güvenlik parçası eklenir, fakat bunun her iki tarafında yağ basıncı olduğu için dengelenmiştir, gerçek alanı etkilemez. Mil kalın olacağı için burkulma sorunu da ortadan kalkar. Pistonsuz silindir en önemli özelliği borunun işlenip, honlanmasına gerek bırakmamasıdır. Bu da üretimi kolaylaştıran, ucuzlatan bir noktadır. Milin iyi işlenmesi ve yataklama boyunun uygun uzunlukta olması yeterlidir.

2.1.2. Teleskopik Silindirler

Küçük boyutlu silindir kullanıp uzun strok elde etmek istenildiğinde teleskopik silindir kullanılır. İççe geçirilmiş pistonlardan oluşan bir silindir türüdür. Her kademe çıkışında mil çapı, dolayısıyla gerçek alan küçülür. Eğer devrede sabit verdili pompa kullanılıyorsa silindir hızı artacak, fakat uygulayabileceği kuvvet azalacaktır. Eğer yük değişmiyorsa en küçük mil alanı bu kuvvete göre hesaplanmalıdır. Tek veya çift etkili olabilirler.



Şekil 2.1 Çift etkili teleskopik silindir şematik çizimi

2.1.3. Çift Etkili Silindirler

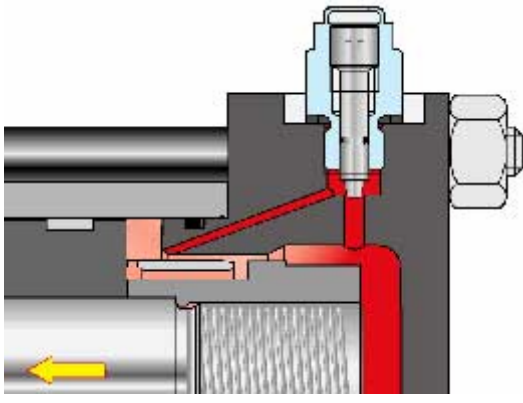
Yağ gönderilmesi ile her iki yöne de hareket edebilen ve kuvvet uygulayabilen, en çok kullanılan silindir türüdür. Tek veya çift piston kollu olabilirler. Çift kollu silindirin kol çapları farklı yapıldığında, aynı basınç değerinde iki yönde farklı kuvvet yaratır.

Çalışması ve Yapısı:

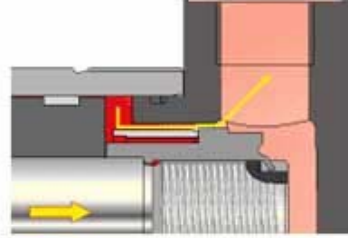
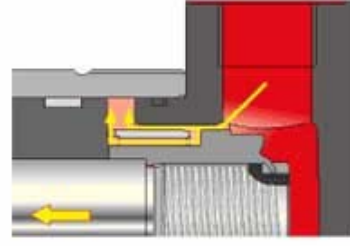
Silindirin bir bölümüne yağ verildiğinde, diğer bölüm depoya bağlanır ve bu şekilde bir hareket elde edilir. Silindirin çalışabileceği en üst hız değeri üretici firma tarafından verilir. Silindirin önerilen değerden daha hızlı çalışması halinde yükün kinetik enerjisinden dolayı strok sonunda darbe oluşur. Bunu önlemek amacıyla silindirlerde “yastıklama” düzeneği geliştirilmiştir.

2.1.4. Yastıklama

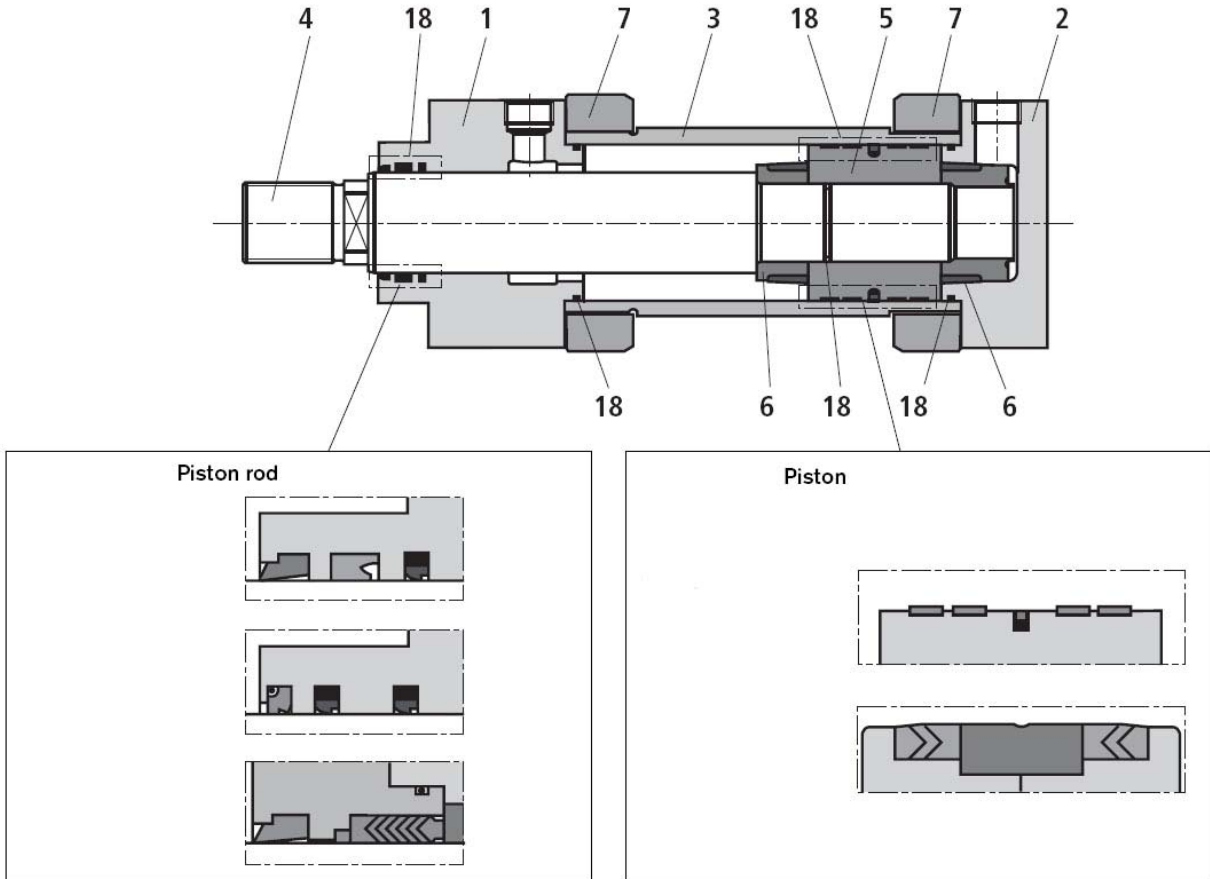
Pistonu hareket ettiren hidrolik akışkan gidecek yer bulamadığında (silindir strokunun sonunda) akışkanın eylemsizliği hidrolik şok adı verilen bir darbe oluşturacaktır. Eğer bu darbenin şiddeti büyük olursa, bundan silindir ve bağlı bulunduğu sistem zarar görecektir. Bu enerjinin gerek silindiri, gerekse de yapılan işi bozmaması için silindire yastıklama düzeneği ilave edilir. Yastıklama düzeneği silindir pistonunu strokunun sonuna varmadan yavaşlatır. Yastıklama silindirin ileri ve geri hareketinin her ikisine de uygulanabilir. Yastıklama düzeneği bir iğne valf ve yastıklama burcundan oluşur. Genellikle 20mm/s'nin üzerindeki hızlarda yastıklama önerilir.



Şekil 2.2 Dışarıdan ayarlanabilen yastıklama



Şekil 2.3 Kendinden ayarlı yastıklama



- 1 Ön kapak
2 Arka kapak
3 Boru
4 Piston kolu

- 5 Piston
6 Yastıklama burcu
7 Flanş
18 Sızdırmazlık elemanları tipleri

Şekil 2.4 Çift etkili, yastıklamalı hidrolik silindirin ana elemanları.

2.1.1.5. Silindir Borusunun Seçimi

Hidrolik silindir boruları genellikle dikişsiz çelik çekme veya dikişli boru olduğu gibi derin delme tezgahlarında dolu malzemedan de yapılabilir veya dökümle elde edilir. Ençok kullanılan borular St35 veya St52 niteliğinde çelik çekme borulardır. Boru iç yüzeyi, honlama veya ezme işlemlerinden geçirilerek gerekli yüzey temizliği sağlanır. Bir boruda dikkat edilmesi gereken üç büyüklük vardır; yüzey pürüzlüğü, yüzey dalgalığı ve şekil kaçıklığı. Yüzey pürüzlüğü için (Ra) değerleri; 0,2-0,4-0,8-1,6-3,2 µm olarak CETOP tarafından beş sınıfa ayrılmıştır. Ovallık için 82-4 µm ve yüzey dalgalığı için de (0,2-0,5 mm/1m) değerleri kabul edilebilir değerlerdir. Boru ile piston arasında IT7 ve IT8 toleransları kullanılır.

Boru et kalınlığı hesabı için;

$d_a/d_i \leq 1.7$ durumunda (DIN 2413'e göre)

$$S_o = (d_a * p * S) / (200 * \sigma_{ak}) \text{ [mm]} \quad (2.1)$$

Bu formülde;

S_o : boru et kalınlığı [mm]

P: basınç [bar]

S: güvenlik katsayısı (1,7~2)

d_a : boru dış çapı [mm]

d_i : boru iç çapı [mm]

σ_{ak} : Akma dayanımı [DaN/mm²]

2.1.1.6. Piston Kolu

Kesit şekli dairesel olmakla birlikte, dönmesini önlemek için değişik kesitlerde olabilir. Piston kolu malzemesi genellikle CK45 olarak seçilir, taşlanır ve sert kromla kaplanır. Kaplandıktan sonra yüzey pürüzlülüğü [Ra] ≤0,4 µm değerinde olmalıdır. Krom kaplama kalınlığı noktada (yarıçapta) 25~35 µm olmalı, sertliği 5863 HRC , çap toleransı f7 olmalıdır.

Piston kolu burkulma hesabı

Burkulma hesabı genellikle Euler formülüne göre yapılır.

$$\text{Burkula yükü} \quad K = (\pi^2 * E * J) / S_k^2 \quad (2.2)$$

$$\text{Maksimum çalışma yükü} \quad F = K / S$$

Bu formüllerde;

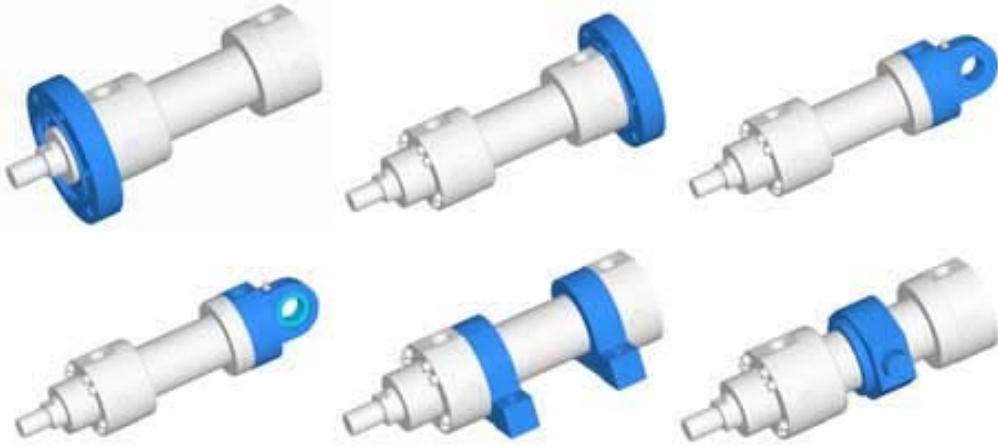
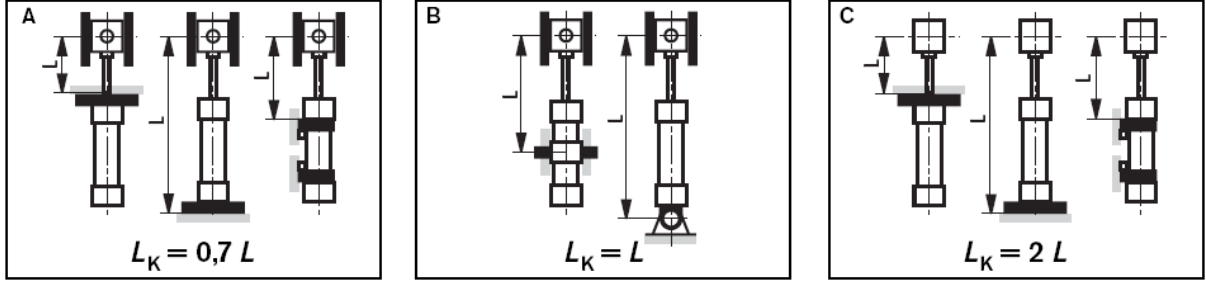
$S_k (L_k)$: serbest burkulma boyu

E : Elastisite modülü [kg/cm^2] , çelik için $2.1 \cdot 10^6$

J : Eylemsizlik momenti [cm^4] dairesel kesit için $\pi \cdot d^4 / 64$

S : Emniyet katsayısı [2,5~3]

Serbest burkulam boyu bağlantı şekillerine göre hesaplanır.

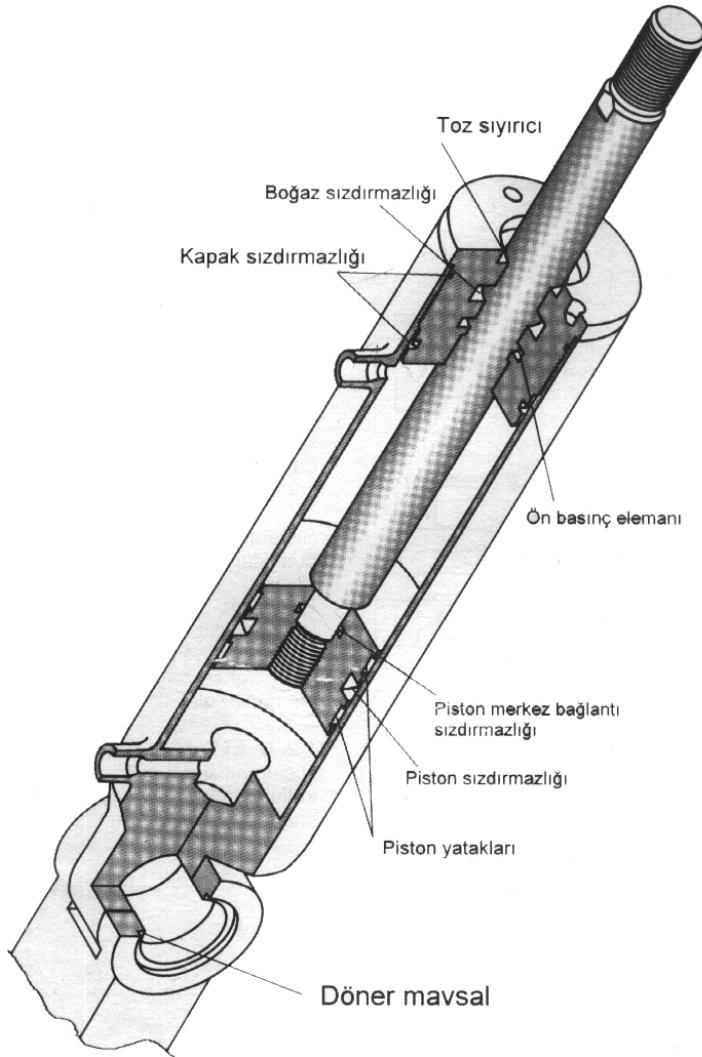


Şekil 2.5 Silindir Bağlantı Şekilleri:

2.1.1.7.Hidrolik Silindirlerde Sızdırmazlık ve Yataklama

Hidrolik silindirlerde sızdırmazlık 3 ana bölgede gereklidir.

Piston, Mil (boğaz) ve Kapak sızdırmazlığı. Piston ve mil bölgesindeki sızdırmazlık dinamik, kapak sızdırmazlığı statiktir.



Şekil 2.6 Hidrolik silindir kesiti

Doğru sızdırmazlık elemanı seçerken;

•İlk aşamada sistemde kabul edilebilir sızıntı miktarı bulunmalı.

•Sızdırmazlık elemanının uygulama şartları ve yuva toleranslarına uyum sağlayacak elastikiyete sahip olmasına dikkat edilmeli.

•Çalıştığı ortamın kimyasal yapısına ve ortam sıcaklığına uygun olmalı.

•Bulunduğu ortamın etkisi ile büzülmemeli, tercihen belirtilen sınırlar dahilinde hacmi büyümemeli.

•İyi bir kayma özelliğine ve düşük sürtünme katsayısına sahip olmalı.

•Aşınmaya karşı dayanıklı olmalı. Dış ortamdan sisteme yabancı maddelerin girişini önlemeli.

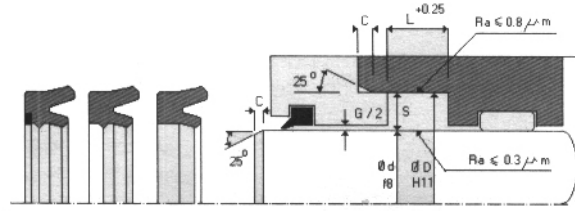
•Yuvaya yerleştirilmesi kolay olmalı

•Yuva ve sürtünme yüzey şartları ile uyumlu olmalı.

2.1.1.7.1. Dudaklı “U” Keçeler

Mil uygulamaları:

Yaygın olarak kullanılan U dudaklı elemanlar muhtelif uygulamalar için farklı tip ve malzemelerden imal edilir. Günümüzde Poliüretan malzemeler sürtünme ve basınca dayanımları ile öncelikli olarak kullanılmaktadır ancak soğuk ve düşük basınç ortamında poliüretan malzeme iyi sonuç vermez. Bu ortamların değişmez malzemesi NBR elastomerdir. Yüksek sıcaklık ortamında ise FPM (viton) kullanılması zorunludur.



Şekil 2.7 Dudaklı “U” keçe

Çalışma Şartları:

Basınç [bar] : 30/400

Sıcaklık [°C]: -30 ~ +100

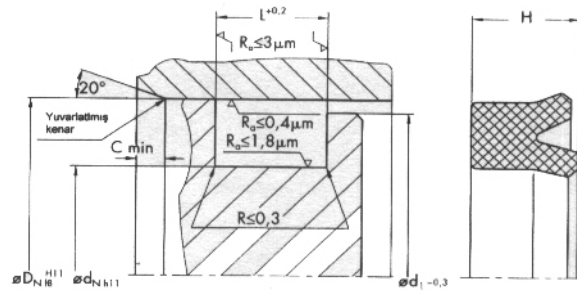
Hız [m/s] : < 0,3

Çalışma aralığı:

G [mm]	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Basınç [bar]	400	400	280	200	120	90

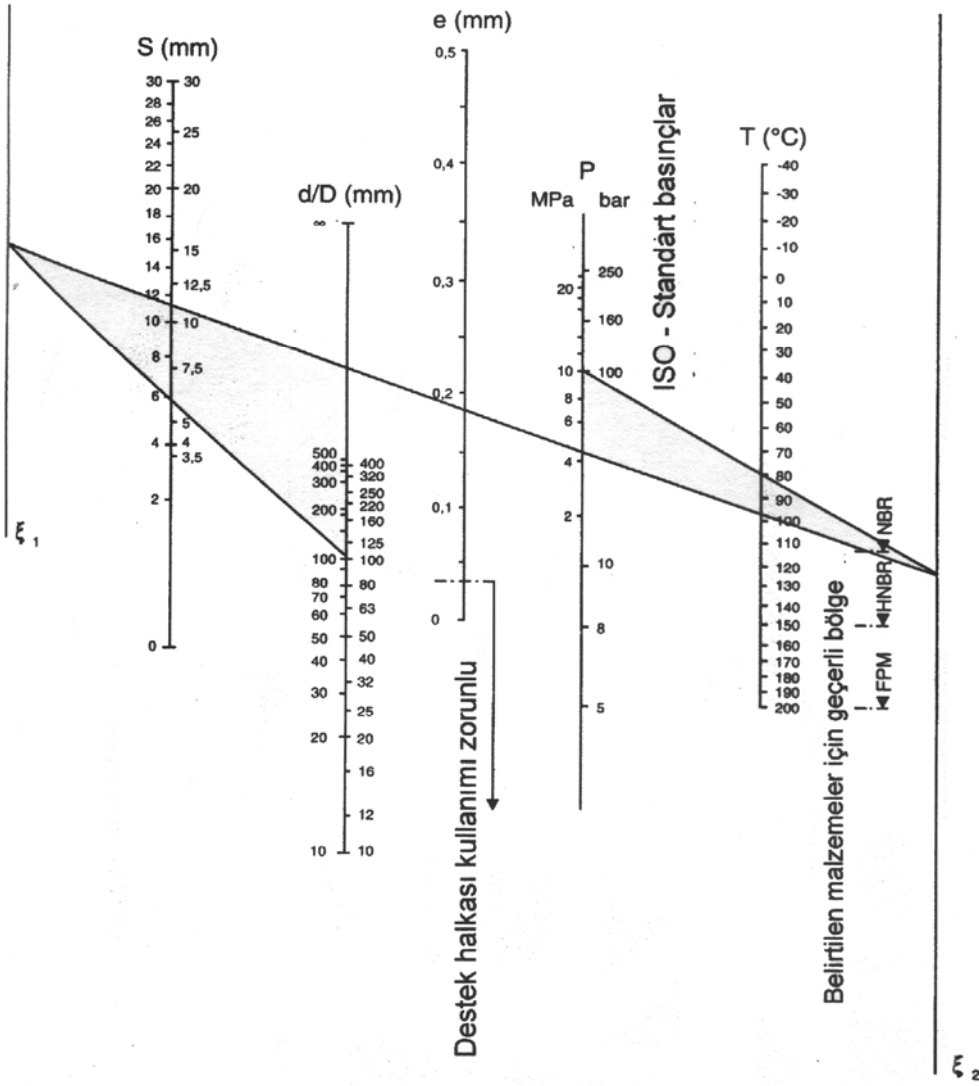
U elemanların piston kullanımı:

U elemanları genellikle mil uygulamalarında kullanılmalarına karşılık, piston uygulamalarında sağlıklı olarak kullanılmaları bazı şartlara bağlıdır. Mil uygulamalarının tersine piston uygulamalarında kullanılan U elemanların dış dudakları diğerlerine kıyasla daha kısadır. Bunun nedeni dudaklara yağ alma kolaylığı sağlamaktır.



Şekil 2.8 Dudaklı “U” keçe

Çizelge 2.1 Çalışma şartlarına bağlı olarak boyut seçimi.



DUDAKLI SIZDIRMAZLIK ELEMANLARINDA BOYUTLANDIRMA

Çizelgelerde esas alınan kriterler:

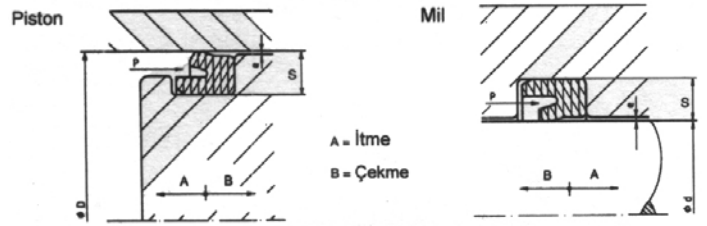
Dinamik çap: Piston için (D), Mil için (d)

Kesit : S

Basınç : P

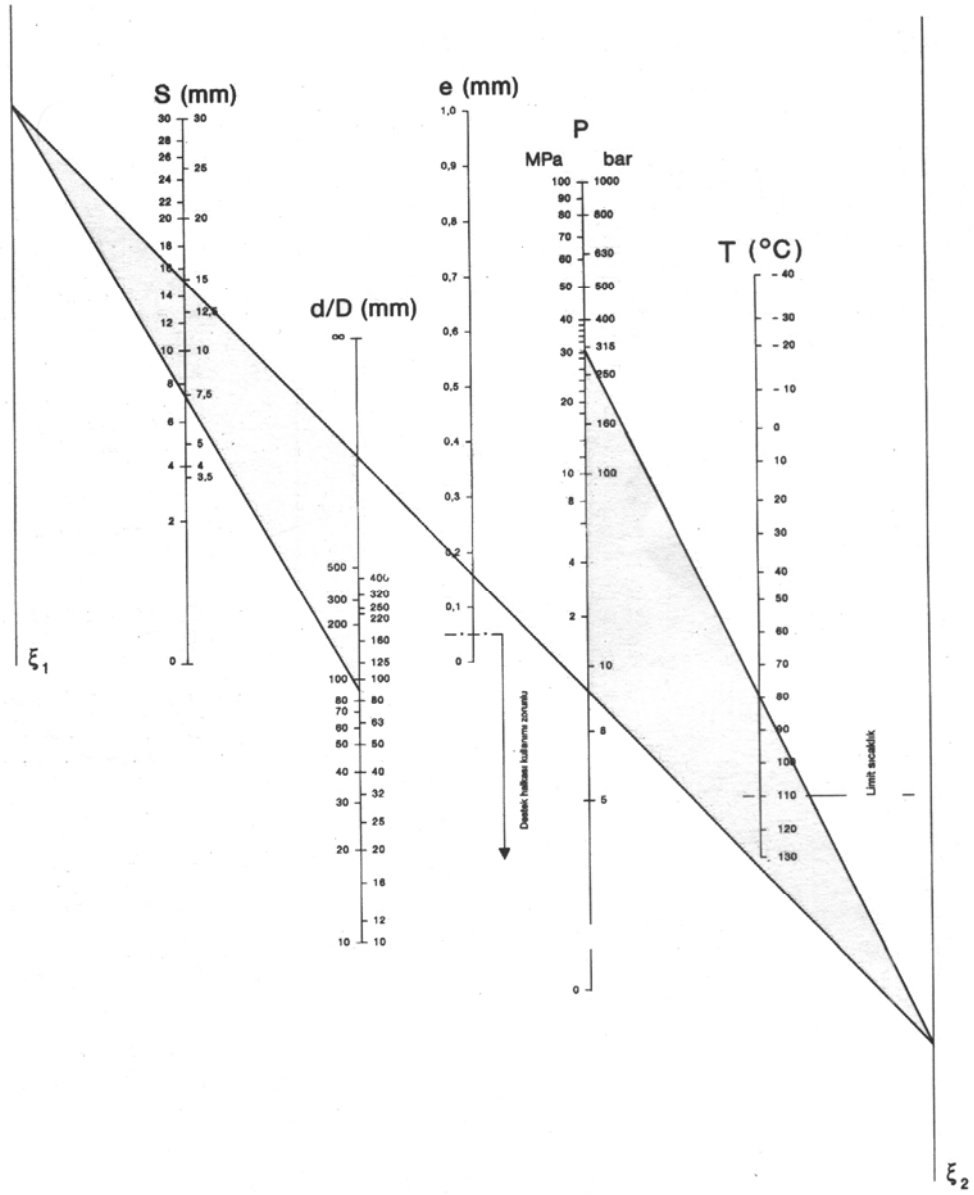
Sıcaklık : T

Çalışma aralığı : e



Şekil 2.9 Dudaklı sızdırmazlık elemanı

Çizelge 2.2 Çalışma şartlarına bağlı olarak boyut seçimi. (Çizelge U dudaklı sızdırmazlıklar için geçerlidir.)



2.1.1.7.2. Teflon Yağ Tutucular

Boğaz teflon yağ tutucular:

Çalışma şartları:

Basınç [bar] : 30/400

Sıcaklık [°C]: -30 ~ +120

Hız [m/s] : < 2,0

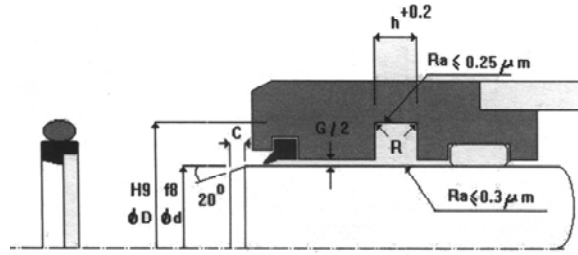
Standart malzemeler:

Sızdırmazlık ringi : PTFE-bronz

O-ring : NBR 70

Boyutlandırılması:

kanal boyu [h]	2,2	3,2	4,2	6,3	8,1
200 bar , G max	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7
400 bar , G max	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5



Şekil 2.10 O ring toleransları

2.1.1.7.3. Boğaz Takım Keçeleri:

Çalışma şartları:

Basınç [bar] : 40/400

Sıcaklık [°C]: -30 ~ +100

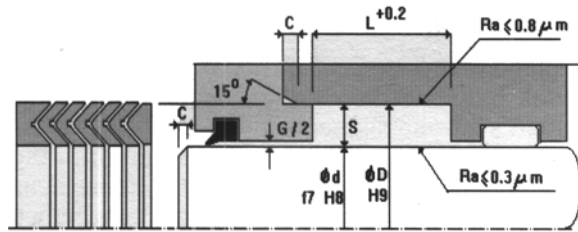
Hız [m/s] : < 0,5

Standart malzemeler:

Ara parçalar :NBR + Bezil NBR

Alt baskı :Poliester

Üst Baskı :Poliasetal



Şekil 2.11 Boğaz takım keçeleri

FARKLI TİP KEÇELER VE ÖZELLİKLERİ

DESTEKLİ BOĞAZ TAKIMLARI:

Çalışma şartları:

Basınç [bar] : 30/700

Sıcaklık [°C]: -40 ~ +130

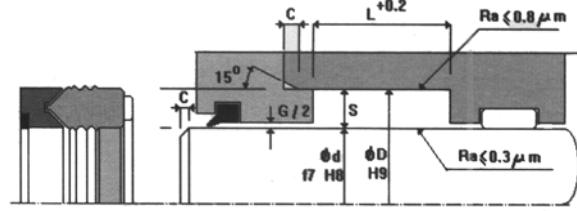
Hız [m/s] : < 0,5

Standart malzemeler:

Sızdırmazlık ringi: NBR 80 shore A

Destek ringi: Hytrel

Destek Segmanı POM



Şekil 2.12 Destekli boğaz takımları

PTFE PİSTON YAĞ TUTUCU

Çalışma şartları:

Basınç [bar] : 40/400

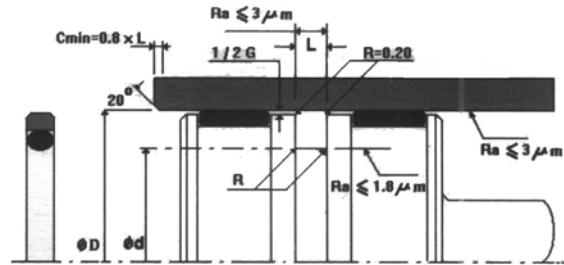
Sıcaklık [°C]: -30 ~ +120

Hız [m/s] : < 15

Standart malzemeler:

Sızdırmazlık ringi: PTFE / bronz

O-ring : NBR 70



Şekil 2.13 PTFE piston yağ tutucu

2.1.1.7.4. Yaylı PTFE “U” Keçe

Yaylı U keçeler hassas sızdırmazlık, kimyasal ve sıcak ortamlarda kullanılabilir. Olağanüstü düşük sürtünme katsayı vardır ve aşınmaya karşı çok dayanıklıdır. Dudak tasarımları işlev görecekları ortamın viskozitesi , çalışacakları dinamik yüzeyin kalitesi ve malzemesiyle yakından ilgilidir. Dinamik olarak piston ve boğaz, statik olarak kapak sızdırmazlıkları mümkündür.

Çalışma şartları:

Basınç [bar] : 35/350

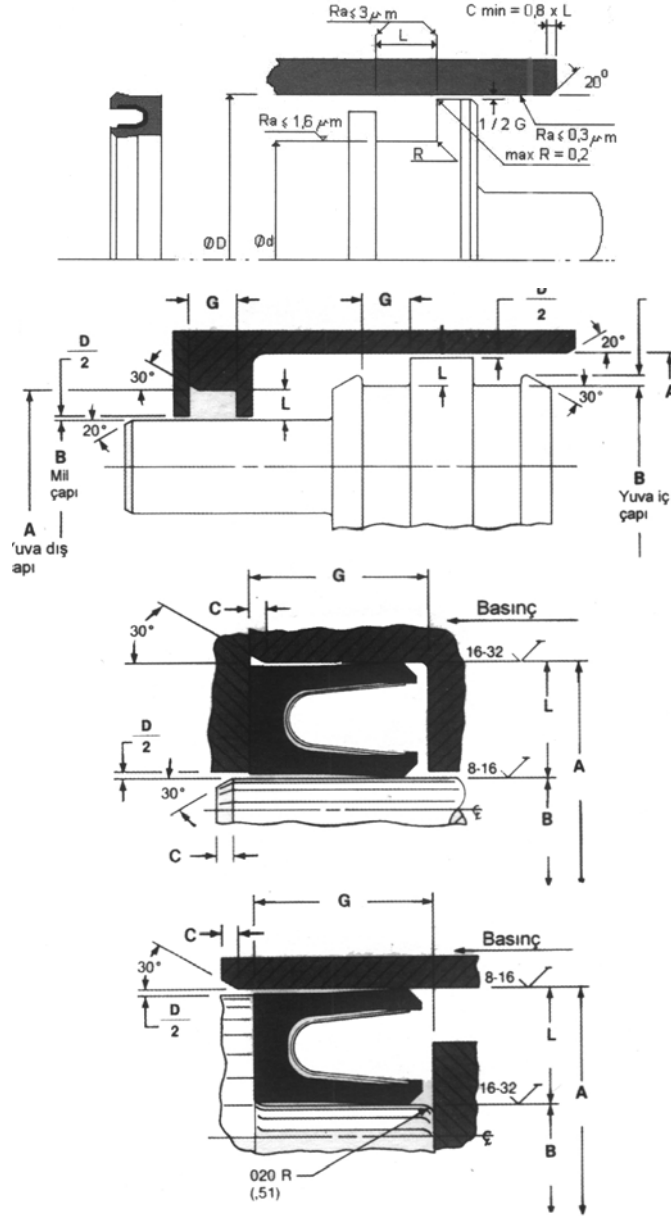
Sıcaklık [°C]: -150 ~ +250

Hız [m/s] : < 15

Standart malzemeler:

U ringi: PTFE / karbon

V yay: çelik 1.4310



Şekil 2.14 Yaylı PTFE "U" keçeler

2.2. Mobil Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar, kendilerini tahrik eden motor tarafından iletilen enerjiyi hidrolik çalışma enerjisine dönüştürürler.

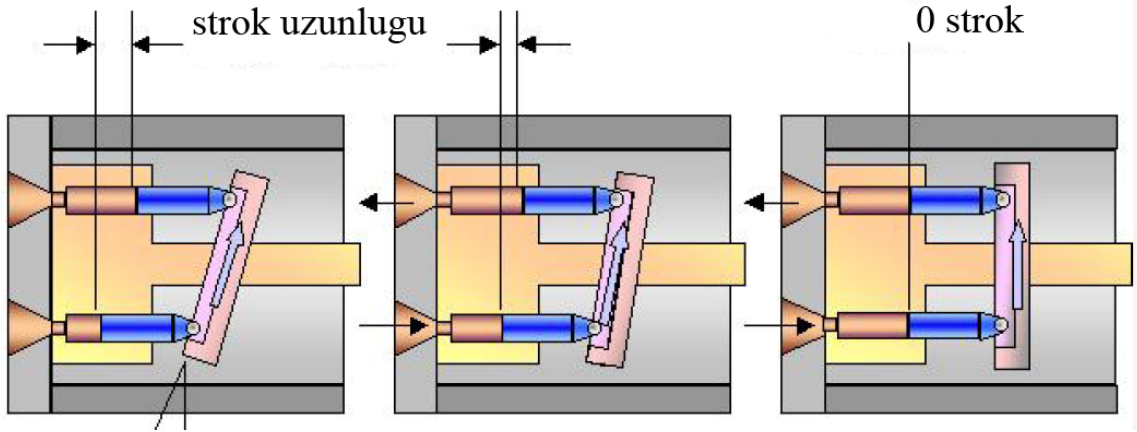
Pompalama hareketi tüm pompalar için aynıdır. Tüm pompalar emiş ağzında artan bir hacim basma ağzından azalan bir hacim meydana getirirler. Pompalama hareketi yapan elemanlar bunun ile birlikte tüm pompalarda aynıdır.

Endüstriyel hidrolikte kullanılan pompaların diğer tüm pompalardan en önemli ayrıcalığı pozitif iletimli olmalarıdır, yani bu tip pomplarda emilen yağ basılmak zorundadır, böylece basılan yağın önünde direnç sözkonusu olacağından basınç oluşacaktır.

Mobil hidrolikte genellikle eksenel pistonlu pompalar ve bazı uygulamalarda da (örneğin vinç tahriğinde) dıştan dişli pompalar tercih edilir. Eksenel pistonlu pompalar eğik eksen ya da eğik plaka prensibine göre olabilir. Dişli pompalar, eksenel pistonlu pompalara göre daha iyi kaplanan hacim/kapasite performansı göstereler de, gerek azami kapasiteleri, gerekse de çalışma koşullarından etkilenmeleri (titreşim, sarsıntı, darbe) sebebiyle, mobil uygulamalarda ikinci olarak tercih edilirler. Ayrıca, eksenel pistonlu pompalarda deplasman değiştirme mekanizmasının kullanılabilmesi, hatta bu mekanizmanın yüke duyarlı olması, hidrolik gücün kontrolünde çok önemlidir. Dişli pompalar gibi sabit deplasmanlı pompalarda, debi/basınç değiştirme işlemi, ancak pompaların paralel/seri bağlanmaları ile gerçekleştirilebilir.

Değişken deplasmanlı pompaların mobil hidrolikte kullanılmasının bir diğer avantajı, sistem yükünün sürekli olarak değişmesi, dolayısıyla bazı anlarda yüksek akış hızı, düşük basınç (sistem yük altında çalışmazken, azami hızda konum değiştirebilmesi, teleskopik bom elemanlarının hızlı bir şekilde açılması) bazı anlarda ise düşük akış miktarına karşılık yüksek basınç (sistem yüke bindiğinde, özellikle ağır yüklerde, dinamik kuvvetin de sisteme zarar vermesini önlemek için yavaş hareket gerektiren durumlarda) sağlayabilmesidir.

Bu gibi durumlarda, deplasman değiştirme mekanizmasının, sistemin kendisini dinleyerek cevap veren bir mekanizma olması en uygundur. Yüke duyarlı (Load sensing) pompalarda kullanılan pilot uyarı sistemi en uygun çözümdür.

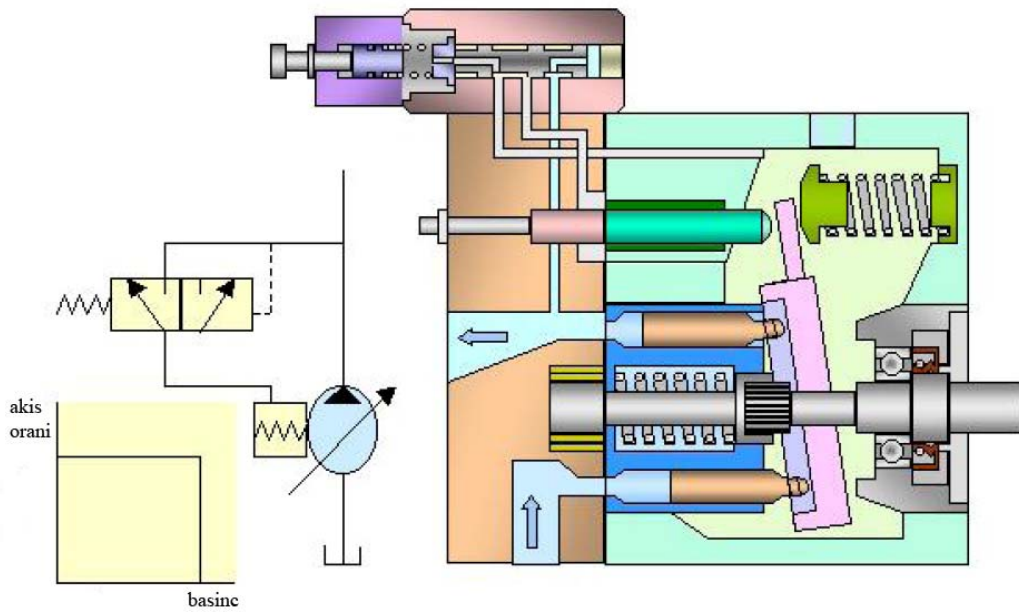


Şekil 2.15 Deplasman değiştirme mekanizması

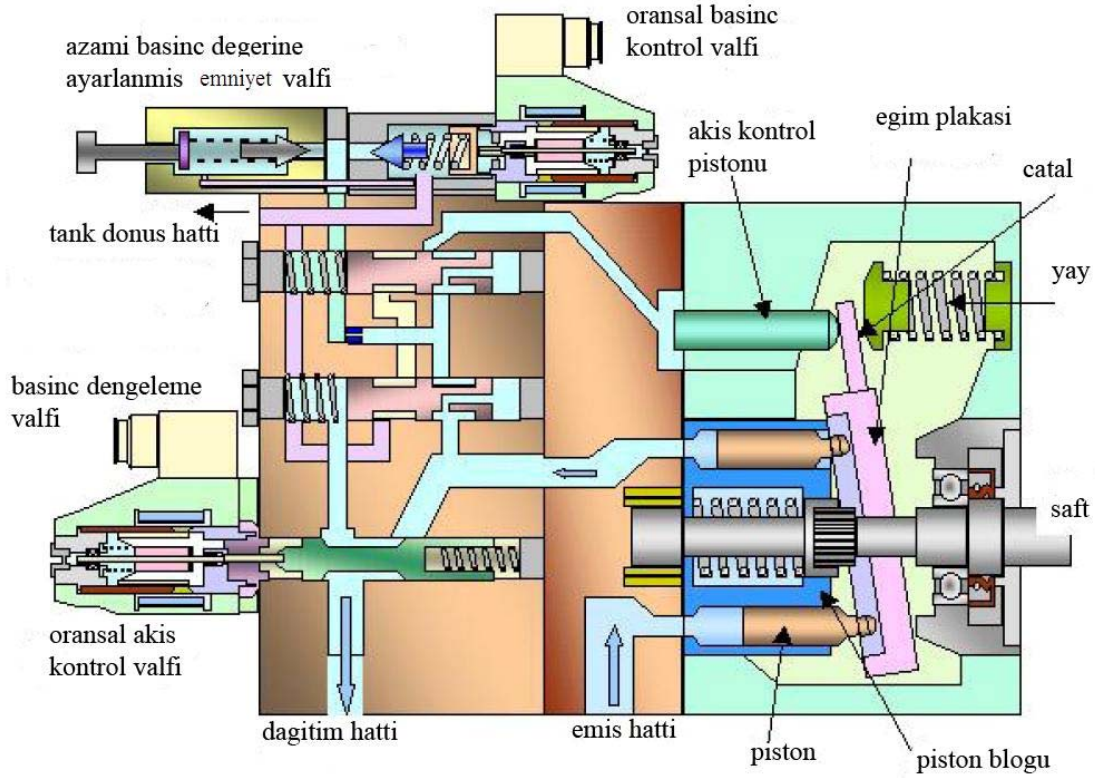
Yukarıda, deplasman değiştirme mekanizmasının nasıl çalıştığı, basitçe gösterilmiştir. Eğim plakası (pembe renkli) mekanik, ya da hidrolik olarak hareket ettirilerek deplasman değiştirilir. Deplasman değiştirme mekanizması, sistemden çekilen bir pilot hat vasıtasıyla, geri besleme mekanizması kullanılarak yapılır. Bu sayede basınç, daha evvelden pompa üzerinde mekanik olarak ayarlanmış değerde tutulur. Bu en basit geri beslemeli, yük algılayan deplasman değiştirme mekanizmasıdır.

Değişken deplasmanlı pompalarda, valf ve kontrol elemanları, sabit bir modül halinde pompa üzerine yerleştirilmiştir. Bunun basit bir örneği aşağıda görülmektedir.

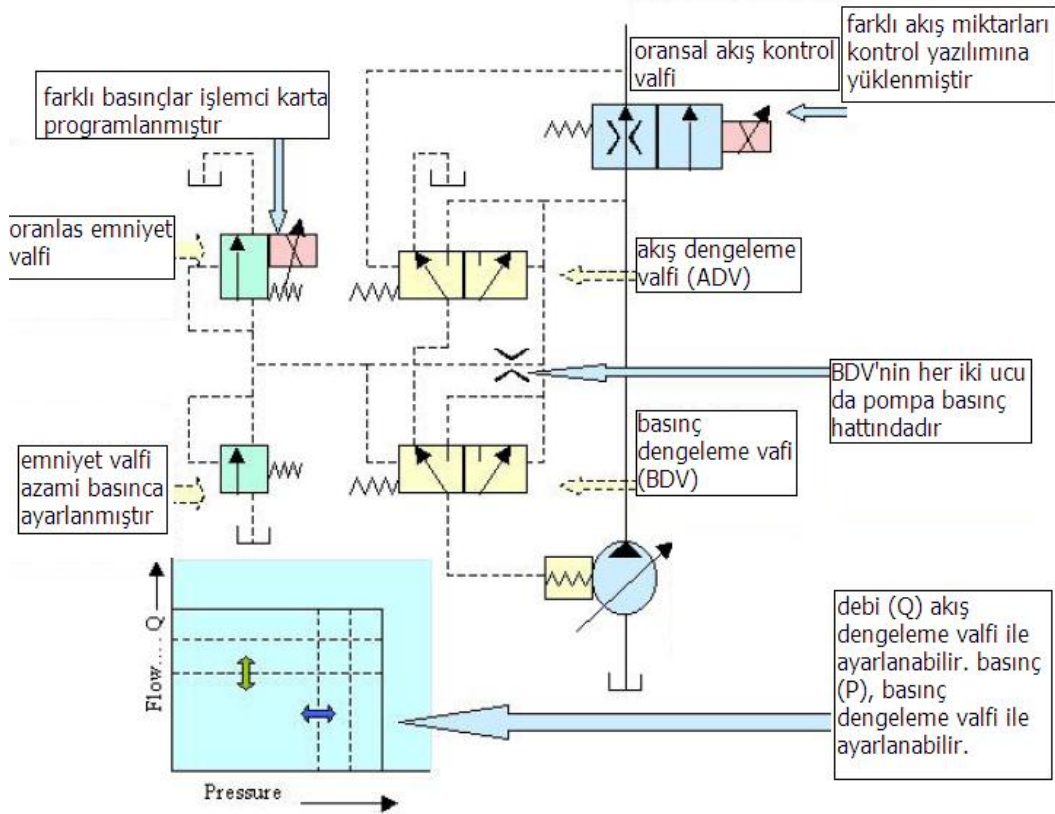
DEĞİŞKEN DEPLASMANLI POMPADA BASINÇ DENGEME



Şekil 2.16 Değişken deplasmanlı pompada basınç dengeme



Şekil 2.17 Kontrolün, oransal valfler yardımıyla yapıldığı değişken deplasmanlı eksenel pistonlu pompa.



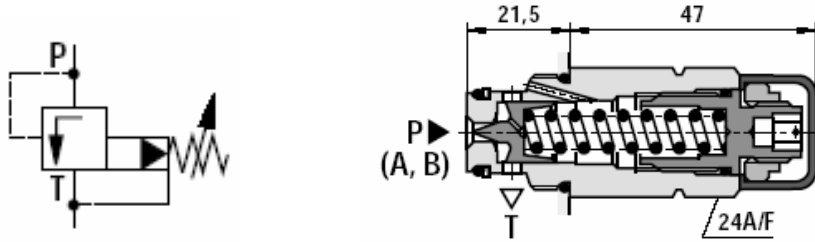
Şekil 2.18 Değişken deplasmanlı pompa şematik çizimi

2.3. Valfler

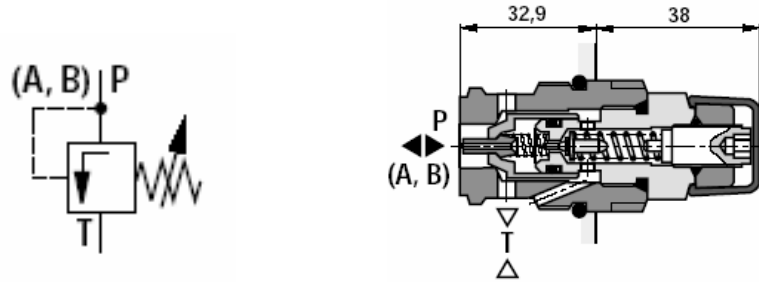
Valfler, yön denetim valfleri, akış denetim valfleri ve basınç denetim valfleri olarak 3 gruba ayrılırlar.

2.3.1. Basınç Denetim Valfleri

Basınç denetim valfleri, özellikle bizim sistemimizde olduğu gibi yük altında çalışan sistemlerde güvenliğin sağlanması için kaçınılmazdır. Bu tür valfler, emniyetin daha da artırılması amacı ile, ilgili elemana (bizim sistemimizde hidrolik silindir) direkt olarak vidalı bağlantı ile, hortum gibi bir ara eleman kullanılmadan bağlanır.

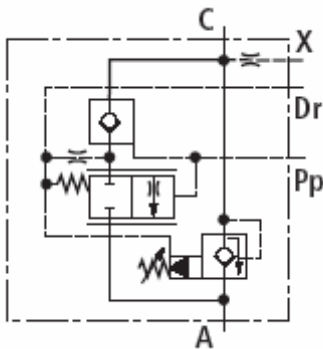


Şekil 2.19 Pilot uyarılı fren valfi

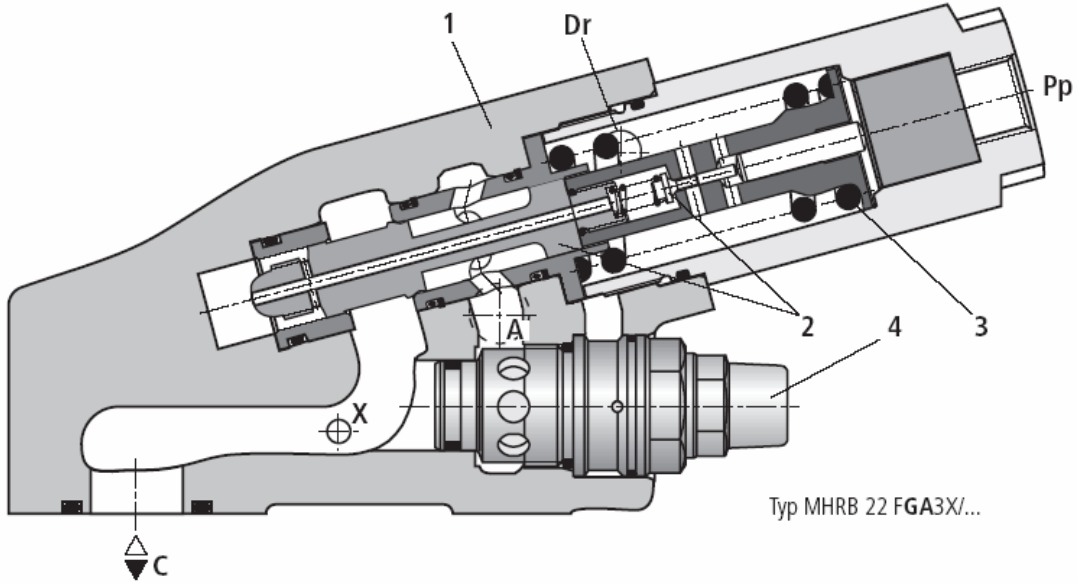


Şekil 2.20 Doğrudan uyarılı fren valfi

Basınç denetim valfleri, aynı zamanda, kısma valfleriyle de birleştirilerek, silindir üzerinde komple bir modül olarak takılabilir.



- A: besleme hattı
- C: silindir hattı
- P: pilot uyarı hattı
- Dr: drenaj hattı
- X: test noktası

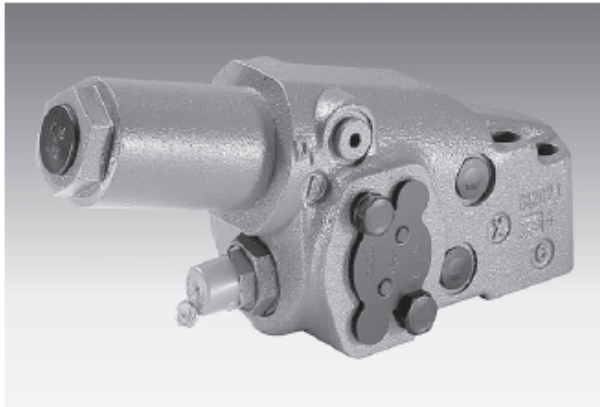


Şekil 2.21 Basınç emniyet valfi kesiti

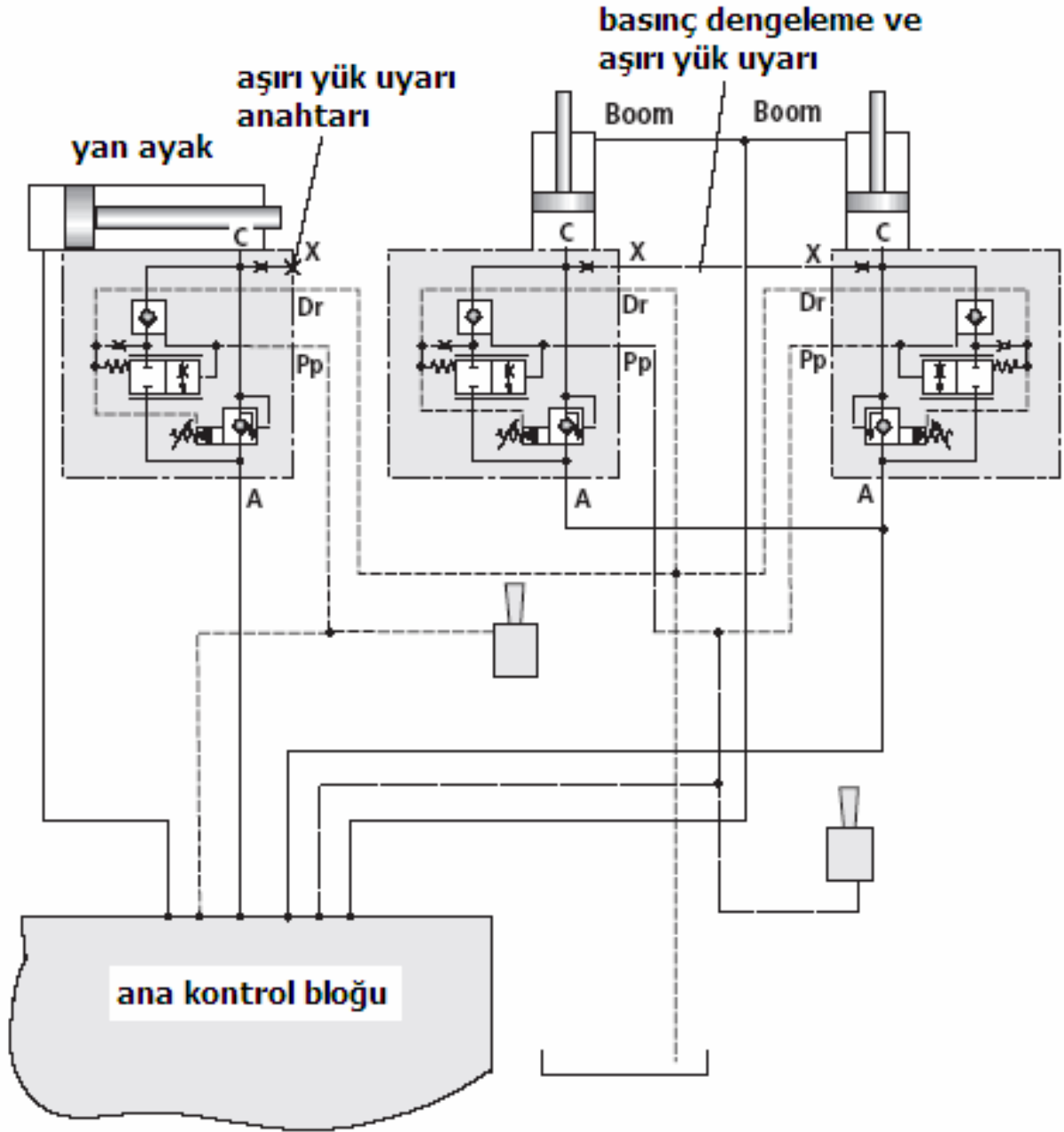
Burada, akış A'dan C'ye doğru olduğunda, akışkan basınç emniyet valfi üzerinden akar. Akış C'den A'ya doğru olduğunda ise, 2 numaralı geçiş, pilot hattı ile açılır. Pilot hattındaki basıncın artmasıyla, ana sürgü, belli miktarda 3 numaralı kontrol yayına doğru itilir ve dolayısıyla geçiş hattı aynı oranda açılır.

Test noktası X, sistemin test edilmesi için ya da aşırı basınç anahtarına bağlamak için kullanılabilir. Aynı zamanda, sistemler paralel bağlanacağı zaman, basınçların dengelenmesi gene bu hat üzerinden yapılır.

DIN/ISO 8643'e göre, ekskavatörler ve yük kaldırma işlemi yapan diğer hidrolik makinaların, bu tip emniyet valfiyle donatılmış olmaları gerekmektedir. Bu tip valflerde, önceden ayarlanan basınç değerinin üzeri, kullanım esnasında, makinanın kapasitesinin arttırılmasını, dolayısıyla emniyetin düşürülmesini önlemek amacıyla resimde görüldüğü gibi mühürlenir. Bazı tiplerde, basınç ayarının yapıldığı kısım kilitlidir.



Şekil 2.22 Mühürlü emniyet ayar vidası

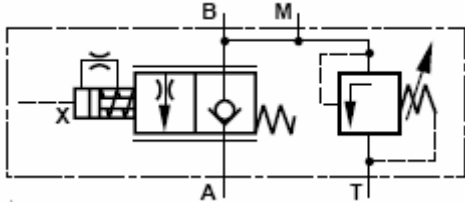


Şekil 2.23 Basınç emniyet valferiyle oluşturulmuş örnek devre

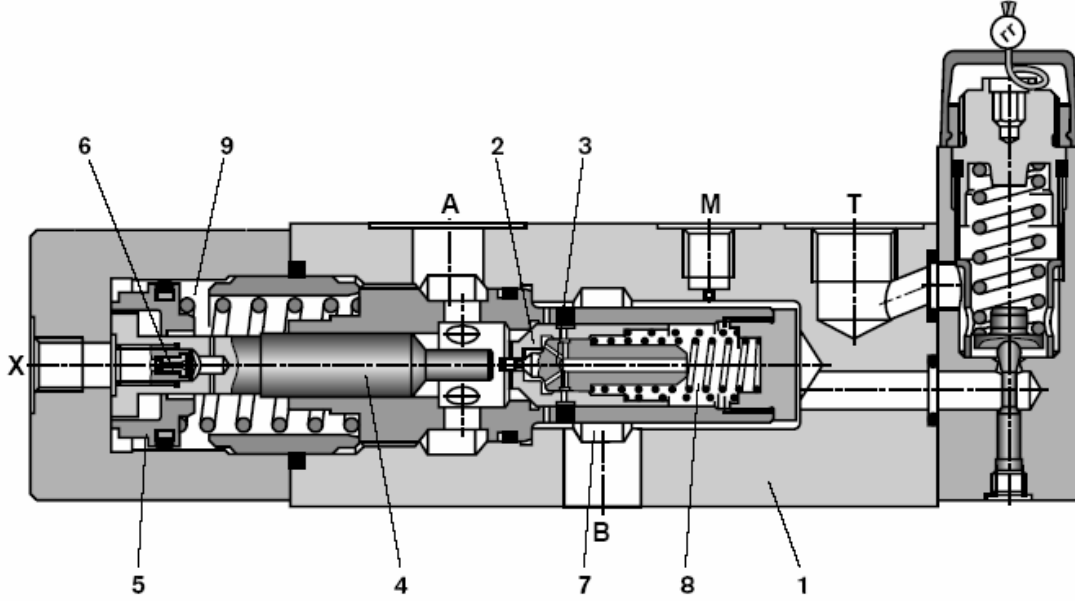
Söz konusu basınç emniyet valferinin, mobil hidrolik krende kullanılış şekli yukarıda basitçe gösterilmiştir. Daha evveden de bahsettiğimiz gibi, X kontrol hattı, paralel bağlı silindirlere, basıncın eşitlenmesi için kullanılmıştır.

2.3.2. Hidrolik Hareketlendiriciye Giden Yağın Denetlenmesi (Check Q-Meter):

Bu tip valfler, sistemdeki hidromotor ya da silindirlere hızlarının yükten etkilenmeden istenilen hızda hareket edebilmesi için kullanılırlar. Aynı zamanda hortum patlamalarına karşı da kendi içlerinde bir güvenlik oluştururlar.

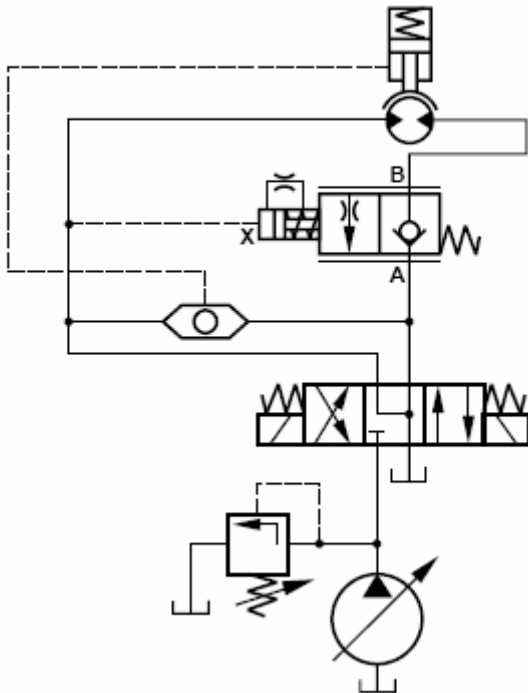


Valf içerisinde akışın yönü, B'den A'ya doğrudur. A portu, yön valfi ile yağ tankına bağlıdır. Silindirin piston önünde kalan yağın basıncı çalışma koşullarına bağlıdır. X hattındaki kontrol basıncı ile B hattındaki çalışma basıncı arasında 1:20'lik bir oran vardır.



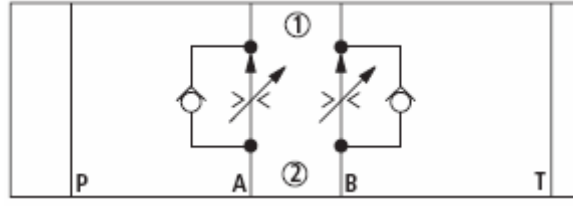
Şekil 2.24 Check Q-Meter kesiti

Şekilde , valfin ,yük altında çalışan hidromotor'a uygulandığı gösterilmektedir.

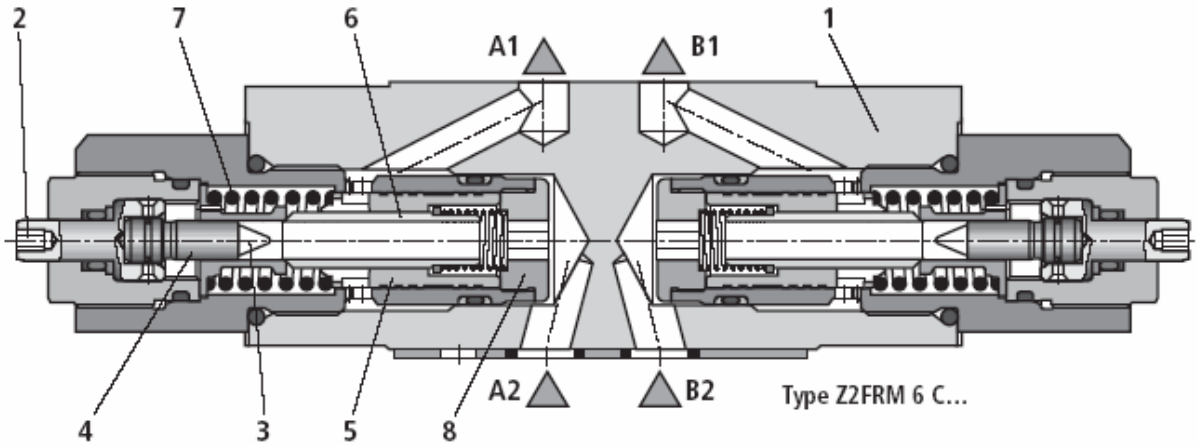


2.3.4 Akış Denetim Valfleri:

Yük altında çalışan sistemlerde akış hızının basınç ve sıcaklıktan etkilenmemesini sağlar.



Akış, 3 numaralı boğaz üzerinden, A2/B2 portundan, A1/B1 portuna doğru olmaktadır. Akış kesiti, 3 numaralı cidar ve 4 numaralı sürgünün, 2 numaralı ayar elemanı tarafından ayarlanmasıyla sağlanır. A1/B1 portundaki akışın basınçtan bağımsız olarak ayarlanması için, 5 numaralı basınç dengeleyici kullanılmıştır. 5 numaralı basınç dengeleyicisi, 7 numaralı yay vasıtası ile, 8 numaralı sokete itilmektedir. Böylelikle sistem, yağ akışı yokken açık kalmaktadır. Valfte bir akış olduğunda, karşı basınç, A2/B2 portundan 5 numaralı basınç dengeleyicisini tahrik etmektedir. Bu durumda, 5 numaralı dengeyici sürgü de basınç dengelenene kadar, hareket etmekte ve denge sağlanmaktadır.

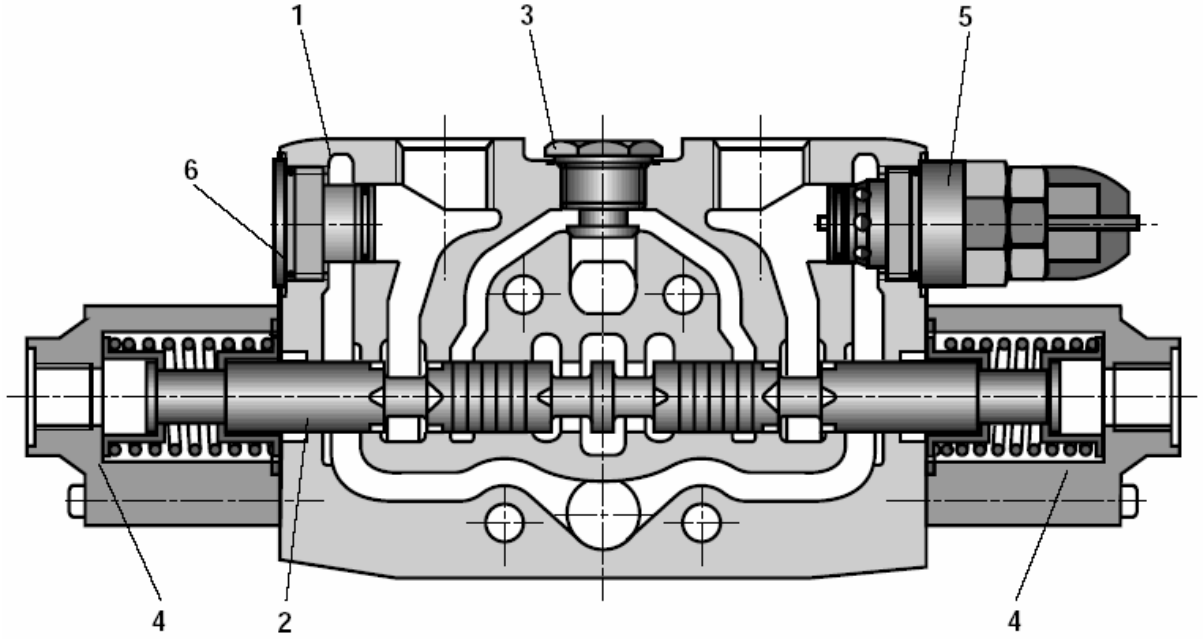


Şekil 2.25 Akış kontrol valfi kesiti

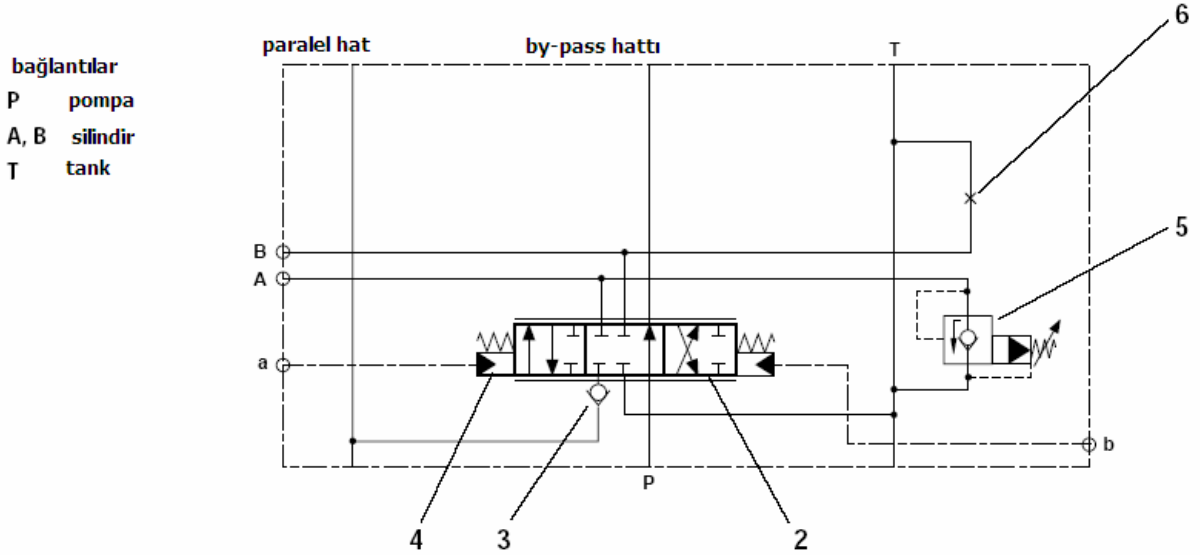
2.3.5 Kontrol Blokları

Kontrol blokları, basit olarak 6 yol prensibine göre çalışan elemanlardır. (1) numaralı muhafaza, (2) numaralı sürgü, ve yüklenmeye karşı (3) numaralı çekvalf, sürgü tahrik ve geri dönüş sistemi (4), basınç emniyet valfi (5) ve 6 numaralı anti-kavitasyon valfinden oluşur.

Kontrol blokları paralel ya da tandem şekilde bağlanabilirler. Teleskopik boom silindirlerine ait kontrol blokları birbirlerine tandem şekilde bağlanmışlardır.



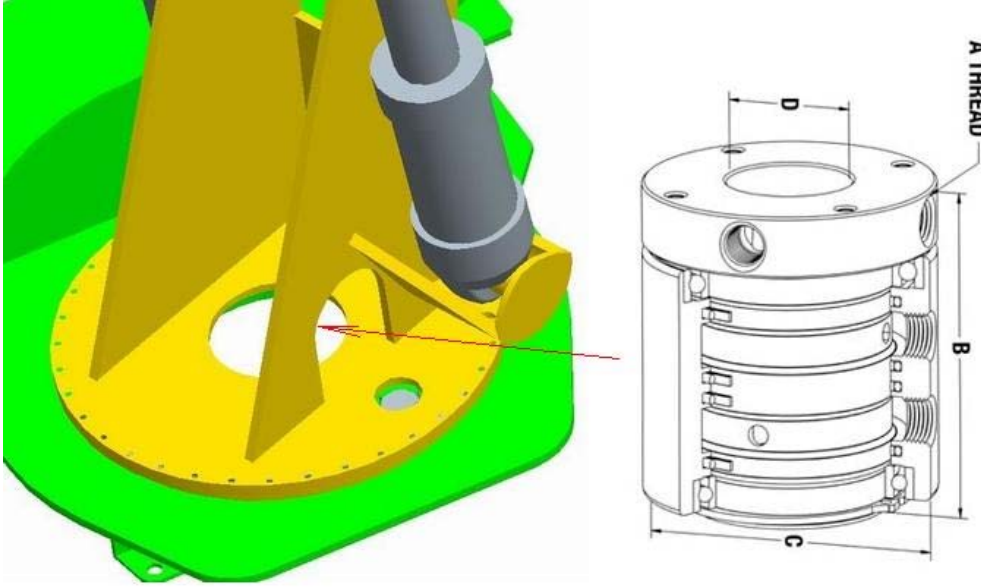
Şekil 2.26 Kontrol bloğu kesiti



Şekil 2.27 Kontrol bloğu devre şeması

2.4 Dönel Yol verme Sistemleri

Mobil krenlerde, güç ünitesi (hidrolik pompa, tank, vs) sabit, diğer elemanlar ise, bir eksen etrafında dönen bir platformda olduklarından, hidrolik akışkan iletimi hortumlar vasıtasıyla yapılamaz. Bunun için, dönen platformun dönme ekseninde dönel yol verme sistemleri kullanılır. Sistem temel olarak içiçe geçmiş iki adet boru ve sızdırmazlığı sağlayan O-ringlerden oluşur. Pompadan gidiş için bir ya da birkaç hat, dönüş içi ise bir hat bulunur.



Şekil 2.28 Dönel yol verme sisteminin kren'deki yeri

2.5. Hidrolik Hortumlar

Hidrolik akışkanlar için hortum seçiminde temel kriter sistem basıncı ve kullanılacak olan çevre şartlarıdır. Krenlerde sabit olan parçalar üzerinde mümkün olduğunca metal boru kullanılır. Metal boru kullanımının mümkün olmadığı yerlerde ise, hortumlar, ve hortumların düzenli durması için hortum toplama mekanizmaları (teleskopik bomun uzama kısalma durumlarında) kullanılır.



Şekil 2.29 Bom üzerinde hortumların konumu

3. CAD MODELLEMESİ

CAD modellemesi için Pro/Engineer Wildfire 2 kullanıldı. Pro/E kullanılmasının sebebi, parametrik modellemede , yapılan hesaplamalar sonucunda parçalarda değişiklik gerektiğinde, bu işlemin çok daha kolay olarak yapılabilmesidir. Pro/E'nin bir diğer avantajı, gelişmiş bir mekanizma modülünün olmasıdır. Çok kademeli planet mekanizmaları, 4 kol mekanizmaları, motor, sübap mekanizmaları gerçekte olduğu gibi simüle edilmiştir. Kinematik analizlerle sistem üzerinde seçilen bir noktanın anlık hızı kolaylıkla bulunabilmektedir. Bu bakımdan gelişmiş bir mekanizma modülünün olması büyük avantaj sağlamaktadır. Dinamik analiz modülünde, gerçek sistemde kullanılacak olan hidromotorların servo motor olarak tanımlanması, bu motorların hız, ivme ve kuvvetlerinin saptanabilmesi, excel tablosu olarak sisteme tanıtılan anlık dönüş miktarı ve hızının belirlenebilmesi, gerçeğe yakın sonuçlar alınabilmesine olanak tanımıştır.

MEVCUT CAD MODELİYLE YAPILAN İNCELEMELER:

Mevcut CAD modeliyle şu analizler yapılmıştır:

1. 3D MODELLEME ANALİZLERİ
 - *Kesit, toplam kütle ve basit mukavemet hesaplamaları
 - *Paketleme, yerleştirme hesapları
2. MEKANİZMA ANALİZLERİ
 - *Kinematik analiz
 - *Dinamik analiz
 - *Kuvvet-Denge analizi
3. YAPISAL ANALİZ
 - Sonlu elemanlar analizi

NOT: İleriki sayfalarda, ekran görüntüsü olarak ilave edilmiş resimlerde, büyüklüklerin yanında birimleri yazmamaktadır. Bütün birimler metrik olup;

Kuvvet [N]

Ağırlık [ton]

Uzunluk [mm]

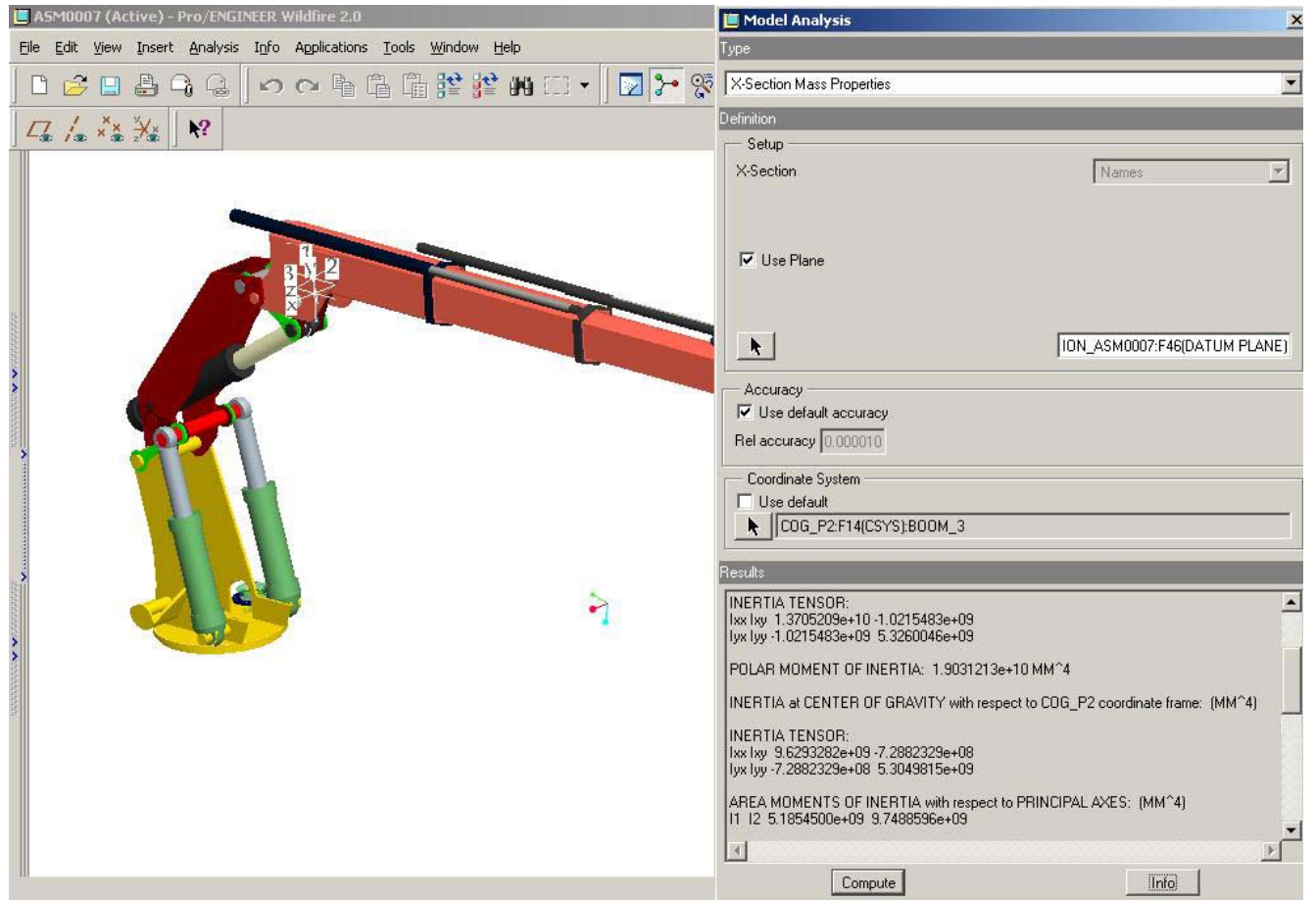
Zaman [saniye]

cinsindedir.

3.1.1. Kesit, Toplam Kütle ve Basit Mukavemet Hesaplamaları

Özellikle bomlara ait kesit atalet momentlerinin bulunmasında bu özellik büyük kolaylık sağlamıştır. Model parametrik olduğu için istenilen kesit özelliklerindeki profilin oluşturulması da kolay olmuştur. Bu analiz modülü aynı zamanda istenilen herhangi bir eksene göre, toplam sistemin ataletini de hesaplamaktadır. Bu sayede Rotex mekanizması pinyonuna gelen toplam atalet kuvveti hassas bir şekilde hesaplanmıştır.

Toplam sistemin kütesinin ve ağırlık merkezinin de bu modülle bulunabilmesi, kağıt üzerindeki hesaplamalarda da büyük kolaylıklar getirmiştir.



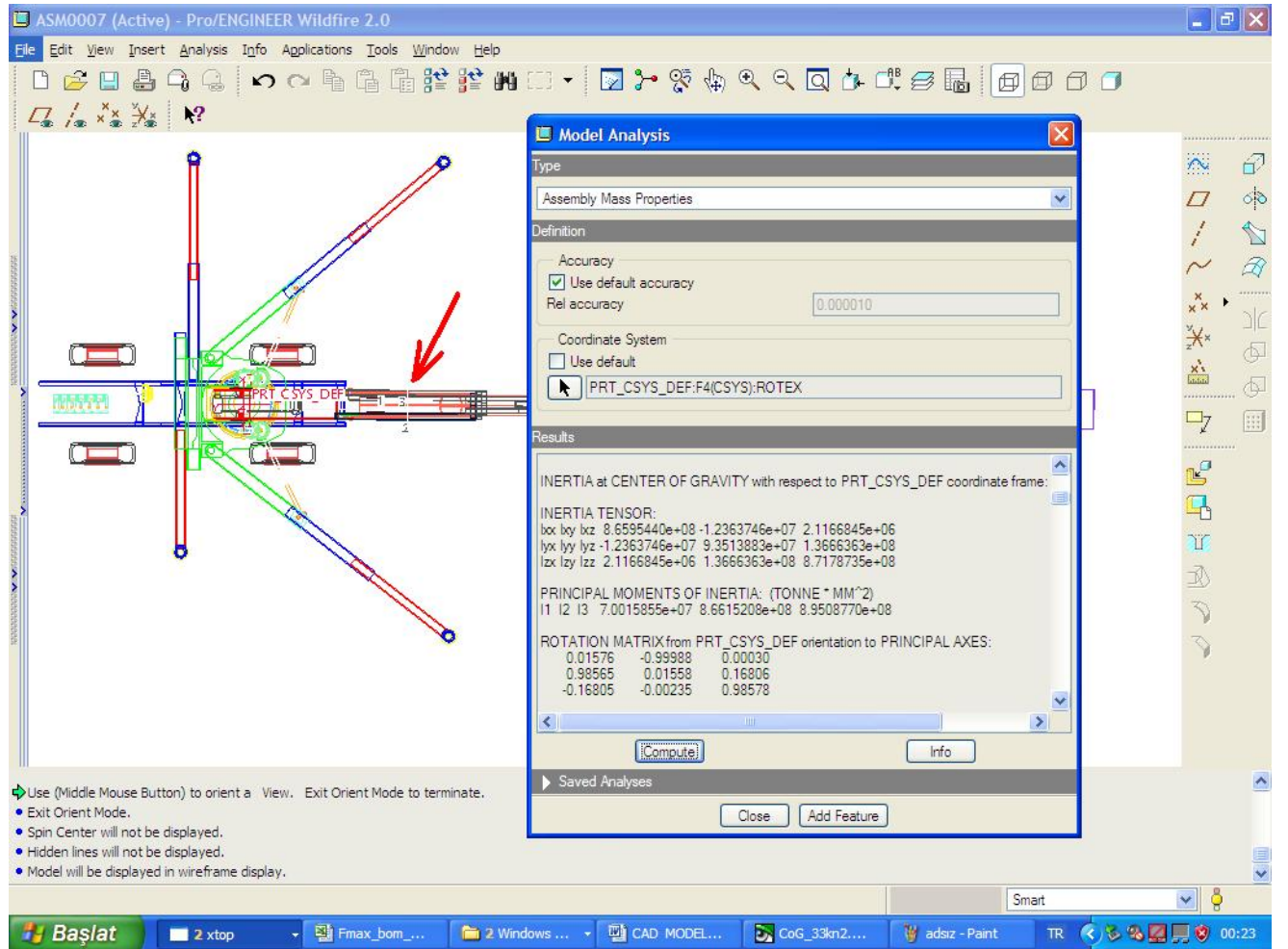
Şekil 3.1 Kesit atalet değerlerinin bilgisayar yardımıyla çıkartılması

Kesit hesabı için gerekli bilgiler, bilgisayar yardımıyla çıkartılmıştır. Şekilde, bom için kritik olarak kabul edilen, pistonun kuvvet tatbik noktasının bulunduğu kesitin, kesit atalet momentinin ve toplam moment hesabı için dönen tüm kütlelerin ağırlık merkezinin, dönüş eksenine olan mesafesi gözükmektedir.

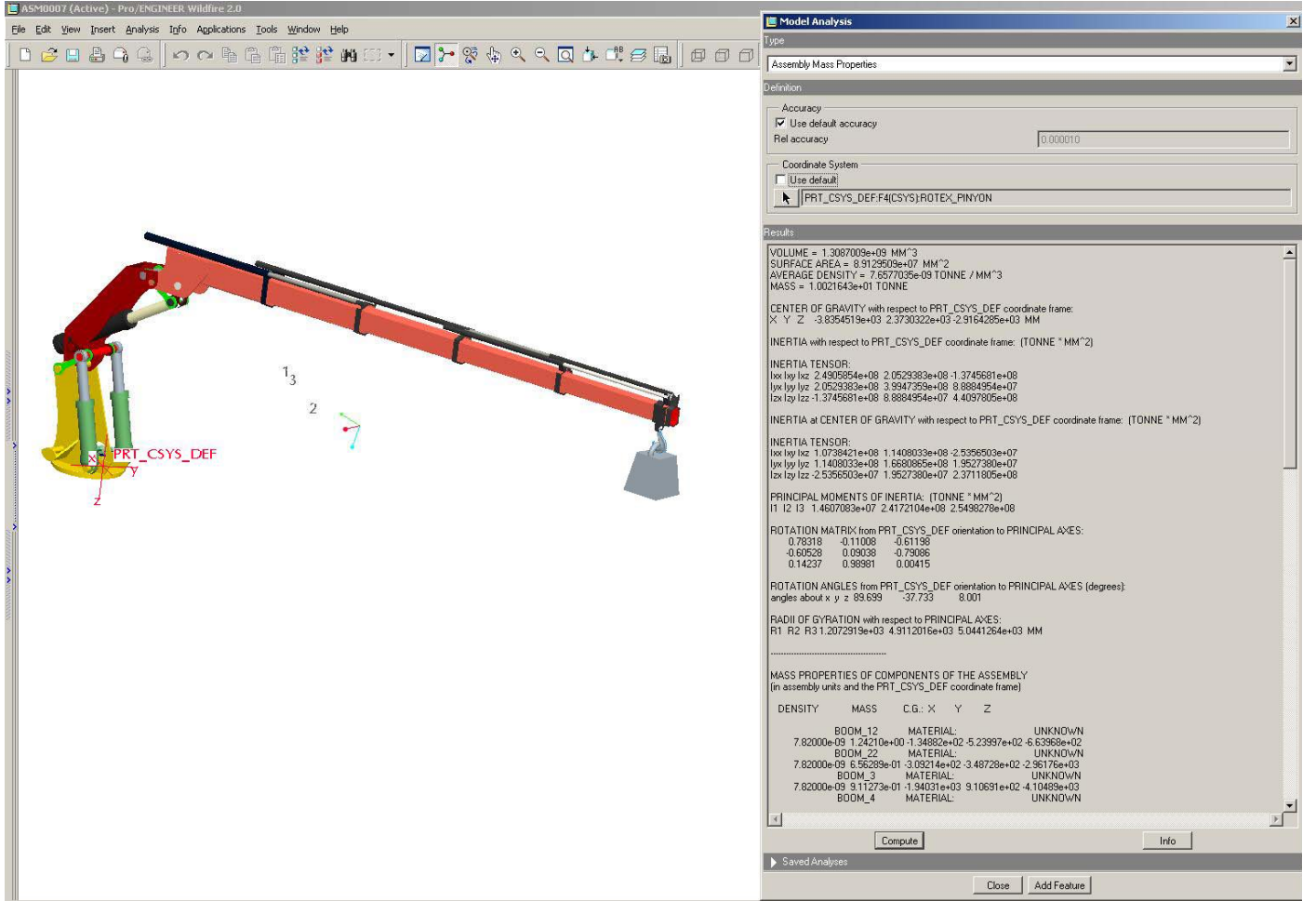
Kütle analizlerinde, sistemin ağırlık merkezi, (x,y,z) koordinatlar olarak, seçilen başka bir koordinat sistemine ya da başlangıç koşulu olarak, ana montaj merkezine göre mesafelendirilir. Bu analizin çok hızlı bir şekilde yapılabilmesi, aynı zamanda, farklı bom açıları ve farklı yük koşulları içerisinde, ağırlık merkezinin değişiminin gözlemlenmesinde

yardımcı olmaktadır. Örneğin, sistemin devrilme hesabını yaparken, sistemin kabaca emniyetli olup olmadığı belli olmaktadır.

Aşağıdaki şekilde, sistemin, bom yatay konumda ve en uzun konumundayken kaldırabileceği azami yük 3.3 ton ile yüklenmişken, ağırlık merkezinin konumu görülmektedir. Hesaplanan ağırlık merkezi koordinatları ise, dönüş mekanizmasının düşey eksen, ve dönüş tablasının yüzeyi üzerindeki koordinat sistemine göre hesaplanmıştır. Sistemin yüksüz konumdaki ağırlık merkezi hesaplanarak, basit moment hesaplarından, sistemin bom konumuna göre devrilemeden kaldırabileceği azami yük kağıt üzerinde de hesaplanabilir.



Şekil 3.2 Sistemin ağırlık merkezinin bulunması

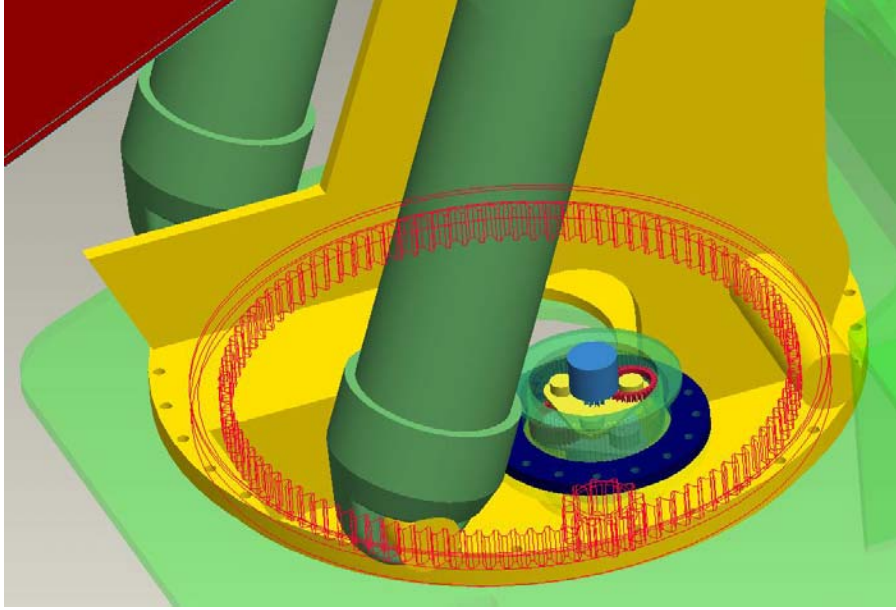


Şekil 3.3 Sistemin ataletinin Rotex pinyonuna indirgenmesi

Şekilde, sistemde faydalı bir yük varken, Rotex pinyonuna gelen atalet kuvvetinin çıkartılması gözükmemektedir. Bu bilgi, uygun hidromotor ve fren seçimi için gereklidir. Faydalı yük, sistemin o anki geometrik konumuna göre kaldırabileceği en büyük yüke göre seçilmiştir.

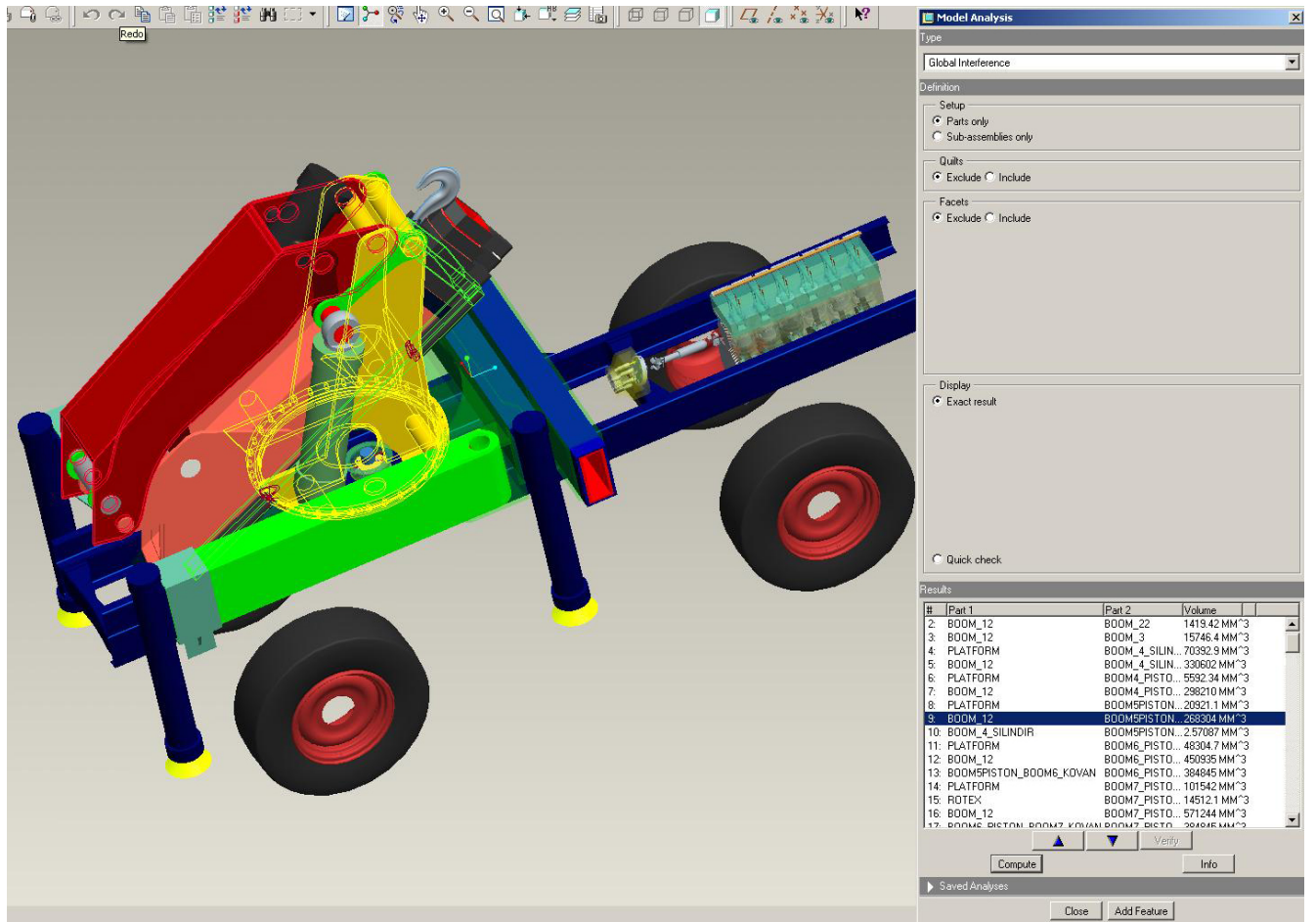
3.1.2. Paketleme Hesapları

Bilgisayar yardımıyla sistem modellenmesinin belkide en büyük avantajlarından biri, sistemdeki elemanların birbirleriyle olan ilişkilerinin simüle edilmesidir. Sistemdeki tüm elemanların bilgisayar ortamında, gerekli imalat ve montaj toleransları dahilinde monte edilmesi, gerçek koşullarda ortaya çıkacak problemlerin önceden görülmesine ve önlem alınmasına yardımcı olur. Sözkonusu eklemli krende, bom ve yan ayaklar katlanmış haldeyken kapladığı alanın hesaplanması, aracın tekerleklerine çarpmamasının sağlanması, PTO (yavru şanzıman)'ın yerleştirilmesi ve şasi elemanlarına çarpmadan iletimin sağlanması, montaj esnasında bağlantı elemanlarına tork anahtarlarının erişimi olup olmadığının kontrolü, eş çalışacak parçalar arasındaki mesafenin ölçülmesi ve bunun gibi birçok bilgi fabrika ortamında gerçek imalat yapılmadan evvel bilinmesi gereken değerlerdir.



Şekil 3.4 Redüktörün konumlandırılması

Rotex iç çember dişli ve pinyon dişli arasındaki mesafe dişli hesaplamalarıyla bulunmuştur ancak redüktörün yerleştirileceği konumdaki diğer sistem elemanlarıyla çakışmasını önlemek amacıyla sistemde düzeltmeler yapılmıştır. Bu sayede redüktör, pistonla ya da bom mesnetiyle çakışmamaktadır.

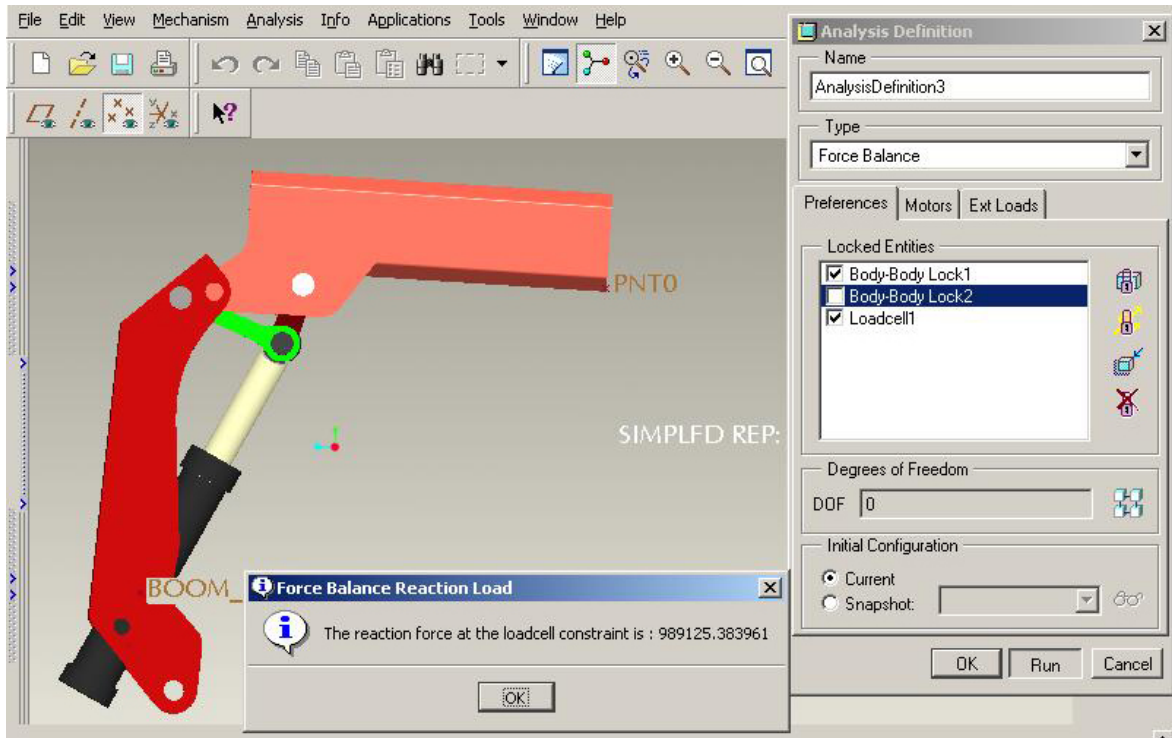


Şekil 3.5 Sistemdeki her elemanın etkileşim halinde bulunduğu diğer elemanın tesbiti ve bu elemanlar ile çakışmasının olup olmadığının tayini. Bu analizle aynı zamanda hareketli parçaların toplam yüzeylerinin istenilen bir düzleme izdüşümü de alınabilmektedir. Eğer rüzgar yüklerinin hesaba katıldığı bir kren tasarlasaydık, bu değer mukavemet hesaplarında kullanılacaktı.

3.2. Mekanizma Analizleri

3.2.1. Kuvvet-Denge Hesaplamaları

Kuvvet denge (force/balance) hesaplamalarında bilgisayar, sistemi seçilen başlangıç konumunda statik (sistemin 0 serbestlik dereceli sisteme indirgenmesi gerekmektedir) olarak muhafaza ederken, bu durumu korumak için seçilen konumdaki nokta ya da düzleme gelen kuvveti hesaplar. Bu hesaplarda sürtünme kuvveti, yerçekimi ve dış kuvvetler etkindir. Özellikle hidrolik pistonların hesaplanmasında bu analiz yöntemi çok faydalı olmuştur. Bu analiz tersine çevrilerek belirli bir piston kuvvetinin ne kadarlık kuvvet kaldırabileceği de hesaplanabilir. Aynı zamanda, yük kaldırma esnasında yan ayaklara binen kuvvetin de hesaplanmasında kullanılabilir, ancak devrilme analizi için dinamik analiz yapmak gereklidir.



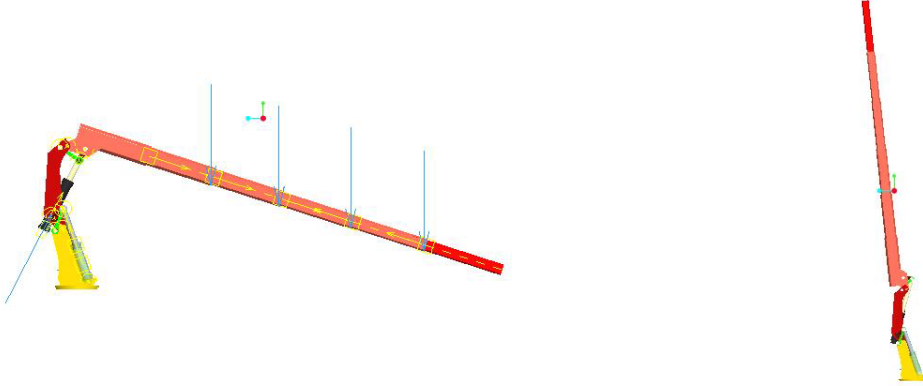
Şekil 3.6 Kuvvet-Denge analizi

Şekilde, “0” numaralı noktadan tatbik edilen düşey yöndeki kuvvete, piston kafasındaki noktada karşılık gelen kuvvet gözükmektedir. Bu analizde yerçekimi de hesaba dahil edilmiştir. Bu tür analizde dikkat edilmesi gereken yer, gerçek mekanizmalardaki simetrik elemanların, bilgisayar analizlerinde gereksiz bağlantı elemanı gibi algılanmasını önlemektir. Her eklem sisteme bir ya da birden fazla serbestlik derecesi eklediğinden, analizlerde bulunan sonuçları sistemin farklı konumlardan tekrar yükleyerek doğrulamak gerekmektedir.

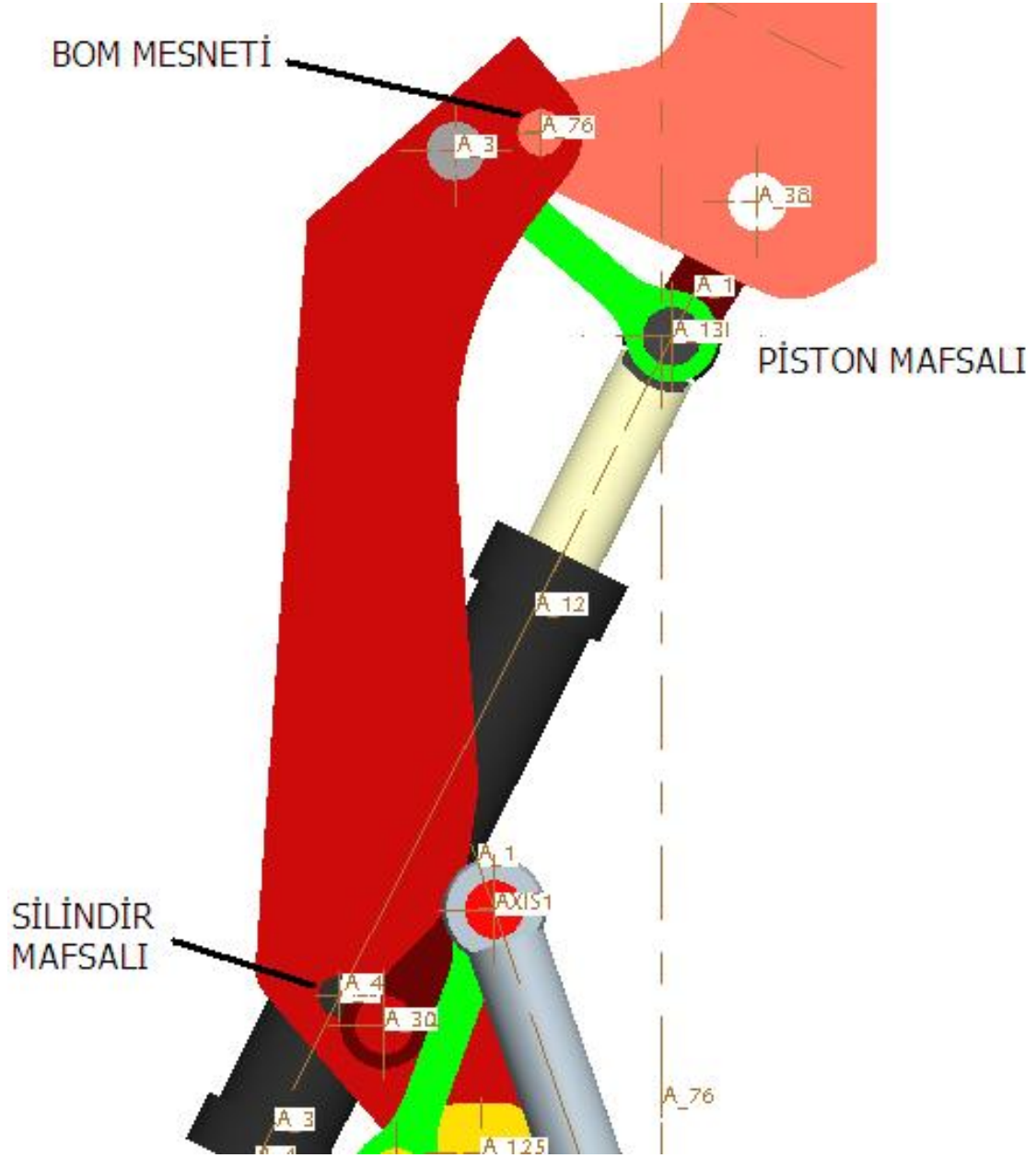
3.2.2. Dinamik Analiz

Dinamik analizlerde, sisteme etkiyen yükler , yerçekimi, doğrusal ya da dönel hareketlendiriciler, moment gibi kuvvetler ilave edilebilir. Dinamik analizlerde, sistemdeki bütün elemanlar, aksi belirtilmediği sürece %100 rijit olarak kabul edilir. Bu sayede, istenilen noktalardaki yükler tam olarak hesaplanabilir. Özellikle karmaşık mekanizmalarda, sisteme etkiyen harici yükün (burada kaldırılan faydalı yük) mesnet noktalarında oluşturduğu karşı kuvvetlerin bulunmasında fayda sağlamaktadır. Sürtünme kuvvetinin de tanımlanması mümkündür. Uzun süren sonlu elemanlar analizlerinden evvel, makine elemanlarının yaklaşık olarak boyutlandırılması ve güvenlik mesaplarının yapılabilmesinde büyük faydalar sağlamıştır. Aynı zamanda, pistonu uygulanan sabit kuvvet ile, pistonun hareket hızının da belirlenebilmesine olanak tanır. Bu özellik, kritik hızın aşılp aşılmadığının kontrolünde de kullanılabilir.

Aşağıda, krenin 2. eklemine yapılmış bir dinamik analiz ve sonuçları görülmektedir.

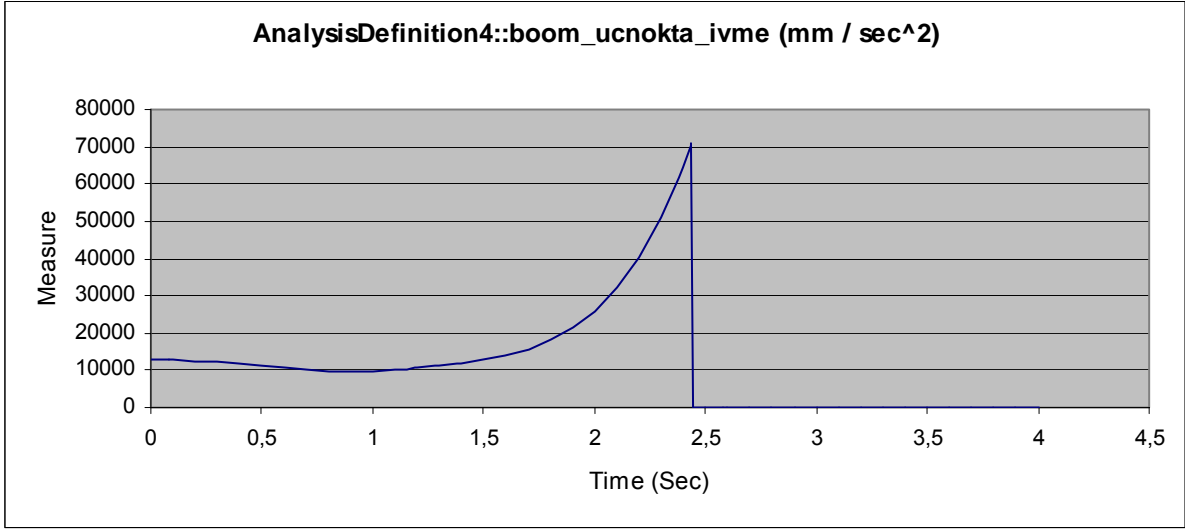


Analizin, başlangıç ve bitiş konumları. Mavi renkli oklar, uygulanan kuvvet noktalarını göstermektedir. Analize başlamadan evvel, bu noktalardan hangilerinin analize dahil edilip, ne kadar süre ile ne zaman aktif olacakları seçilebilmektedir. Bu analizde, 4 ton yük, (sağ üst köşedeki resme göre) en sağdaki kuvvet vektöründen etki ettirilmiştir. Yerçekimi sisteme dahildir. Kaldırma pistonu 140.000 daN'luk kuvvet uygulamıştır. Bütün kuvvetler 4 saniye süreyle etki etmiştir.

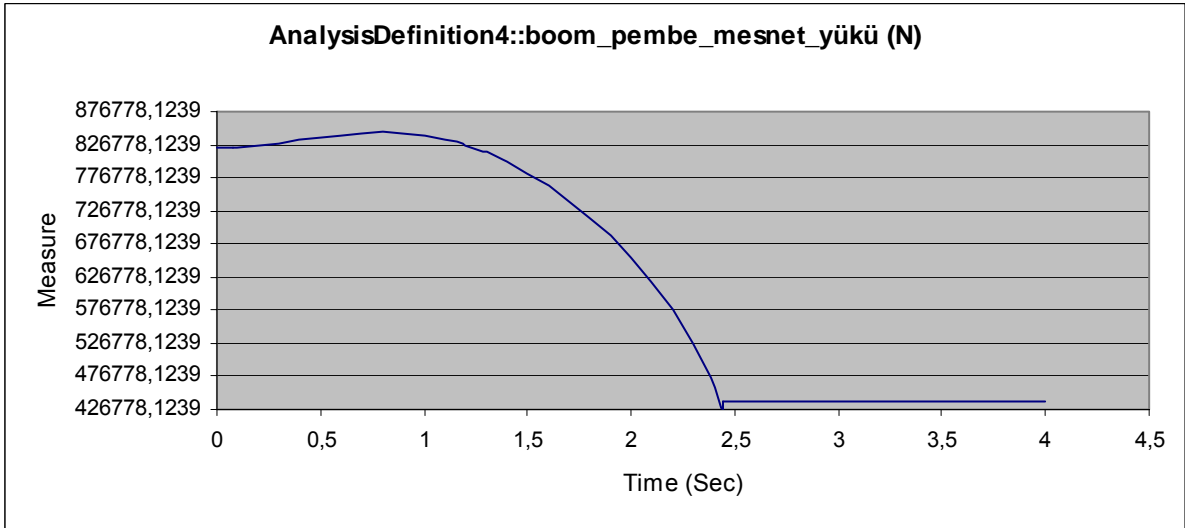


Şekil 3.7 Mesnet konumları

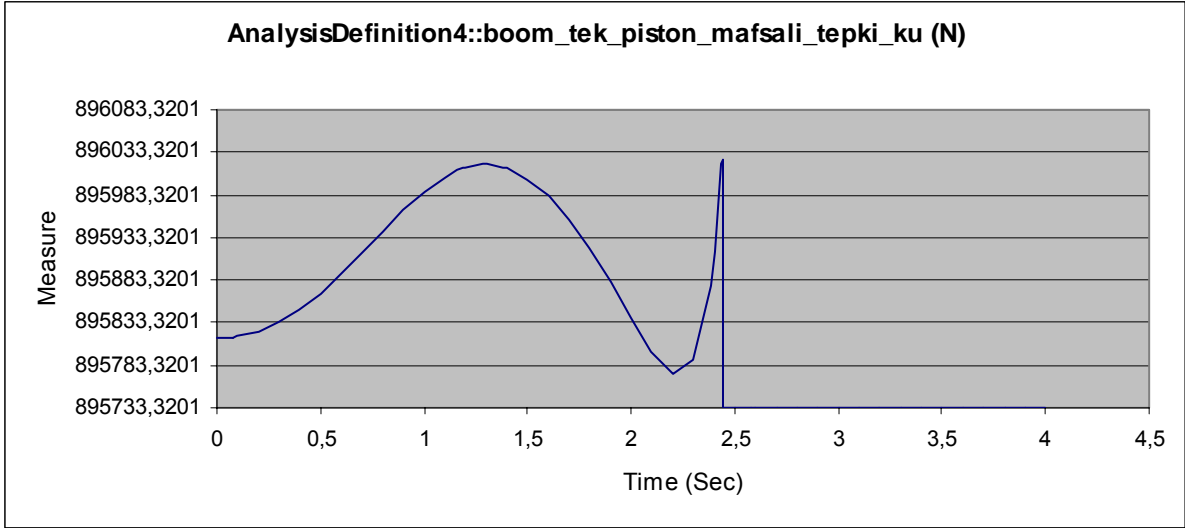
Aşağıdaki grafiklerde adı geçen eksen çizgileri yada ölçüm noktaları yukarıdaki resimde verilmiştir. Grafiklerde yaklaşık 2.4 saniye sonra değerler sıfırlanmaktadır. Bunun sebebi, 2.4 saniye sonunda, piston hareketinin tamamlanmış olmasıdır. Sistemdeki kuvvetler, analiz sonuna kadar devam ettiği için bu değerler sıfırlanmamıştır.



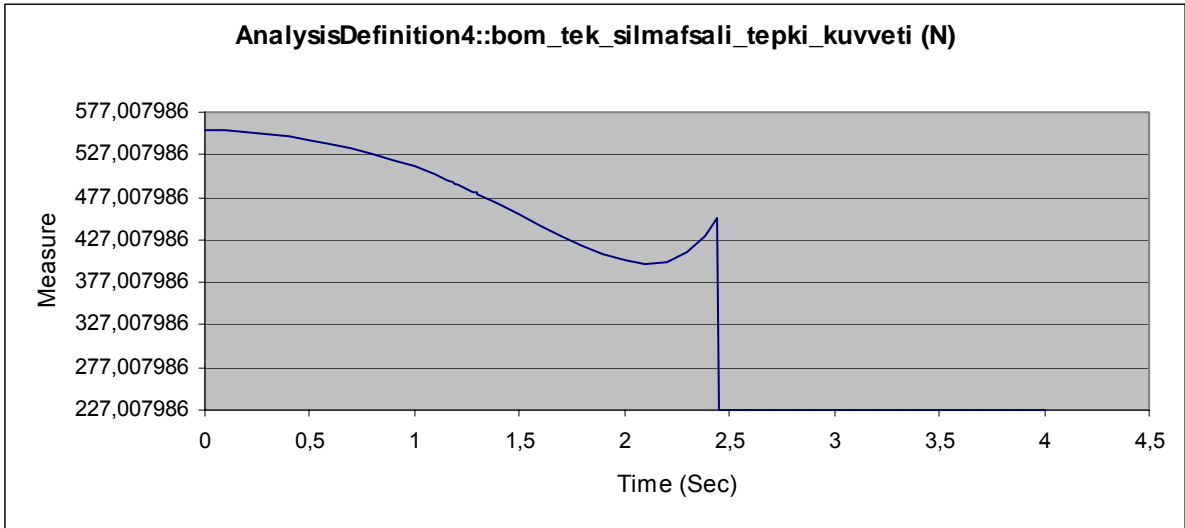
Kuvvetin tatbik edildiği (40kN, faydalı yük) bomun ucundan ölçülmüştür.



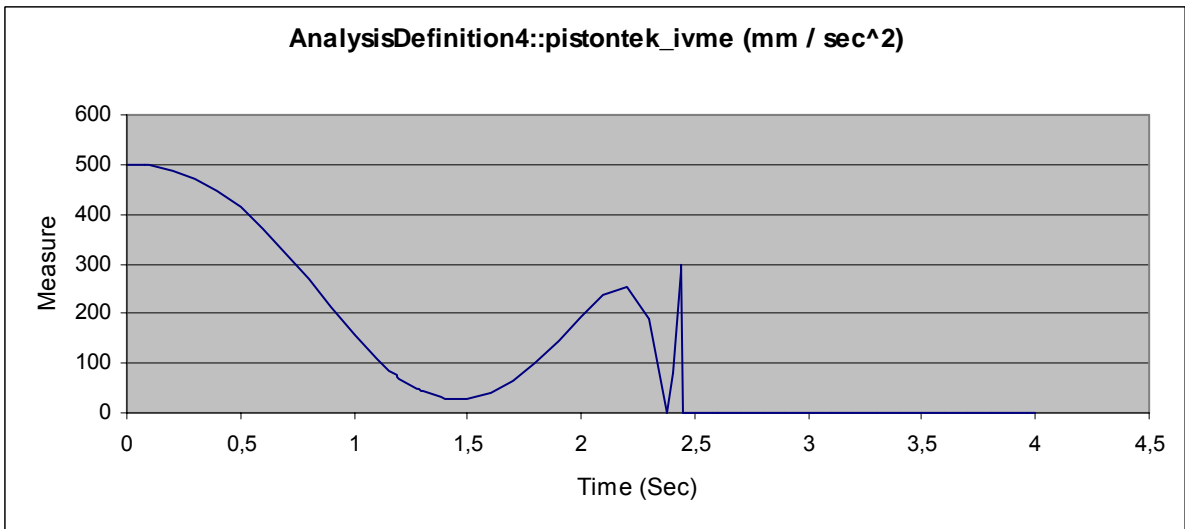
“A76” numaralı eksenden ölçülmüştür.



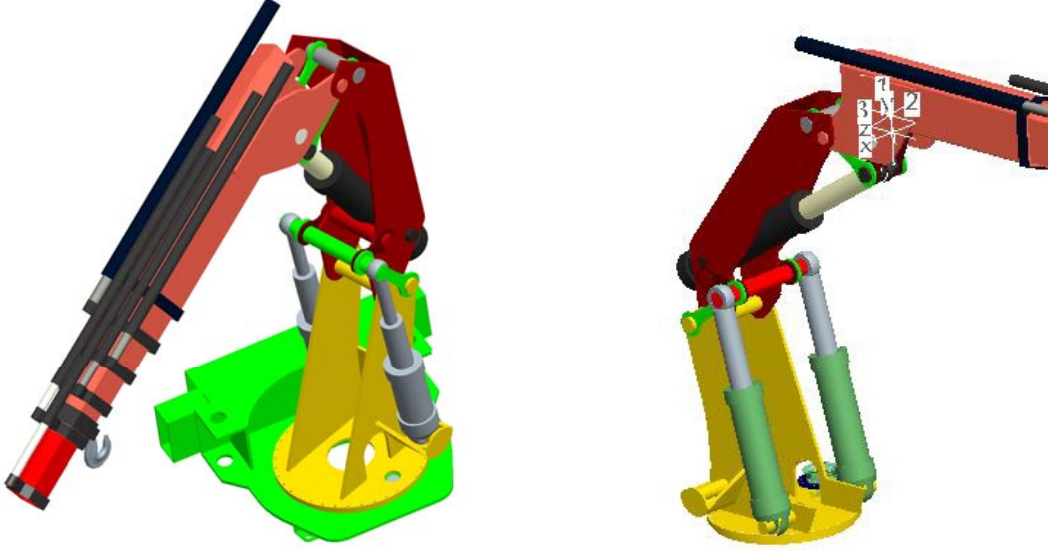
“A131” numaralı eksenden ölçülmüştür.



“A4” numaralı eksenden ölçülmüştür.



“A131” numaralı eksenden ölçülmüştür.



Ayrıca, dinamik analizler esnasında, önceden uzun stroklu ve teleskopik olarak tasarlanan pistonların iyi sonuçlar vermediği görülmüş, silindir bağlantı noktaları ön tarafa çekilmiştir. Bu sayede, yükün en fazla olduğu konumda, piston bom'a 90°'lik açıyla yaklaşmakta ve piston kuvvetinden azami yararlanılmaktadır. Diğer taraftan, pistonu binen kuvvetin çok fazla olmadığı konumlarda gerekli piston stroğu düşürülerek toplamda daha kısa stroklu pistonla yük kaldırma işlemi gerçekleştirilmektedir.

3.2.3. Kinematik Analizler

Kinematik analiz modülünde yerçekimi ve dış kuvvetler yoktur. Sadece servo motorlar kullanılır. Bu modüldeki amaç, mekanizmanın genel hareketini görmek, varsa hataları düzeltmektir. Bu modül, dış kuvvetleri hesaba katmadığından, dinamik analiz modülüne göre daha hızlı cevap verir. Özellikle planet mekanizmalı redüktörün, doğru modellenip modellenmediğinin kontrolünde bu modül çok kullanılmıştır. Ayrıca, krenin eklem noktalarındaki elemanların, hareket esnasında birbirlerine göre hız ve ivmelerinin bulunmasında da, dinamik analize göre daha hızlı cevap verir.

3.3. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar analizi, sistemin mukavemetinin kontrol edilmesinde, yük kaldırma noktalarındaki ve diğer kritik noktalardaki sehımlerin hesaplanmasında sıkça kullanılmıştır. Modelin çok büyük olmasından dolayı, birbirleriyle ilişkisi olmayan elemanlar ayrı ayrı analiz edilmiştir.

Sonlu elemanlar analizleri ile,

1 Basınç,

2 Gerilme yığılması

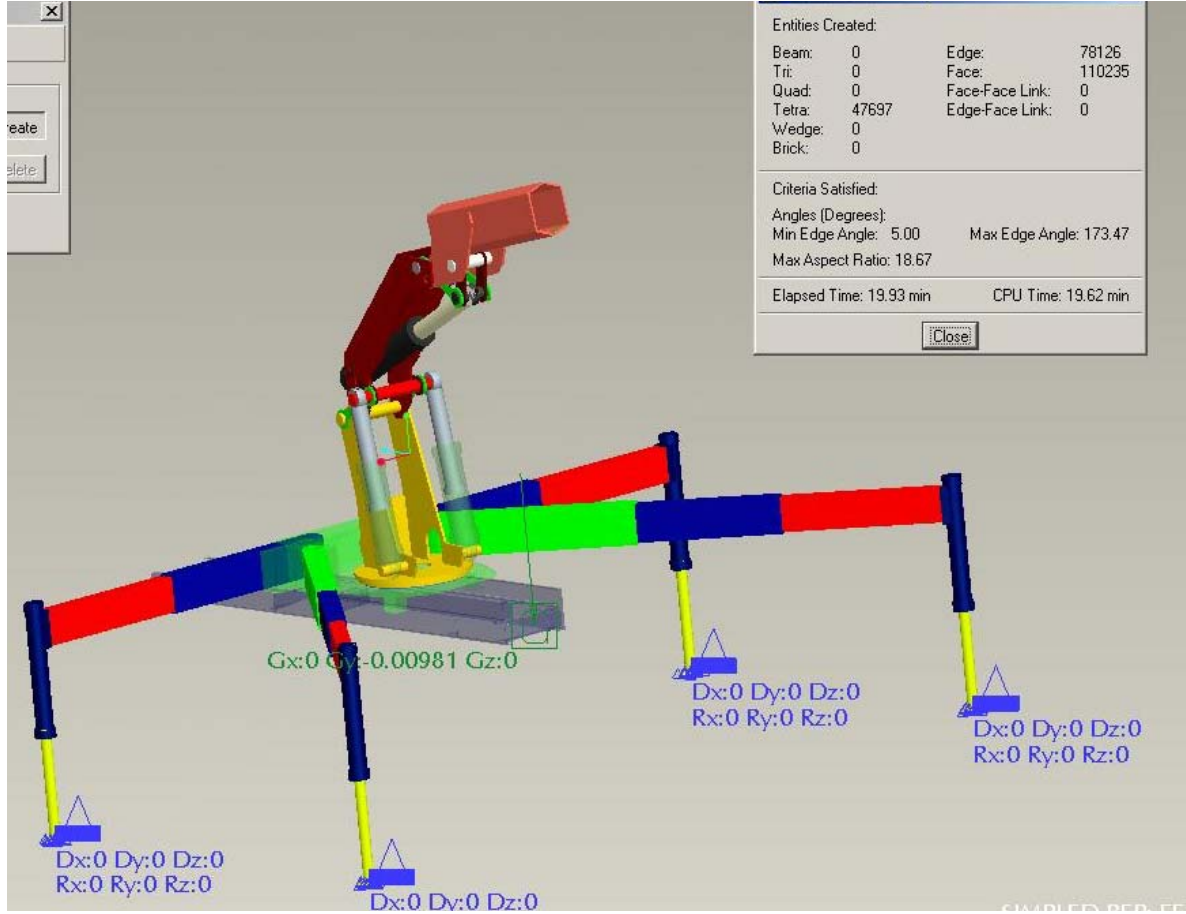
3 Deplasman, uzama, sehım

alanizleri yapılmıştır.

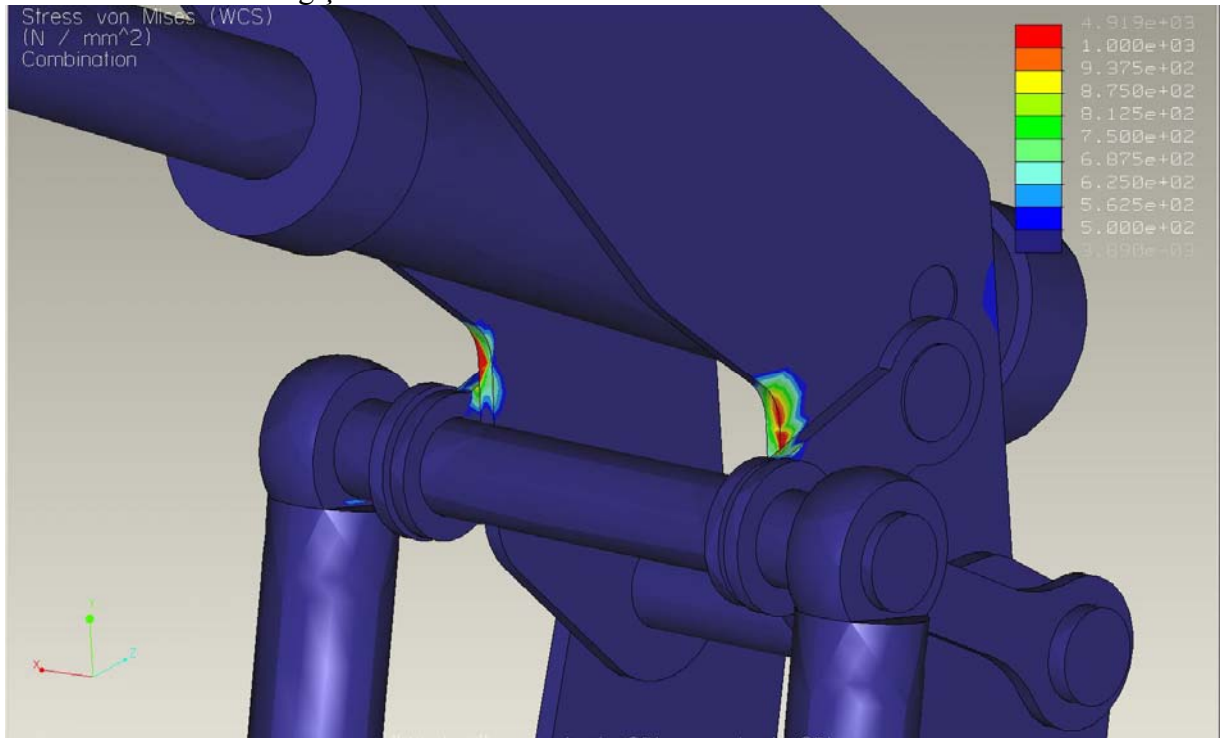
ANALİZLER:

3.3.1. Yan Ayakların ve şasının Analizi

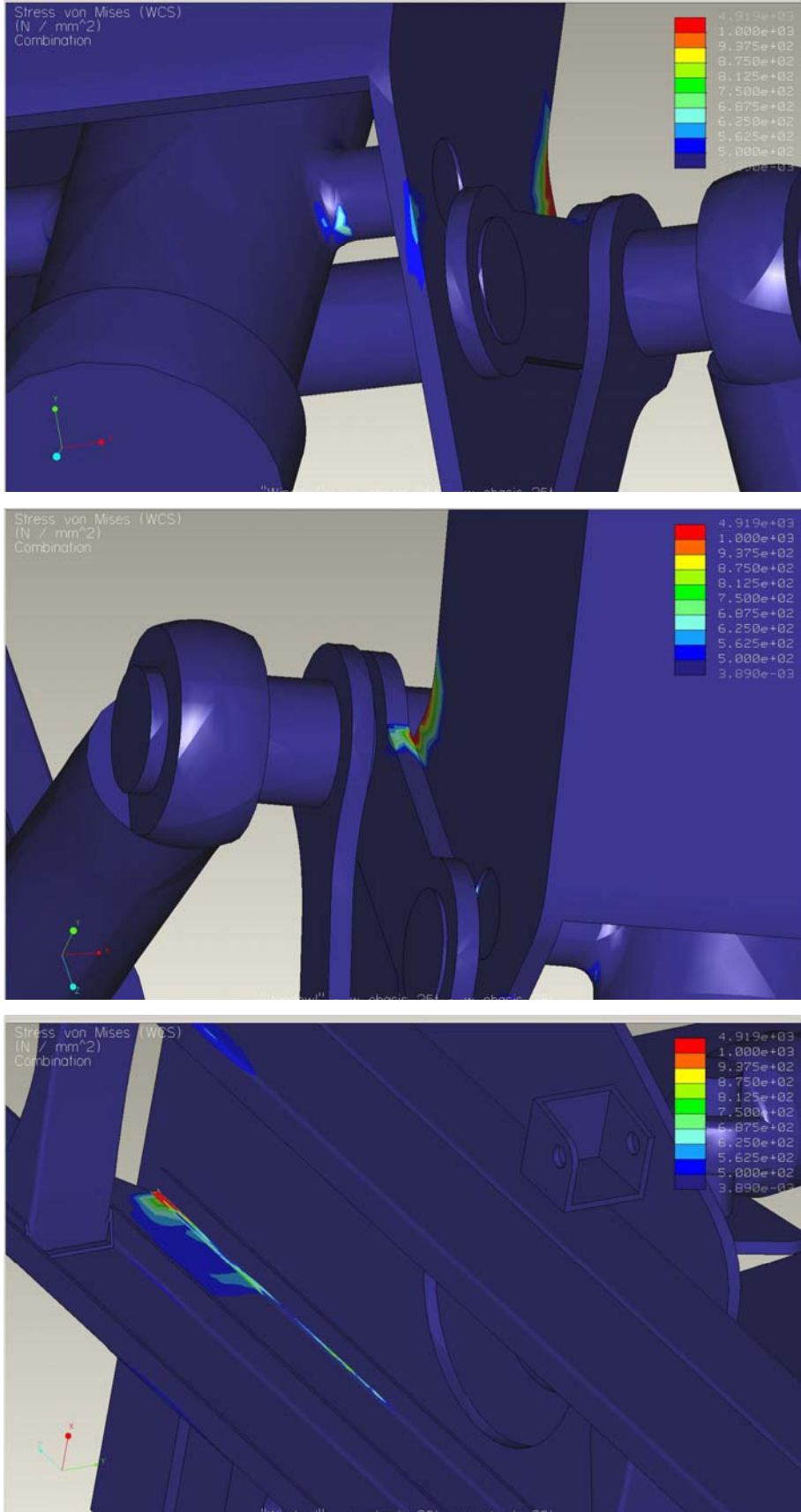
Yan ayak ve şasının analizinde, sistemi asıl zorlayıcı etken moment olduğundan, bomlar da dahil edilmiştir. Analizde, bomun ucundan 25 tonluk kütle asılmıştır. Yerçekimi analize dahil edilmiştir. Analizlerde, yükün tatbik edildiği yer, nokta olarak seçildiği için, gerilme ya da deplasman skalalarında azami gerilme ya da deplasman çok fazla gözükmemekte, oysaki genel olarak gerilmeler, skalanın orta kısımlarındaki değerlere tekâbül etmektedir. Skalalar incelenirken bu durum gözönünde bulundurulmalıdır.



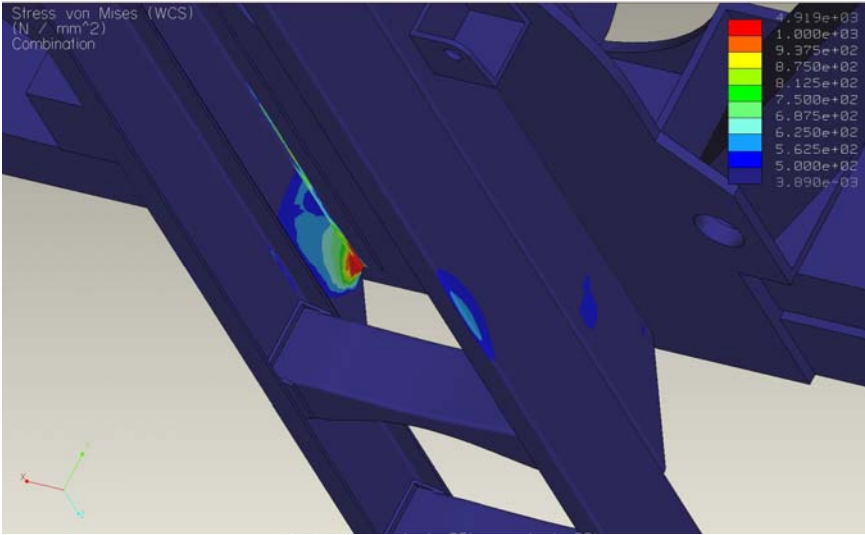
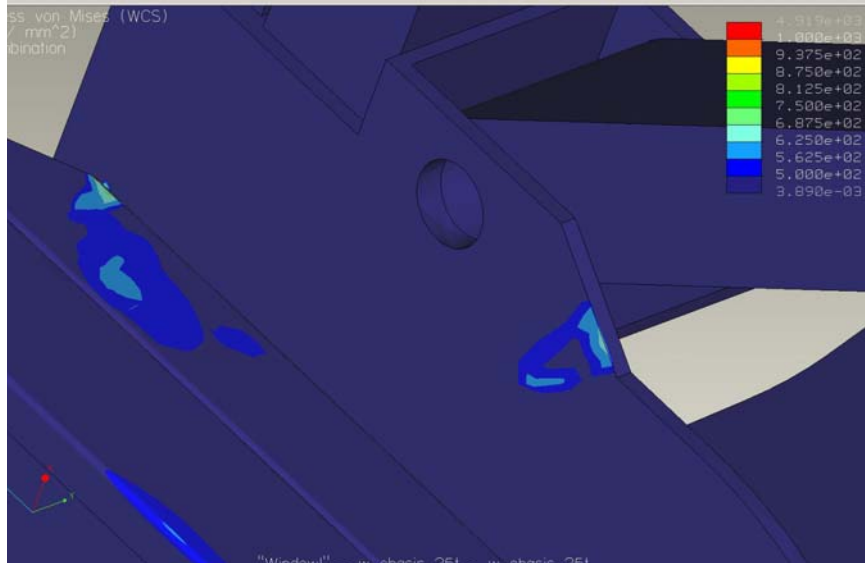
Renk skalası yükün tatbik edildiği nokta (4919N/mm^2) gözardı edilirse, 935N/mm^2 ile 500N/mm^2 arasında değişmektedir.



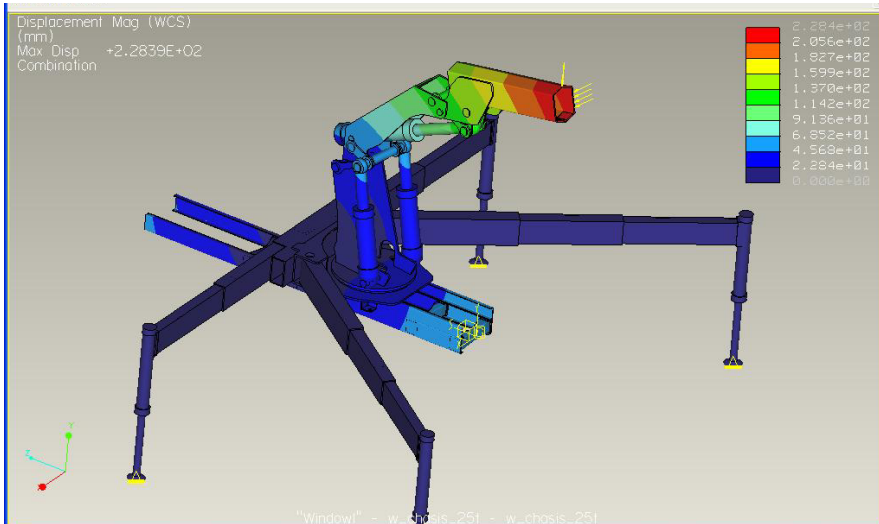
Şekil 3.8 Gerilme ve basınç bölgeleri



Şekil 3.9 Gerilme ve basınç bölgeleri

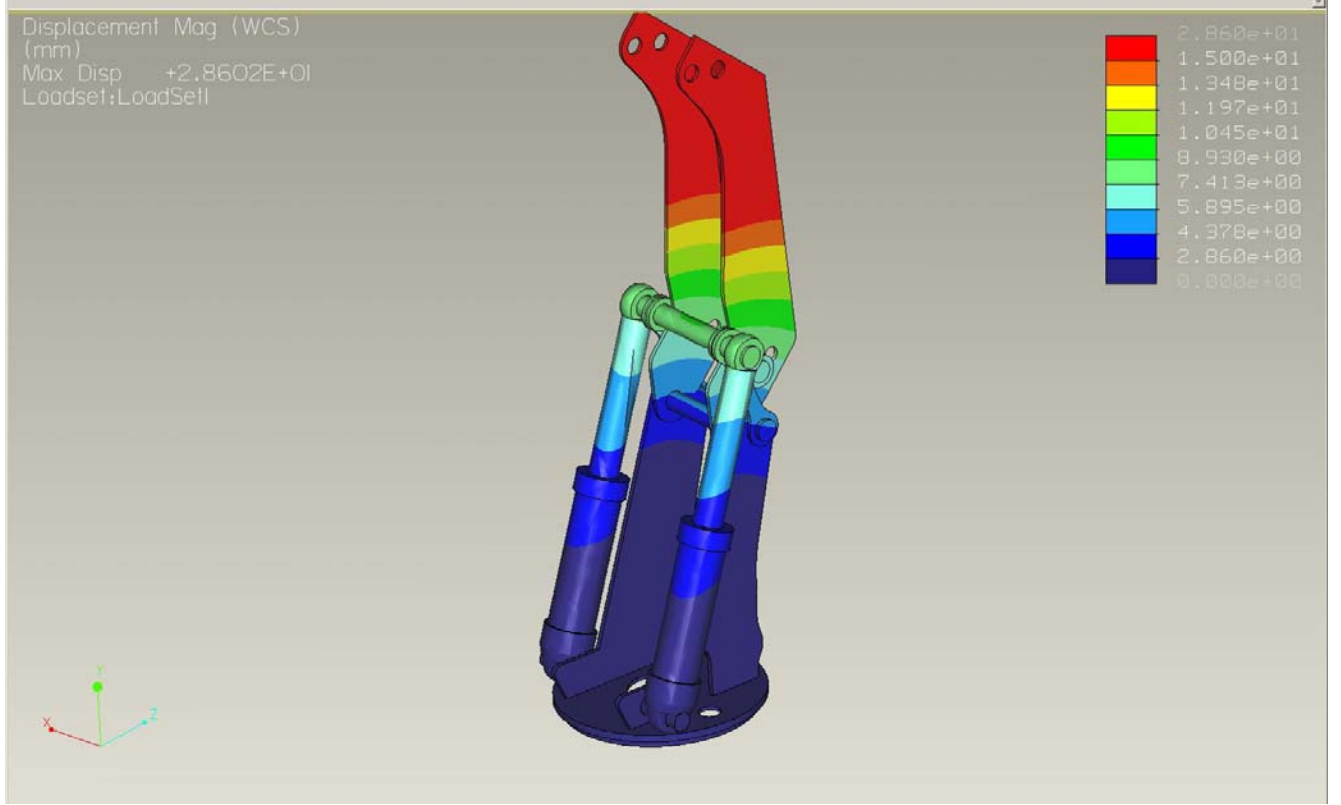


Şekil 3.10 Gerilme ve basınç bölgeleri



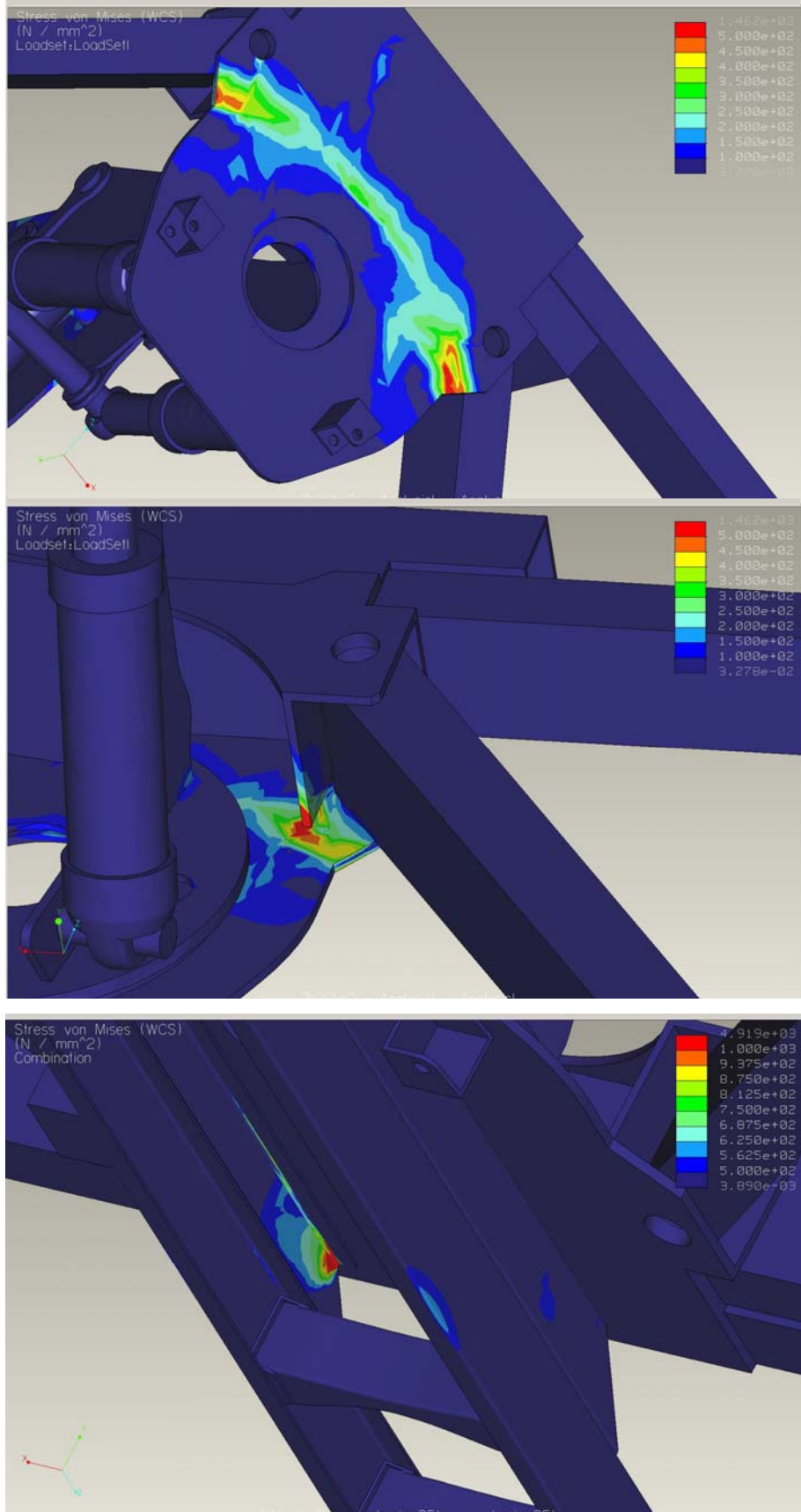
Şekil 3.11 Yük altında deplasman değişimi

Bom ucundaki azami deplasman, 228mm, hassas kaldırma işlemleri için çok fazladır. Analizlerde, bunun sebebinin dönecek şekilde tasarlanan arka ayakların konumundan kaynaklandığı tesbit edilmiştir. Özellikle, aşağıdaki resimdeki (Şekil 3.11) gibi sırf Bom2. ana eklemine verilen itme kuvveti sonucunda, bu dizayn eksikliği tesbit edilmiştir. Yük:20kN_itme



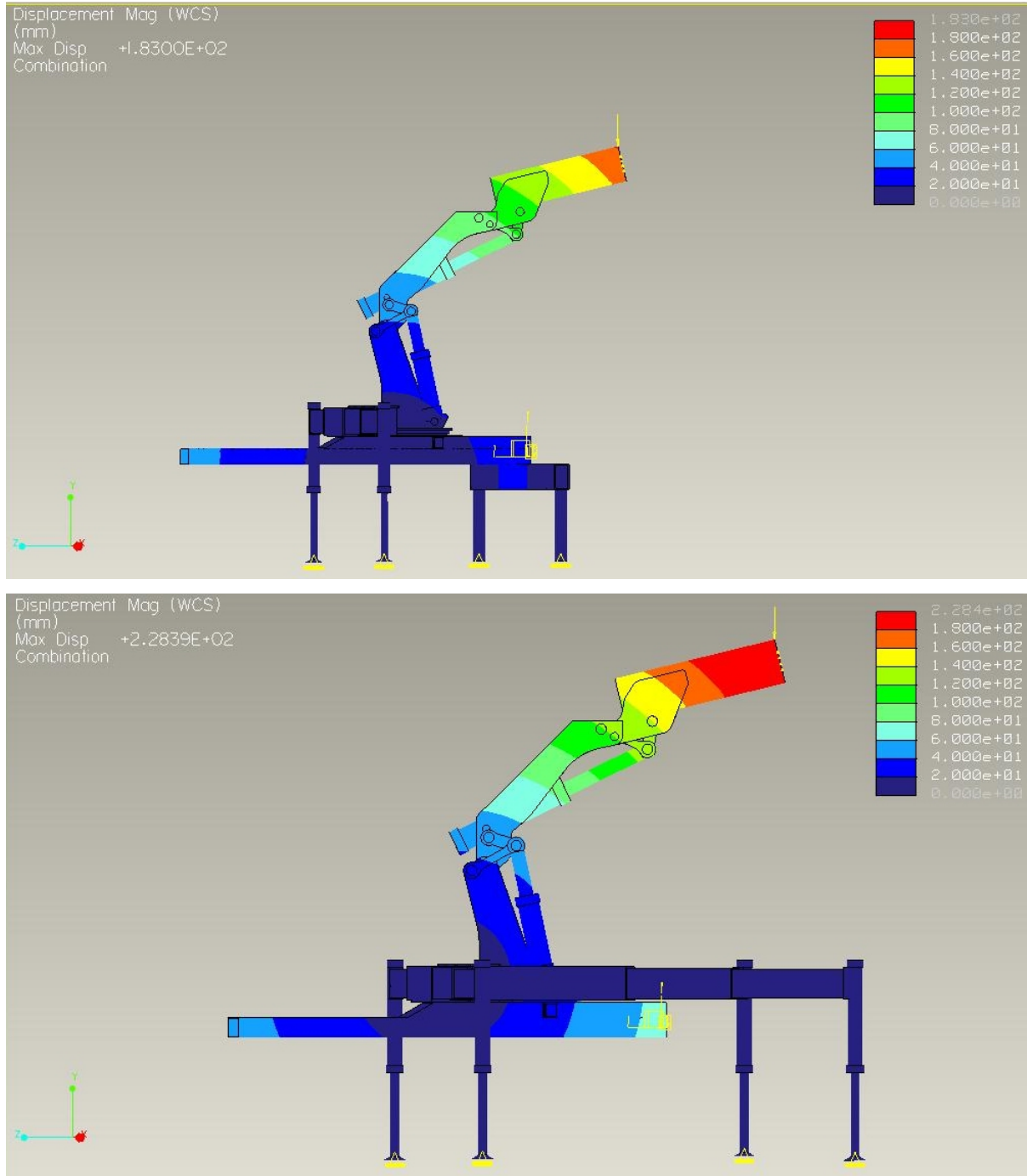
Şekil 3.12 Kontrol modeli

Sonuçlar:



Şekil 3.13 Hatalı tasarım sonuçları

Bu durumda arka yan ayaklar, klasik mobil krenlerde olduğu gibi şasinin en uç köşesine alınarak analizler tekrar edilmiştir.



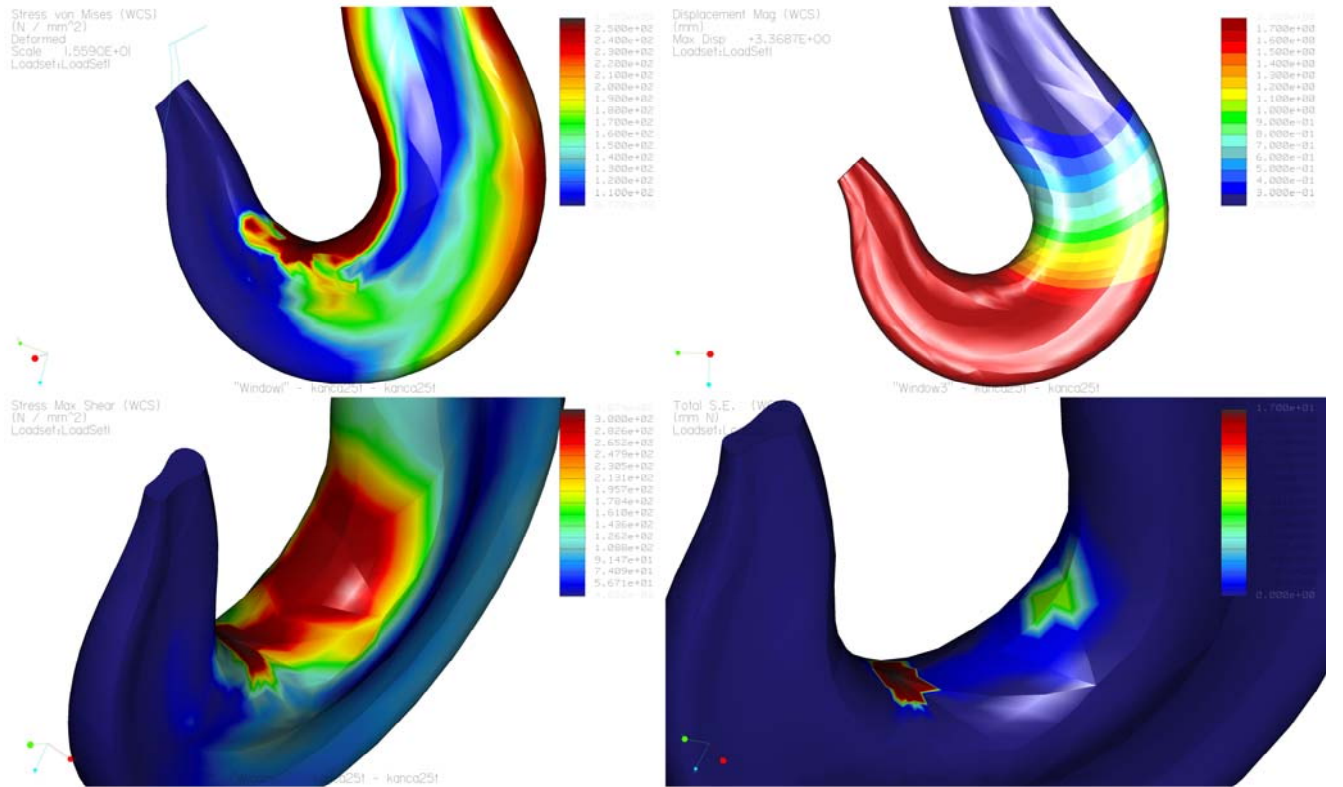
Üstteki resimde şasi kollar modifiye edilmiş, alttaki resimde ise mevcut şasi kollarıyla yapılmış deplasman analizi görülmektedir. Farklar açıkça gözükmemektedir.

3.3.3. Yük Kaldırma Kancası Analizleri

Yük kaldırma kancası olarak, 25 tonluk kanca seçilmiştir. Analizlerde, emniyet olarak 40 ton kuvvet uygulanmıştır. Kuvvet seçili bir yüzey yerine kolaylık olması açısından noktadan tatbik edilmiştir.

Azami deplasman: 3.36mm

Azami stres: 250 N/mm²

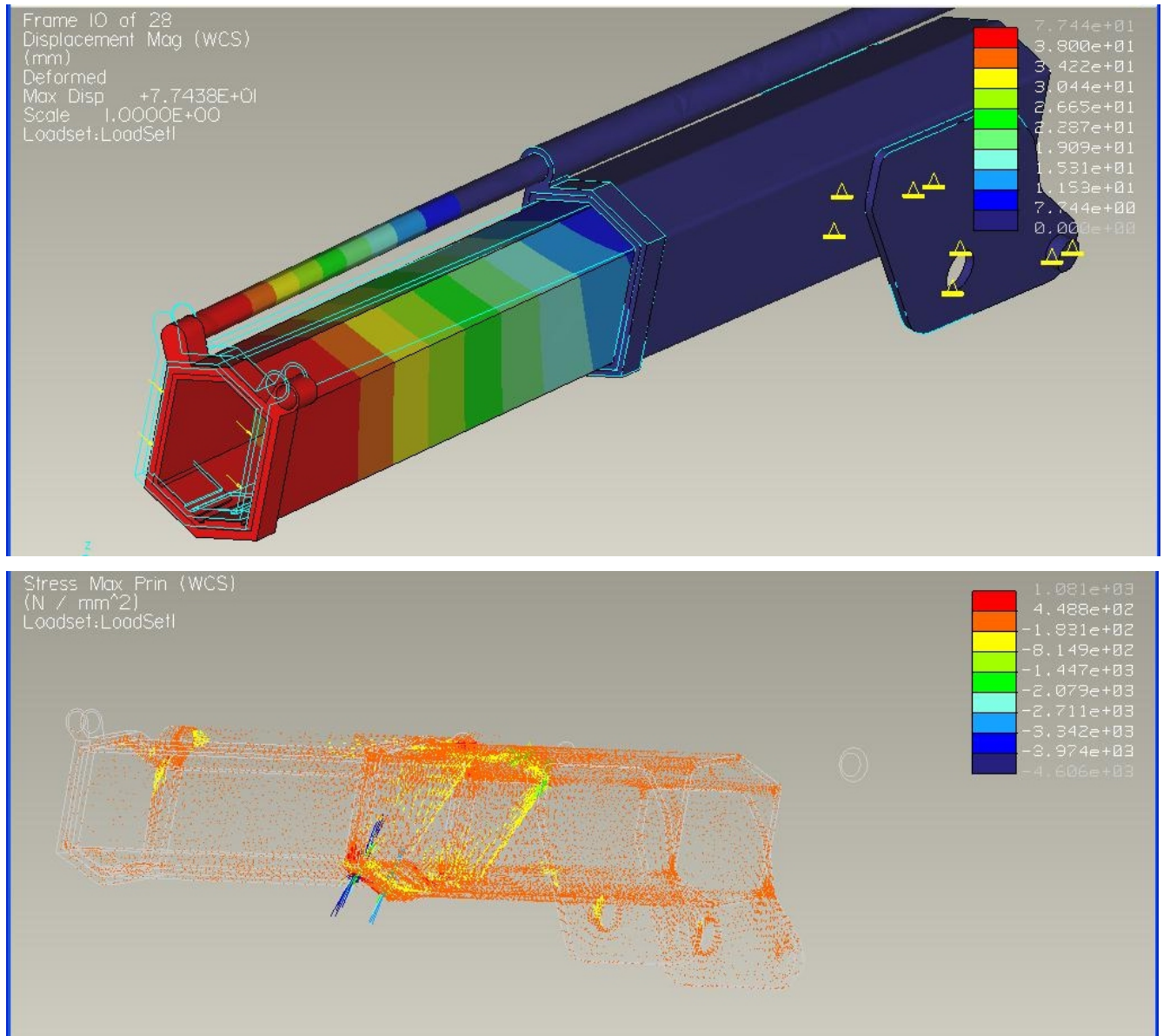


Şekil 3.15 Yük kaldırma kancası analiz sonuçları

3.3.4. Bom Pistonu Analizleri

İççe geçmiş vaziyette hareket eden bom pistonlarının gerçekçi bir şekilde simüle edilebilmesi için, yataklama noktalarında ayrıca kontak analizi yapılmıştır. Bu sayede, birbirlerine değmiş vaziyette duran bomların analiz sırasında iççe kaymaları sağlanmış, bom pistonuna gelen flambaj yükünün etki edebilmesi sağlanmıştır.

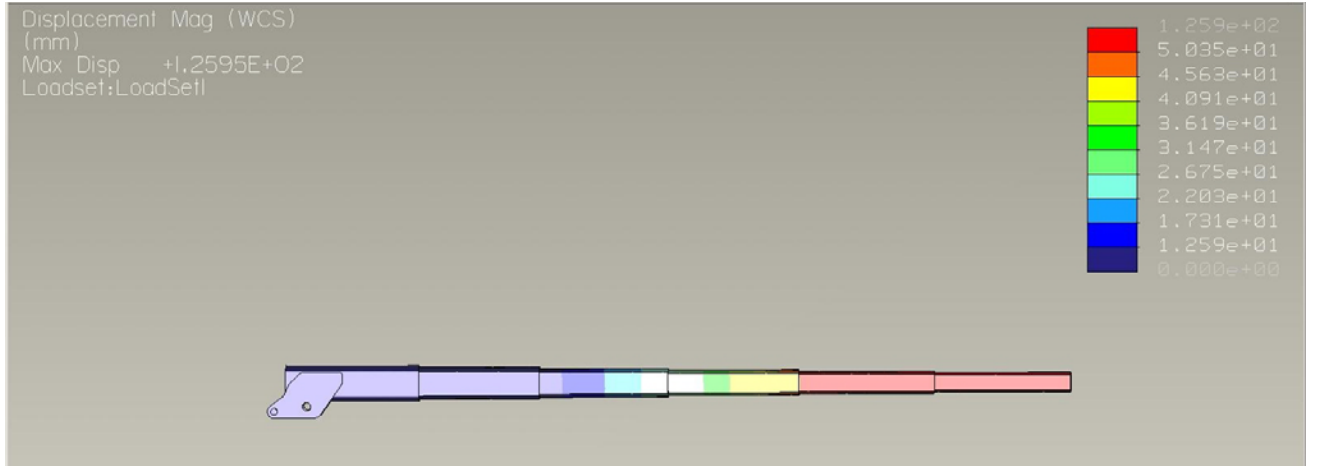
Bu analizde yük bomla yatayda 30 derece açı yapacak şekilde uygulanmıştır. Uygulanan yük 25 ton.



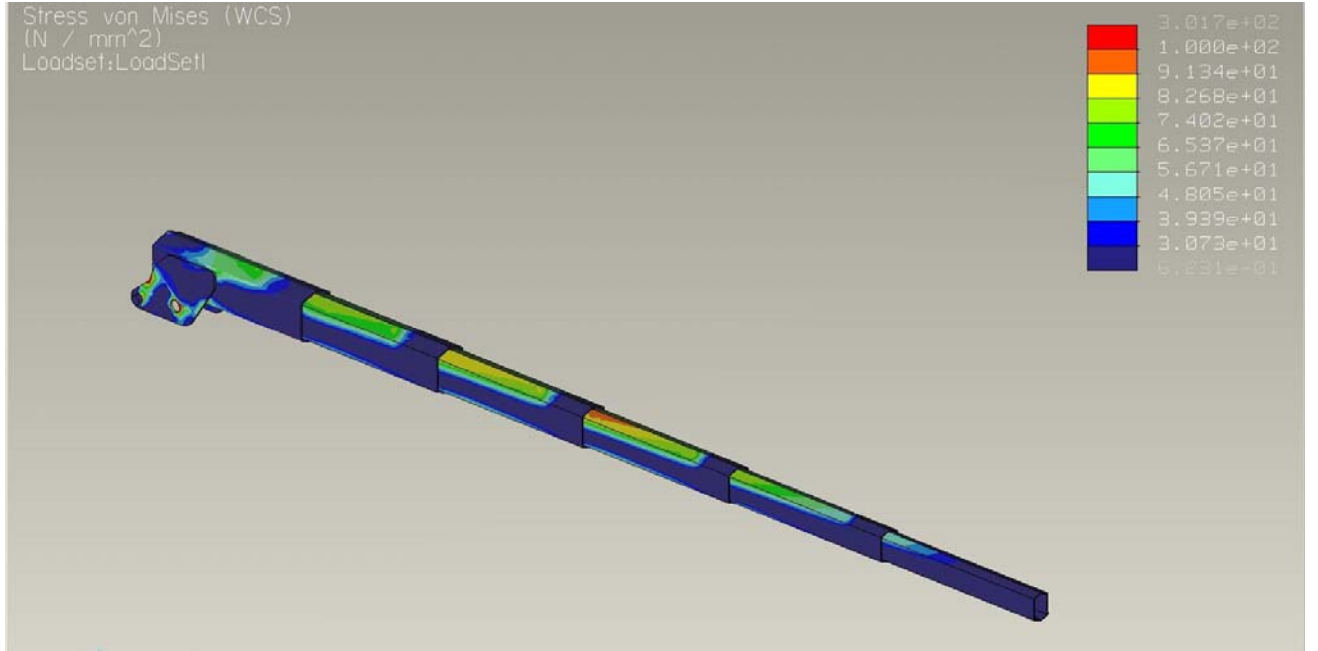
Şekil 3.16 Bom pistonuna yapılan kontak analizi

3.3.5. Teleskopik Bom Analizleri

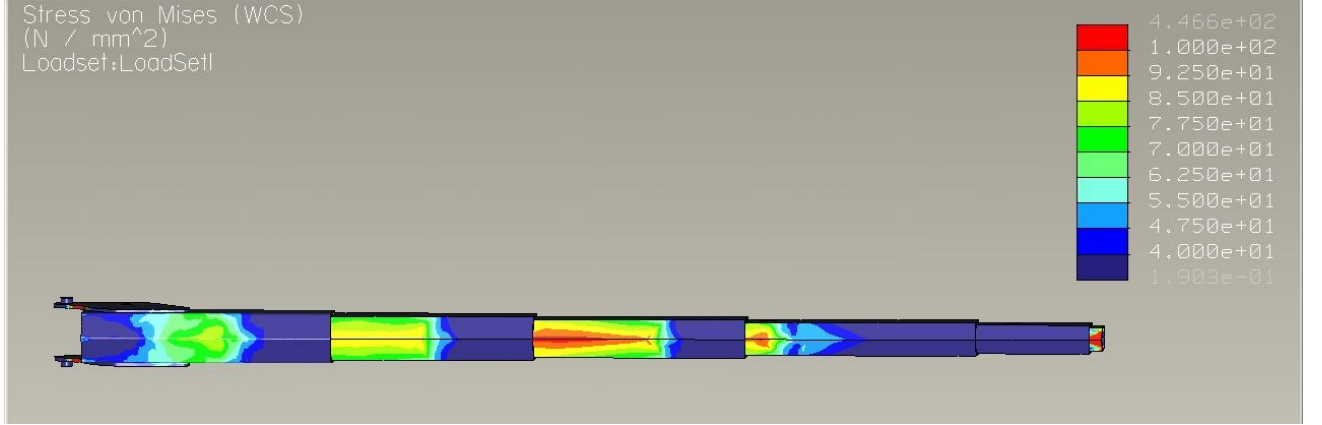
Teleskopik bom analizlerinde, bom yatay vaziyette ve en açık halindeyken (en küçük bom kapalı iken 5 ton) düşey doğrultuda 2 ton yük uygulanmıştır. Aynı zamanda pratik hesaplamalarda, dönüşlerde frenlemeden doğan kuvvet faydalı yükün %3 ü kabul edildiğinden, yatay doğrultuda bu kuvvet de simüle edilmiştir. Bom, gerçekte olduğu gibi, analizde de, mesnetleme yataklarından sabitlenmiştir.



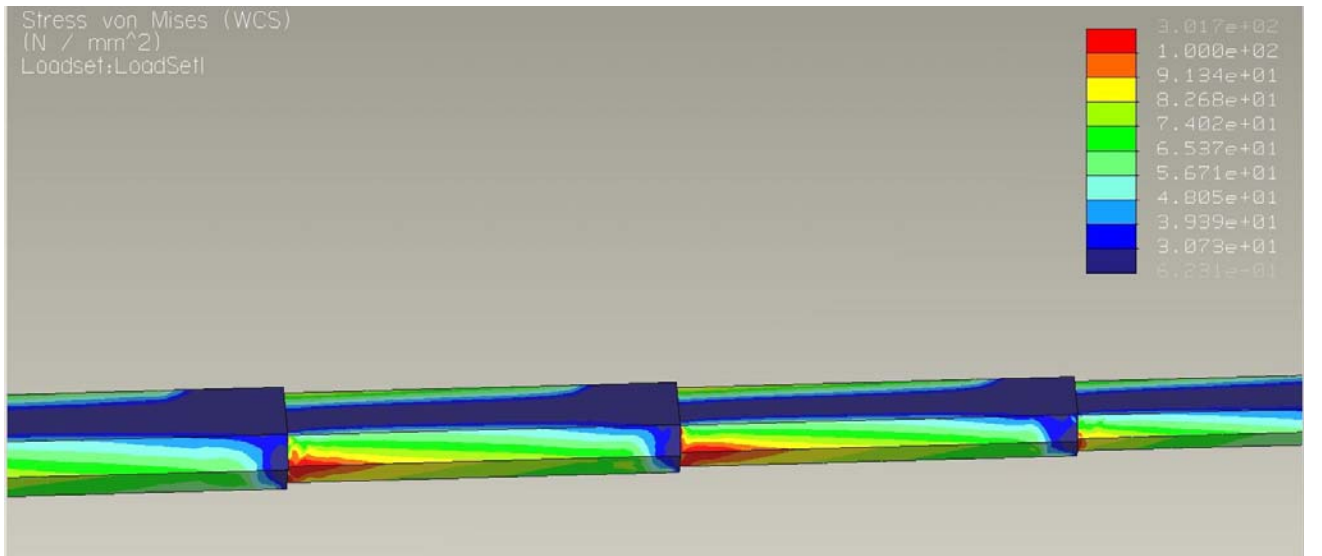
Şekil 3.17 Faydalı yük 2 ton



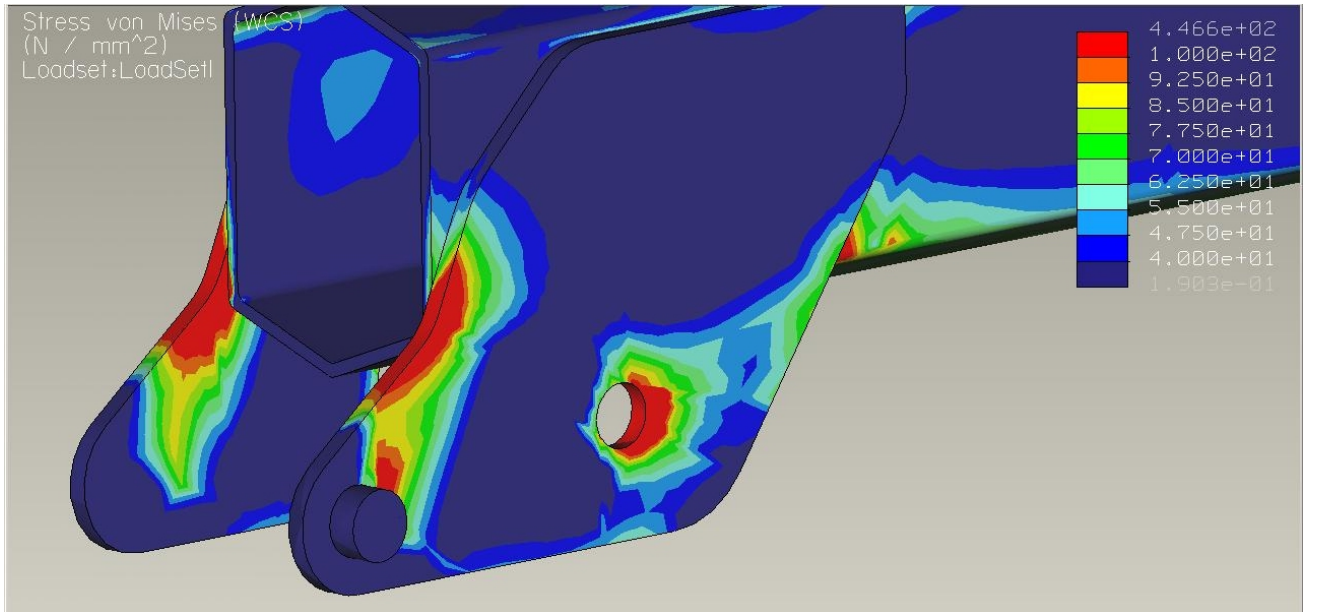
Şekil 3.18 Faydalı yük 2 ton



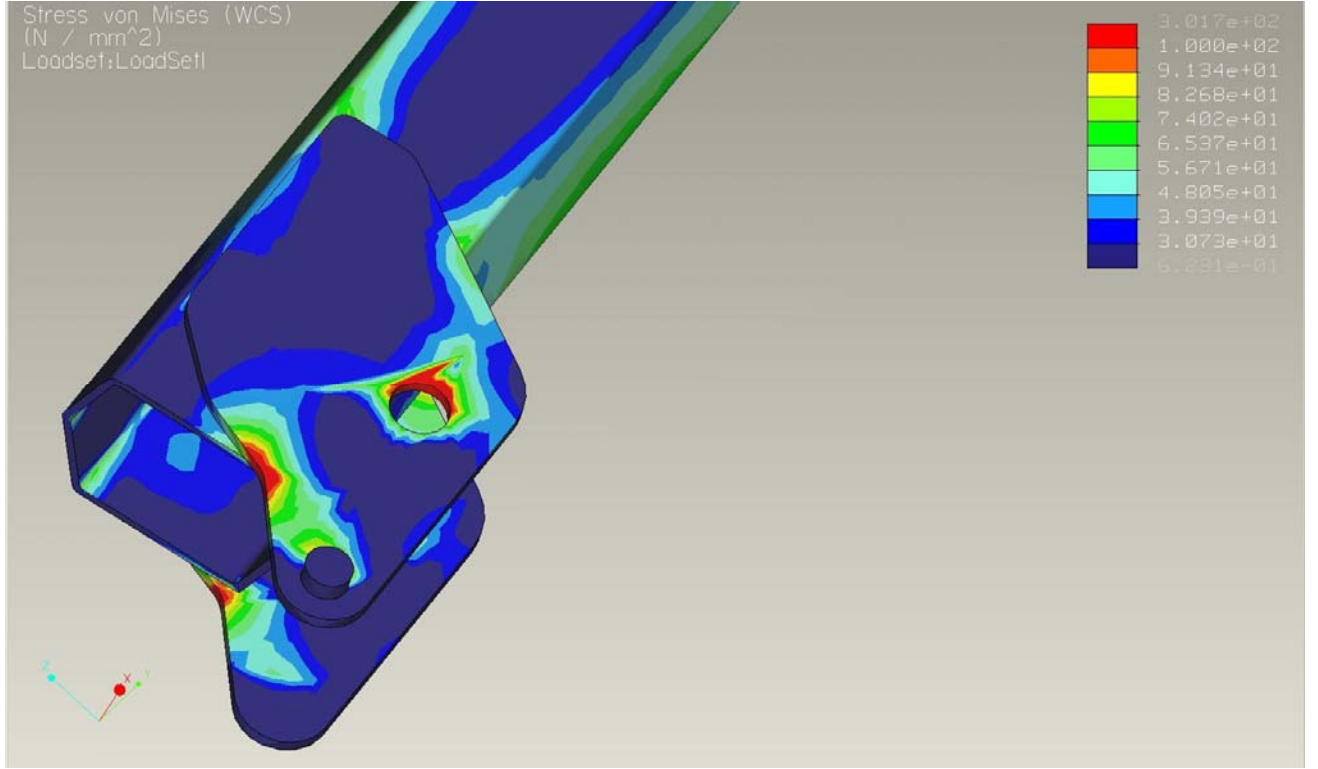
Şekil 3.19 Üstten görünüş, faydalı yük 5 ton



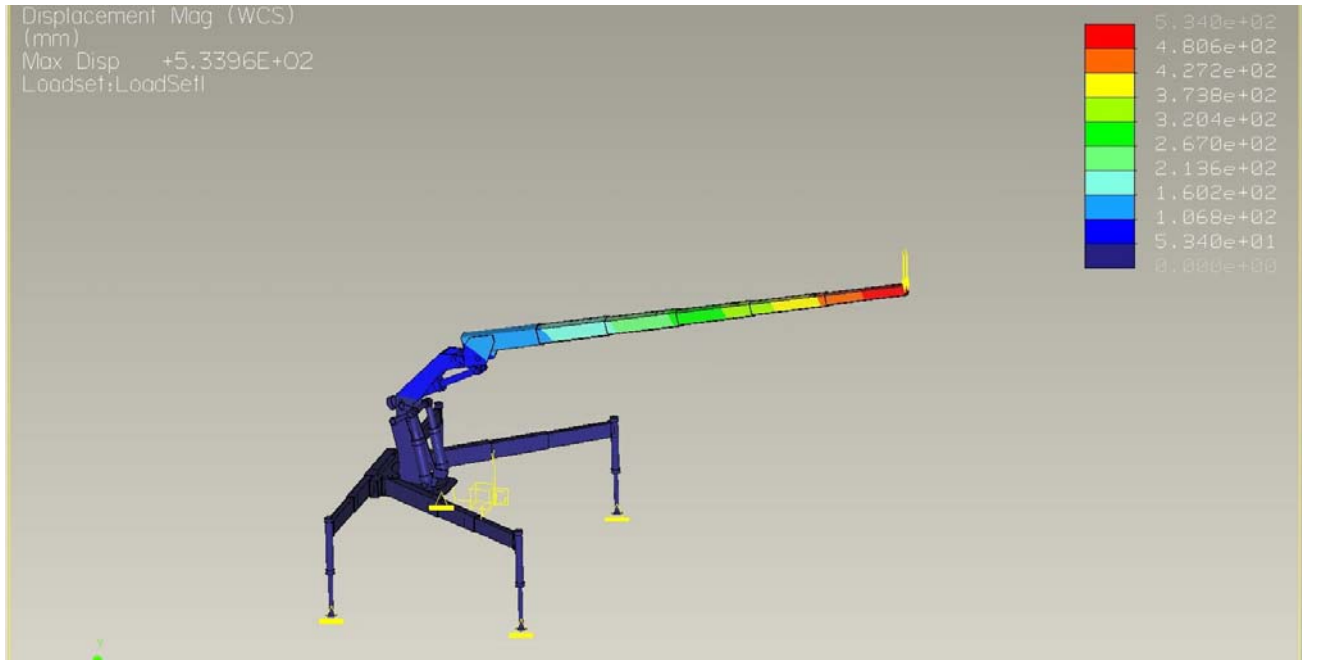
Şekil 3.20 Faydalı yük 2 ton, bom tam açık



Şekil 3.21 Faydalı yük 5 ton, ilk bom kapalı.



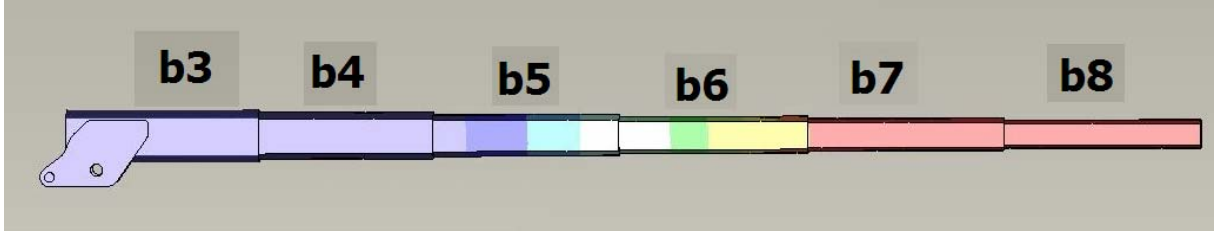
Şekil 3.22 Bom tam açık, faydalı yük 2 ton



Şekil 3.23 Toplam sehım

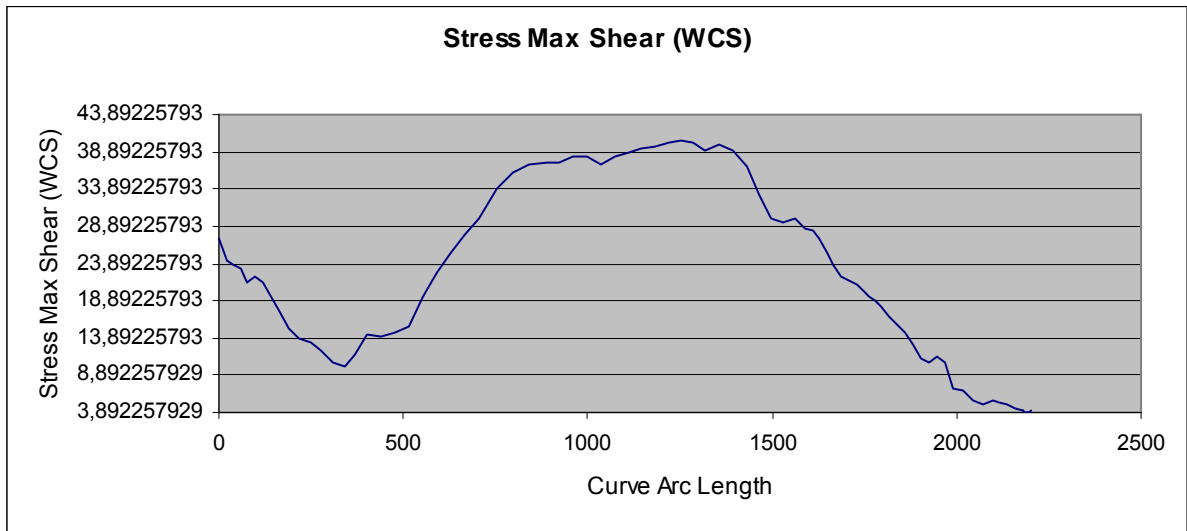
Normalde 125.9mm olan bomun en uzun halindeki deplasman (yatayla 0° açı), sistemin yan ayakları ve diğer bom eklemleri de eklendiğinde (bom yatayla 20 derece), aynı faydalı yük için (2ton), 533mm olmaktadır. Bu yüzden önceki sayfalarda yapılan, arka yan ayakların şasiye direk bağlanarak rotex mekanizmasının 2 yan ayak çifti arasında kalması, sistemin rijitliği açısından faydalı olmuştur.

Teleskopik bom azami açıklığında, uç noktadan 40kN yük uygulandığında, (bom yatay düzleme paralel), azami gerilmelerin Pro-Engineer'dan excel tablosu olarak çıkartılması. Açıklamalarda bom parçaları için aşağıdaki kısaltmalar esas alınacaktır. Ölçümler, eğilme momentinin en fazla olduğu üst uç kesitlerden yapılmıştır.

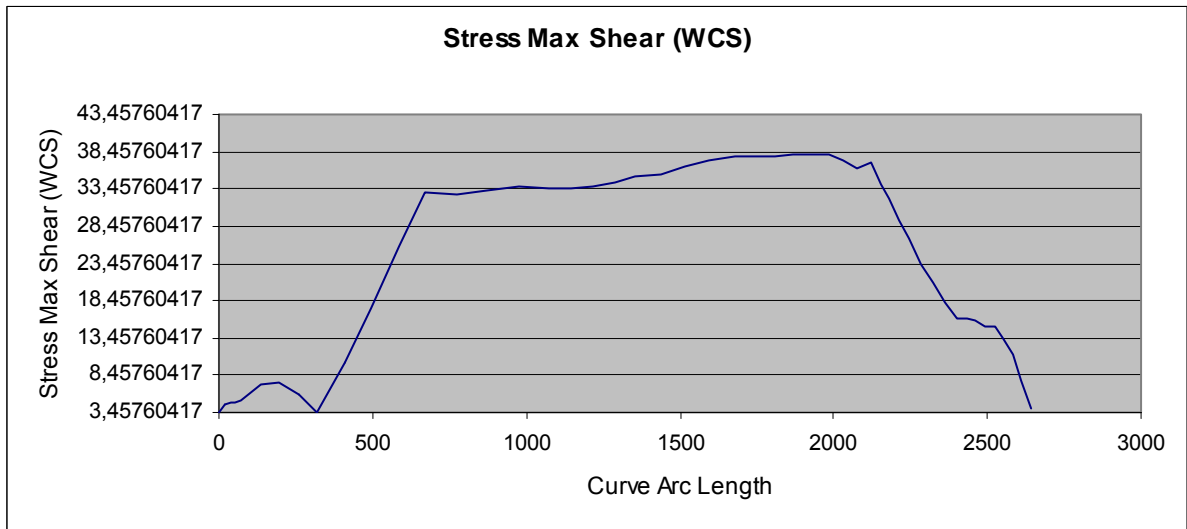


Şekil 3.24 Bom parçaları isimlendirilmesi

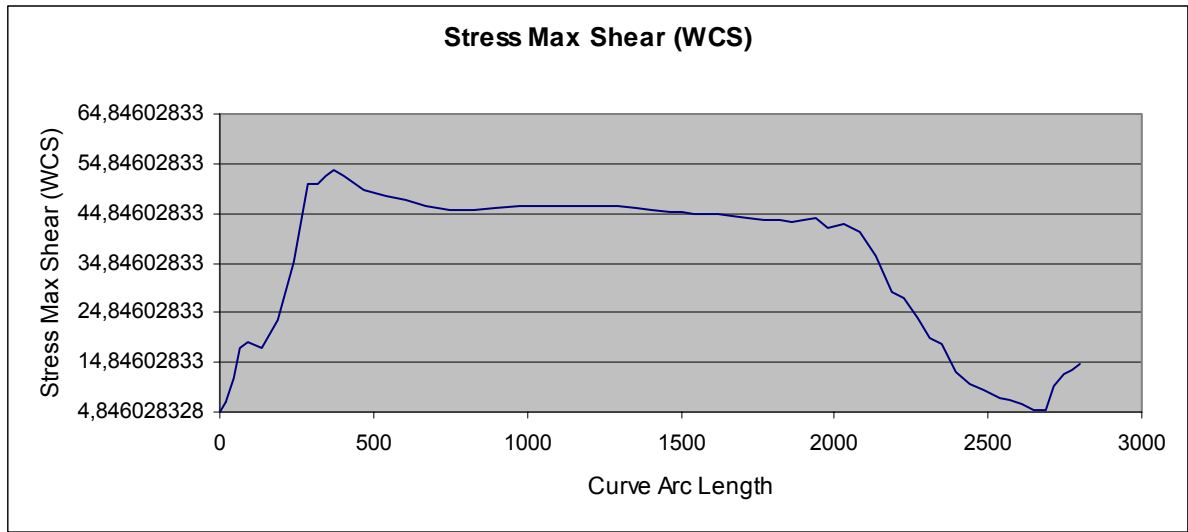
Gerilmelerde bütün birimler N/mm^2 dir.



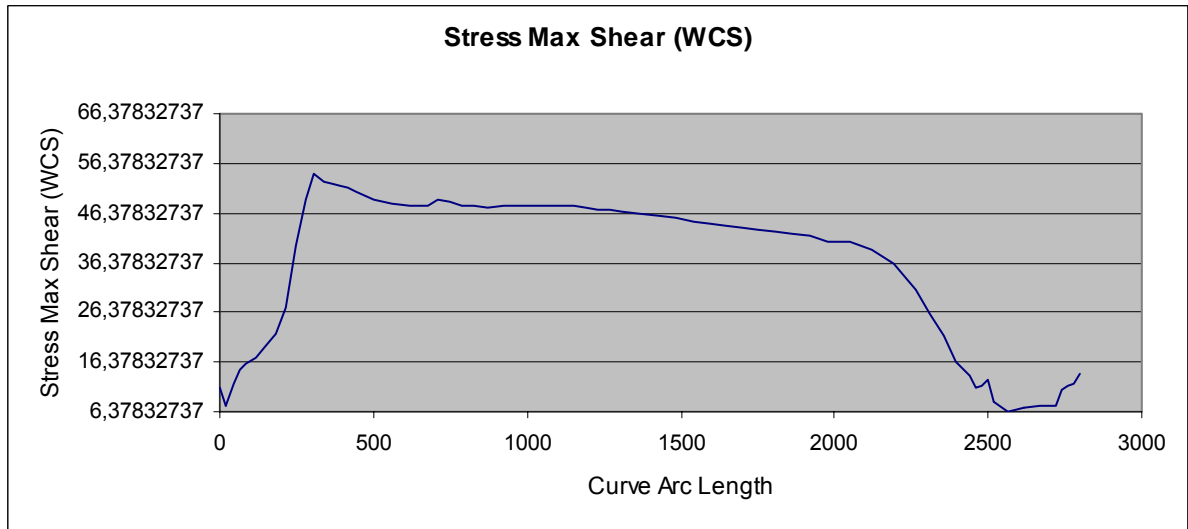
B3 bom elemanı



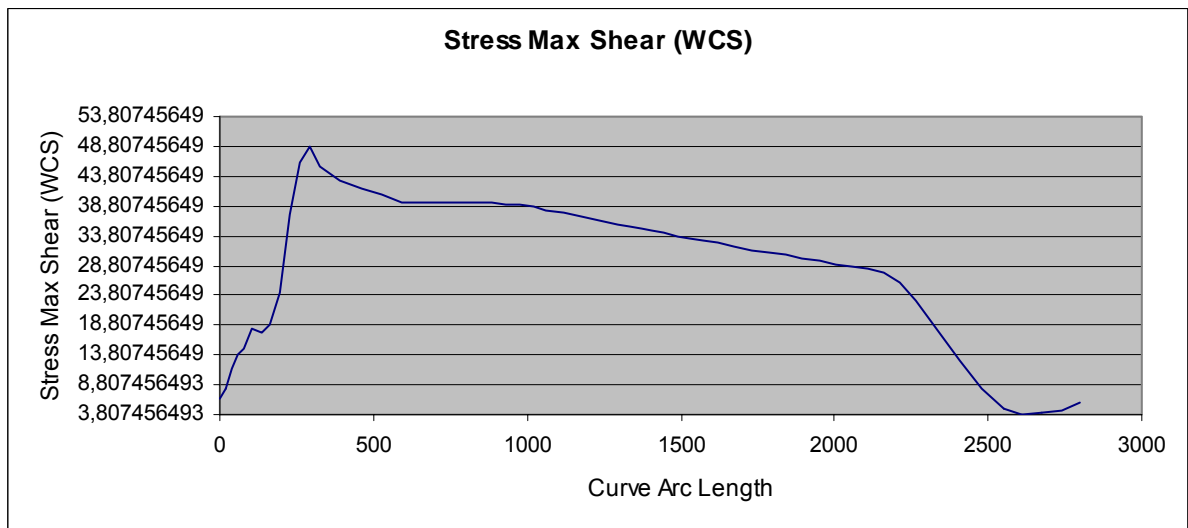
B4 bom elemanı



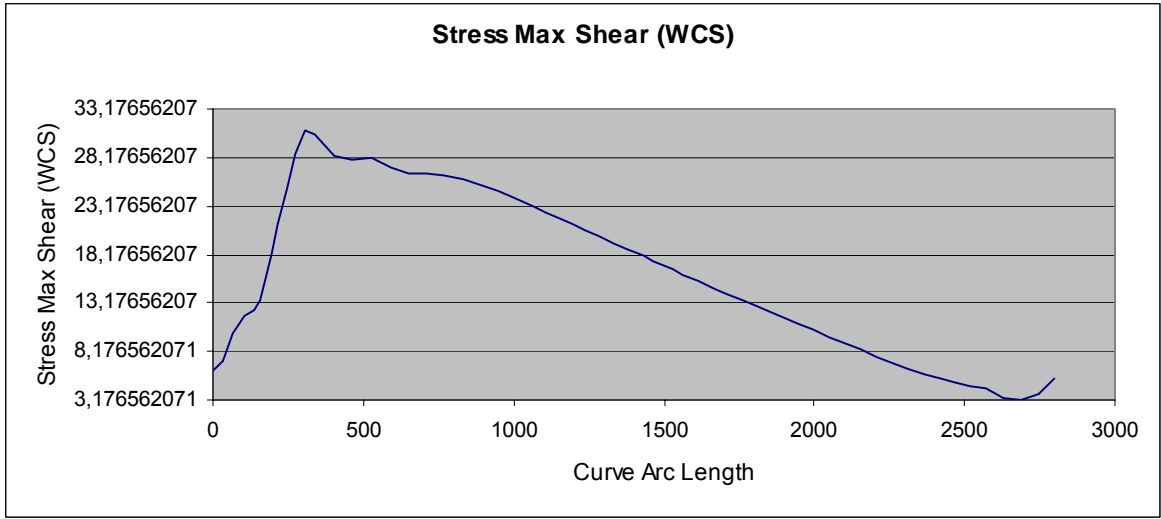
B5 bom elemanı



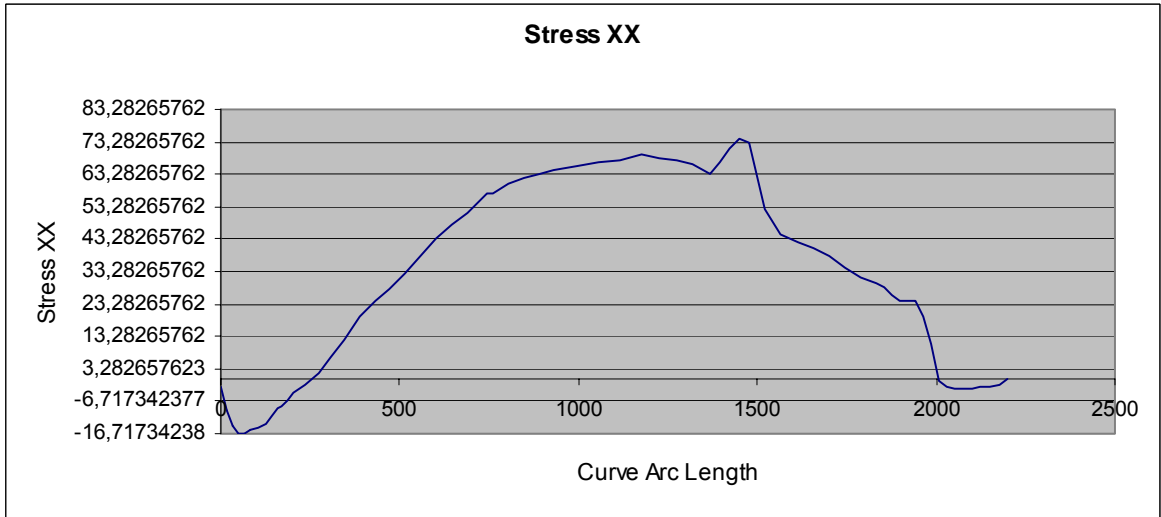
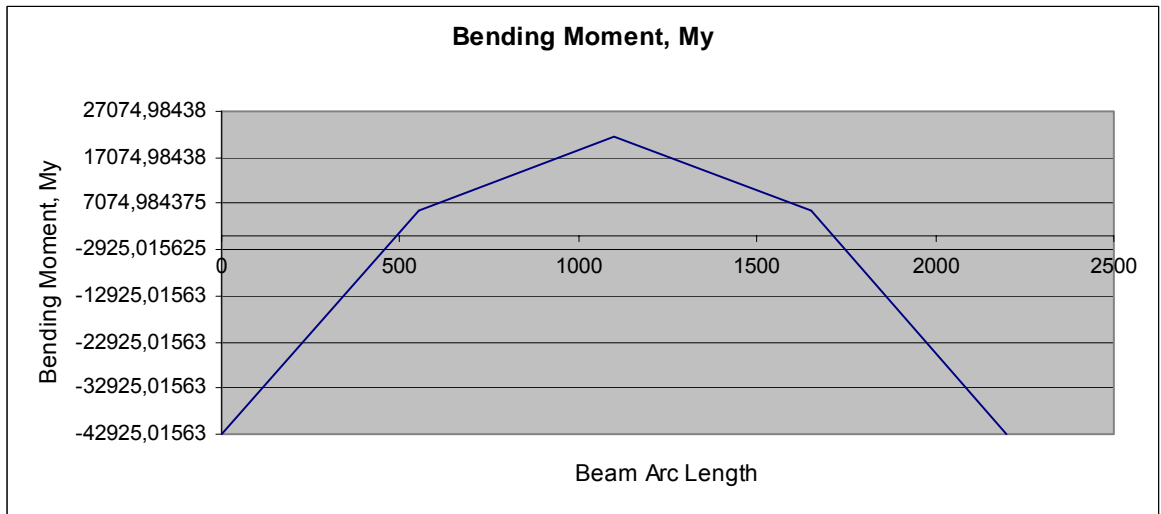
B6 bom elemanı



B7 bom elemanı



B8 bom elemanı

B4, kritik kesitin bulunduğu bom elemanının W_{xx} eksenine göre stress-mesafe diagramı

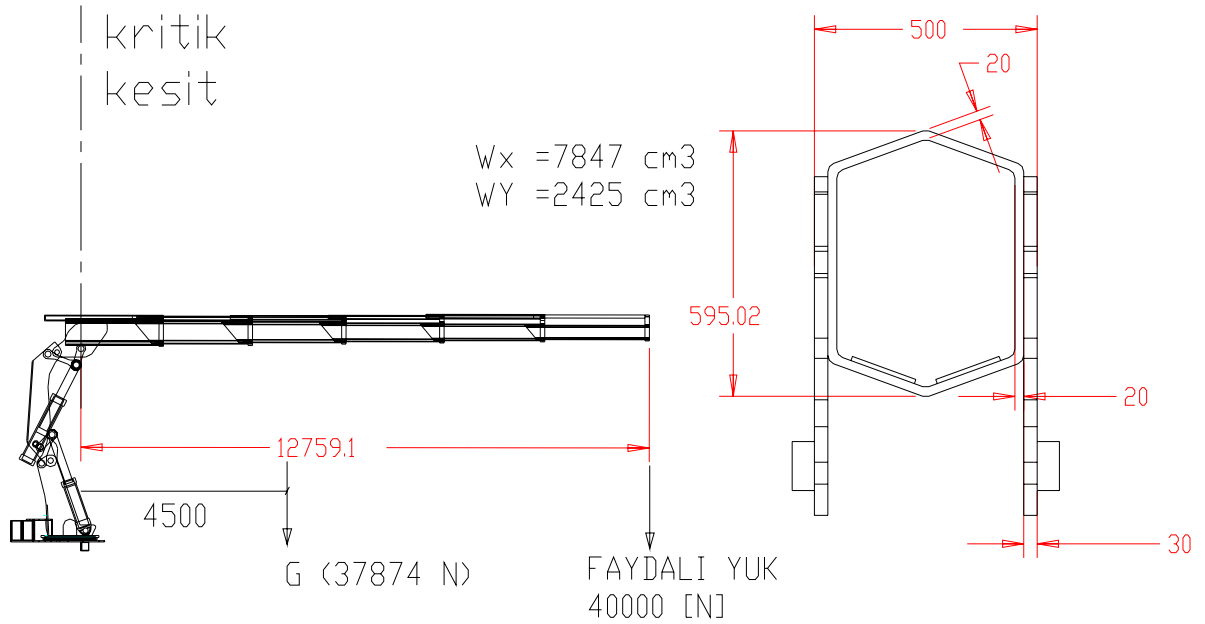
B4 bom elemanı için eğilme moment diagramı da çıkartılmış, ancak beam eleman lokal olduğu için doğru sonuç alınmamıştır. Doğru sonuç için, teleskopik bomun tek bir eleman olarak modellenmesi gerekmektedir.

4. MOBİL HİDROLİK KRENİN BOYUTLANDIRILMASI

Hidrolik krenin boyutlandırılmasında, temel olarak, belirli bir mesafeden belirli bir ağırlığın kaldırılabilmesi esas alınır. Burada modellenmesi yapılan kren, kısa şasili, arazi tipi, çok amaçlı unimog kamyon üzerine monte edilebilecek ve araç arkasına bağlanan bir römorktan yük alıp-bindirmeye yetecek şekilde tasarlanmıştır. Burada ihtiyaç duyulabilecek geometrik erişim kapasitesi olarak, yatay konumda zeminden yaklaşık 6 metre yükseklikte, kren dönüş ekseninden 13 metre mesafeden 4 tonluk bir yükün kaldırılmasına karar verilmiştir.

Hesaplamalarda kritik kesit, kaldırma pistonunun, bom ile bağlandığı mafsala dik olan kesittir. Aşağıda, kritik kesitin ve bom ağırlık merkezinin yeri görülmektedir. Kritik kesit için W_x ve W_y değerleri Pro-Engineer yardımıyla çıkartılmıştır.

Krendeki çelik konstrüksiyon malzemesi olarak St52 kullanılmıştır.



Şekil 4.1 Kritik kesit özellikleri ve moment kolu uzunluğu

4.1. Hesap Akışı

Mukavemet hesaplamalarında evvela kritik kesite gelen kuvvetler bulunur. Daha sonra bu kuvvete karşılık gelen piston ve diğer hidrolik elemanlar hesaplanır. Hidrolik elemanların hesaplanmasında bir diğer kriter, seçilen elemanların, istenilen mekanizma hızına yetebilmeleridir.

4.1.1. Genel Mukavemet Hesapları

- Kren çelik yapılarının hesaplanması:

Çelik yapıda hesaplanan gerilmeleri ve hesaplama tarzını etkileyen 6 işletme grubu vardır.

Çizelge 4.1 Kren işletme grupları

FEM	1	2	3	4	5	6
DIN 15018	B1	B2	B3	B4	B5	B6
	←HAFİF			AGIR→		

İşletme grubu olarak [2] seçilmiştir.

Yükleme hali;

Katlanabilir ve bom boyu 20 metreyi geçmeyen krenlerde rüzgar yükleri hesaplamalara katılmaz. Bu yüzden azami gerilme için;

$$\Sigma_{\max} = M \times (\sigma_G + \Psi \times \sigma_L + \sigma_H) \quad (4.3)$$

Bu denklemde;

σ_G : Elemanların ağırlıklarından oluşan gerilmeler

σ_L : Kaldırılan yükten oluşan gerilmeler

σ_H : Yatay kuvvetlerden oluşan gerilmeler

$\sigma_G, \sigma_L, \sigma_H$: [daN/cm²]

M: Gerilme yükseltme katsayısı

Çizelge 4.2 M: Gerilme yükseltme katsayısı

işletme grupları	1	2	3	4	5	6
M	1	1	1	1.06	1.12	1.2

Ψ : Dinamik Faktör

Yük kaldırma hızına (v[m/s]) göre belirlenir.

Döner krenler için,

Çizelge 4.3 Dinamik faktör [ψ], yük kaldırma hızı v (m/s) için.

$0 \leq v \leq 0,5$	$\psi = 1,15$
$0,5 \leq v \leq 1$	$\psi = 1 + 0,3 v$
$v \geq 1$	$\psi = 1,3$

Modellemesi yapılan krende yük kaldırma hızı v, 1 m/s'nin üzerindedir, $\Psi=1,5$

Kontroller, Statik ve Dinamik kontrol olmak üzere 2 şekilde yapılır.

Statik kontrol:

$$\sigma_t \leq \sigma_{em} \quad \sigma_{em} = \sigma_{ak} / S$$

S: güvenlik katsayısı [1.5]

Dinamik kontrol:

Saclarada çentik etkisi genellikle kaynak dikişlerinde meydana geldiğinden kontroller bu noktalarda yapılır.

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dem}$$

$$\sigma_{Dem} = \frac{5\sigma_{D(-1)}}{3 - \left(3 - \frac{5\sigma_{D(-1)}}{0,75\sigma_B}\right)X} \quad (4.5)$$

$X = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ bu durum krenler için; σ_G / σ_t

σ_B : Malzemenin çekme mukavemeti, anma değeri.

St52 malzeme için; 5200 [daN/cm²]

$\sigma_{D(-1)}$, kaynak çentik değeri, K2 kalite kaynak dikişi (kaynak ağzı açılarak ve kaynak dikişi, işlem sonrası kontrol edilen kaynak dikişi), [2] yükleme grubu ve St52 malzeme için, 2520[daN/cm²] dir.

[σ_L] değerinin hesaplanması

$$\sigma_L = M_L / W_x$$

M_L :Faydalı yük x yük kaldırma mesafesi

$$M_L = 4000 \times 1276$$

$$M_L = 5104000 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_L = \mathbf{650,4 \text{ [daN/cm}^2\text{]}}$$

Sistemin kendi ağırlığından oluşan gerilmeler için;

Sistemin ağırlığı: 3787,4 [daN]

Sistem ağırlık merkezinin kritik kesite olan mesafesi: 450 cm

$$M_G = 1704330 \text{ [daNcm]}$$

$$\sigma_G = M_G / W_x$$

$$\sigma_G = \mathbf{217,2 \text{ [daN/cm}^2\text{]}}$$

Dönüşlerde, frenlemeden dolayı oluşan yatay esneme kuvveti için, düşey yükün %3'ü kullanılır.

$$M_H = 0,03 \times M_L$$

$$M_H = 153120 \text{ [daNcm]}$$

$$\sigma_H = M_H / W_y$$

$$\sigma_H = 60,6 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\max} = M \times (\sigma_G + \Psi \times \sigma_L + \sigma_H)$$

$$M=1$$

$$\Psi = 1,5$$

$$\sigma_G = 217,2 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_L = 650,4 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{\max} = 1253,4 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

Statik kontrol:

$$\text{St52 malzeme için, } \sigma_{ak} = 3550 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_{em} = 3550 / 1,5$$

$$\sigma_{em} = 2366 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$\sigma_{em} > \sigma_{\max}$ Sistem statik olarak emniyetlidir.

Dinamik kontrol:

$$\sigma_{Dem} = \frac{5\sigma_{D(-1)}}{3 - \left(3 - \frac{5\sigma_{D(-1)}}{0,75\sigma_B}\right)X}$$

$$\sigma_{D(-1)} = 2520 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$\sigma_B = 5200 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$$X = \sigma_G / \sigma_t$$

Yükün oluşturduğu kuvvet vektörü, bom simetri merkezinden geçtiği için burulma gerilmesi hesaba katılmaz. Bu durumda, $\sigma_t = \sigma_{\max}$

$$X = 0,173$$

$$\sigma_{Dem} = 4144,8 \text{ [daN/cm}^2\text{]}$$

$\sigma_{Dem} > \sigma_t$ Sistem dinamik olarak emniyetlidir.

Çizelge 4.4 Moment kolu mesafesi-yük diyagramı

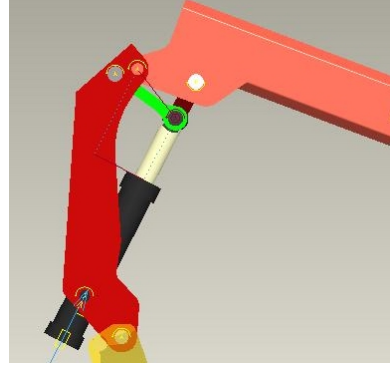
piston dik kesitinin mafsala olan moment kolu uzunluğu [mm]	boom açısı [°]	boom uç noktasının mafsala olan uzaklığı [mm]	uç noktadaki azami kaldırma kuvveti [N]	piston kuvveti [N]	ilk boom kapalı iken faydalı boom uzunluğu [mm]	ilk boom kapalı iken uç noktadaki azami kaldırma kuvveti [N]	ilk 2 boom kapalı iken faydalı boom uzunluğu [mm]	ilk 2 boom kapalı iken uç noktadaki azami kaldırma kuvveti [N]	ilk 3 boom kapalı iken faydalı boom uzunluğu [mm]	ilk 3 boom kapalı iken uç noktadaki azami kaldırma kuvveti [N]	ilk 4 boom kapalı iken faydalı boom uzunluğu [mm]	ilk 4 boom kapalı iken uç noktadaki azami kaldırma kuvveti [N]	ilk 5 boom kapalı iken faydalı boom uzunluğu [mm]	ilk 5 boom kapalı iken uç noktadaki azami kaldırma kuvveti [N]
					9821	57168	7809	73743	5847	102424	3980	158747	2206	306746
510	69,00	12260	45257	1400000	9821	57168	7809	73743	5847	102424	3980	158747	2206	306746
515	73,00	12541	44492	1400000	10060	56136	7999	72446	5989	100691	4077	156201	2260	302153
517,8	75,80	12673	44161	1400000	10199	55549	8109	71707	6072	99705	4133	154753	2291	299539
519	78,00	12779	43810	1400000	10290	55080	8182	71117	6126	98917	4170	153595	2311	297451
519,5	79,90	12855	43522	1400000	10357	54692	8235	70629	6166	98264	4197	152637	2326	295722
519,4	83,00	12944	43106	1400000	10442	54110	8303	69897	6216	97286	4231	151200	2345	293129
519	84,35	12971	42939	1400000	10469	53874	8324	69601	6233	96891	4242	150619	2352	292082
518,089	86,22	12997	42719	1400000	10497	53566	8347	69213	6249	96374	4254	149859	2358	290710
517	87,80	13008	42547	1400000	10512	53322	8359	68906	6258	95963	4260	149256	2361	289622
515,8	89,20	13009	42406	1400000	10519	53118	8364	68650	6262	95621	4263	148753	2363	288715
513,9	-271,00	12999	42235	1400000	10518	52869	8364	68336	6262	95202	4262	148138	2363	287606
512,2	-272,00	12980	42120	1400000	10514	52674	8360	68091	6259	94875	4260	147657	2362	286737
508,4	-275,00	12924	41933	1400000	10480	52385	8333	67728	6239	94389	4247	146944	2354	285451
504	-277,00	12852	41737	1400000	10442	52045	8303	67300	6216	93818	4231	146104	2345	283936
497	-281,00	12685	41660	1400000	10327	51847	8211	67052	6148	93486	4185	145617	2320	283058
491	-284,00	12536	41640	1400000	10208	51811	8117	67006	6077	93426	4136	145528	2293	282897
483	-287,00	12288	41763	1400000	10060	51683	7999	66845	5989	93211	4077	145212	2260	282327
467	-293,00	11796	42123	1400000	9684	51984	7700	67224	5765	93716	3924	145955	2175	283667
456,7	-297,00	11415	42706	1400000	9373	52681	7453	68100	5580	94887	3798	147674	2105	286769
442	-301,00	10878	43453	1400000	9017	53092	7170	68616	5368	95576	3654	148688	2025	288597
419,2	-308,00	10019	45169	1400000	8290	55264	6592	71348	4935	99225	3359	154047	1862	298267
396	-313,00	9099	47228	1400000	7694	56526	6118	72936	4580	101346	3118	157164	1728	303889
360,8	-322,00	7659	52248	1400000	6477	62458	5150	80396	3856	111310	2625	171802	1455	330298
335	-327,00	6589	57088	1400000	5730	66324	4556	85258	3411	117803	2322	181343	1287	347509
334	-327,60	6577	57208	1400000	5637	67422	4482	86639	3356	119648	2284	184052	1266	352397
317	-331,00	5855	61683	1400000	5100	71485	4055	91748	3036	126472	2067	194078	1146	370484
272	-339,70	4038	79658	1400000	3650	88804	2902	113529	2173	155563	1479	236817	820	447589
244	-344,00	2960	99531	1400000	2900	102274	2306	130469	1726	178188	1175	270057	651	507555
219	-348,00	1993	136055	1400000	2187	124646	1739	158605	1302	215767	886	325266	491	607155

Krenin bütün bomları açıkken yatayda 4 ton kaldırdığında, pistonu gelen kuvvet çıkartılarak, daha sonra bu hesap tersten götürülmüş, pistondan uygulanacak bu kuvvet için, krenin kaldırabileceği yükler hesaplanmıştır. Bomların mesnet ve piston kolu bağlantılarında mekanizma olduğu için, moment kolu uzunlukları, pro-engineer yardımıyla hesaplanmıştır. Mekanizma kullanılması sayesinde, bom üzerindeki kuvvet çok fazla farklılıklar göstermemekte, dolayısıyla yük kaldırma hızı, sabit piston hızına göre çok değişmemektedir. Bu da krenlerde istenilen bir durumdur.

4.2. Hidrolik Sistemin ve Hidrolik Elemanların Boyutlandırılması

Bom pistonunun boyutlandırılması:

Bom pistonunun boyutlandırılması, uygulayabilmesi gereken 1400000 [N] yüke göre yapılmıştır.



Hidrolik hattaki basınç, bütün sistemde eşit olup 220 bar'dır.

(Pompa çıkışı 250 bar olup, kayıplarla beraber, sistemdeki basınç 220 bar olarak alınmaktadır).

$$P [\text{bar}] = F [\text{daN}] / A [\text{cm}^2] \quad (4.6)$$

$$P = 220 [\text{bar}]$$

$$F = 140000 [\text{daN}]$$

$$A = 669,85646 \text{ cm}^2$$

$$d(\text{silindir iç çapı}) = 292,04242 \text{ mm}$$

Test basıncı olarak sistem basıncının 1.5 katı alınmıştır.

$$P_{\text{test}} = 375 \text{ bar}$$

Piston et kalınlığı hesabı:

$$e = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_{em} + P}{\sigma_{em} - P}} - 1 \right) \quad (4.7)$$

Silindir malzemesi olarak St52 kullanılmıştır.

$$\sigma_{em} = 2400 [\text{daN/cm}^2]$$

$$e = 8,88657 [\text{cm}]$$

boru etkalınlığı, 89mm alınmıştır.

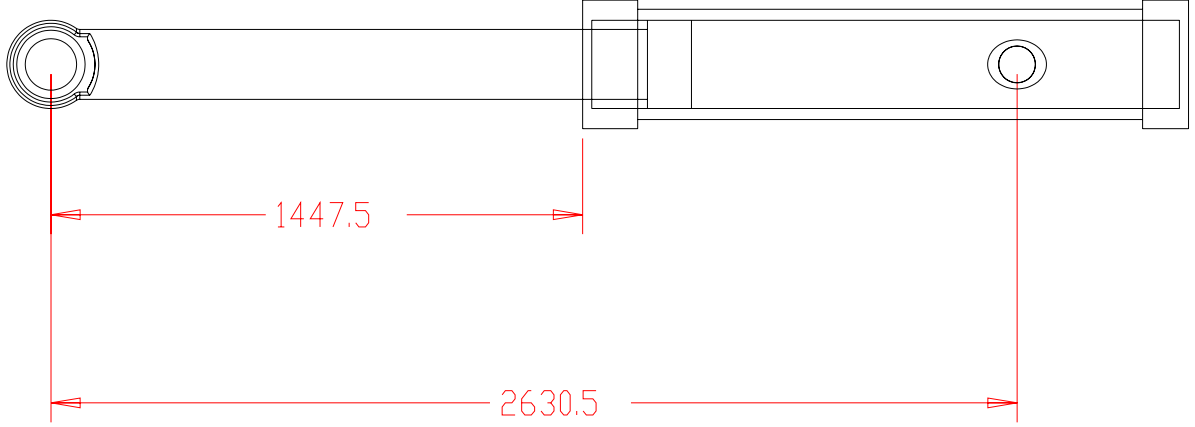
Piston kolu hesabı:

Piston kolunun burkulma yükü hesabı genellikle Euler formülüne göre yapılır.

Serbest Burkulma boyu (2 ucu eklemlili bağlantı için): 263 cm

$$E = \text{elastisite modülü (çelik için): } 2,1 \times 10^6 [\text{kg/cm}^2]$$

$$I = \text{atalet momenti, dairesel kesit için, } d^4 \times \pi / 64$$



F_{kr} : kritik burkulma yükü

$$F_{kr} = \pi^2 \times E \times I / Sk^2$$

(4.8)

$$F_{em} = F_{kr} / 3$$

$$F_{kr} \times d^4 = 14,59759$$

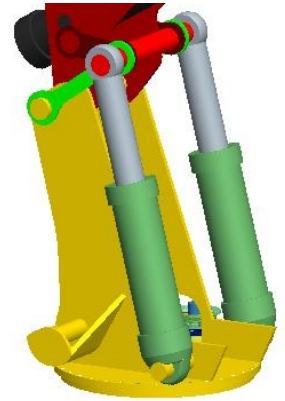
$$F_{kr} / F_{em} = 5,83903$$

$d = 12,44362$ cm bulunur.

$d = 13$ cm alınır.

İKİZ PİSTONLARIN BOYUTLANDIRILMASI

İkiz pistonlar boyutlandırılırken, tek piston ve çelik konstrüksiyonun dayanma gücü ile kaldırılabilen azami yükten yola çıkılmıştır. İkiz pistonlar, krenin çalışması esnasında, genellikle sabit kalırlar. Azami bom boyunun gerektiği ya da geometrik kısıtlamaların olmadığı birçok durumda genellikle orta bom elemanını belirli bir açı getirip sabit kalırlar. Bu yüzden bu bomlardaki piston hareket hızı da, sistemin performansını çok fazla etkilemez.



İkiz piston kapasitesi belirlenirken, daha evvelden Pro-E yardımıyla çıkartılmış tablodaki, azami bom açıklığında kaldırılabilinen ağırlıktan yola çıkılır.

Çizelge 4.5 Sabit bom pistonları-toplam moment diyagramı

piston koluna dik mesafe [mm]	Açı [°]	Açı [°] (360-)		piston kuvveti [N] x 2	moment [Nm]	uç noktadaki azami kaldırma kuvveti [N]	boom açısı[°]	
312,214	56		bom elemanı (kırmızı),aşağıya doğru eğik halde	2400000	749314	44009	69	
346,8	62	298		2400000	832320	43260	73	
372,4	114	246		2400000	893760	42936	75,8	
382,764	112	248		2400000	918634	42592	78	
393,082	110	250		2400000	943397	42309	79,9	
404,254	107	253		2400000	970210	41902	83	
410,247	105,2	254,8		2400000	984593	41738	84,35	
424,5	101,2	258,8		2400000	1018800	41524	86,22	
434,6	98,1	261,9		2400000	1043040	41355	87,8	
442,4	95,2	264,8		2400000	1061760	41217	89,2	
447,89	93	267		2400000	1074936	41049	-271	
453,83	90,11	269,89		yatayda	2400000	1089192	40936	-272
460,34	86,5	273,5		bom elemanı (kırmızı), yukarıya doğru eğik halde	2400000	1104816	40753	-275
465,5	83,02	276,98			2400000	1117200	40560	-277
469,5	74,3	285,7	2400000		1126800	40485	-281	
472,4	69	291	2400000		1133760	40464	-284	
470	64,4	295,6	2400000		1128000	40583	-287	
470,4	60	300	2400000		1128960	40935	-293	
466,7	56	304	2400000		1120080	41506	-297	
461	50	310	2400000		1106400	42234	-301	
450,433	42	318	2400000		1081039	43914	-308	
420	38	322	2400000		1008000	45922	-313	
394	31	329	2400000		945600	50835	-322	
368,9	25	335	2400000		885360	55563	-327	
327,4	18	342	2400000		785760	55685	-327,6	
269,6	10	350	2400000		647040	60059	-331	
223	4	356	2400000	535200	77637	-339,7		
						97058	-344	
						132758	-348	

Bom uzunluğu, sabit bomla beraber 15,5m alındığında, azami kaldırma yükü 42000 [N] için, 682000 [Nm] lik moment ihtiyacı olduğu görülür. İkiz silindirlerin herbirinde 1200000 [N]'luk itme kuvvetiyle, bu moment ihtiyacı karşılanabilir.

İkiz silindirlerin boyutlandırılması:

$$P [\text{bar}] = F [\text{daN}] / A [\text{cm}^2]$$

$$P = 220 [\text{bar}]$$

$$F = 120000 [\text{daN}]$$

$$A = 574,16268 \text{ cm}^2$$

$$d(\text{silindir iç çapı}) = 270,37874 \text{ mm}$$

Test basıncı olarak sistem basıncının 1.5 katı alınmıştır.

$$P_{\text{test}} = 375 \text{ bar}$$

Piston et kalınlığı hesabı:

$$e = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_{em} + P}{\sigma_{em} - P}} - 1 \right)$$

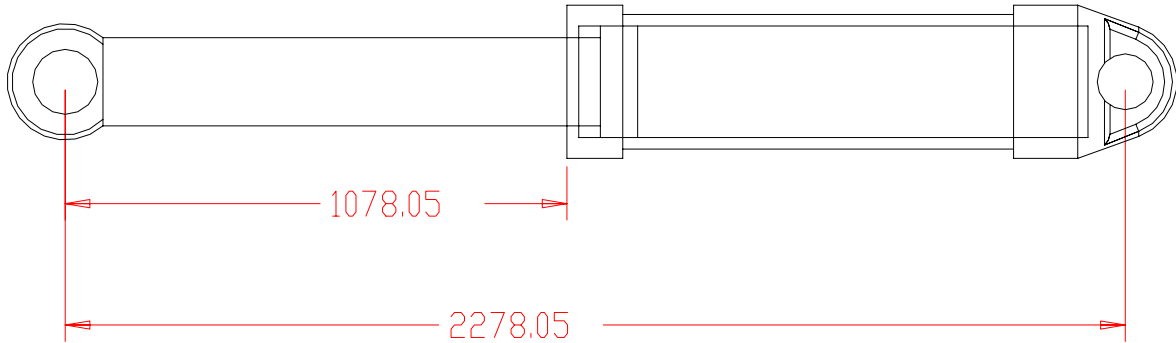
Silindir malzemesi olarak St52 kullanılmıştır.

$$\sigma_{em} = 2400 [\text{daN/cm}^2]$$

$$e = 8,22736 [\text{cm}]$$

boru et kalınlığı, 83mm alınmıştır.

Bir önceki piston burkulma hesabının yapıldığı makro ile, asgari piston mili çapı, 120mm olarak bulunmuştur.



İkiz silindirlerin toplam yüzey alanı, $574,16 \times 2 = 1148,32 \text{ cm}^2$ olarak bulunur.

Tek silindir için bu alan,

$A = 669,85646 \text{ cm}^2$ olarak bulunmuştur. Tek silindirli sabit bom elemanı toplamda 99° lik bir açı taramaktadır. $3^\circ/\text{s}$ lik tarama hızı ile 33 saniyede silindir stoğunu tamamlar. Bu yeterli bir hızdır. Silindir stroğu, 1447,5mm olduğundan, bu silindirde, $0,04386 [\text{m/s}]$ lik bir hıza denk gelir. Silindir alanı;

$$A = 669,85646 \text{ cm}^2 = 6,6985646 \text{ dm}^2$$

$$\text{Hız} = 0.4386 [\text{dm/s}]$$

Saniyede süpürülen hacim = 2.937 [dm³]

Silindirin bu hızda tahrik edilebilmesi için silindire girmesi gereken hidrolik akışkan debisi, 176,22 lt/dak. olarak bulunur.

Krende en fazla kullanılan silindir, sabit bomu tahrik eden silindir olduğu için hesaplar bu silindire göre yapılmıştır. İkiz silindirler bu deıyla daha yavaş hareket etseler de az kullanıldıklarından sistem açısından bir sorun oluşturmaz.

Sistemin beslenmesi için 200 lt/dak. 'lık bir pompa seçilmiştir.

Q=200 lt/dak.

PTO çıkış hızı (n) =1500 dev/dak

$\eta_v=0,98$

$$Q=V_g \times n \times \eta_v / 1000 \quad (4.9)$$

$V_g=136 \text{ cm}^3/\text{dak}$

Hidrolik hat basıncı=250 [bar] (=ΔP)

$\eta_m=0,97$ (mekanik verim)

$$M= 1,59 \times V_g \times \Delta P / (100 \times \eta_m) \quad (4.10)$$

M=557 [Nm] (PTO milinden alınması gereken tork)

Sistemimizde kullanılan PTO, 1,36 çevrim oranıyla, motordan 1100d/d da güç çekmektedir. Bu da motordan 1100d/d'da yaklaşık olarak 410 Nm'lik moment anlamına gelir. Bu değer, ağır vasıta dizel motorları için normaldir. 1100 d/d, ağır vasıta dizel motorlarının azami tork bandı içerisinde kalan bir değerdir.

Çekilen Güç:

$$N=M \times \omega \text{ [watt]} \quad (4.11)$$

$N=557 \times 1450 \times \pi / 30$

$N=84,5 \text{ [kW]}$

4.3 Kren Dönüş Mekanizması

Mobil krenlerde dönüş mekanizması olarak kramayerli döndürme mekanizmaları ya da tablalı döndürme mekanizmaları kullanılır.

Kramayerli mekanizmalar ucuz ve az alan kaplamalarına karşın, sonsuz sayıda çevrim yapamazlar. Genellikle dönüş kapasiteleri 400° dir.

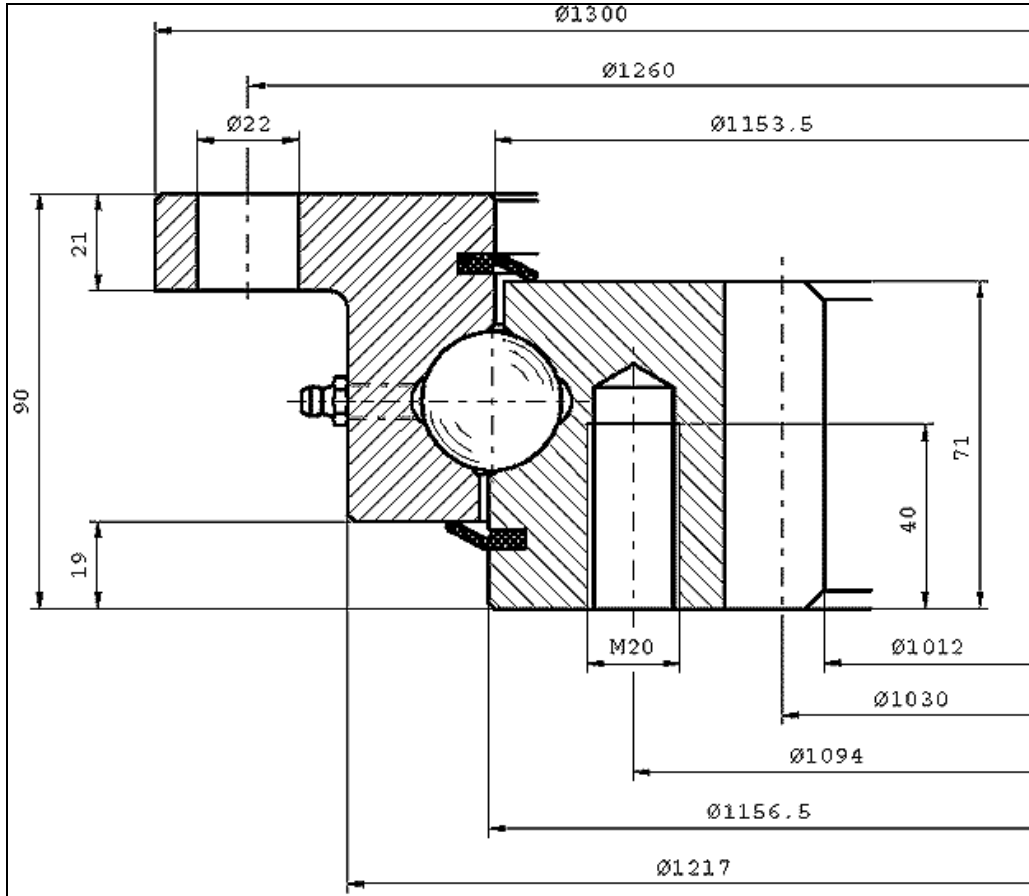
Tablalı döndürme mekanizmaları, sistemde kullanılan redüktör, hidromotor ve diğer dişli sistemler yüzünden daha pahalıdır ancak sonsuz bir dönüş kapasitesine sahiptir.

4.3.1. Kren Dönüş Mekanizması Hesabı

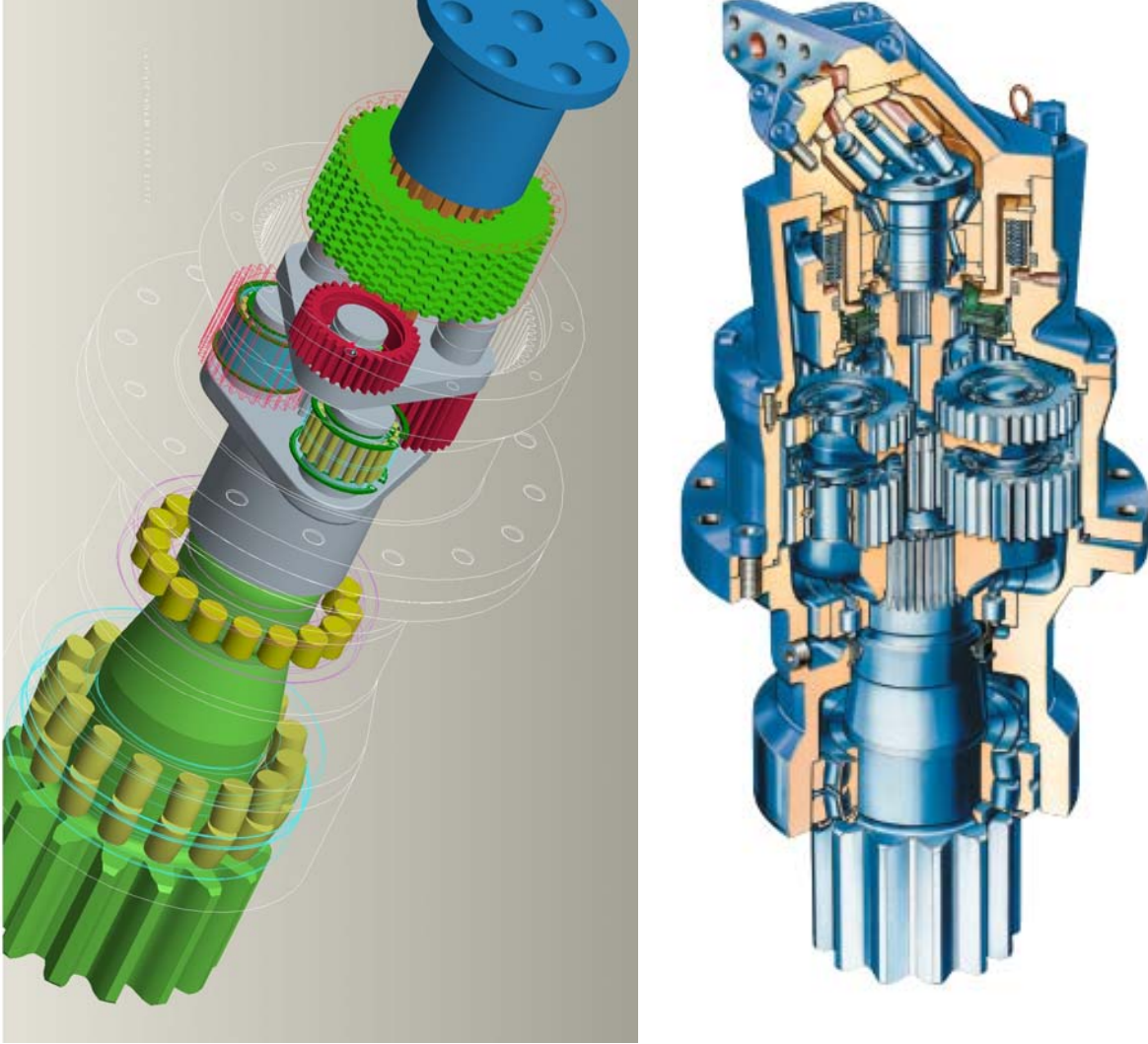
Projede, dönüş mekanizması olarak, sonsuz çevrimli Rotex mekanizması kullanılmıştır.

Rotex mekanizması 3 ana kısma ayrılabilir:

- 1 Çember dişli ve aksel rulman
- 2 Pinyon ve redüktör
- 3 Hidromotor



Şekil 4.2 Dönüş mekanizması; sabit iç dişli çark ve bilyalı yatak.



Şekil 4.3 Hidromotora entegre çift kademe planet redüktörlü Rotex pinyonu

Hesaplamalar için, öncelikle sisteme gelen kuvvetler bulunarak, buna göre kataloğlardan uygun çember dişli ve yataklaması seçilir.

Dönüş mekanizmasına gelen yükler;

Düşey yükler ; sistem ağırlığı ve faydalı yük [600 kN] ; F_T

Azami devirme momenti; 800 kNm M_T

Dönüş tablası çapı : 1156.5 mm (bilya merkezleri arası mesafe)

$F_1 =$ devirme momenti / dönüş tablası çapı = 691.74 kN

$\mu =$ dönüş tablası yataklamasına bağlı kayıp katsayısı; 0.005*

Sürtünme direnç momenti, M_s ;

$$M_s = [(-F_T/2 + F_1) \times \mu \times D/2] + [(F_T/2 + F_1) \times \mu \times D/2] \quad (4.12)$$

$$M_s = 5.122 \text{ kNm}$$

Toplam çevrim oranı; redüktör + dönüş mekanizması = 189.58

Rotex mekanizması pinyon eksenine göre $I_t = 1.28 \times 10^6 \text{ kg m}^2$ (CAE hesabından)

Dönüş hızı: 3 d/d

İvmelenme zamanı [t]: 5 s

İvmelenme momenti, M_i ;

$$M_i = I_t \times \omega / t = 1.28 \times 10^6 \times 0.314 / 5 \quad (4.13)$$

$$M_i = 80384$$

$$M_T = 85506 \text{ Nm}$$

$$i_t = 189.575$$

gerekli hidromotor çıkış momenti,

$$\eta_t = 0.93 \text{ (sistem mekanik verimi)}$$

motor milindeki moment:

$$M = M_T / (i_t \times \eta_t) \quad (4.14)$$

$$M = 485 \text{ Nm}$$

$$\text{Motor mili hızı (} n_{HM} \text{): } i_t \times 3 = 570 \text{ d/d}$$

4.1.1.1 Hidromotorun Boyutlandırılması

$$V_g = 100 \times M \times \eta_m / (1.59 \times \Delta P) \quad (4.15)$$

$$\Delta P = 200 \text{ bar}$$

$$\eta_m = 0.97$$

$$V_g = 148 \text{ cm}^3 / \text{dev}$$

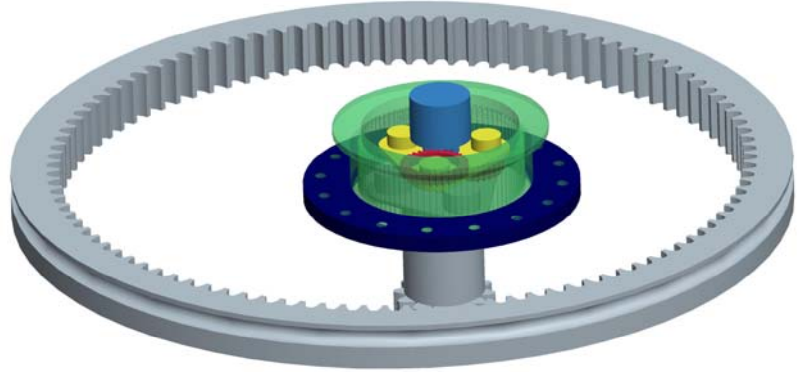
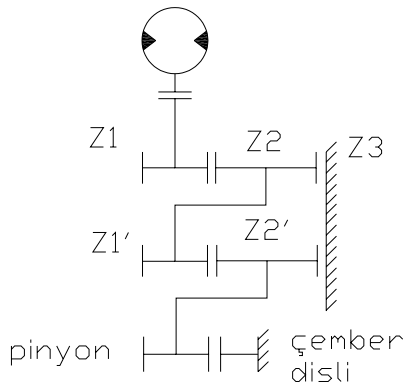
Devre debisi

$$Q = V_g \times n_{HM} / (1000 \times \eta_{Vhm})$$

$$\eta_{Vhm} = 0.98$$

$$Q = 86 \text{ lt / dak}$$

4.1.1.2 Redüktör Hesabı



Şekil 4.4 Rotex mekanizması, şematik ve 3 boyutlu gösterimi

Redüktör:

2 kademeli seri bağlı 3 çarklı planet mekanizma:

$$z_1 = 16, z_{11} = 16$$

$$z_2 = 32, z_{22} = 32$$

$$z_3 = 80$$

$$i = - (z_3 / z_1)$$

$$i = -5$$

$$i_{top} = i_1 \times i_2$$

$$i_{top} = 25$$

Dönüş Mekanizması:

İç dişli mekanizma;

Diş sayısı, $z=103$

Pinyon diş sayısı $z_p = 12$

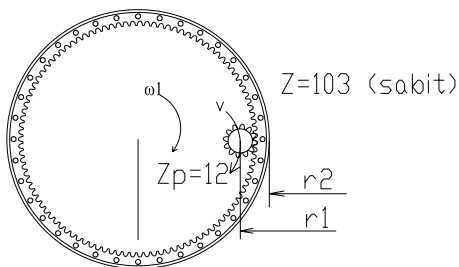
Çevrim oranı;

$$i_{rotex} = (103/12) - 1$$

$$i_{rotex} = 7,583$$

Toplam devir düşürme;

$$i_{rotex} \times i_{top} = 189,575$$



- $v = \omega_1 \times (r_2 - r_1) = \omega \times r_1$
- $i_{12} = \omega / \omega_1 = (r_2 - r_1) / r_1 = (r_2 / r_1) - 1$

4.4 Yavru Şanzıman (PTO-Power Take-Off)

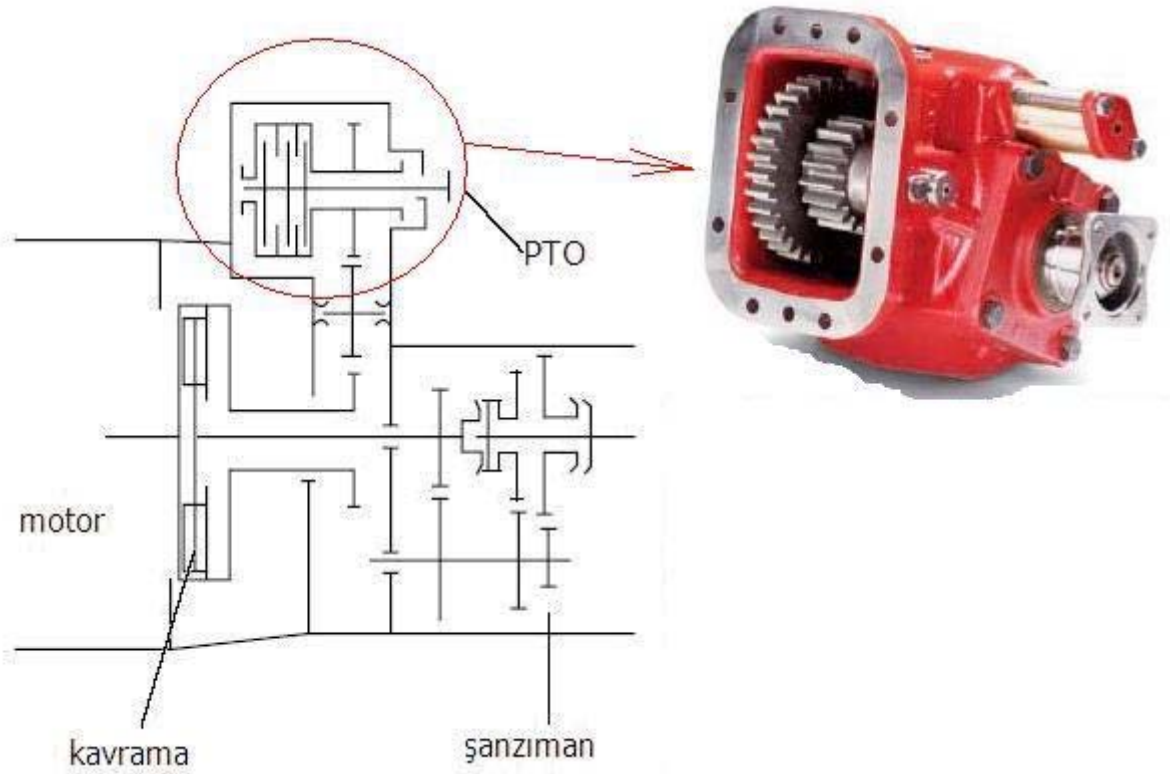
PTO'lar, mevcut içten yanmalı motordan, mekanik enerji almak için kullanılır. Genellikle hidrolik pompaların ya da hava kompresörlerinin tahriğinde kullanılırlar da, jeneratör tahriğinde de kullanılabilirler. Motordaki hareket, PTO tarafından 3 şekilde çekilebilir:

1. Motor üzerinde,

*Motorun kayış kasnak sistemine ilave edilerek (genellikle klima kompresörü sökülerek)

Krank önüne, TV damperine 2. sıra bir kayış düzeneği ilave edilerek

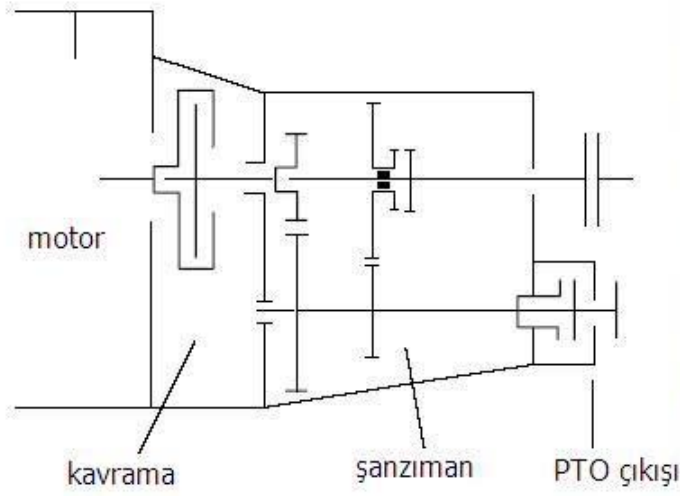
*Motorun arkasında, kam milinden tahrik alarak



Şekil 4.5 Motor üzerine yerleştirilmiş, debriyajdan bağımsız PTO. (Fotoğraf semboliktir)

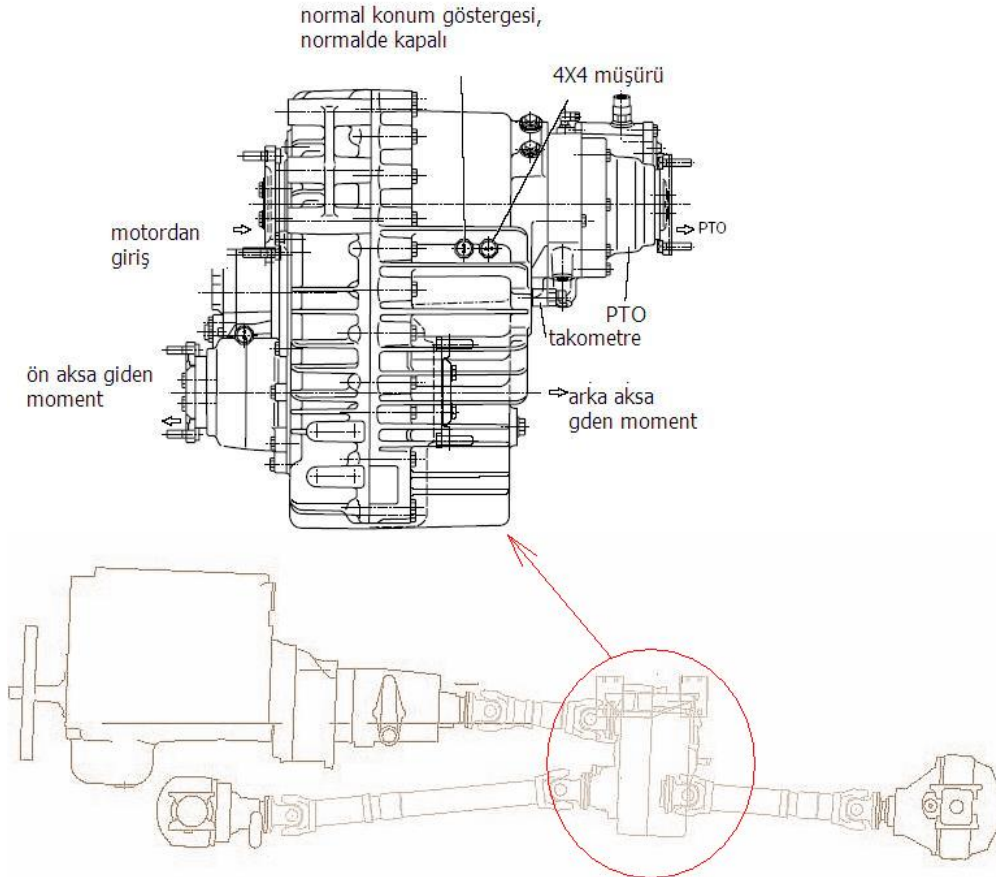
* TV damperi: (torsional vibration damper) krank kasnağına civatalarla sabitlenmiş, krankın diğer ucundaki volan tarafından meydana gelen kuvvetleri dengelemek için kullanılan damper. Aynı zamanda motor önündeki kayış sistemini tahrik etmektedir.

2.Şanzıman kutusu üzerinde



Şekil 4.6 Debriyaja bağımlı PTO. Sağ tarfata Debriyaja bağımlı şanzıman üzerindeki PTO' pompa direkt olarak bağlanmış halde.

3.Transfer kutusu üzerinde



Şekil 4.7 4X4 kamyonun transfer kutusuna bağlanmış PTO

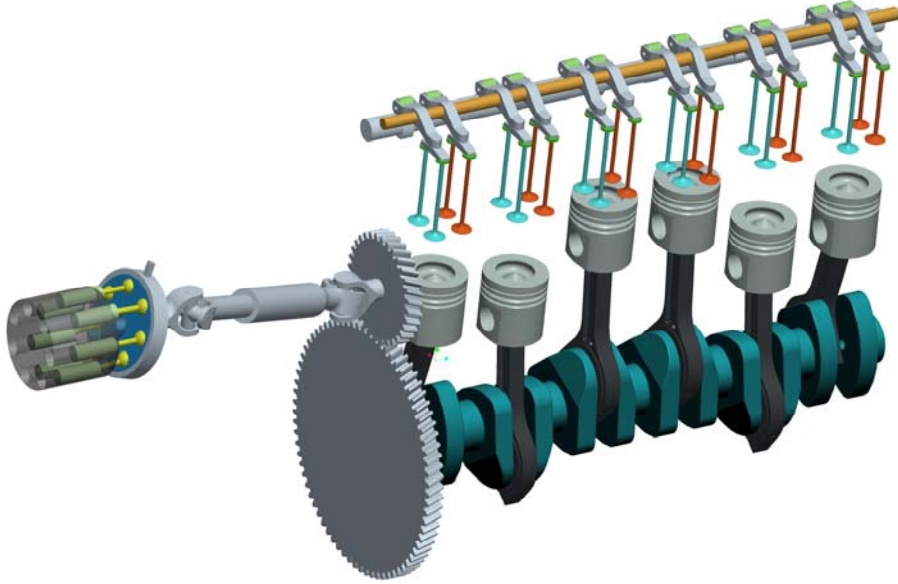
PTO seçerken aşağıdaki kriterler gözönünde bulundurulur:

- Müsaade edilen azami tork
- Dönüş yönü
- Darbe-şok faktörleri
- Servis ömrü
- Kritik hız
- Azami tahrik şaftı uzunluğu
- Tahrik şaftı bağlantı açıları
- Çevrim oranı
- Soğutma
- Montaj edilebilirlik

PTO tahriğinde 2 durum çok önemlidir:

1. Motor hızı, PTO bağlıken ve yükteyken 800 d/d'nın altına inmemelidir.
2. Sistemin rezonansa girmesini önlemek amacıyla tamsayı çevrim oranları seçilmemelidir.*

Bizim sistemimizde olduğu gibi tahrik şaftı kullanılan durumlarda, universal bağlantı elemanı açısı 7° (+/-1) geçmemelidir. Aynı zamanda, pompa ve motor araç şasisine aynı konumlardan yataklanmadığından, motorda oluşacak salınımları dengeleyecek şekilde eksenel harekete müsade edecek bir şaft olmalıdır.



Şekil 4.8 Model krene ait PTO

* Dişli kutularında tamsayı çevrim oranı dışında, eş çalışacak dişlilerin diş sayılarının da ortak katlarının olmaması gerekir. Örneğin 16/32 oranında bir dişli ikilisi yerine bu sayıyı 16/35 yapmak gerekir. Bunun sebebi, bir dişli çarktaki dişlinin sürekli olarak karşı çarktaki farklı dişliyle çalışmasını sağlamaktır. Dişlilerin talaşlı imalatı sırasında, hiçbir diş bir diğerinin %100 aynısı değildir. Her dişlide bir miktar imalat hatası vardır. Herbir dişli sürekli olarak farklı bir dişliyle çalıştığında, dişlilerdeki aşınma düzgün olur, dişlilerin herbiri bir diğerine daha da benzer hale gelir. Aksi durumda, herbir dişlideki hata giderek artar. Burada bahsedilen farklılıklar mikron mertebesinde farklılıklardır.

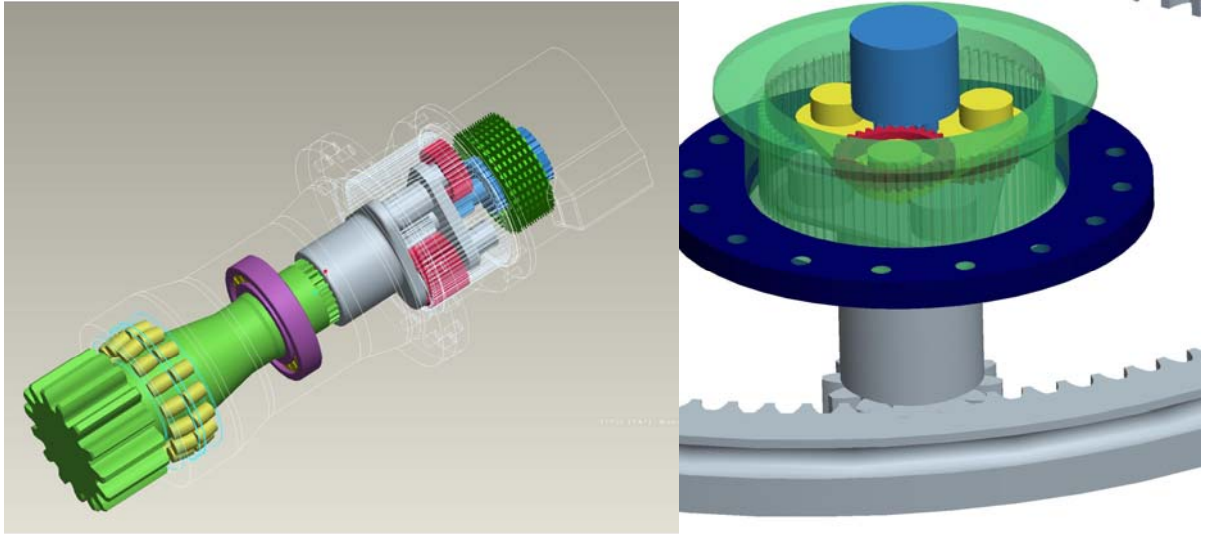
5. SONUÇLAR

Tez çalışması iki aşamadan oluşmaktadır.

1. Mobil bir krenin bilgisayar ortamında modellenmesi
2. Ortaya çıkan modeli hareket ettirebilecek hidrolik elemanların seçimi.

CAD modelin parametrik olması sebebiyle, yapılan yapısal analizler sonrasında geriye dönüp, mukavemeti zayıf parçalar kolaylıkla değiştirilmiştir. Bunun yanı sıra, dinamik analizler sayesinde, eklemlerde kullanılan 4 kol mekanizmaları optimize edilmiş, sabit piston hızı ile sabit bom hızı elde edilmiştir. Bu, gerçek uygulamalarda, kontrollü yük kaldırımı için istenilen bir durumdur.

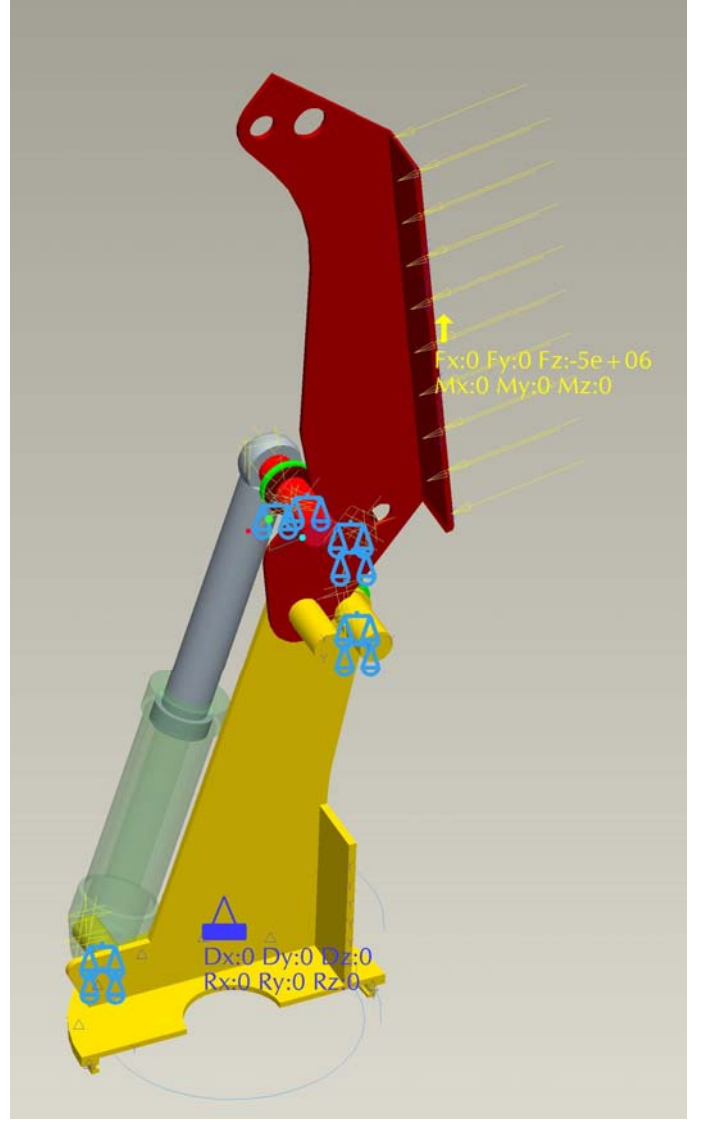
Mevcut CAD model öncelikle bütün detaylarına kadar hazırlanmış, kullanılan mekanizmaların, istenilen konumlara yerleştirilabilirliği test edilmiştir. Ancak gerek sonlu elemanlar analizlerinde, gerekse de dinamik analizlerde detaylı parça ve mekanizmalar hatalara sebep olduğundan sistem basite indirgenmiştir.



Şekil 5.1 Planet redüktörün sadeleştirilmesi

Örneğin, modellemenin başında, rulman bilyaları da dahil modellenen çift kademeli planet redüktör, daha sonradan mekanizma modülünde kullanılırken sadece temel elemanları kalacak şekilde sadeleştirilmiştir.

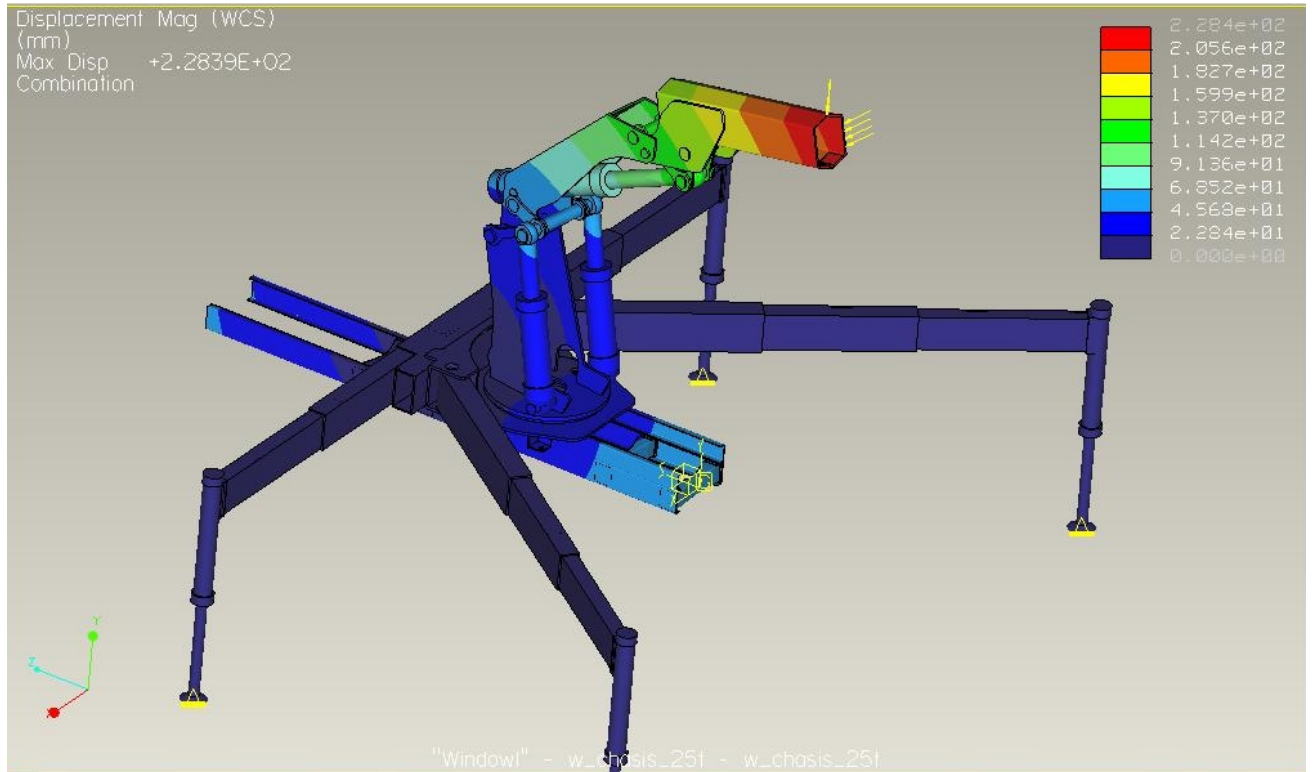
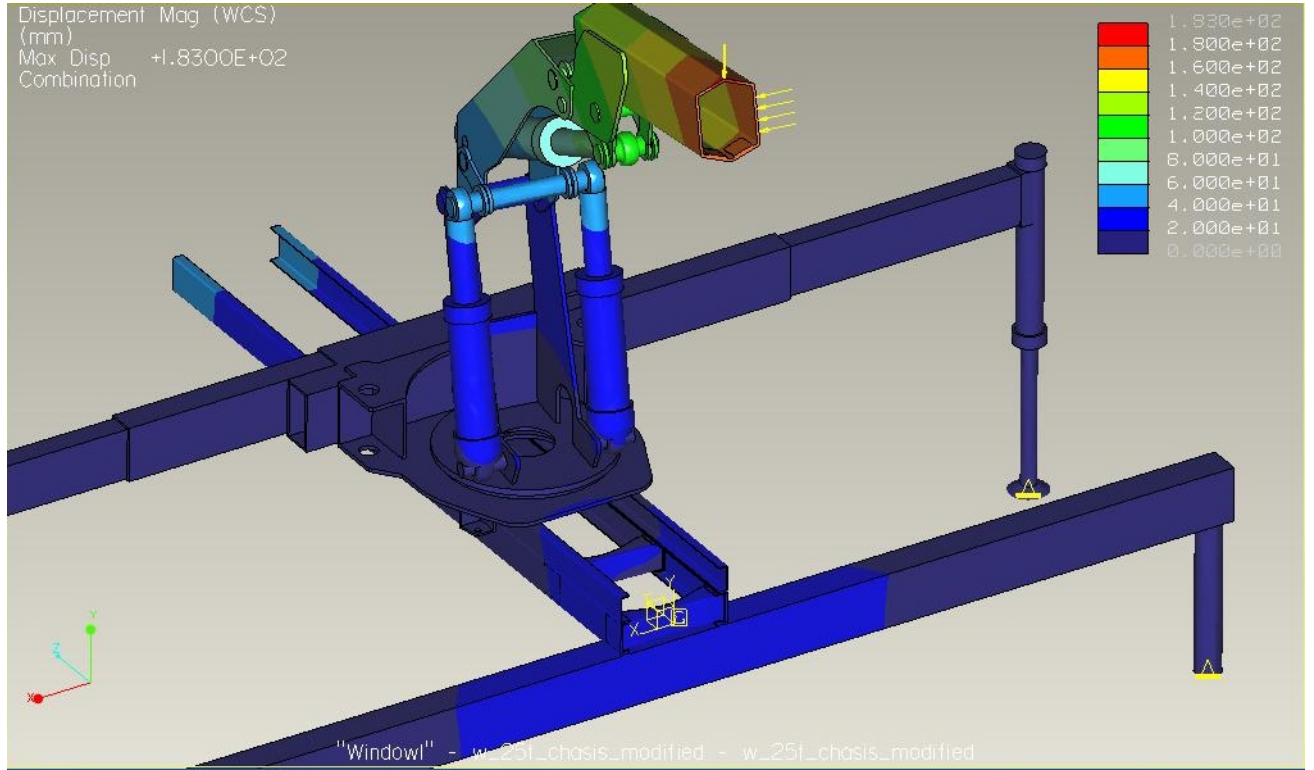
Sadeleştirmeler, aynı zamanda, sonlu elemanlar analizi sırasında da kullanılmış, ancak, sistemdeki mekanizma elemanları bu tür sadeleştirmeler sonrası hatalı sonuçlara sebep olduğundan kullanımından vazgeçilmiştir. Örneğin, simetrik parçalarda, parça simetri ekseninden bir düzlem ile bölünerek analiz edilmesi zamandan tasarruf sağlamaktadır, ancak, sabit elemanlarda başarılı olan bu yöntem, mekanizmaların dahil olduğu sistemlerde geçerliliğini yitirmiştir. Hesaplamaların geçersizliği, mekanizma bağlantı noktalarında kontak yüzeyleri tanımlandığında da aynı sonuçların çıkmasıyla anlaşılmıştır.



Şekil 5.2 Mafsallarda kontak yüzeylerinin simülasyonu

Sonlu elemanlar analizlerinde, sonuçların doğru şekilde incelenebilmesi için, analizlerin bütün sisteme değil, lokal olarak parça bazında yapılması gerekmektedir. Örneğin, teleskopik bom elemanına bütün bomlar beraberken yapılan analizden elde edilen moment eğrisi gerçeği yansıtmamaktadır. Burada, kullanılan yazılımın da kapasitesi önemli bir unsurdur. Bunun için kritik elemanlara analizler ayrı ayrı yapılmıştır.

Krenin genel hatlarıyla ilk tasarlanma aşamasında, arka yan ayaklar, portatif olmaları bakımından, döner şekilde tasarlanmıştır. Daha sonradan yapılan analizlerde, tasarımın, kreni yeterince desteklemediği görülmüş, tasarım değiştirilerek aradaki farklar incelenmiştir.



Şekil 5.3 Yan ayak tasarımının düzeltilmesi

Üstte değiştirilmiş, altta ise ilk tasarım yer almaktadır. 25ton düşey yük ve düşey yükün %3'ü kadar yanal yük tatbik edilmiştir. Şasi ve platformdaki deformasyonlar yüzünden ilk tasarımdaki deplasman fazla çıkmaktadır. Bu analizde aynı zamanda, şasi ve platform rijitliğinin, sistemde yük kaldırma hassasiyetini ne ölçüde etkilediği görülmektedir.

Çalışmada, hidrolik elemanların boyutlandırılması sadece klasik yöntemlerle hesap edilmiştir. Mevcut CAD model kullanılarak, hidrolik sistemdeki gerekli hortum, boru boyu ve diğeri hidrolik aksesuarlar da kolayca hesaplanabilir.

KAYNAKLAR

Demirsoy, M. , (1991), Transport Tekniđi Kaldırma Makinaları Cilt 1, Birsen Yayınevi, İstanbul.

Dikmen, Ferhat., Planet Dişli Çark Mekanizmaları Ders Notları, YTÜ Makina Fakültesi, İstanbul.

TMMOB., Makina Mühendisleri Odası (2001), Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri, İstanbul.

İNTERNET KAYNAKLARI

[1]www.boschrexroth.com online documentations for mobile hydraulic applications and mobile hydraulic charts.

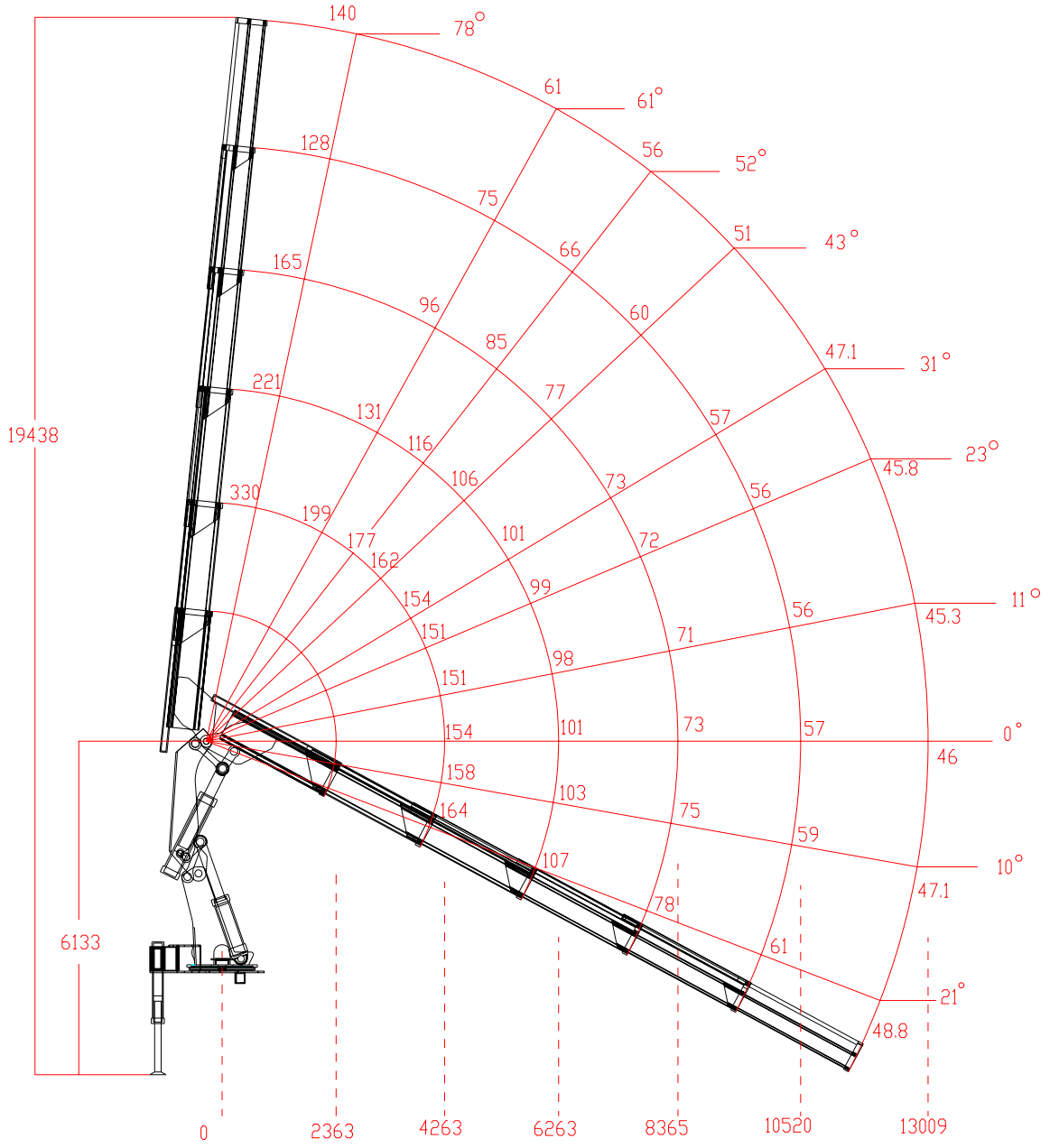
[2]www.eng-tips.com Forums for professional engineers , information sharing environment.

[3]www.manted.mn.de online documentations, guidelines and charts for truck body modifications for crane applications.

[4]www.ptc.com Pro-Engineer official website. Tutorials for CAD modelling and FEM.

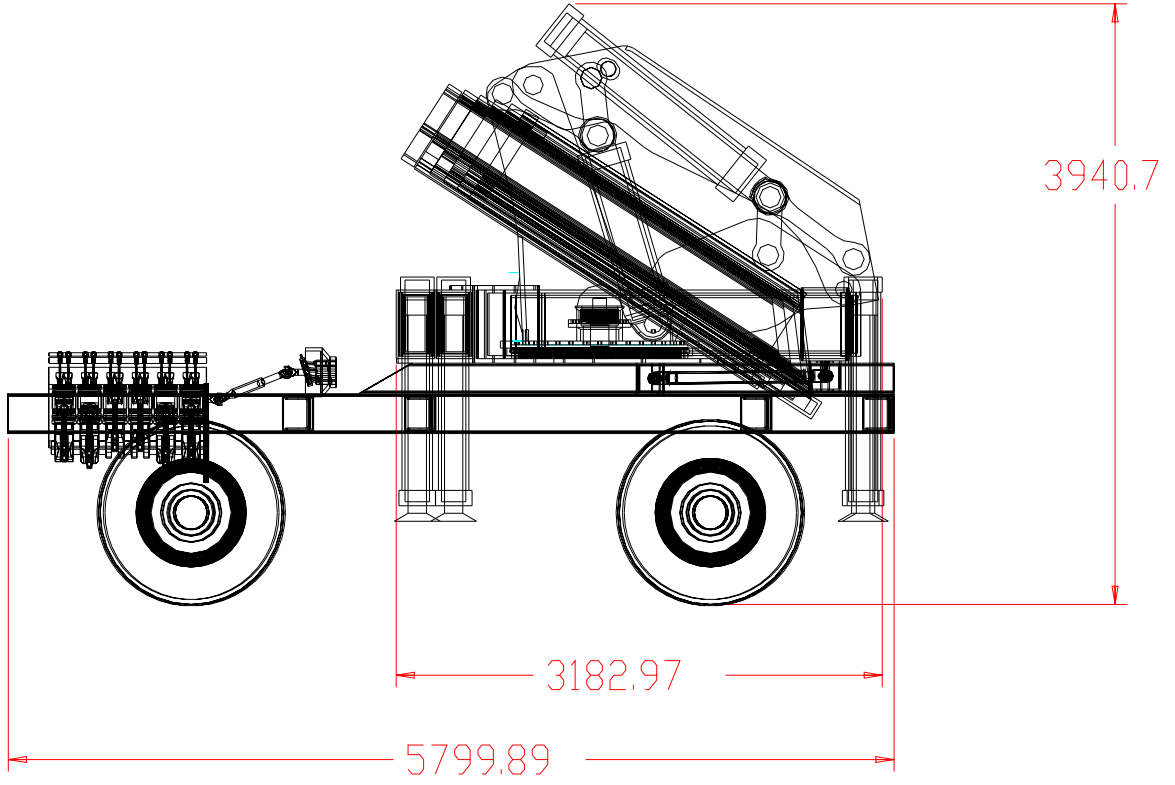
[5]www.rothe-erde.com online documentation and guidelines of ball bearings for turning mechanisms, their fixing methods and calculations.

EKLER

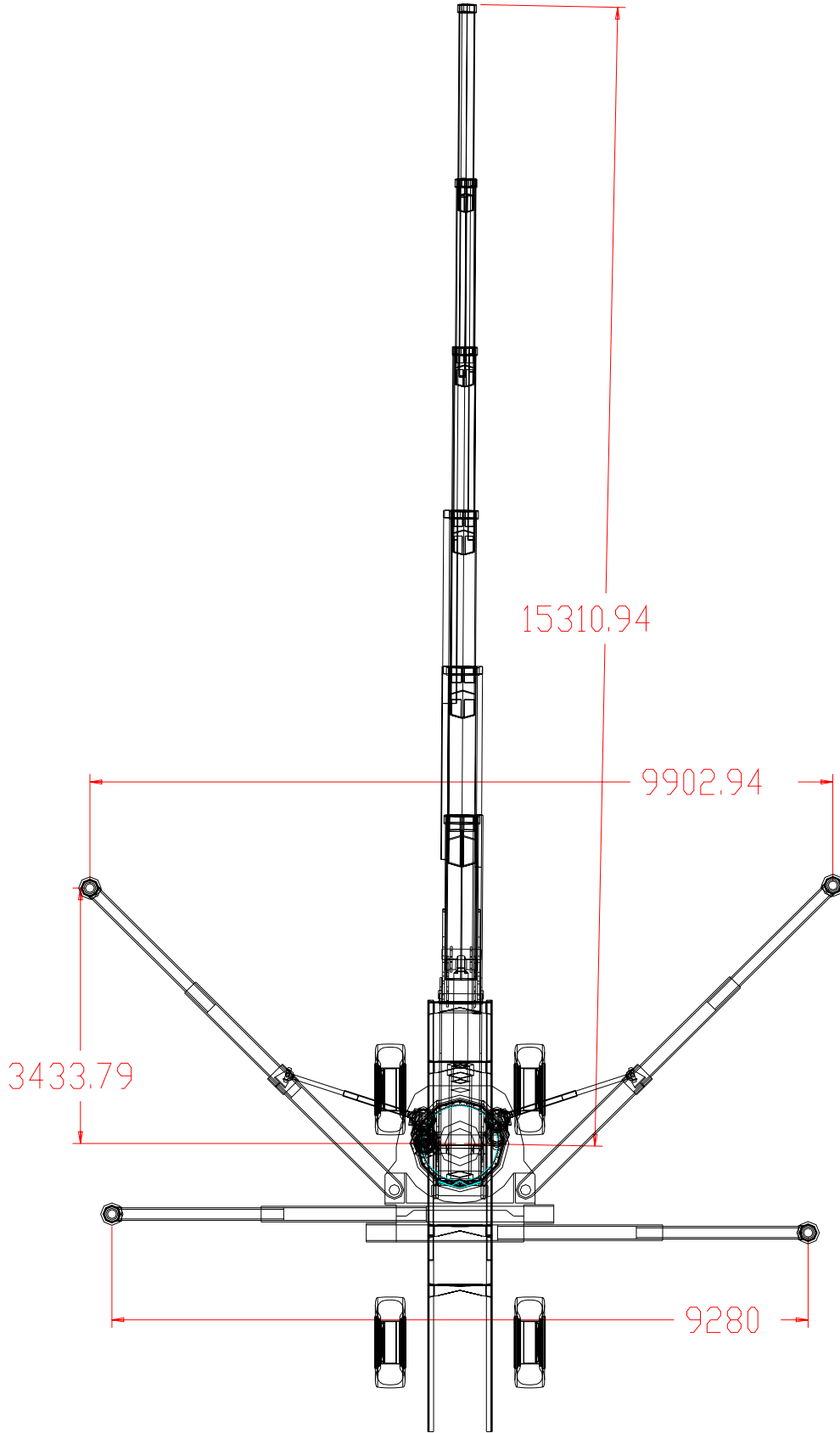


Ek 1. Kapasite/mesafe diyagramı

Mesafeler [mm], kaldırma kapasitesi [kN], açılar derece cinsindedir.



Ek 2. Dış ölçüler:



Ek 3. Yan ayakların azami açılımı ve bom azami erişim yarıçapı

ÖZGEÇMİŞ

Doğum tarihi	15.03.1979	
Doğum yeri	İstanbul	
Lise	1994-1997	Kadıköy Anadolu Lisesi
Lisans	1997-2002	Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
Yüksek Lisans	2002-2005	Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh. Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Programı

Çalıştığı Kurumlar

2004- Devam ediyor Ford-Otosan, Ürün Geliştirme Mühendisi

