

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞIR TİCARİ TAŞITLAR İÇİN
ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE
ANALİZİ

Can OLGUNER

Nisan, 2015
İZMİR

**AĞIR TİCARİ TAŞITLAR İÇİN
ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN
BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE
ANALİZİ**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon - İmalat Programı**

Can OLGUNER

**Nisan, 2015
İZMİR**

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

CAN OLGUNER, tarafından YRD. DOÇ. DR. MEHMET MURAT TOPAÇ yönetiminde hazırlanan “AĞIR TİCARİ TAŞITLAR İÇİN ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.



Yrd. Doç. Dr. Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici

N. 87
Prof. Dr. M. Sefer Kuralay

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Bulent Örsay

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Ayşe OKUR
Müdür
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Bu çalışma süresince benden yardımlarını esirgemeyen hocam Sn. Yrd. Doç. Dr. Mehmet Murat TOPAÇ' a teşekkür ederim.

Çalışma ile ilgili her konuda bilgi ve tecrübelerini paylaşan hocam Sn. Prof. Dr. Nusret Sefa KURALAY' a ve çalışmayı, 0281.STZ.2013-2 kod numarasıyla Sanayi Tezleri Programı (SANTEZ) kapsamında destekleyen T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı'na teşekkürü borç bilirim. Ayrıca bu projede çalışmam için gerekli tüm olanakları sağlayan proje ortağı Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş. firmasına, başta Gn. Md. Sn. Ayhan ÖZEL, Ar-Ge Md. Sn. Onur BALCI ve çalışma arkadaşım Sn. Atilla YENİCE olmak üzere teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca her zaman yanımda olan ve beni her konuda destekleyen değerli aileme ve Didem KAYALI' ya teşekkür ederim.

Can OLGUNER

AĞIR TİCARİ TAŞITLAR İÇİN ÇİFT ENİNE YÖN VERİCİLİ ASKI SİSTEMİNİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIMI VE ANALİZİ

ÖZ

Sürüş dinamiği ve konfor açısından önemli avantajlar sağlayan bağımsız askı sistemleri binek araçlarda özellikle ön tekerleklerin şasiye bağlanmasında uzun yıllardır kullanılmaktadır. Ağır ticari taşıtlarda ise yük taşıma kapasitesi ve üretim kolaylığı bakımından ön tekerleklerin bağlantısında büyük oranda sabit dingiller kullanılmaktadır.

Bu çalışma ile ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi tasarımı bilgisayar destekli olarak gerçekleştirilmiştir. Tasarım süreci, üretilecek parçaların üç boyutlu parametrik modelleri oluşturulması, gerekli hesaplamaların yapılması ve sonlu elemanlar analizlerinin ANSYS Workbench paket programı ile gerçekleştirilmesi ile tamamlanmış, standart olarak temin edilecek parçalar için seçimler yapılmıştır.

Tasarım yapılırken hafiflik, üretilebilirlik, standart parça kullanımı, montaj ve bakım kolaylığı, maliyet gibi birçok önemli etken göz önünde bulundurulmuştur.

Anahtar kelimeler: Bağımsız süspansiyon, ağır ticari taşıtlar, sonlu elemanlar analizi, parametrik tasarım, optimizasyon

COMPUTER AIDED DESIGN AND ANALYSIS OF A DOUBLE WISHBONE SUSPENSION FOR HEAVY COMMERCIAL VEHICLES

ABSTRACT

Independent suspensions are being used especially at passenger car front wheels for a long time because of their driving dynamics and comfort advantages. However due to high load capacity and ease of production; heavy commercial vehicles mostly use rigid axles for front wheels.

In this study, a double wishbone independent suspension has been designed with computer aid for heavy commercial vehicles. Design process of parts are carried out with 3D parametric modelling, making necessary calculations and performing FEA studies with ANSYS Workbench software. Selection calculations for standard parts also done.

Important factors such as weight, manufacturability, standard part usage, ease of assembly and maintenance, cost also have been taken into consideration at design phase.

Keywords: Independent suspension, IFS, heavy commercial vehicles, finite element analysis, parametric design, optimization

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ	iv
ABSTRACT.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	viii
TABLolar LİSTESİ.....	xiii
BÖLÜM BİR – GİRİŞ	1
1.1 Bağımsız Askı Sistemleri	1
1.1.1 Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Askı Sistemleri.....	3
1.1.2 Ağır Ticari Taşıtlarda Bağımsız Askı Sistemi Uygulamaları.....	6
1.1.3 Ağır Ticari Taşıtlarda Sektörel Durum.....	11
1.2 Yöntem	12
BÖLÜM İKİ – HESAPLAMALAR	19
2.1 Giriş	19
2.2 Tekerlek Rulmanları Seçimi.....	19
2.3 Salıncaklar Kuvvet Hesabı	21
2.3.1 Düşey Kuvvet	22
2.3.2 Yanal Kuvvet	23
2.3.3. Fren Kuvveti	24
BÖLÜM ÜÇ – MEKANİK TASARIM.....	25
3.1 Giriş	25
3.2 Tekerlek Göbeği	26
3.3 Akson.....	30

3.3.1. Akson Sonlu Elemanlar Analizleri	31
3.3.1.1 Sınır Şartları, Analiz Kurgusu ve Elemanlarına Ayırma	33
3.3.1.2 Statik Analiz Sonuçları	35
3.3.2 Gerilme Yığılması Azaltma Çalışmaları	40
3.3.2.1 Tasarım Alternatifleri Karşılaştırılması	45
3.4 Poyra.....	47
3.4.1 Poyra Sonlu Elemanlar Analizleri	49
3.5 Dingil Pimi Grubu ve Salıncaklar	55
3.5.1 Üst Salıncak ve Rotil Bağlantıları	55
3.5.1.1 Adaptör Sonlu Elemanlar Analizi	58
3.5.2 Dingil Pimi Grubu	62
3.5.2.1 Yay Taşıyıcı Sonlu Elemanlar Analizi	65
3.5.3 Alt Salıncak Grubu	67
 BÖLÜM DÖRT – ÜST SALINCAK GÜÇLENDİRME VE YAPISAL OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI	71
4.1 Giriş	71
4.2 Şekil Mukavemeti İyileştirme Çalışmaları.....	72
4.3 Yapısal Optimizasyon Çalışması.....	80
 BÖLÜM BEŞ – SONUÇLAR.....	88
 KAYNAKLAR	89

ŞEKİLLER LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	Bağımsız askı sistemine gelen yan kuvvetin yön verici kollarda oluşturduğu bileşenler	2
Şekil 1.2	Viraj dönüşü sırasında bağımsız askı sisteminde oluşan kamber açısı değişimi	2
Şekil 1.3	Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi	3
Şekil 1.4	Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin kinematik büyüklükleri... ..	4
Şekil 1.5	Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (solda) ve sabit dingil (sağda) için performans profilleri.....	5
Şekil 1.6	Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin, çekici kamyon üzerindeki yerleşimi	6
Şekil 1.7	Volvo firmasının FH serisi çekicileri için ön tekerleklerde seçenek olarak sunduğu çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi.....	7
Şekil 1.8	Kamyonlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi	8
Şekil 1.9	Otobüsler için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi.....	9
Şekil 1.10	Küresel mafsallı kullanan çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi ...	10
Şekil 1.11	Yıllara göre kamyon (solda) ve otobüs (sağda) üretim miktarları (AYA > 12 ton. x1000 adet)	11
Şekil 1.12	Ford Cargo 1846T çekici.....	13
Şekil 1.13	Ford Cargo 1846T çekicinin boyut ve ağırlıkları.....	14
Şekil 1.14	1846T çekici araç üzerinde mevcut rijit dingil, makaslar ve yönlendirme sistemi.....	14
Şekil 1.15	Askı sisteminin kinematik noktaları ve ± 100 mm yaylanma esnasındaki konumları	15
Şekil 1.16	Ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi	17
Şekil 1.17	Ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi jant ve lastik ile	18

Şekil 1.18	Ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi patlatılmış görünüş	18
Şekil 2.1	İz eksenini ile rulmanların yük eksenleri arası mesafeler	20
Şekil 2.2	Hesaplama da kullanılan bağımsız askı sistemi modeli	21
Şekil 3.1	Tekerlek grubu kesit görünüşü	26
Şekil 3.2	Akson, semer disk ve fren körüğü	29
Şekil 3.3	Parametrik akson katı modeli görünüşleri	31
Şekil 3.4	Sonlu elemanlar analizi sınır şartları	34
Şekil 3.5	Akson sonlu elemanlar modeli ve dip radyus bölgesinde sıklaştırılan ağ yapısı	35
Şekil 3.6	4G düşey yük durumu için akson üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	36
Şekil 3.7	4G düşey yük durumu için akson kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	37
Şekil 3.8	1G Düşey + 1,25G Yanal yük durumu için akson üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	37
Şekil 3.9	1G Düşey + 1,25G Yanal yük durumu için akson kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	38
Şekil 3.10	1G Düşey + 0,75G Yanal + 0,75G Fren yük durumu için akson üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	38
Şekil 3.11	1G Düşey + 0,75G Yanal + 0,75G Fren yük durumu için akson kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	39
Şekil 3.12	1G Düşey + 2,5G Fren yük durumu için akson üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	39
Şekil 3.13	1G Düşey + 2,5G Fren yük durumu için akson kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	40
Şekil 3.14	Kademeli millerde gerilme yığılmasını azaltmak için öneriler	40
Şekil 3.15	Gerilme yığılmasını azaltmak için mil yüzeyine açılan oluklar	41
Şekil 3.16	Rulman dayama çapı muyluya entegre edilmiş tasarım alternatifi	42
Şekil 3.17	Muylu üzerine takılan rulman dayama bileziği, yan kuvvet iletimi, bilezik temas alanı ve sızdırmazlığı sağlayan kaset tipi keçe	43

Şekil 3.18	Kademeli bir çekme numunesinde geçiş bölgesindeki yuvarlatmaların gerilme yığılmasına etkisi	44
Şekil 3.19	Eliptik geçiş radyuslu tasarım alternatifi.....	44
Şekil 3.20	4G düşey yük durumu için geçiş bölgesinde oluşan gerilmeler.....	45
Şekil 3.21	1G Düşey + 1,25G Yanal yük durumu için geçiş bölgesinde oluşan gerilmeler	46
Şekil 3.22	Tasarımı yapılan poyranın izometrik ve kesit görünüşü	47
Şekil 3.23	Fren diski oturma pahı ve bijon saplaması kafa çapının kritik bölgelerdeki radyusları sınırlaması	48
Şekil 3.24	Poyra sonlu elemanlar modeli kesit görünüşü.....	50
Şekil 3.25	Poyra sonlu elemanlar analizi sınır şartları	51
Şekil 3.26	4G düşey yük durumu için poyra kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	52
Şekil 3.27	1G düşey + 1,25G yanal yük durumu için poyra kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	52
Şekil 3.28	1G düşey + 1,25G yanal yük durumu için poyra üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	53
Şekil 3.28	1G düşey + 1,25G yanal yük durumu için poyra dış yüzeyi üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.....	53
Şekil 3.30	1G düşey + 0,75G yanal + 0,75G fren yük durumu için poyra kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.....	54
Şekil 3.31	1G düşey + 2,5G fren yük durumu için poyra üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	54
Şekil 3.32	45° iç tekerlek yönlendirme açısında semer ve üst salıncağın konumu..	56
Şekil 3.33	Üst salıncak ve rotil bağlantısı kesit görünüşü.....	57
Şekil 3.34	Adaptör sonlu elemanlar analizi sınır şartları	58
Şekil 3.35	Adaptör sonlu elemanlar analizinde kullanılan temas durumları.....	59
Şekil 3.36	Adaptör için oluşturulan sonlu elemanlar ağı kesiti ve geçiş radyus bölgesi	60
Şekil 3.37	Adaptör sonlu elemanlar analizi yakınsama grafiği.....	61
Şekil 3.38	Adaptörde yük altında oluşan deformasyon (100 kat büyütülmüş)	61

Şekil 3.39	2,5G yanal kuvvet durumu için adaptör üzerinde oluşan eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler	61
Şekil 3.40	Dingil pimi grubunu oluşturan parçaların kesit görünüşü.....	62
Şekil 3.41	Tekerleğe gelen düşey kuvvetlerin izlediği yol.....	64
Şekil 3.42	Yay taşıyıcı sonlu elemanlar ağı	66
Şekil 3.43	Yay taşıyıcı üzerindeki gerilmeler	66
Şekil 3.44	Kama yuvası yüzeyindeki gerilmeler	67
Şekil 3.45	Alt salıncak – dingil pimi bağlantı detayı	68
Şekil 3.46	Rulman boşluğu ayar metotları	69
Şekil 4.1	Optimizasyon öncesi üst salıncak katı modeli	71
Şekil 4.2	Üst salıncakta eğilme momenti oluşturan mesafe	72
Şekil 4.3	Optimizasyon öncesi üst salıncakta frenleme durumunda oluşan gerilmeler	73
Şekil 4.4	Optimizasyon öncesi üst salıncakta viraj dönüşü (yan kuvvet) durumunda oluşan gerilmeler	73
Şekil 4.5	Eğilmeye karşı mukavemeti arttırmak için parça kesitinde oluşturulmuş I profil formunun üstten ve kesit görüşünü	74
Şekil 4.6	Sonlu elemanlar ağı ve muhtemel gerilme yığılması bölgesi detay görünüşü	75
Şekil 4.7	Frenleme ve viraj dönüşü (yan kuvvet) durumları için oluşturulan sınır şartları.....	76
Şekil 4.8	Güçlendirilmiş model frenleme durumu gerilme dağılımı.....	77
Şekil 4.9	Güçlendirilmiş model viraj dönüşü (yan kuvvet) durumu gerilme dağılımı.....	78
Şekil 4.10	İlk durum ve güçlendirilmiş parçanın karşılaştırması	79
Şekil 4.11	Optimizasyon çalışması akış şeması	80
Şekil 4.12	Optimizasyonda kullanılan girdi parametreleri	81
Şekil 4.13	Oluşturulan tasarım noktalarına göre çıktı parametrelerinin değerleri ...	82
Şekil 4.14	Frenleme durumunda oluşan maksimum gerilmenin (P11), yan duvar yüksekliği ve perde kalınlığına göre değişimi.....	83
Şekil 4.15	Viraj dönüşü durumunda oluşan maksimum gerilmenin (P6), yan duvar yüksekliği ve perde kalınlığına göre değişimi.....	83

Şekil 4.16 Üst salıncak kütlelerinin (P12), yan duvar yüksekliği ve perde kalınlığına göre değişimi	84
Şekil 4.17 Girdi parametrelerinin çıktılar üzerindeki etkisini gösteren hassasiyet grafiği	85
Şekil 4.18 Gerilmeler ve kütlelerin azaltılması hedefi sonucu oluşturulan aday tasarım noktaları	86
Şekil 4.19 Viraj dönüşü oluşan gerilmeleri azaltmak için önerilen aday tasarım noktaları	86
Şekil 4.20 Optimizasyon sonucu frenleme durumunda oluşan gerilme dağılımı	87
Şekil 4.21 Optimizasyon sonucu viraj dönüşü durumunda oluşan gerilme dağılımı	87

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 1.1 Tasarımı yapılan “Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Askı Sistemi” teknik özellikleri.....	16
Tablo 2.1 Tekerlek rulmanları seçiminde kullanılan bilgiler	20
Tablo 2.2 Tekerlek rulmanları seçiminde kullanılan yük durumları	21
Tablo 3.1 Mukavemet analizlerinde kullanılan standart yük durumları.....	32
Tablo 3.2 Çalışma kapsamında akson için statik analizlerde kullanılan yük durumları	33
Tablo 3.3 Sonlu elemanlar analizinde kullanılan malzemenin mekanik özellikleri (SAE 4140).....	35
Tablo 3.4 SG Cast Iron BS2789 Grade 600/3 (GGG 60) mekanik özellikleri.....	49
Tablo 4.1 Üst salıncak güçlendirme çalışması sonuçları karşılaştırma tablosu	79
Tablo 4.2 Optimizasyon parametreleri ve değişim aralıkları	81

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Bağımsız Askı Sistemleri

Güçlenen motorlarla birlikte taşıtların seyir ve viraj dönüş hızlarında, ivmelenme ve frenleme kapasitelerindeki artışın yanında konfor beklentilerinin de yükselmesi daha iyi ve güvenli şasi sistemlerinin kullanılması ihtiyacını oluşturmuştur. Bağımsız askı sistemleri ise avantajları sayesinde bu ihtiyaçlara cevap verebilir nitelikte olduğundan taşıt endüstrisinde ilk yıllarda kullanılmış olan sabit dingillerin yerini almıştır. Günümüzde binek araçların çok büyük kısmının ön tekerleklerinde, bazı üst seviye veya spor araçların hem ön hem arka tekerleklerinde, şehir içi ve şehirlerarası yolcu taşımacılığında kullanılan otobüs ve midibüslerde, askeri araçlarda ve son zamanlarda çekicilerde bağımsız askı sistemlerinin çeşitli türleri kullanılmaktadır.

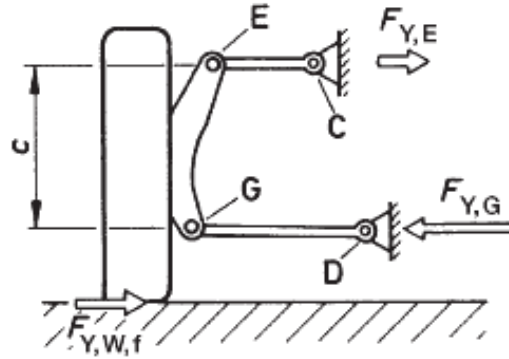
Bunun yanında bazı arazi araçlarıyla birlikte özellikle ağır ticari taşıtlarda sabit dingillerin kullanımı hala yaygındır. Bunun sebebi sabit dingillerin yüksek yük taşıma kapasitesi, basit yapısı yanında üretim maliyetlerinin düşük olmasıdır. Son yıllarda ise özellikle uluslararası taşımacılıkta kullanılan çekicilerde, otobüslerde ve askeri araçlarda bağımsız askı sistemlerinin kullanımı artmaktadır. Bağımsız askı sistemlerinin sabit dingillere göre avantajları dezavantajları şu şekilde sıralanabilir (Reimpell, Stoll ve Betzler, 2004; Heißing ve Ersoy, 2011):

Avantajlar:

- Araç şasisinde az yer talebi.
- Kolay yönlendirilebilir.
- Düşük ağırlık.
- Bir tekerlekteki hareketler diğerini etkilemez.
- Yüksek yanal rijitlik.
- Tasarım özgürlüğü.

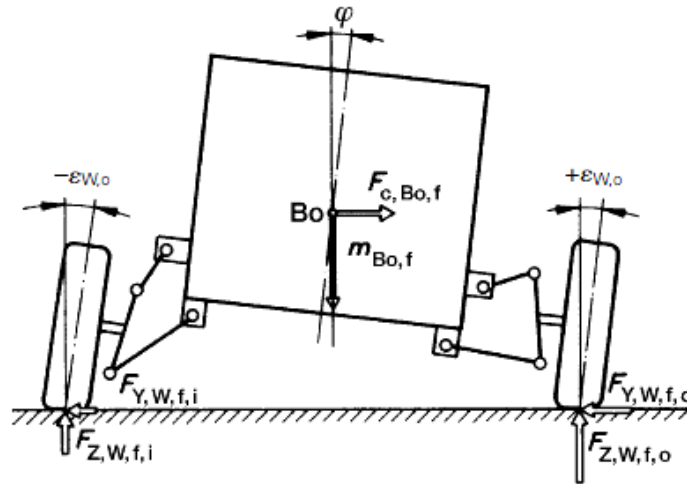
Dezavantajlar:

- Taşıma kapasitesi sabit dingillere göre düşüktür.
- Çok sayıda parça ve bağlantı içermesinden dolayı tasarım ve imalatı zor, pahalıdır.
- Yan kuvvet nedeniyle yön verici kollarda oluşan tepki kuvvetleri araç yalpa açısını destekleyici moment oluşturur.



Şekil 1.1 Bağımsız askı sistemine gelen yan kuvvetin yön verici kollarda oluşturduğu bileşenler (Şasiye ve bağlantı noktalarına iletilen kuvvetlerin azaltılması için “c” mesafesi mümkün olduğunca artırılmalıdır.) (Reimpell ve diğer., 2004).

- Viraj hareketinde aracın yalpa açısı alması neticesinde viraj dışında kalan tekerlek pozitif kamber açısı alır ve yanal kuvvet taşıma kapasitesi azalır. Bu durum, yön verici kolların uygun yerleşimi, daha sert yay veya stabilizatör kullanımı ile düzeltilebilir.



Şekil 1.2 Viraj dönüşü sırasında bağımsız askı sisteminde oluşan kamber açısı değişimi (Reimpell ve diğer., 2004).

1.1.1 Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Askı Sistemleri

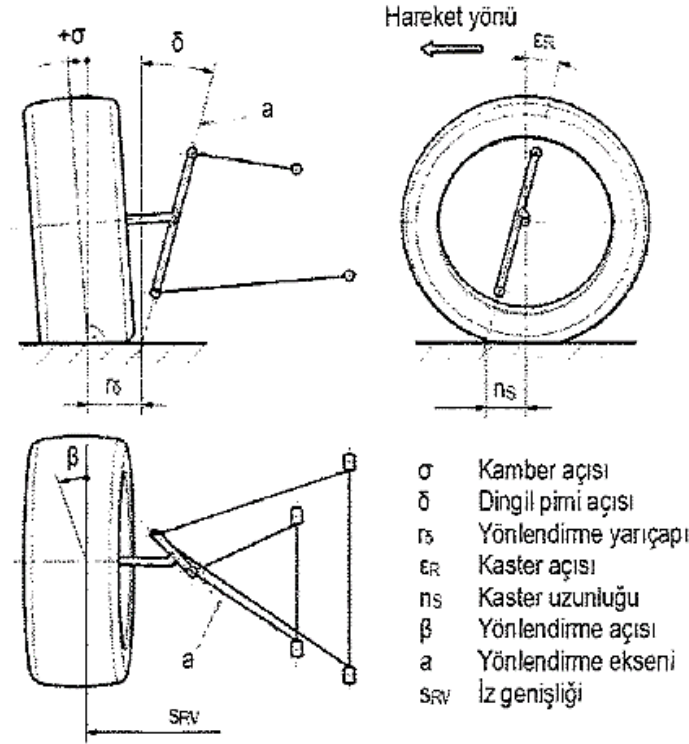
Tekerleğin araç şasisine enine yönde yerleştirilmiş iki adet kolla bağlandığı askı sistemidir. Tekerleğe gelen bütün kuvvet ve momentlerin karşılanabilmesi için kollardan biri tekerlek merkezinin altında, biri ise üstünde olacak şekilde konumlandırılmıştır. Bunun yanında yönlendirmeyi sağlamak ve toe açısını kontrol etmek amacıyla üçüncü bir bağlantı kolu bulunmaktadır. Bağlantı kolları tek parça olabileceği gibi iki parçalı da yapılabilir.



Şekil 1.3 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (Blundell ve Harty, 2004).

Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminde üst yön verici kol, alt kola göre kısadır. Bunun nedeni yaylanma sırasında iz genişliği ve kamber açısı değişiminin azaltılması ve sıkışma yaylanması durumunda tekerleğin negatif kamber almasını sağlayarak yanal kuvvet taşıma kapasitesini arttırmaktır. Bu tasarım kısa/uzun kol (SLA) olarak adlandırılmaktadır. Yön verici kolların bağlantı noktaları askı sisteminin kinematik özelliklerini belirler. Bu bağlantı noktalarının konumlarına müdahale edilerek kinematik özellikler istenildiği gibi ayarlanabilir (Heißing ve Ersoy, 2011).

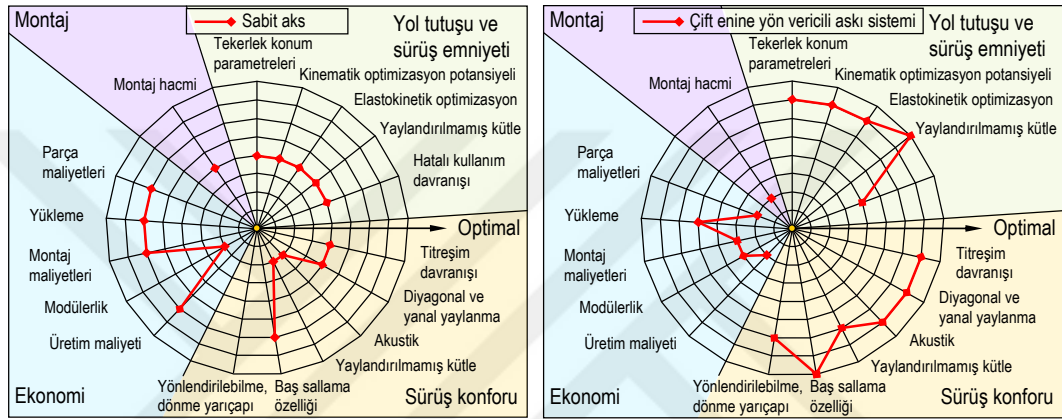
Bahsedilen kinematik özelliklerden başlıcaları kamber ve kaster açıları (veya kaster mesafesi), dingil pimi eğim açısı, yön verme yuvarlanma yarıçapı (scrub radius), yalpa merkezleri ve yalpa ekseninin konumları olarak sıralanabilir. Bu özelliklerden yalpa merkezleri ve yalpa ekseninin konumları hariç diğerleri Şekil 1.4’te gösterilmiştir. Bağımsız süspansiyonların yapıları gereği, yaylanma sırasında bu değerlerden bazıları değişmektedir. Bağlantı noktalarının konumları uygun şekilde ayarlanarak bu değişim istenilen sınırlar içerisinde tutulabilir. Bu bağlamda çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin büyük avantajlarından biri de tasarımcıya, süspansiyon kinematiği ve dolayısıyla taşıt dinamiği alanında özgürlük sunmasıdır.



Şekil 1.4 Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin kinematik büyüklükleri (Trzesniowski, 2008).

Bütün bu olumlu yönlerine rağmen çift enine yön vericili askı sistemleri günümüzde binek araçlarda sadece spor ve lüks sınıftaki modellerin ön ve arka tekerleklerinde kullanılmaktadır. Bunun başlıca nedeni üretim maliyetinin yüksek oluşudur.

Öte yandan diğer bağımsız askı sistemi alternatifleri olan McPherson sistemine göre yük taşıma kapasitesinin fazlalığı ve Multi-Link sistemine göre nispeten ucuz olan imalat maliyetleri sayesinde daha önceden belirtildiği gibi askeri ve ağır ticari araçlarda kendine yer bulmaya başlamıştır. Şekil 1.5’ de, bu çalışmanın kapsamında ağır ticari taşıtlar için tasarım yapıldığı için bu taşıtlarda yaygın olarak kullanılan sabit aks ile çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin çeşitli ana başlıklar altında karşılaştırması verilmiştir.



Şekil 1.5 Çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (solda) ve sabit dingil (sağda) için performans profilleri (Heißing ve Ersoy, 2011).

Yukarıdaki dairesel grafiklerde merkezden uzaklaşılması ilgili özelliğin ideal duruma daha yakın olduğu ve optimizasyona yatkınlığının göstergesidir. Grafikler incelendiğinde askı sisteminin sürüş dinamiği, sürüş güvenliği ve konfor gibi taşıt tasarımı açısından hayati gruplarda oldukça iyi ve optimizasyona uygun olduğu fakat yük taşıma kapasitesinin çok yüksek olmaması nedeniyle yanlış kullanıma karşı hassas olduğu görülebilir. Montaj hacmi açısından bakıldığında ise sabit aks optimizasyon açısından daha avantajlı görünmekle birlikte, çift enine yön vericili askı sisteminin, yapısı gereği çok daha az yer kaplıyor oluşu bunu dengelemektedir. Ekonomi grubunda ise sabit aksın optimizasyon açısından daha elverişli olduğu söylenebilir. Zira, çift enine yön vericili askı sisteminin karmaşık yapısı, özel parça tasarımlarına ihtiyaç duyması, parça ve montaj maliyetlerini, rakibine kıyasla daha üst seviyelere çekmektedir.

1.1.2 Ağır Ticari Taşıtlarda Bağımsız Askı Sistemi Uygulamaları

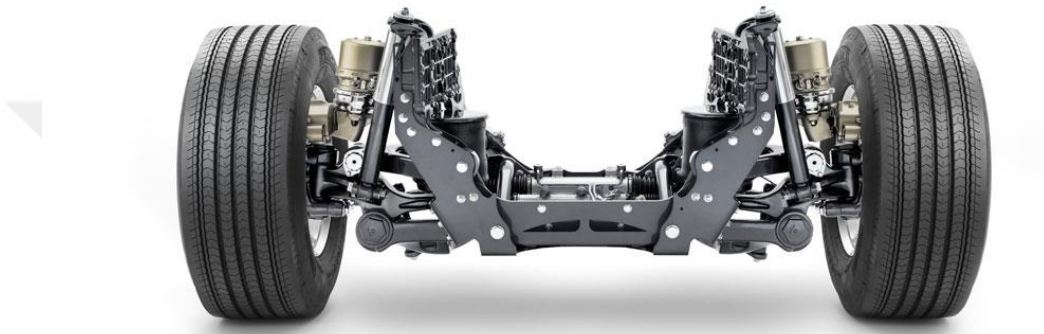
Son yıllarda özellikle şehirlerarası yolcu otobüslerinde konfor ve sürüş dinamiği alanındaki üstün özelliklerini sayesinde yaygın olarak kullanılan bağımsız askı sistemleri, şehir içi otobüs ve midibüslerde de artık iniş – biniş kolaylığı açısından standart hale gelen alçak taban uygulamasına olanak vermesi neticesinde kendine yer bulmaya başlamıştır. Bugün şehir içi taşımacılıkta kullanılan alçak tabanlı otobüslerin ön tekerleklerinde de bağımsız askı sistemleri tercih edilmektedir.



Şekil 1.6 Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin, çekici kamyon üzerindeki yerleşimi (Volvo Trucks, b.t).

Bağımsız askı sistemleri binek araçlarda kendini uzun yıllardır kanıtlamış olmasına rağmen ağır ticari taşıtlarda kullanımları oldukça yenidir. Son 1-2 seneye kadar bütün üretilen kamyonlar rijit ön dingil kullanmaktadır. Bununla birlikte süregelen geliştirme çalışmaları ve artan talepler; ağır ticari taşıtların hafifletilmesi, konfor ve sürüş özelliklerinin iyileştirilmesine yönelim yaratmıştır. Bu kapsamda daha önceki bölümlerde bahsedilen avantajları sayesinde özellikle uzun yol çekicilerinde bağımsız ön askı sistemi kullanmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır.

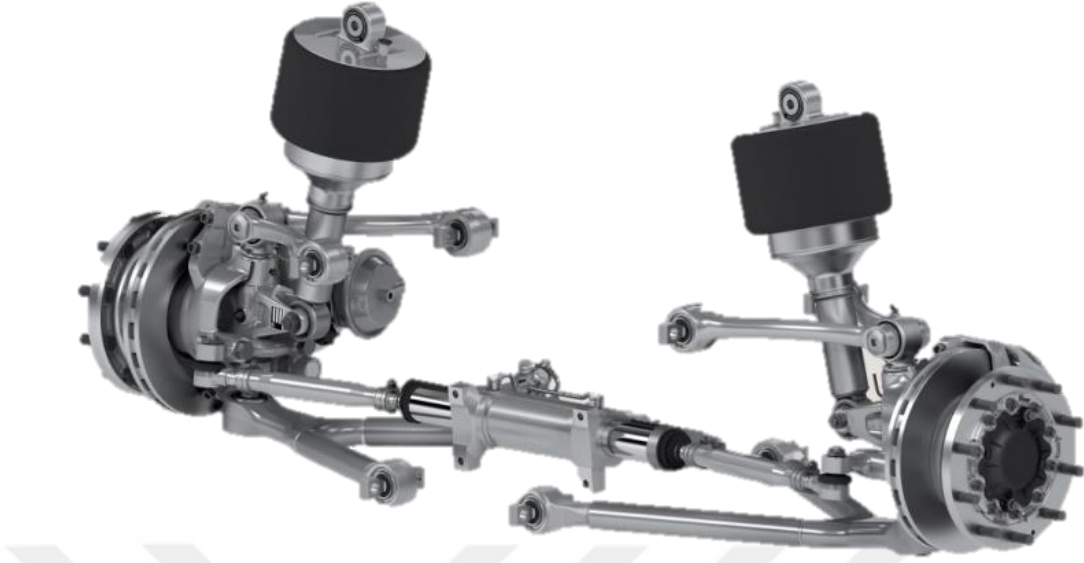
Sektörde öncü olan ZF, Voith gibi şasi komponentleri üreticileri ve Volvo gibi araç üretici markalar kamyon ve çekiciler için bağımsız askı sistemleri seçenekleri sunmaya başlamışlardır. Bağımsız askı sistemi kullanımıyla özellikle uzun yol taşımacılığında kullanılan çekicilerde sürücü ve yük konforunu artırılırken yola verilen zararı azaltılmakta, daha hassas yönlendirme sağlanmakta, yol tutuş kabiliyeti artırılmakta ve yüksek hızlarda bile taşıtın yalpası azaltılabilmektedir. Bütün bunlar daha güvenli, kontrollü ve konforlu bir sürüşü mümkün kılmaktadır.



Şekil 1.7 Volvo firmasının FH serisi çekicileri için ön tekerleklerde seçenek olarak sunduğu çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (Volvo Trucks, b.t).

Bunun yanında engebeli arazi şatlarında yüksek taban serbestliği ihtiyacı, tekerleklerin birbirinden bağımsız hareketine olanak sağlanması neticesinde araç için hayati önem taşıyan tekerlek yol temasının süreklilik göstermesi, araç performansı ve stabilitesine katkısı sayesinde de tekerlekli askeri araçlarda da bağımsız askı sistemleri sıklıkla kullanılmaktadır.

Ağır ticari taşıtlar ve askeri araçlarda bağımsız askı sistemleri içerisinde en fazla yük taşıma kapasitesine sahip olan çift enine yön vericili sistemdir. Bununla beraber gerek taşınacak ağırlığın fazla olması, ağır ticari taşıtlarda sıklıkla kullanılan hava yaylarının yerleşim ve paketlenme sorunları, dönüş yarıçapını azaltmak için ihtiyaç duyulan yüksek tekerlek dönüş açıları gibi nedenlerden dolayı kullanılan sistemler prensip olarak aynı olsa bile, yapıları binek araçlara göre farklılık göstermektedir.



Şekil 1.8 Kamyonlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (ZF Friedrichshafen AG, b.t).

Yukarıdaki şekilde ZF firmasının çekiciler ve kamyonlar için ürettiği çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi görülmektedir. Şekil incelendiğinde belirgin olarak göze çarpan ilk detay, yaylanma elemanı olarak binek araçlardaki gibi çelik helisel yaylar yerine hava yayı kullanılmış olmasıdır. Amortisör ve hava yayı birleşik olarak tek bir ünite halinde tasarlanmıştır. Bu tasarımın paketleme açısından avantajı olmakla birlikte olası bir hava körüğü veya amortisör arızasında parçanın komple değiştirilme zorunluluğu gibi bir dezavantajı bulunmaktadır.

Binek araçlarda yaylanma elemanı genellikle alt yön verici parçasına bağlanırken ağır ticari taşıtlar için yapılan tasarımlarda hava yayının doğrudan akson üzerine bağlanması tercih edilir. Yön verici kol üzerine bağlanan yay ile tekerlek merkezinin düşey hareket miktarlarının farklı olması bir kuvvet çevrim oranı (i_F) oluşturur. Bu çevrim oranı sonucunda yay, tekerlek yükünden daha fazla yük taşımak durumunda kalmaktadır. Bu da özellikle hava yayı uygulamalarında daha büyük çaplı yaylara, daha yüksek hava basıncına ve bu basıncı sağlayabilecek tesisata ihtiyaç duyulmasına neden olur.

Çevrim oranının küçültülmesi için hava yayı üst yön verici üzerine bağlanabilir. Fakat bu tasarımda da üst yön verici kolun boyutunun alt yön vericiye oranla kısa olmasından kaynaklanan, yaylanma sırasında körük bağlantı noktasının araç enine yönünde yer değiştirme miktarının fazla olması nedeniyle körüğün çalışmasını olumsuz etkilenir ve servis ömrü kısalmır. Çünkü çalışma sırasında körüğün kauçuk kısmı kendi üzerinde sürtünmektedir.



Şekil 1.9 Otobüsler için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (Voith Turbo Axle Systems, b.t).

Akson üzerine bağlanan hava yaylarında ise çevrim oranı 1' e çok yakındır. Şekil 1.6' daki tasarımda, akson parçasına temas halinde bulunan bir yay kulağı üzerinden bağlantı yapılmıştır. Şekil 1.6' daki Volvo tasarımında ise tekerlek taşıyıcı (akson) parçası uzatılarak hava yayları direkt olarak akson ve şasi arasına yerleştirilmiştir. Bu tasarımın olumsuz yanı ise şasi ve dingil pimi arasındaki mesafeden dolayı hava yayı kuvvetinin oluşturduğu momentin artmasıdır. Oluşan momenti karşılamak için büyütülen kesitler veya kullanılan daha iyi malzeme, daha ağır veya pahalı bir konstrüksiyona sebep olur.

Binek araçlarda, tekerleğin yaylanma ve yönlendirme hareketleri yön vericilerin tekerlek tarafındaki küresel mafsallar ile gerçekleşir. Ağır ticari taşıtlar için yapılan tasarımlarda küresel mafsallar da kullanılmakla beraber dingil ağırlıklarının ve dolayısıyla mafsallara gelen kuvvetlerin fazla olmasından ötürü küresel mafsallar aşınabilmekte ve değişime ihtiyaç duymaktadır. Bu nedenle silindirik mafsalların kullanımı tercih edilmektedir. Fakat silindirik mafsal kullanımının yarattığı dezavantaj ise yaylanma ve yönlendirme hareketleri için ayrı mafsallar kullanılması gerekliliğidir. Uygun şekilde tasarımı yapılmış silindirik mafsallar ve tekrar gresleme istemeyen rulmanlarla hiç bakım ve değişim gerektirmeyen askı sistemleri üretilmektedir.



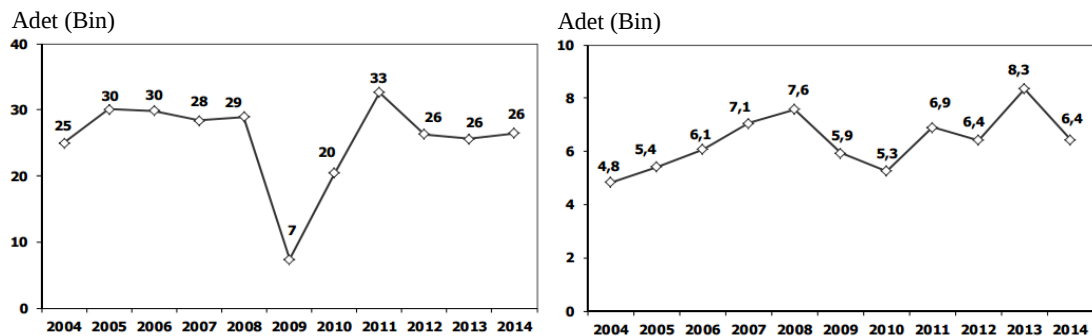
Şekil 1.10 Küresel mafsal kullanan çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi (Timoney Mobility Systems, b.t).

1.1.3 Ağır Ticari Taşıtlarda Sektörel Durum

Bu bölümde tez kapsamında tasarımı yapılan bağımsız askı sisteminin potansiyel olarak uygulanabileceği araçlar olan kamyon ve otobüslerin Türkiye pazarındaki üretim ve satış rakamları incelenmiş, ağır ticari taşıt sektöründeki durum hakkında genel bilgiler verilmiştir.

Aşağıda verilen grafikler üzerinden kamyonlardaki seyir incelendiğinde 2005 yılından itibaren 30.000 adetlerinde gitmekte olan üretim adedinin 2009 yılında yaşanan ekonomik kriz nedeniyle sert bir düşüş gerçekleştirdiği, fakat daha sonra toparlanarak son üç yıldır 26.000 adetlerde seyrettiği görülmektedir. Otobüs üretim adetleri ise 2008 yılına kadar artış göstermiş, 2009 ve 2010 yılındaki düşüş döneminden sonra son yıllarda eski üretim seviyelerine yaklaşmıştır.

Üretilen kamyonlar içerisinde bağımsız askı sisteminin uygulanabileceği uzun yol çekici tipi kamyon sayısı hakkında net bir veri grafiklerde bulunmamaktadır. Ülkemizde üretilen uzun yol çekicisi şu an için Ford – Otosan firmasının 1846T modelidir. Bununla beraber tasarımı yapılan bağımsız askı sistemi ilk etapta uzun yol çekici araçlar için ön görülmüş olsa da küçük değişikliklerle otobüslere de uyarlanabilir. Üretilen otobüslerin büyük çoğunluğunun bağımsız askı sistemi kullandığı göz önüne alınırsa ürünün potansiyel olarak kullanılabileceği otobüs ve kamyon sayısı toplam olarak senelik 5.500 adedin üzerindedir denilebilir.



Şekil 1.11 Yıllara göre kamyon (solda) ve otobüs (sağda) üretim miktarları (AYA > 12 ton. x1000 adet) (Otomotiv Sanayii Derneği [OSD], 2014).

1.2 Yöntem

Ağır ticari taşıtlar için çalışılan çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin tasarım sürecindeki yöntem bu bölümde ele alınmıştır. Çalışma kapsamında yapılan tasarım uzun yol çekici araçlar içindir.

Süreçte ilk aşama; benzer ürünlerin incelenmesidir. Bu kapsamda daha önceki bölümlerde bahsedilen firmaların ürünleri detaylı olarak incelenmiştir. Bu incelemeler gerek fuar fotoğraflarından, gerek mevcut katı model ve teknik resimlerden yapılmıştır. İncelenen ürünlerin görevi aynı olsa da detay özellikleri birbirinden farklıdır. Bu farklılıklar çoğunlukla ürünlerin kullanım amaçlarına göre olmakla birlikte, aynı tip araçlar için kullanılan sistemlerde, özellikle de aracın ağırlığını taşıyan körüklerin yerleşiminde farklar görülebilmektedir. Bu farklılıklar neticesinde her bir ürünün diğerine göre olumlu veya olumsuz özelliklerinin bulunmaktadır. Yapılan inceleme sonucunda tasarımı yapılacak sistemin genel prensipleri oluşturulmuş, ardından konu hakkında literatür taraması yapılmıştır.

Yapılan çalışmanın adımları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

1. Uygulama yapılabilecek aracın seçilmesi, gerekli verilerin toplanması, tasarım hacminin belirlenmesi.
2. Kinematik analiz.
3. Ön tasarım ve boyutlandırma.
4. Kinematik optimizasyon.
5. Analitik hesaplar.
6. Mekanik tasarım çalışmaları, katı modelleme.
7. Sonlu elemanlar analizleri.

Yapılan araştırmalar sonucunda uygulama yapılabilircek araç olarak Ford-Otosan Cargo 1846T çekicisi seçilmiştir. 1846T çekicisinin seçilmesindeki ana sebep firmanın çıkardığı son ve güncel ürün olmasıdır. Tasarım kriterlerinden bazıları bu araç temel alınarak belirlenmiştir. Diğer seçenek olarak BMC firmasının ürettiğı 1144 çekiciler düşünülebilir fakat çalışmanın yapıldığı dönemde BMC firması aktif olmadığından bu alternatif değerlendirilmemiştir.



Şekil 1.12 Ford Cargo 1846T çekici (Ford Otomotiv Sanayi A.Ş., b.t).

Araç üzerinde detaylı inceleme yapılabilmesi ve tasarım hacminin görülebilmesi için Ford kamyonlarına yetkili servis hizmeti veren bir firmaya ziyaret düzenlenmiştir. Burada servis bölümündeki araç altı kanalına girilip özellikle tasarlanacak askı sisteminin monte edilebileceğı bölüm, yönlendirme sistemi detayları, mevcut makas ve amortisör montaj yerleri, motor ve soğutma sistemi yerleşimi incelenmiştir. Bu çalışma kapsamında yönlendirme sistemi tasarımı yapılmamış olmakla birlikte daha sonra yapılacak çalışmalara engel teşkil etmemesi amacı ile iz kolları bağlantısı yerleri uygun şekilde düzenlenmiştir.

Boyutlar (mm)		
A	Ön uzunluk	1485
B	Dingil açıklığı	3590
D	Azami uzunluk	5994
G	5. Teker yüksekliği (yükli)	1200
G	5. Teker yüksekliği (yüksüz)	1225
K	Kabin uzunluğu	2297
L	Azami yükseklik	3910
M	Genişlik	2489
N	Şasi genişliği	866
P	Arka uzunluk	954

Lastik ve Jantlar		
Lastik boyutu	295/80 R22.5	
Lastik sayısı	6 + 1	
Jantlar	22.5X8.25 Çelik Jant	

Ağırlıklar (kg)	Manuel Şanzıman	Otomatik Şanzıman
Boş ağırlık*	7682	7602
Azami yüklü ağırlık	18000	
Azami yüklü katar ağırlık	40000	
Ön aks kapasitesi	7100	
Arka aks kapasitesi	11500	

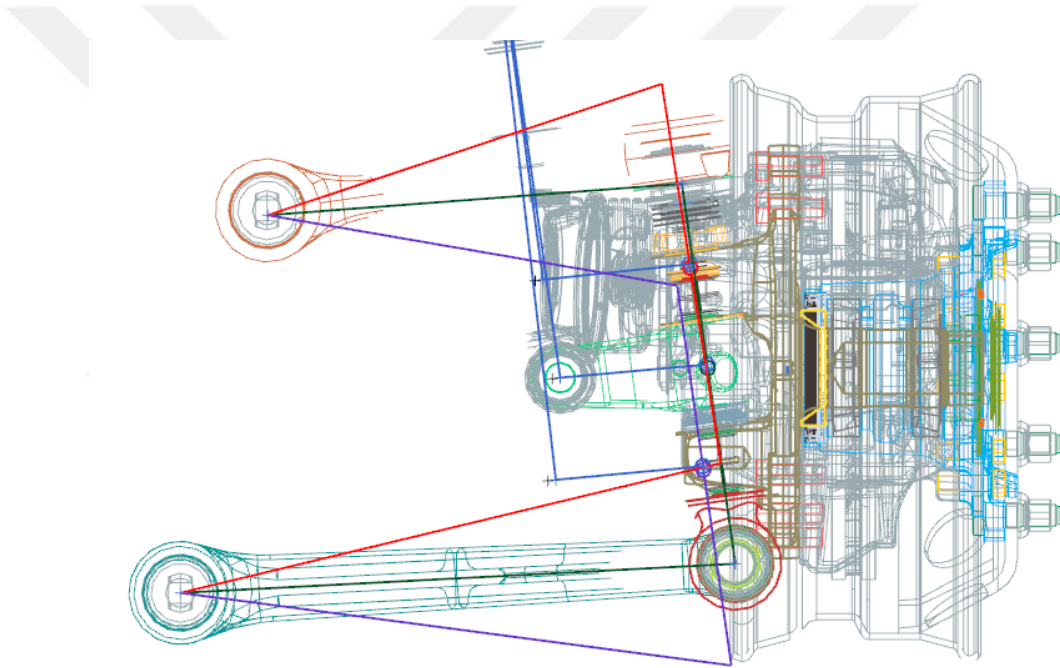
Şekil 1.13 Ford Cargo 1846T çekicinin boyut ve ağırlıkları (Ford Otomotiv Sanayi A.Ş., b.t).



Şekil 1.14 1846T çekici araç üzerinde mevcut rijit dingil, makaslar ve yönlendirme sistemi.

İkinci aşama olan kinematik analizlerde sağlanmaya çalışılan temel nokta ağır ticari taşıtlarda önemli bir unsur olan lastik aşınmasının azaltılmasıdır. Yukarıdaki bölümlerde de bahsedildiği gibi bağımsız askı sistemlerinde yapıları gereği yaylanma sırasında iz genişliği değişimleri ortaya çıkar. Bu iz genişliği değişimi lastiklerin yerde sürüklenmesine neden olur ve aşınmayı artırır.

İz genişliği değişimini azaltabilmek için askı sistemi ani dönme merkezinin mümkün olduğu kadar yol düzleminde olması gerekmektedir. Bu ise yön verici kolların paralel olarak tasarlanmasıyla mümkündür. Fakat gerek mekanik tasarımda karşılaşılan paketleme sorunları, gerekse şasi konumunun üst salıncak kolu bağlantı noktasını sınırlaması gibi nedenler neticesinde paralel kol tasarımını pratikte uygulamak güçtür. Bu nedenle askı sistemi bağlantı noktalarının (hardpoints) ideal konumları, bu çalışma öncesinde yapılan çoklu cisimler dinamiği bazlı bir kinematik optimizasyon çalışması sonucunda belirlenmiştir. Optimizasyonda ulaşılmaya çalışılan ana hedef, yaylanma sırasında iz genişliği ve kamber açısının mümkün olduğunca az değişmesidir.



Şekil 1.15 Askı sisteminin kinematik noktaları ve ± 100 mm yaylanma esnasındaki konumları.

Sonraki adımda ise kinematik optimizasyon sonucu elde edilen bağlantı noktaları üzerinden vektör cebri bazlı analitik hesaplar yapılmış, bu hesaplar doğrultusunda, sistemde kullanılan elemanlara gelen kuvvetler hesaplanmış ve mekanik tasarım aşamasına geçilmiştir. Mekanik tasarım aşamasında bütün parçalar için mukavemet, maliyet, hafiflik, üretim kolaylığı, kolay temin edilebilirlik unsurları düşünülmüş, kullanım koşulları göz önünde bulundurularak gerekli yağlama, sızdırmazlık ve çözülmezlik tedbirleri alınmıştır.

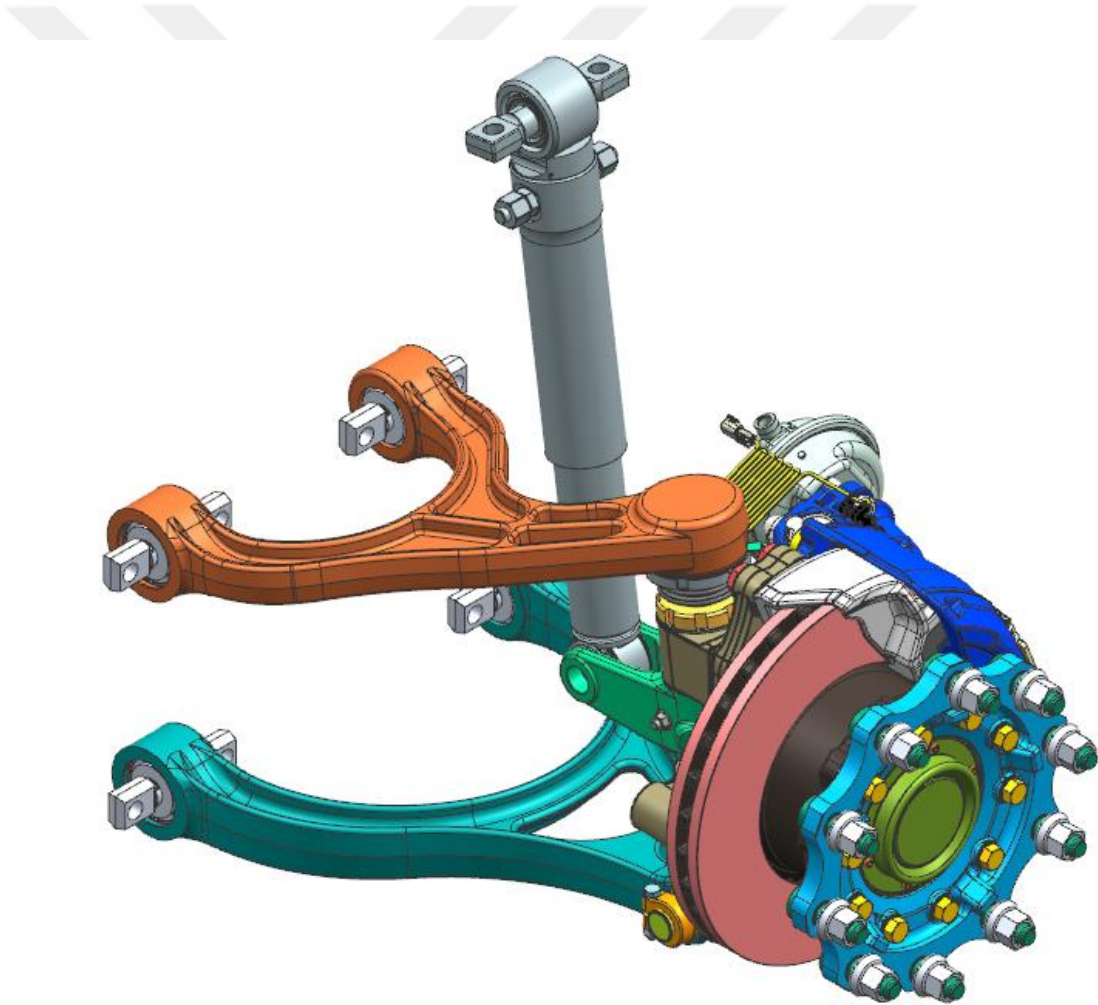
Sonlu elemanlar analizlerinde, ilk olarak analitik hesaplarla bulunan kuvvetler tek tek parçalar üzerine uygulanmıştır. Buradan alınan sonuçlarla parçalar üzerindeki zayıf bölgeler belirlenmiş, gerekli görülen yerlere güçlendirme ve iyileştirmeler yapılarak parçalar üzerindeki gerilmeler azaltılmıştır. Son olarak komple montajlı modelin statik analizi yapılmış, parçalar üzerine gelen gerilmeler ve bağlantı noktalarında oluşan kuvvetler belirlenmiştir. Daha sonra bu kuvvetler analitik olarak hesaplanan değerlerle karşılaştırılmıştır.

Aşağıdaki tabloda, tasarımı yapılan bağımsız askı sisteminin temel özellikleri verilmiştir. Bu özellikler belirlenirken muadil ürünler araştırılmış ve farklı markaların araçları incelenmiştir. Jant ve lastik tipi, muhtemel bir uygulamayı kolaylaştırmak amacıyla, referans araç olan 1846 T çekici ile aynıdır. Fren diski çap ve genişlikleri ile kullanılan fren tipi de bu taşıma kapasitesindeki araçlar için standarttır. Dönüş hareketi sırasında fren körüğünün hidropnomatik yay-amortisör elemanına çarpıpması için +8 derece açılı fren semeri tercih edilmiştir.

Tablo 1.1 Tasarımı yapılan “Çift Enine Yön Vericili Bağımsız Askı Sistemi” teknik özellikleri.

Taşıma Kapasitesi	8000 kg
İz Genişliği	2080 mm
Kamber Açısı	0°
Kaster Açısı	0°
Kaster Mesafesi	20 mm
Dingil Pimi Açısı	8°
Dingil Pimi Eksenleri Arası Mesafe	1779,4 mm
Yön Verme Yarıçapı	77,3 mm
Jant	22,5x8,25
Jant Offseti	152 mm
Lastik	295/80 R22,5
Fren Tipi	22,5” Havalı Disk Fren (Knorr SN7)
Fren Diski	430x45 mm
Max Dönüş Açıları	45/35 (İç/Dış)
Yaylanma Mesafesi	±100 mm

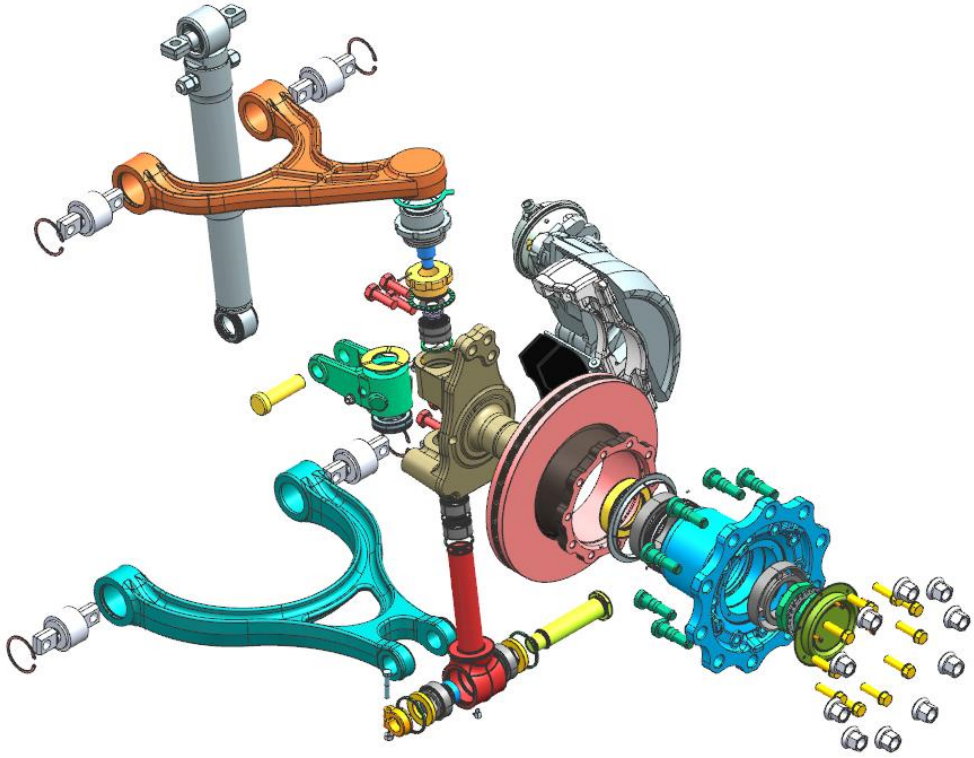
Kamber açısının ağır ticari taşıtlarda önemli bir faktör olan lastik aşınmasına etkisi vardır. Bu nedenle, en az aşınmayı sağlayan 0° kamber açısı tercih edilmiştir. Kaster açısı, tasarımda kullanılan silindirik mafsallar gereği verilememektedir, bu yüzden aracın stabilitesini arttırmak adına kaster mesafesi 20 mm olarak belirlenmiştir. Dingil pimi açısı yön verme yarıçapını büyütmemek amacıyla 8° olarak seçilmiştir. İz genişliğinin mümkün olduğunca büyük olması istenmiş fakat belirleme aşamasında uygulama yapılabilecek araçların kupa genişlikleri incelenerek 2080 mm de karar kılınmıştır. Dönüş açısı değerleri mümkün olduğunca arttırılmaya çalışılmış, yaylanma mesafesi ise tasarlanan askı sisteminin kullanım alanı olan uzun yol taşımacılığı araçları için yeterli bir değerde, ± 100 mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 1.16 Ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi.



Şekil 1.17 Ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi jant ve lastik ile.



Şekil 1.18 Ağır ticari taşıtlar için çift enine yön vericili bağımsız askı sistemi patlatılmış görünüşü.

BÖLÜM İKİ

HESAPLAMALAR

2.1 Giriş

Bu bölümde tekerlek rulmanları seçimi için hesaplama yöntemi verilmiş, araç ağırlığı, viraj dönüşü ve frenleme durumlarında üst ve alt salıncaklara gelen kuvvetlerin vektör cebri temelli hesaplaması ve alt salıncak ile aksonda kullanılan diğer rulmanların seçimleri yapılmıştır.

2.2 Tekerlek Rulmanları Seçimi

Ağır ticari taşıtlarda tekerlek rulmanları olarak konik makaralı rulmanlar kullanılmaktadır. Taşıt tekerleklerinde kullanılan rulmanlar makinelerde olduğu gibi sürekli aynı yük altında çalışmazlar. Bu nedenle aracın kullanımı sırasında düz gidiş ve viraj dönüşü durumlarında rulman üzerine gelen radyal ve eksenel kuvvetler farklı zaman yüzdeleri kullanılarak hesaplanmalı ve ağırlıklı ortalama yük ve ömür (2.1 ve 2.2) bulunmalıdır. Rulman ömrü olarak en az 1.000.000 km talep edilmektedir. Hesaplama için gerekli değerler Tablo 2.1 de verilmiştir. Hesaplama kullanılan yöntem, rulmanlar için kataloglarda verilen değerler ve faktörler rulman üretici firmaya göre değişebilmektedir. Bu çalışmada TIMKEN firmasının yöntemi kullanılmıştır. Formüllerdeki değerler firmanın kataloglarından bulunabilir.

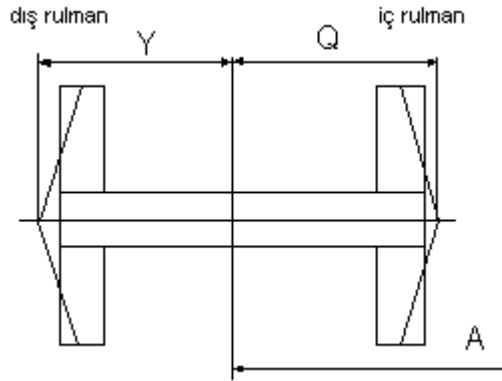
$$P_{W_A} = \left[T_1 \times P_{1_A}^{\frac{10}{3}} + T_2 \times P_{2_A}^{\frac{10}{3}} + T_3 \times P_{3_A}^{\frac{10}{3}} + \dots + T_n \times P_{n_A}^{\frac{10}{3}} \right] \quad (2.1)$$

$$L_{10a(W_A)} = a_3 l \times \left[566 \times \left(\frac{C_{90}}{f_A \times P_{W_A}} \right)^{\frac{10}{3}} \times \frac{S_t}{m} \times \frac{Rm}{S} \right] \quad (2.2)$$

Tablo 2.1 Tekerlek rulmanları seçiminde kullanılan bilgiler.

Radyal ön aks yükü (F_{ax})	78452,80 N
Dönen kütlelerin ağırlığı (M_w)	2451,65 N
Lastik dinamik yarıçapı (R_m)	520 mm
Ortalama araç hızı (V)	80 km/h
Ortalama rulman devri (n)	408,29 d/d
Araç ağırlık merkezi yüksekliği (h_c)	1200 mm
Rulman çalışma sıcaklığı (θ)	80 °C
İç rulman – iz eksen mesafesi (Q)	25 mm
Dış rulman – iz eksen mesafesi (Y)	95,6 mm
İz genişliği (A)	2080 mm

Araç ağırlığı iz ekseninden uygulandığından iç ve dış rulmana gelen radyal yükler, taşıt iz ekseninin rulman yük eksenlerinden uzaklığına göre paylaşılır. Genellikle ön tekerleklerde iz eksen i iç rulmana daha yakın olduğundan radyal yüklerin çoğunluğu iç rulman tarafından karşılanır. Bu nedenle dış rulmanlar daha küçük çaplı seçilebilir.

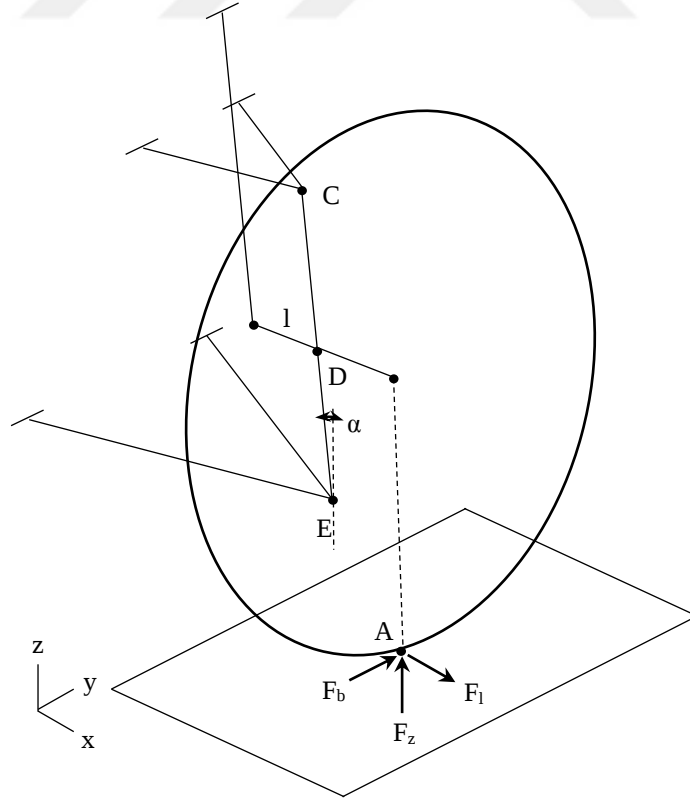


Şekil 2.1 İz eksen i ile rulmanların yük eksenleri arası mesafeler.

Hesaplama sonucunda, seçilen rulmanlar için bulunan ömürler iç ve dış rulman için sırasıyla 1.168.796 km ve 14.327.983 km' dir. Yapılan tasarımda, muylunun delinerek boşaltılması ve bu sayede kütlenin azaltılması düşünülmüştür. Bu nedenle iç ve dış rulmanlar aynı seçilmiştir. Dış rulman ömrünün gerekenden çok daha fazla olmasının nedeni budur.

Araç Hareket Durumu	Sıra	Zaman Yüzdesi	Tekerlek Yükleri	
			Radyal	Eksenel
Düz Yol	1	85	F_{wh}	0
Ağırlıklı Viraj Durumları	2	5	F_o	$0,15x(F_o+M_w)$
	3	5	F_i	$0,15x(F_i+M_w)$
	4	2,5	F_o	$0,25x(F_o+M_w)$
	5	2,5	F_i	$0,25x(F_i+M_w)$

Tekerleğe gelen düşey, yanal ve fren yüklerin, salıncaklarda oluşturduğu kuvvetlerin vektör cebri temelli hesaplamaları yapılmıştır. Salıncaklar tek bir çubuk olarak düşünülmüş olup şasi bağlantı noktalarına gelen toplam kuvvetler bulunmuştur. Bulunan değerler uygulanan yük cinsinden verilmiştir. Bu sayede yük durumlarında sıklıkla kullanılan G bazındaki tekerlek yüklerinin, ($1G = 9,81 \text{ m/s}^2$) salıncaklarda oluşturduğu kuvvetler kolaylıkla hesaplanabilir. Hesaplamada kullanılan eksenler, noktalar ve kuvvetler Şekil 2.2 de verilmiştir.



21

2.3.1 Düşey Kuvvet

$$A (122,33 ; 20 ; -321,09)$$

$$C (-54,29 ; 0 ; 386,14)$$

$$D (-28,471 ; 0 ; 202,508)$$

$$E (0 ; 0 ; 0)$$

$$\alpha = 8^\circ$$

$$l = 150,18 \text{ mm}$$

$$\vec{F}_Z = F_Z \vec{k}$$

$$\vec{F}_C = F_{C_x} \vec{i} + F_{C_y} \vec{j}$$

$$\vec{F}_E = -F_{E_x} \vec{i} - F_{E_y} \vec{j}$$

$$\vec{F}_D = F_D \sin 8^\circ \vec{i} - F_D \cos 8^\circ \vec{k}$$

$$\vec{M}_Y = -M_Y \sin 8^\circ \vec{i} + M_Y \cos 8^\circ \vec{j}$$

$$\vec{M}_D = -150,18 F_D \vec{j} \quad [\text{Nmm}]$$

$$\sum \vec{M}_E = 0$$

$$\begin{aligned} & [(122,33 \vec{i} + 20 \vec{j} - 321,09 \vec{k}) \times (F_Z \vec{k})] + [(-54,29 \vec{i} + 0 \vec{j} + 386,14 \vec{k}) \times (F_{C_x} \vec{i} + F_{C_y} \vec{j})] \\ & - 150,18 F_D \vec{j} + (-M_Y \sin 8^\circ \vec{i} + M_Y \cos 8^\circ \vec{j}) = 0 \end{aligned}$$

Sonuçlar :

$$F_D = 1,01 F_Z \quad [\text{N}]$$

$$M_Y = 2,78 F_Z \quad [\text{Nmm}]$$

$$F_{C_x} = 0,709 F_Z \quad [\text{N}]$$

$$F_{C_y} = 0,0508 F_Z \quad [\text{N}]$$

$$F_{E_x} = 0,849 F_Z \quad [\text{N}]$$

$$F_{E_y} = 0,0508 F_Z \quad [\text{N}]$$

2.3.2 Yanal Kuvvet

$$A (122,33 ; 20 ; -321,09)$$

$$C (-54,29 ; 0 ; 386,14)$$

$$D (-28,471 ; 0 ; 202,508)$$

$$E (0 ; 0 ; 0)$$

$$\alpha = 8^\circ$$

$$l = 150,18 \text{ mm}$$

$$\vec{F}_L = F_L \vec{i}$$

$$\vec{F}_C = F_{C_x} \vec{i} + F_{C_y} \vec{j}$$

$$\vec{F}_E = -F_{E_x} \vec{i} - F_{E_y} \vec{j}$$

$$\vec{M}_Y = -M_Y \sin 8^\circ \vec{i} + M_Y \cos 8^\circ \vec{j}$$

$$\sum \vec{M}_E = 0$$

$$\left[(122,33 \vec{i} + 20 \vec{j} - 321,09 \vec{k}) \times (F_L \vec{i}) \right] + \left[(-54,29 \vec{i} + 0 \vec{j} + 386,14 \vec{k}) \times (F_{C_x} \vec{i} + F_{C_y} \vec{j}) \right] + (-M_Y \sin 8^\circ \vec{i} + M_Y \cos 8^\circ \vec{j}) = 0$$

Sonuçlar :

$$M_Y = 20 F_L \quad [\text{Nmm}]$$

$$F_{C_x} = 0,831 F_L \quad [\text{N}]$$

$$F_{C_y} = -3,6 \times 10^{-4} F_L \quad [\text{N}]$$

$$F_{E_x} = 1,831 F_L \quad [\text{N}]$$

$$F_{E_y} = 3,6 \times 10^{-4} F_L \quad [\text{N}]$$

2.3.3 Fren Kuvveti

$$A (122,33 ; 20 ; -321,09)$$

$$C (-54,29 ; 0 ; 386,14)$$

$$D (-28,471 ; 0 ; 202,508)$$

$$E (0 ; 0 ; 0)$$

$$\alpha = 8^\circ$$

$$l = 150,18 \text{ mm}$$

$$\vec{F}_B = F_B \vec{j}$$

$$\vec{F}_C = F_{C_x} \vec{i} + F_{C_y} \vec{j}$$

$$\vec{F}_E = -F_{E_x} \vec{i} - F_{E_y} \vec{j}$$

$$\vec{M}_Y = -M_Y \sin 8^\circ \vec{i} + M_Y \cos 8^\circ \vec{j}$$

$$\sum \vec{M}_E = 0$$

$$\left[(122,33 \vec{i} + 20 \vec{j} - 321,09 \vec{k}) \times (F_B \vec{j}) \right] + \left[(-54,29 \vec{i} + 0 \vec{j} + 386,14 \vec{k}) \times (F_{C_x} \vec{i} + F_{C_y} \vec{j}) \right] + (-M_Y \sin 8^\circ \vec{i} + M_Y \cos 8^\circ \vec{j}) = 0$$

Sonuçlar :

$$M_Y = -75,694 F_B \quad [\text{Nmm}]$$

$$F_{C_x} = 0 \quad [\text{N}]$$

$$F_{C_y} = 0,859 F_B \quad [\text{N}]$$

$$F_{E_x} = 0 \quad [\text{N}]$$

$$F_{E_y} = 1,859 F_B \quad [\text{N}]$$

BÖLÜM ÜÇ

MEKANİK TASARIM

3.1 Giriş

Bu bölümde askı sistemini oluşturan parçaların mekanik tasarım süreci anlatılmıştır. Süreç, tasarımı yapılacak parçanın fonksiyon gereklerine uygun olarak şekillendirilmesi, modellenmesi ve yapılan sonlu elemanlar analizlerini kapsamaktadır. Bunun yanında alınan sızdırmazlık ve çözülmezlik tedbirleri, montaj esaslarının askı sistemi tasarımındaki uygulamaları üzerinde de durulmuştur.

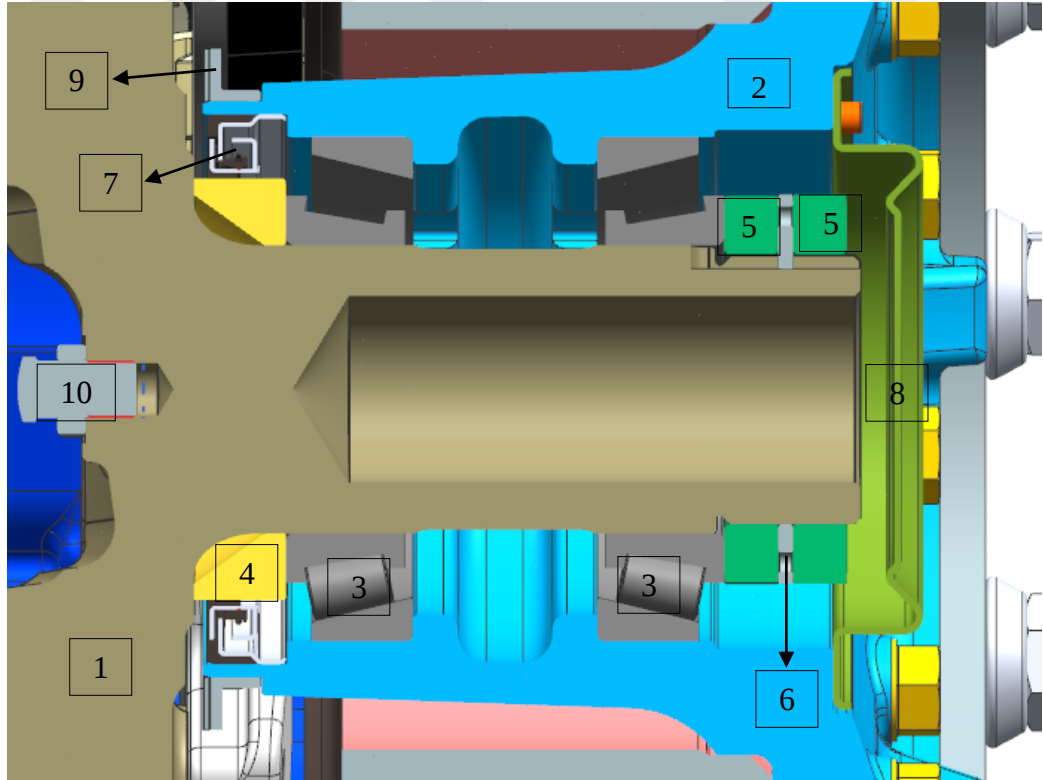
Askı sistemi tasarımı temel olarak iki ana gruba ayrılabilir. Bunlardan ilki olan tekerlek göbeği; akson ve poyra gibi yapı elemanlarının, rulman dayama bileziği, tekerlek rulmanları, kilitleme rondelası, akson somunları, keçe, ABS bilezik dişlisi, tahdit cıvatası, bijon somunları gibi alt parçaların dâhil olduğu tekerlek göbeği grubudur. Fren semeri ve diski de sırayla akson ve poyraya bağlandıklarından bu gruba dâhil edilmiştir. Fakat bu parçalar hazır olarak temin edildiği için tasarımları üzerinde durulmamış, sadece montaj ve paketleme konularında değinilmiştir.

Diğer grup ise dingil pimi grubu ve salıncaklardır. Dingil pimi, üst salıncak roteli, adaptör, dingil pimi yatağı ve salıncaklar bu grubun yapı elemanlarıdır. Bunun yanında sistemdeki düşey tekerlek yüklerini karşılayan taban rulmanı, yanal kuvvetleri ve fren kuvvetini taşıyan akson rulmanları, alt salıncak rulmanları, rondelalar, nutringler, perno, somun ve burçlar bu grubun alt parçalarını oluşturmaktadır.

3.2 Tekerlek Göbeği

Tekerlek göbeği, tekerleğin kendi ekseninde dönebilmesini sağlayan, düşey, yanal kuvvetleri ve fren kuvvetini tekerleğe ileten parçaların bulunduğu gruptur. Bu parçalar Şekil 3.1’ de sıralanmıştır:

- 1- Akson
- 2- Poyra
- 3- Tekerlek rulmanları
- 4- Rulman dayama bileziği
- 5- 1. ve 2. akson somunu
- 6- Kilitleme rondelası
- 7- Kaset tipi keçe
- 8- Kapak
- 9- ABS bilezik dişlisi
- 10- Tahdit cıvatası ve kontra somun



Şekil 3.1 Tekerlek göbeği kesit görünüşü.

Askı sistemine gelen düşey kuvvetler tasarım gereği yay elemanından direkt akson üzerine, yanıl kuvvet ve fren kuvveti ise salıncaklar ve dingil pimi üzerinden aksona iletilir. Daha sonra tekerlek rulmanları üzerinden poyraya iletilen kuvvetler jant ve lastik üzerinden yola aktarılır. Fren momenti ise poyraya cıvatalarla bağı fren diski üzerinden poyraya, buradan da yine jant ve lastik üzerinden yola aktarılmaktadır.

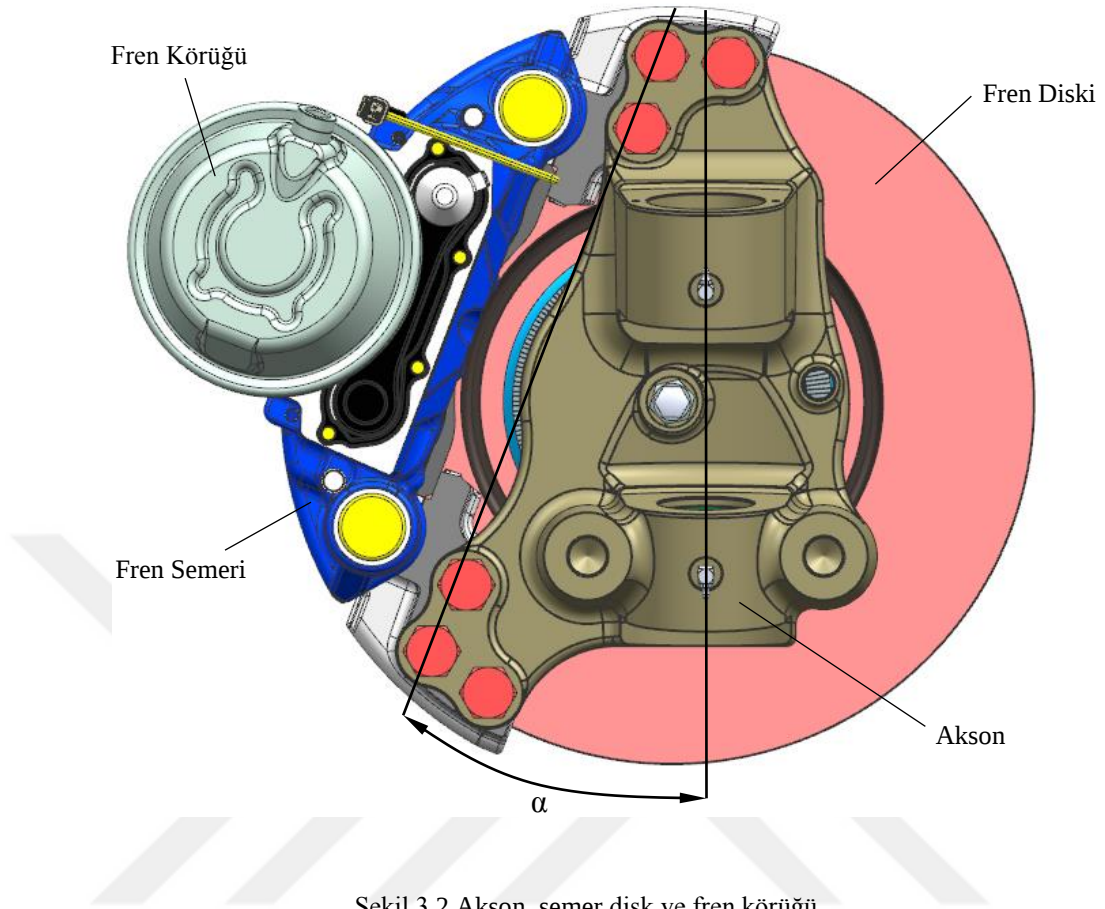
Tekerlek rulmanları olarak düşey kuvvet yanında yanıl kuvvetleri de taşıdıkları için konik makaralı rulmanlar kullanılmaktadır. Rulmanlar nokta yük durumunda çalıştıklarından dış bilezikleri poyraya sıkı olarak takılır. İç bilezikler ise akson üzerine kaygan olarak geçmektedir. Şekilden de görülebileceğı gibi gerek montaj kolaylığı açısından gerekse yük eksenleri arasındaki mesafeyi olabildiğince büyütmek için rulmanlar O düzeninde takılır. Bilindiğı gibi O veya X düzeninde takılan konik makaralı rulmanlar montaj esnasında boşluk ayarı gerektirirler. Boşluk ayarı gerektirmeyen, iç ve dış rulmanın bir paket haline getirildiğı birleştirilmiş (unitized) rulmanlar da mevcuttur. Bunlar hem ayar gerektirmediklerinden hem de montaj kolaylığı sağladıklarından avantajlıdır fakat maliyetleri bu tasarım alternatifine oranla fazladır. Rulmanların sabitlenmesi ve ayarı akson somunları üzerinden yapılır. Somunların çözülmesini önlemek için kilitleme rondelası kullanılmaktadır. 1. akson somunu takılıp rulman boşluk ayarı yapıldıktan sonra kilitleme rondelasının üzerindeki tırnak akson üzerinde açılmış kanala yerleştirilir, rondela üzerindeki deliklerden biri ise 1. akson somunu üzerindeki pime denk getirilir. Bu sayede akson somunu poyraya göre sabitlenmiş olduğundan dönmesi engellenir. Daha sonra bütün sistem 2. somunla sıkılarak montaj tamamlanır.

Rulman dayama bileziğinin kullanım amacı akson bölümünde detaylı olarak incelenmiş olan muylu dip radyusunun arttırılmasıdır. Bu parça yanıl kuvvetleri aksondan rulmana ilettiğinden yüzeyleri sertleştirilir. Muylu üzerine ısıtılarak montaj yapılır. ABS bilezik dişlisi, üzerinde ince kanallar olan dairesel bir parçadır. Poyra üzerine sıkı olarak takılıp gevşememesi için çevresel olarak 3 adet setscrew ile sabitlenir. Kanallardan her biri ABS sensörünün önünden geçtiğinde, sensörden bir sinyal alınır.

Tahdit cıvatası, yönlendirme elemanlarında oluşabilecek bir kırılma sonucunda aksonun serbest yönlenmesini mekanik olarak sınırlamak için kullanılan parçadır. Bu parça montaj esnasında tekerleğin maksimum dönüş konumundan 1-2 derece fazla dönebileceği şekilde, ayarlanıp kontra somunla sabitlenir.

Sistemdeki sızdırmazlığın sağlanması için kaset tipi keçe ve kapak kullanılmıştır. Kaset tipi keçenin avantajı, keçe çalışma yüzeyleri kendi içerisinde olduğundan keçenin üzerinde çalıştığı parçanın yüzeyinin sertleştirilmesine gerek olmamasıdır. Bunun yanında birden fazla dudağa sahip olduğundan daha iyi sızdırmazlık sağlar. Poyraya sıkı olarak takılır. Kapak ise montaj esnasında yüzeyine silikon sürülerek cıvatarla poyraya bağlanır. Kapağın içerisine montaj esnasında koyulan gres, bir rezerv oluşturur ve rulmanlar çalıştıkça eskiyen gresi yenileyerek gres ömrünü uzatır.

Fren semeri 6 adet cıvata ile aksone bağlanmaktadır. Hacmi büyük bir parça olduğundan özellikle paketleme konusunda zorluk yaratabilmektedir. Aynı zamanda fren körüğü de semere bağlandığından özellikle tekerleğin maksimum yönlenme durumundaki yaylanması sırasında parçalar arasında girişim olmayacak şekilde tasarım yapılmalıdır. Tasarım yapılırken, işletme sırasında balatalar ve fren diski aşındıkça fren semerinin 20-25 mm içeri doğru hareket edeceği unutulmamalıdır. Bu çalışmada üst salıncağın tek taraftan bağlanmasının nedeni fren semeri yerleşim sıkıntılarıdır. Alt ve üst salıncak bağlantı noktaları ile semer arasında temas olmaması için semerin tekerlek içerisinde yerleşimi açılı olarak yapılmıştır. Aynı zamanda fren körüğünün yay-amortisör elemanına temas etmemesi için 8 derece pozitif bağlantı açılı semer kullanılmıştır. Çoğu üretici bu yer sıkıntısından dolayı salıncak bağlantı noktalarının arasındaki mesafeyi arttırmak, salıncaklar ile akson arasında ayrı bir parça kullanarak tekerlek grubunu salıncaklardan uzaklaştırmak veya semeri teğetsel yönde cıvatarla bağlamak yollarına gitmektedir.



Şekil 3.2 Akson, semer disk ve fren k r   .

Fren diskini 10 adet civata ile poyraya ba lanmaktadır. Çalışma esnasında özellikle sık fren yapıldığında fren diskini ısınır. Bu ısı, disk iyi so utulamazsa, poyraya transfer olur. Eğer disk ile poyranın temas halinde olduğu bölge tekerlek rulmanlarına yakınsa, diskten transfer edilen ısı tekerlek rulmanlarının içerisinde çalıştığı gresin de ısınmasına ve  zellikli ini kaybetmesine neden olur. Bu durum tekerlek rulmanlarının ömürleri beklenenden önce doldurmasına neden olabilmektedir. Isı transferini hızlandırmak için diskler tek parça blok olarak değil hava kanallı olarak imal edilirler. Ayrıca disk gövdesi ve poyra - disk bağlantı bölgesi mümkün olduğu kadar tekerlek rulmanlarından uzaklaştırılmalıdır. Fakat dezavantaj olarak bu yöntem disk a ırlı ını arttırmaktadır. Fren diskleri imalatında malzeme aşınmaya dayanıklı dökme demirdir. Belirli bir miktar aşınmadan sonra diskler yenileri ile de i tirilir.

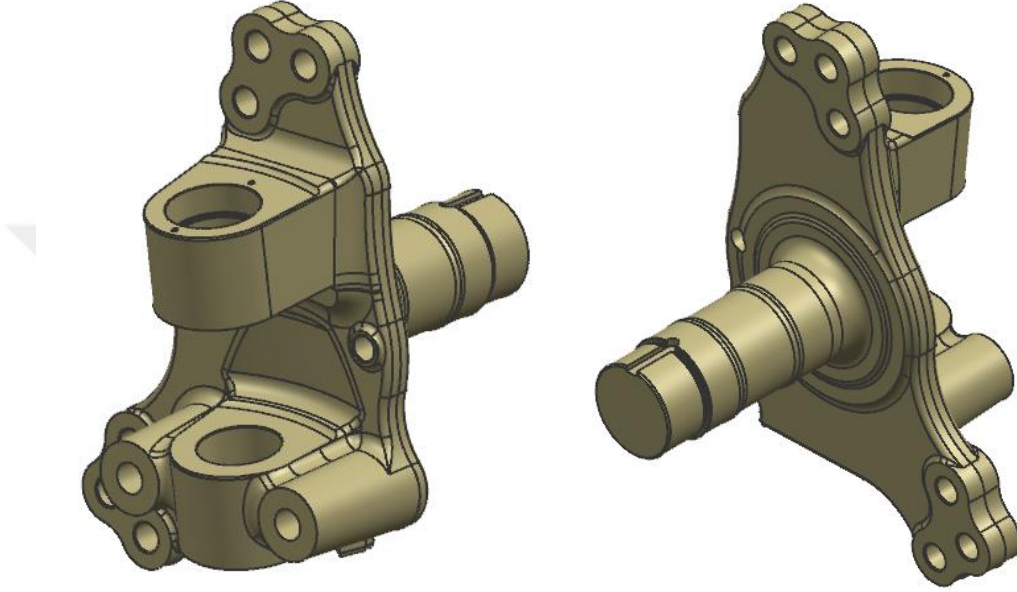
3.3 Akson

Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminde en çok fonksiyon üstlenen ve üzerine başka parçaların da takıldığı yapı elemanı akson olduğundan tasarıma akson ile başlanmıştır. Akson parçasının temel işlevi tekerlek ile dingil pimi arasındaki bağlantıyı tekerleğin yönlendirmesine olanak verecek şekilde sağlamaktır. Bu sebepten tekerlek grubunu oluşturan parçalar akson üzerine takılmaktadır. Tekerlek rulmanları, poyra, muylu somunları, fren semeri, dingil pimi küresel mafsallar, iz kolları, ABS sensörleri ve tahdit cıvataları akson üzerine takılan yapı elemanlarıdır. Bütün bu parçaların montajı için paketleme çalışması süspansiyon tasarımlarında büyük öneme sahiptir.

Bazı durumlarda yapılan tasarımın çalışma sınırlarını mukavemet değil yer problemleri belirleyebilmektedir. Tekerleğe gelen düşey, yanal ve frenleme kuvvetleri akson üzerinden diğer parçalara iletildikleri için tasarım yapılırken bütün bu kuvvetleri taşıyabilmesi gerekmekte, aynı zamanda bütün süspansiyon sistemlerinde yaylandırılmamış kütle önemli bir parametre olduğundan parçanın mümkün olduğunca hafif olması da beklenmektedir. Parçanın 3 boyutlu modellenmesi Siemens NX programında gerçekleştirilmiştir. Katı modelleme yapılırken bütün boyutların kolaylıkla değiştirilebilmesine olanak sağlayan parametrik modelleme tekniği kullanılmıştır.

Bu tekniğin kullanılması akson parçasında özellikle önemlidir çünkü dingil pimi, tekerlek rulmanları, fren semeri, alt ve üst salıncak mafsalları gibi birçok parçanın gerek kendi gerekse montaj boyutları akson ile ilişkilidir. Bu yüzden tasarım ilerledikçe paketleme çalışmaları ve mukavemet hesapları sonucunda elde edilen montaj mesafeleri ve kesitlerin değişimine göre vakit kaybedilmeden yeni katı modeller kolaylıkla oluşturulabilmektedir.

Modelleme sırasında oluşturulan bütün parametrelere ilgili oldukları boyutla ilgili isim verilmiştir. Bu sayede daha sonra başka biri tarafından parça üzerinde değişiklik yapılabilmesi kolaylaştırılmıştır. İstenirse bütün bu parametreler bir Excel tablosuna aktarılıp toplu halde görülebilir ve çeşitli tasarım varyasyonları bu tablodan değerlerin düzenlenmesi suretiyle kolaylıkla oluşturulabilir.



Şekil 3.3 Parametrik akson katı modeli görünüşleri.

3.3.1 Akson Sonlu Elemanlar Analizleri

Akson, tekerleğe gelen düşey kuvvetleri yay elemanına, yanal ve fren kuvvetleri de salıncaklara iletir. Bunun yanında frenleme esnasına oluşan yönlendirme momentini ve gerek yuvarlanma direncinden kaynaklanan gerekse tekerleğin yönlendirilmesi sırasında oluşan yönlendirme kuvvetlerini de iz kollarına iletir. Dolayısıyla akson parçasının bütün bu kuvvetlere mukavim olması gerekmektedir. Bu amaçla oluşturulan akson katı modelinin çeşitli yük durumları altında ANSYS Workbench uygulamasının R14.5 ve R15 sürümlerinde sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır.

Yük durumları; askı sisteminin aracın kullanım ömrü sırasında karşılaşılabileceği yüklerin, tekerlek başına düşen dingil ağırlığı ile yerçekimi ivmesinin katlarının çarpımı cinsinden ifade edilmektedir. Bu yaklaşımın faydası mukavemet hesapları ve analizlerde kullanılabilir. Bu yaklaşımın farkı tekerlek yükleri için kuvvet değerlerinin basitçe hesaplanabilmesidir. Örnek yük durumları Şekil 2.3’ de görülmektedir. Bu yük durumlarından ilk 10 tanesi statik analizler için sonraki 6 tanesi ise 2 şerli gruplar halinde yorulma analizleri için kullanılmaktadır. (Ör: 11. ve 12. durum düşey yorulma analizi içindir. 1 çevrimde 2,25G bump – 0,75G rebound yükü uygulanır.)

Tablo 3.1 Mukavemet analizlerinde kullanılan standart yük durumları (Heiβing ve Ersoy, 2011).

Standart Yük Durumları – Yapısal Mukavemet		İvme (G)		
		x	y	z
1	Duran araç	0,00	0,00	1,00
2	Engelden geçme (düşey yön 3,00 G)	0,00	0,00	3,00
3	Engelden geçme (boyuna yön 2,50 G)	2,50	0,00	1,00
4	Engelden geçme (enine yön 2,50 G)	0,00	2,50	1,00
5	Sağa dönüş (1,25 G)	0,00	1,25	1,00
6	Frenleme ve dönüş	0,75	0,75	1,00
7	Geri frenleme (1,00 G)	1,00	0,00	1,00
8	İvmelenme (-0,50 G)	-0,50	0,00	1,00
9	İvmelenme ve dönüş (0,70 G)	-0,50	0,50	1,00
10	Diyagonal yük (ön ve arka)	0,00	0,00	1,75
11	Engelden geçme (bump 2,25 G)	0,00	0,00	2,25
12	Engelden geçme (rebound 0,75 G)	0,00	0,00	0,75
13	Sağa dönüş (0,75 G)	0,00	0,75	1,00
14	Sola dönüş (0,75 G)	0,00	-0,75	1,00
15	Frenleme (0,75 G)	0,75	0,00	1,00
16	İvmelenme (0,50 G)	-0,50	0,00	1,00

Kesin sonuçlar elde edilebilmek için, prototip imalatı yapıp uygulama yapılacak araca bağlanmalı, daha sonra araç belirli bir parkurda sürülerek yol verisi toplanmalı ve bu veriler ışığında askı sisteme gelen kuvvetler bulunmalıdır. Bu olanak yoksa hali hazırda benzer araçlar için toplanmış yol verilerinden faydalanılabilir. Bu çalışmada elde yol verisi olmadığından farklı kaynaklardan derlenerek oluşturulmuş yük durumları kullanılmıştır. Çalışmada uygulanan yük durumları ise aşağıdaki Tablo 2.2’ de verilmiştir.

Tasarımda belirlenen taşıma kapasitesi 8000 kg’ dır. Bu durumda tekerlek başına 4000 kg (39240 N) düşey kuvvet etkimektedir. Analizler yapılırken $1G = 39240\text{ N}$ olarak yük durumlarına göre kuvvetler uygulanmıştır.

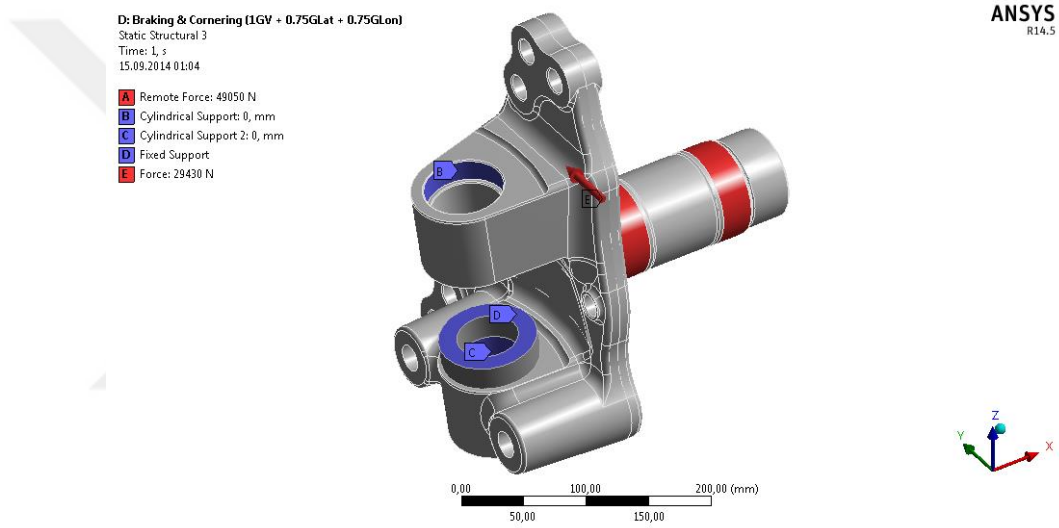
Tablo 3.2 Çalışma kapsamında akson için statik analizlerde kullanılan yük durumları.

Yük Durumu	Kuvvetler
Statik	4G Düşey
Viraj Dönüşü	1G Düşey + 1,25G Yanal
Viraj Dönüşü ve Fren	1G Düşey + 0,75G Yanal + 0,75G Boyuna
Engelden Geçme	1G Düşey + 2,5G Boyuna

3.3.1.1 Sınır Şartları, Analiz Kurgusu ve Elemanlarına Ayırma

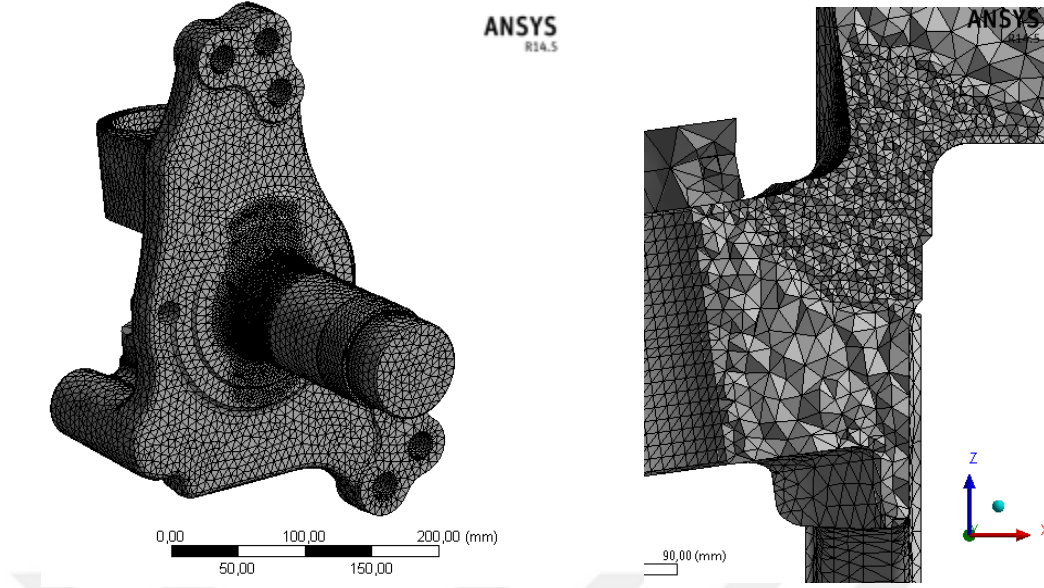
Akson parçasının sonlu elemanlar analizlerinde Şekil 2.4’ te 3. yük durumu (viraj dönüşü ve fren) için örneği görülen sınır şartları uygulanmıştır. Dingil pimi ve üst küresel mafsals adaptörünün geçtiği yuvalar “Cylindrical Support” sınır şartıyla tutulmuştur. Üst mafsals adaptörünün geçtiği yuvaya uygulanan sınır şartı sadece radyal yöndeki hareketi sınırlarken, dingil piminin geçtiği yuvada ise radyal ve dönüş yönündeki hareketler sınırlandırılmıştır. Gerçekte her iki yuvadaki dönüş hareketi serbesttir ve aksonun dingil pimi etrafındaki dönmesini engelleyen iz kolunun direksiyon sistemi ile olan bağlantısıdır. Fakat iz kolu bağlantı noktası bu aşamada belirlenmediği için dönüş hareketi sınırlandırılmıştır.

Düşey yöndeki hareket ise tekerlekten gelen düşey yükü yay elemanına ileten taban rulmanı yerine modellenen parçanın üst yüzeyinin “Fixed Support” sınır şartıyla bütün yönlerde tutulmasıyla sağlanmıştır. Taban rulmanını temsil eden parça ile aksonun yüzeyi arasında, yüzeylerin birbiri üzerinde kaymasına izin veren fakat ayrılmasına izin vermeyen bir bağlantı (Contact) tipi olan “No Seperation” kullanılmıştır. Tekerlek yere temas noktasında oluşan düşey ve yan kuvvetler “Remote Force” sınır şartı ile, fren kuvvetleri ise “Force” sınır şartı ile akson üzerinde 3 boyutlu modelleme sırasında oluşturulan tekerlek rulmanı oturma yüzeylerine uygulanmış, bu sayede gerçekçi bir modelleme sağlanmıştır.



Şekil 3.4 Sonlu elemanlar analizi sınır şartları.

Elemanlarına ayırma işleminde ise model üzerinde bozuk ağ yapısına neden olan ve genel eleman kalitesini düşüren bölgeler ANSYS Workbench R14.5' in “Virtual Topology” ve “Pinch Control” özelliklerinden yararlanılarak düzeltilmiştir. Elemanlarına ayırma işleminden sonra toplam 544481 düğüm noktası ve 381656 eleman oluşturulmuştur. Ortalama eleman kalitesi ise 0,813 dür. Gerilmenin en fazla çıkması beklenen muylu dip radyus bölgesinde, doğru sonuçları elde etmek adına eleman sıklığı artırılmıştır. Parça genelinde eleman boyutu 7 mm olup, sıklaştırılan bölgelerde ise 2,5 mm dir.



Şekil 3.5 Akson sonlu elemanlar modeli ve dip radyus bölgesinde sıkılaştırılan ağ yapısı.

3.3.1.2 Statik Analiz Sonuçları

Muylu malzemesi olarak SAE 4140 ıslah çeliği seçilmiştir. Dövme yöntemi ile üretim yapılacak parçada rulman oturma yüzeyleri ve dip radyus bölgesi indüksiyonla sertleştirilecektir. Malzemenin mekanik özellikleri Tablo 2.3’ te verilmiştir. Yapılan analizlerin sonuçları bütün yük durumları ve frenleme esnasında oluşabilecek maksimum moment için aşağıda verilmiştir. Analiz sonuçları, parçanın genel görüntüsü yanında gerilmelerin en yüksek değerde çıktığı noktada dip radyus bölgesinden alınan kesitler ile gösterilmiştir.

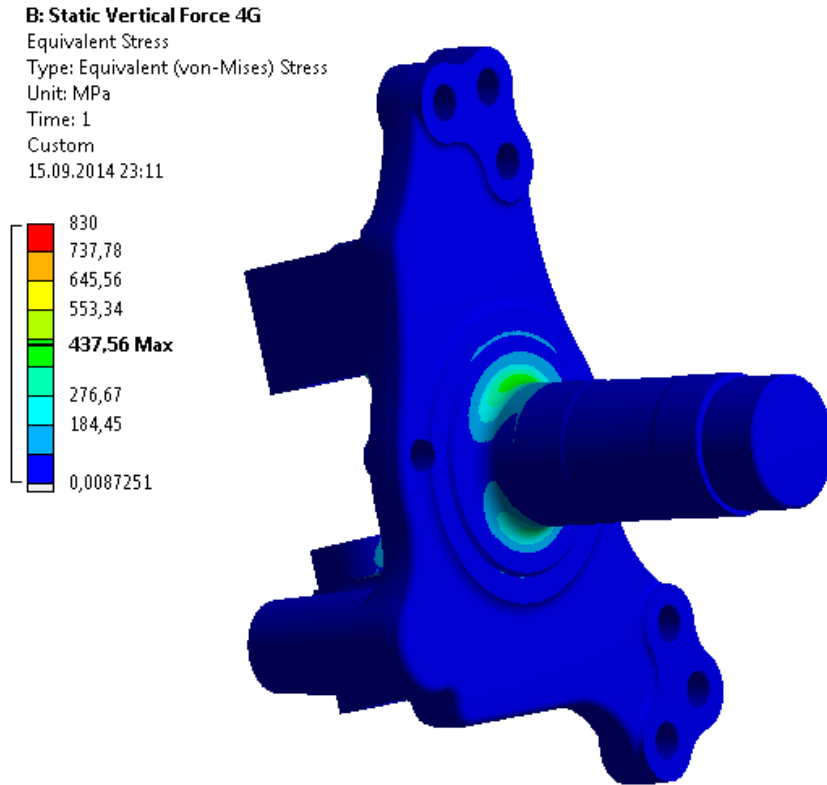
Tablo 3.3 Sonlu elemanlar analizinde kullanılan malzemenin mekanik özellikleri (SAE 4140).

Elastisite Modülü	200 GPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	830 MPa
Kopma Gerilmesi	950 MPa
Tanjant Modülü	674,16 Mpa

Analizlerde kullanılan “Remote Force” sınır şartının uygulandığı yüzey, rulman çalışma yüzeyleridir. Gerçekte bu bölgeler eksenel kuvvet taşımamakta, eksenel kuvvet rulman dayama bileziği üzerinden akson gövdesine iletilmektedir.

Analizlerde bu yüzeylere uygulanan kuvvetlerin, kuvvetin yönüne bağlı olarak muylu dip radyus bölgesinde oluşan momenti azaltma veya güçlendirme etkisinden dolayı muylu üst bölgesindeki bası gerilmeleri alt bölgedeki çeki gerilmelerinden fazla çıkmıştır. Fakat gerçek çalışma şartlarında bası ve çeki gerilmelerinin eşit olacağı düşünülebilir. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde gerilmelerin beklendiği gibi dip radyus bölgesinde yığıldığı görülmektedir.

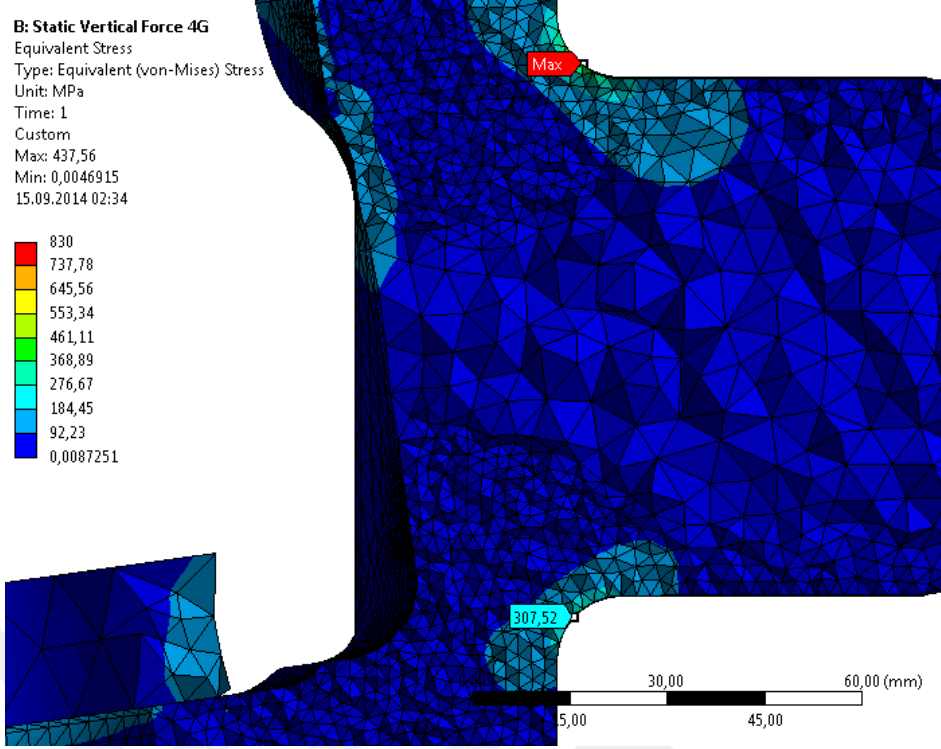
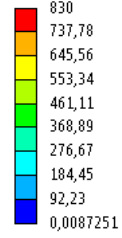
Diğer yük durumlarında oluşan gerilmeler akma sınırı altında kalmasına rağmen ikinci yük durumunda (1G Düşey + 1,25G Yanal Kuvvet) akma sınırının aşıldığı görülmektedir. Oluşan gerilmeyi düşürmek amacıyla çeşitli alternatif tasarımlar oluşturularak aynı sınır şartlarında analiz edilmiş; ağırlık ve akson üzerine takılacak diğer parçaların maliyeti gibi faktörler de göz önünde bulundurularak iyileştirme çalışması yapılmıştır.



Şekil 3.6 4G düşey yük durumu için akson üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

B: Static Vertical Force 4G

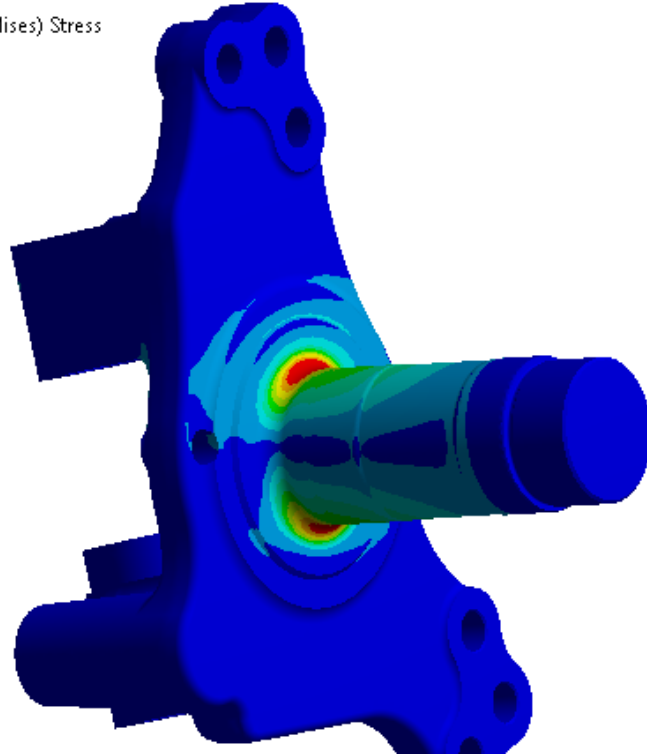
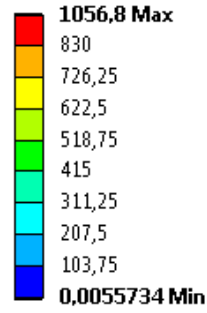
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
Custom
Max: 437,56
Min: 0,0046915
15.09.2014 02:34



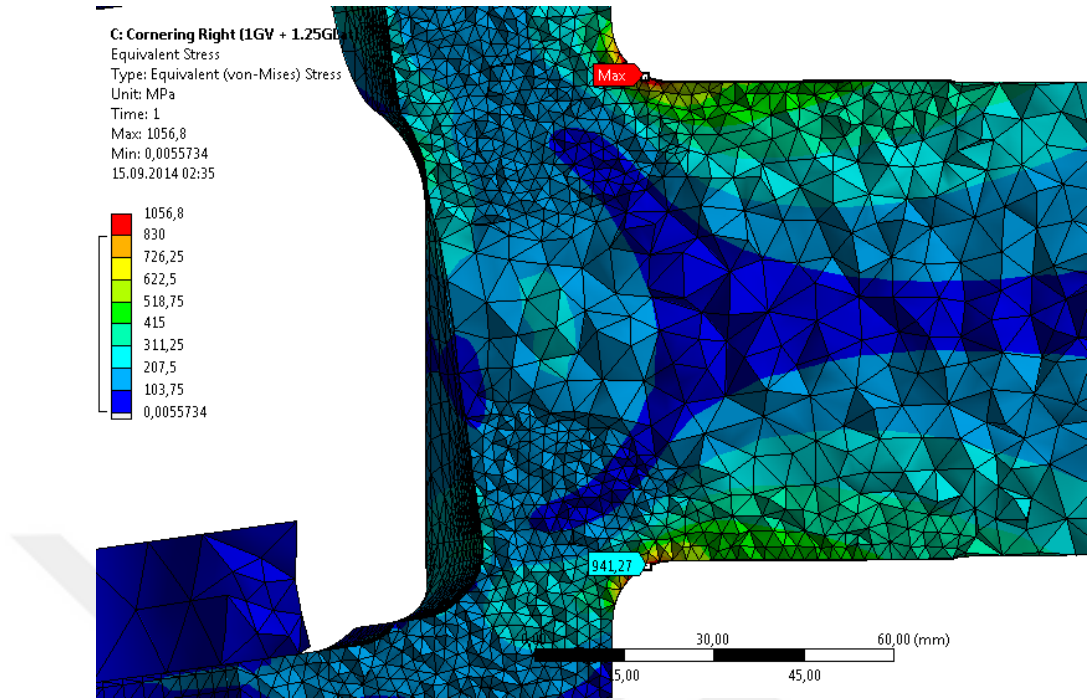
Şekil 3.7 4G düşey yük durumu için akson kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

C: Cornering Right (1GV + 1.25GLat)

Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
15.09.2014 23:15



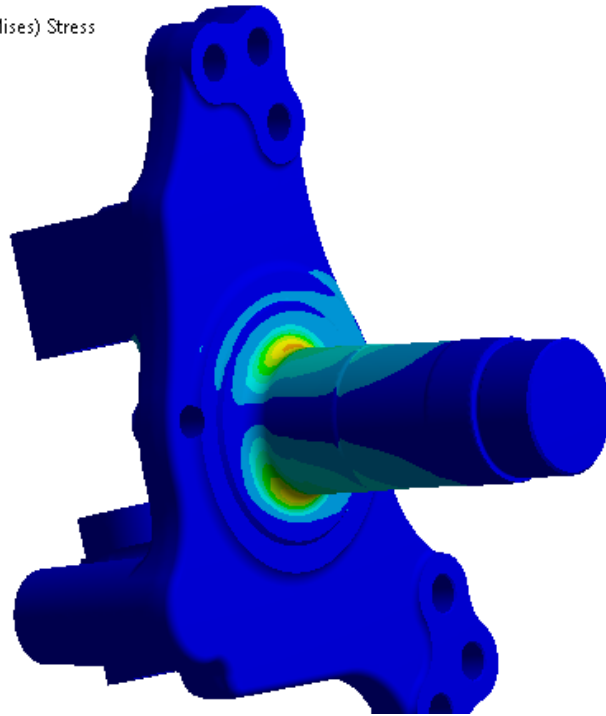
Şekil 3.8 1G Düşey + 1,25G Yanal yük durumu için akson üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.



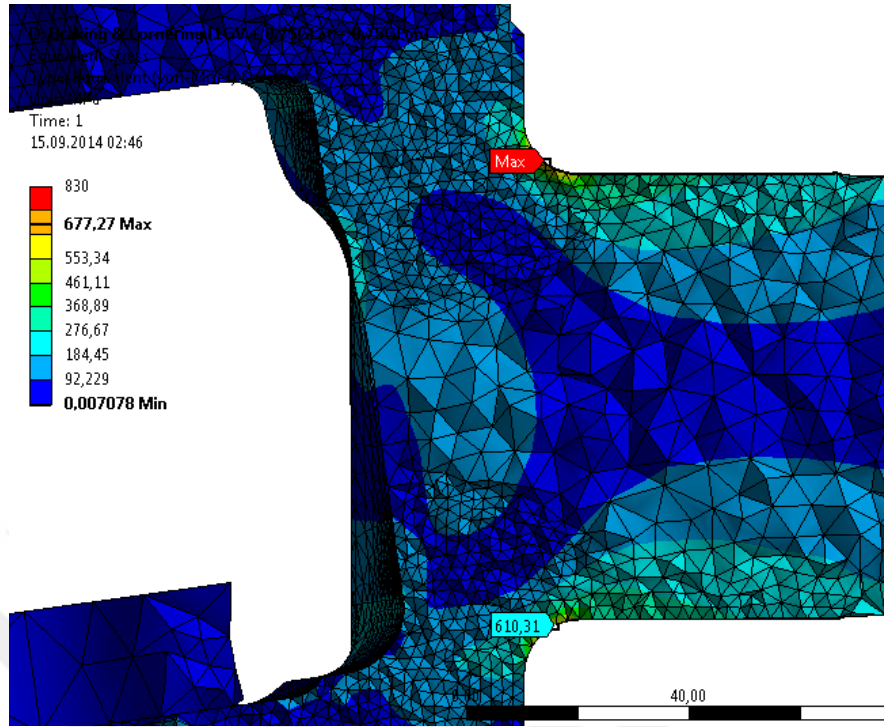
Şekil 3.9 1G Düşey + 1,25G Yanal yük durumu için aksın kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

D: Braking & Cornering (1GV + 0.75GLat + 0.75GLon)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 15.09.2014 23:07

830
677,27 Max
 553,34
 461,11
 368,89
 276,67
 184,45
 92,229
0,007078 Min



Şekil 3.10 1G Düşey + 0,75G Yanal + 0,75G Fren yük durumu için aksın üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.



Şekil 3.11 1G Düşey + 0,75G Yanal + 0,75G Fren yük durumu için akson kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

E: Longitudinal Bump (1GV + 2.5G Lon)

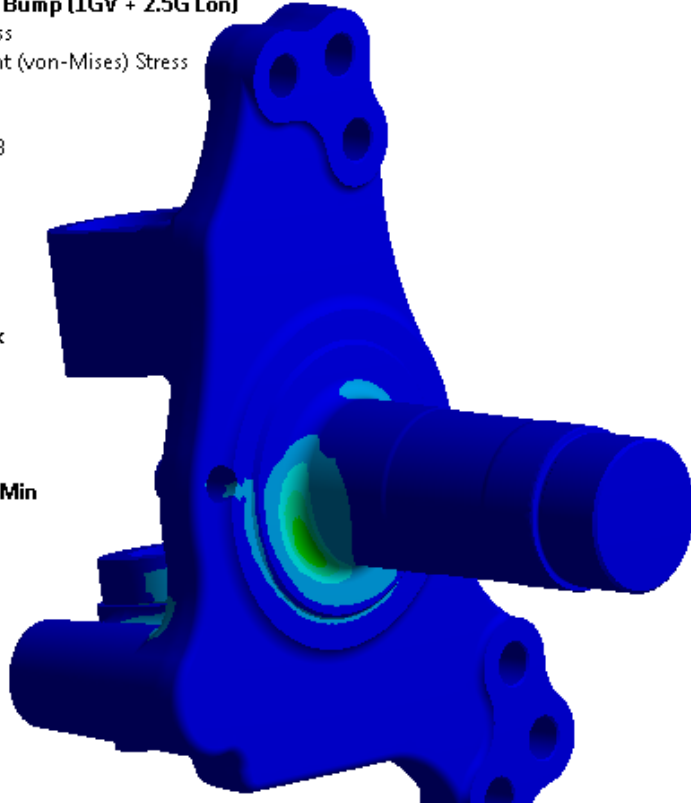
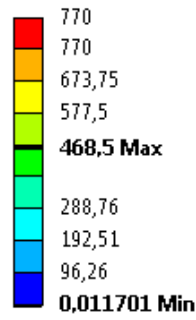
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

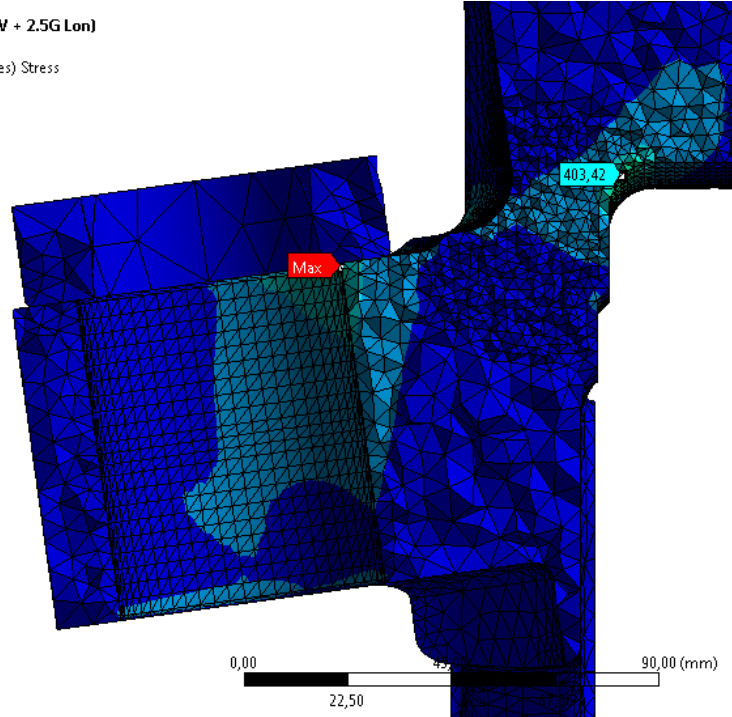
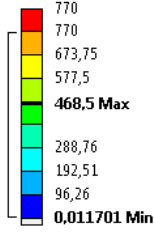
Time: 1

15.09.2014 23:18



Şekil 3.12 1G Düşey + 2,5G Fren yük durumu için akson üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

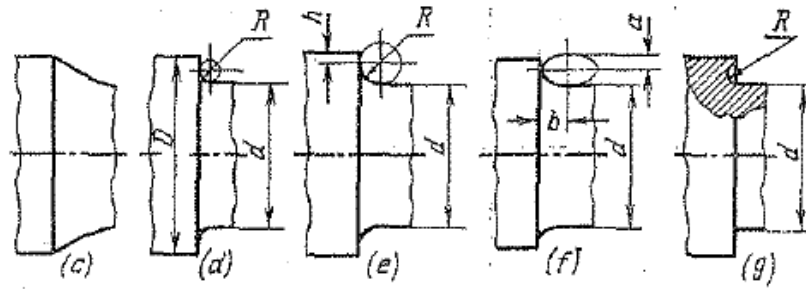
E: Longitudinal Bump (1GV + 2.5G Lon)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 15.09.2014 02:42



Şekil 3.13 1G Düşey + 2,5G Fren yük durumu için akson kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

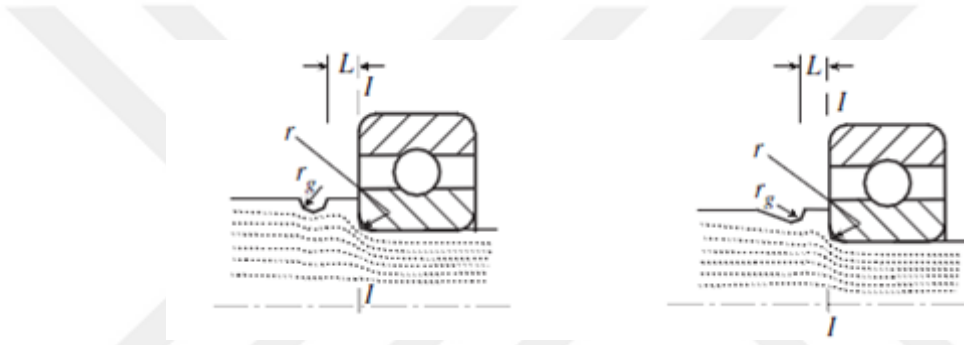
3.3.2 Gerilme Yığılması Azaltma Çalışmaları

Muylu dip radiusunda oluşan gerilme yığılmasının nedeni, muylu ile akson gövdesi arasındaki keskin geçiştir. Bu durumda parça, eğilmeye çalışan bir kademeli mil veya ankastre bir çubuk olarak düşünülebilir. Gerilmeyi azaltmak için muylu çapı büyütülebilir veya geçiş yumuşatılabilir. Bu çalışmada her iki seçenek de denenmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır.



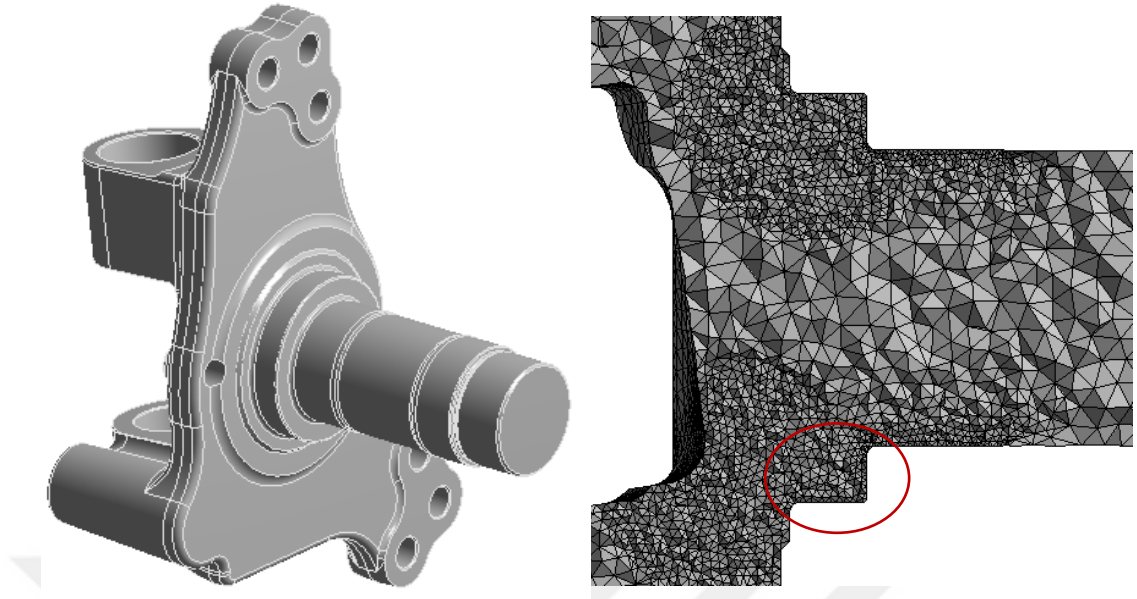
Şekil 3.14 Kademeli millerde gerilme yığılmasını azaltmak için öneriler (Orlov, 1976).

Yukarıdaki şekilde görülen c çözümündeki gibi geçiş konik yapılırsa gerilme yığılması azalmakta fakat milin kullanılabilir silindirik çapları azalmakta ya da boyu uzamaktadır. En çok uygulanan çözümler d ve e de gösterildiği gibi geçiş bölgesini radyuslu yapmaktır. Bu çözümün etkisi radyusun büyüklüğüyle doğru orantılıdır. Çoğu durumda mil üzerindeki kademelere rulman veya bilezik gibi bir parça dayandığından bu bölgedeki radyus ancak belirli bir sınıra kadar büyütülebilir. Bu tür durumlarda aynı ölçülerdeki radyus geçişe göre daha iyi sonuçlar veren elips geçişler kullanılabilir. Bir diğer çözüm ise kademe yan yüzeyinde (Şekil 2.14) veya çapta (Şekil 2.15) boşaltma yaparak kuvvet akım çizgilerini malzeme yüzeyinden uzaklaştırmaktır.



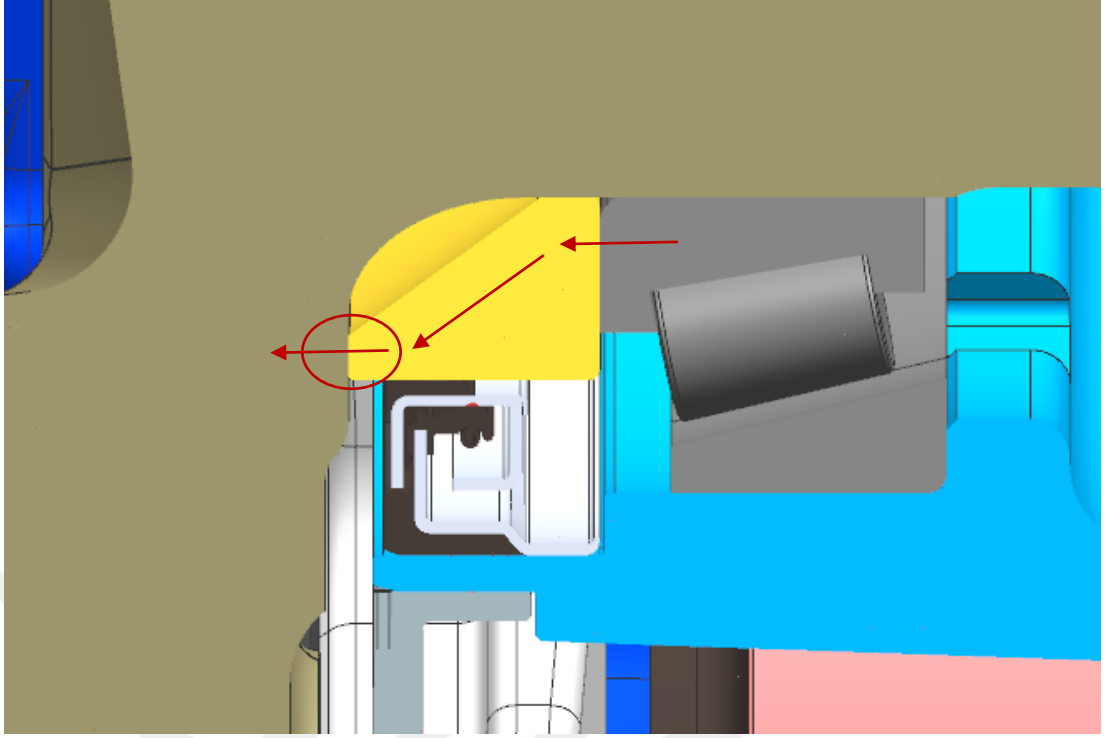
Şekil 3.15 Gerilme yığılmasını azaltmak için mil yüzeyine açılan oluklar (Pilkey W. D. ve Pilkey D. F., 2008).

İlk seçenekte eğilmeye çalışan boyu kısaltmak ve çapı büyütme adına Şekil 2.16 da gösterilen model oluşturulmuştur. Bu tasarımın olumsuz yanları muylu üzerinde oluşturulan omuza tekerlek rulmanı dayanacağı için geçiş bölgesindeki radyus en fazla kullanılacak rulmanın izin verdiği kadar büyütülebilir. Radyus daha da büyütülmek istenirse az sayıda üretilen özel rulmanlar kullanılmalıdır. Bunların da maliyeti standart üretimlere göre yüksektir. Bu sorunu çözmek için Şekil 2.14' teki g seçeneğine benzer bir tasarım yapılabilir fakat bu durumda da imalat zorlukları ve duvar içinde kalan radyus taşlanamayacağı için yorulma ömrüne etki eden yüzey düzgünlüğü faktöründe düşüş ile karşılaşılacaktır.



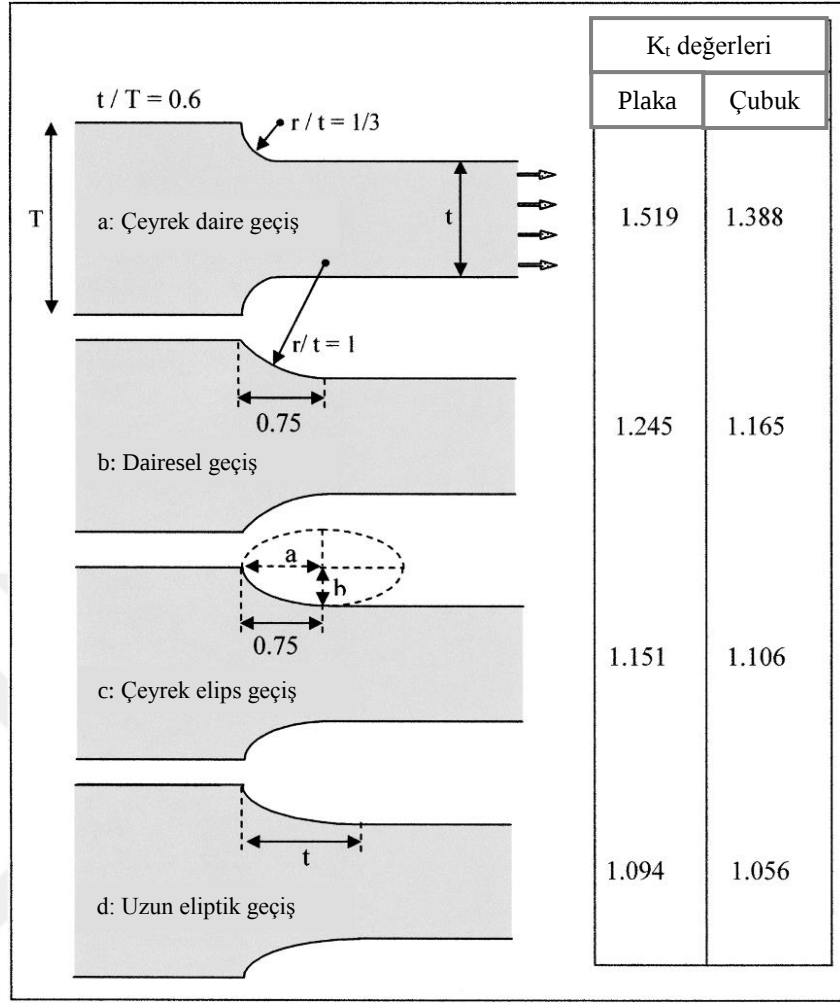
Şekil 3.16 Rulman dayama çapı muyluya entegre edilmiş tasarım alternatifi.

Diğer yaklaşım ise rulmanın aksenal konumunu muylu üzerine sıkı olarak geçirilecek bir bilezik (rulman dayama bileziği) yardımı ile belirlemek ve geçiş radiusunu mümkün olduğu kadar büyütme. Tekerlek grubunun sızdırmazlığını sağlayan keçe de dayama bileziğinin üzerine geçtiğinden bileziğin dış çapı sınırlıdır. Dolayısıyla geçiş radiusunu büyütme bileziğin akson yüzeyine dayanan alanı küçültmekte ve tekerleğe gelen yan kuvvetler esnasında temas alanındaki yüzey basınçları yükselmektedir. Ezilme olmaması için temas yüzeyinin yeterli derinlikte sertleştirilmesi gerekir.

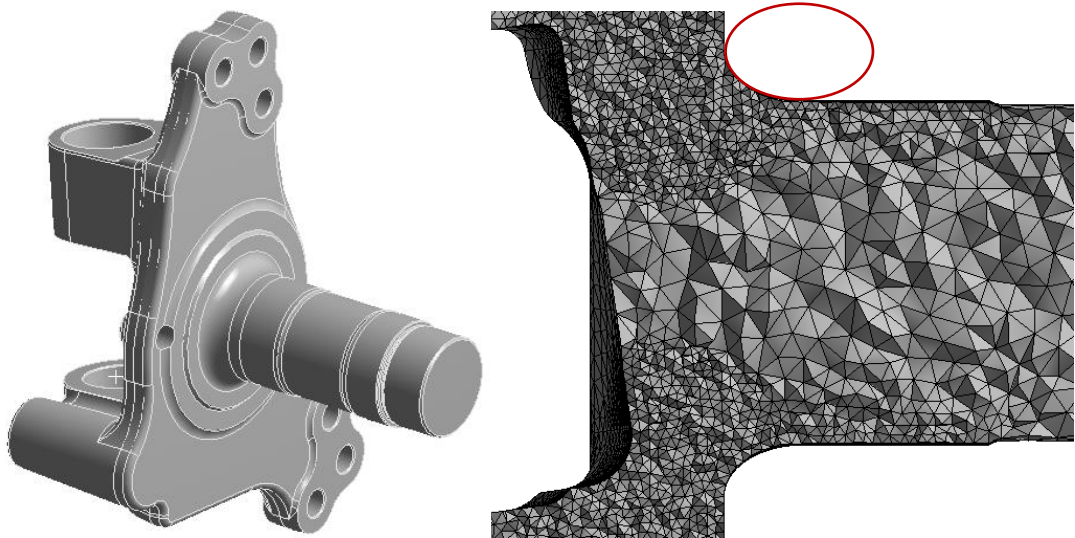


Şekil 3.17 Mıyılı üzerine takılan rulman dayama bileziği, yan kuvvet iletim şekli, bilezik temas alanı ve sızdırmazlığı sağlayan kaset tipi keçe.

Yukarıda açıklanan durum nedeniyle geçiş bölgesinde sıklıkla kullanılan çeyrek daire radyus yerine elips geçiş tercih edilmiştir. Aynı çap kademesindeki çeyrek daire radyus yerine elips geçiş kullanmak gerilme yığılmasını dikkate değer biçimde düşürebilmektedir. Şekil 2.18 de görüldüğü üzere referans durumda $r/t = 1/3$ olan çeyrek daire radyus yerine $r/t = 1$ olan dairesel geçiş kullanmak kademeli bir mil için çentik faktörünü, dolayısıyla gerilme yığılmasını yaklaşık %17 oranında düşürmüştür. Aynı boyutlara sahip eliptik geçişlerde oran daha da artarak yaklaşık %20' ye ulaşmaktadır. Elips kesitin majör eksenini uzatmak sonuçları daha da iyileştirmektedir. (Schijve, 2009) Fakat bu çözüm milin kullanılabilir uzunluğunu kısaltmaktadır.



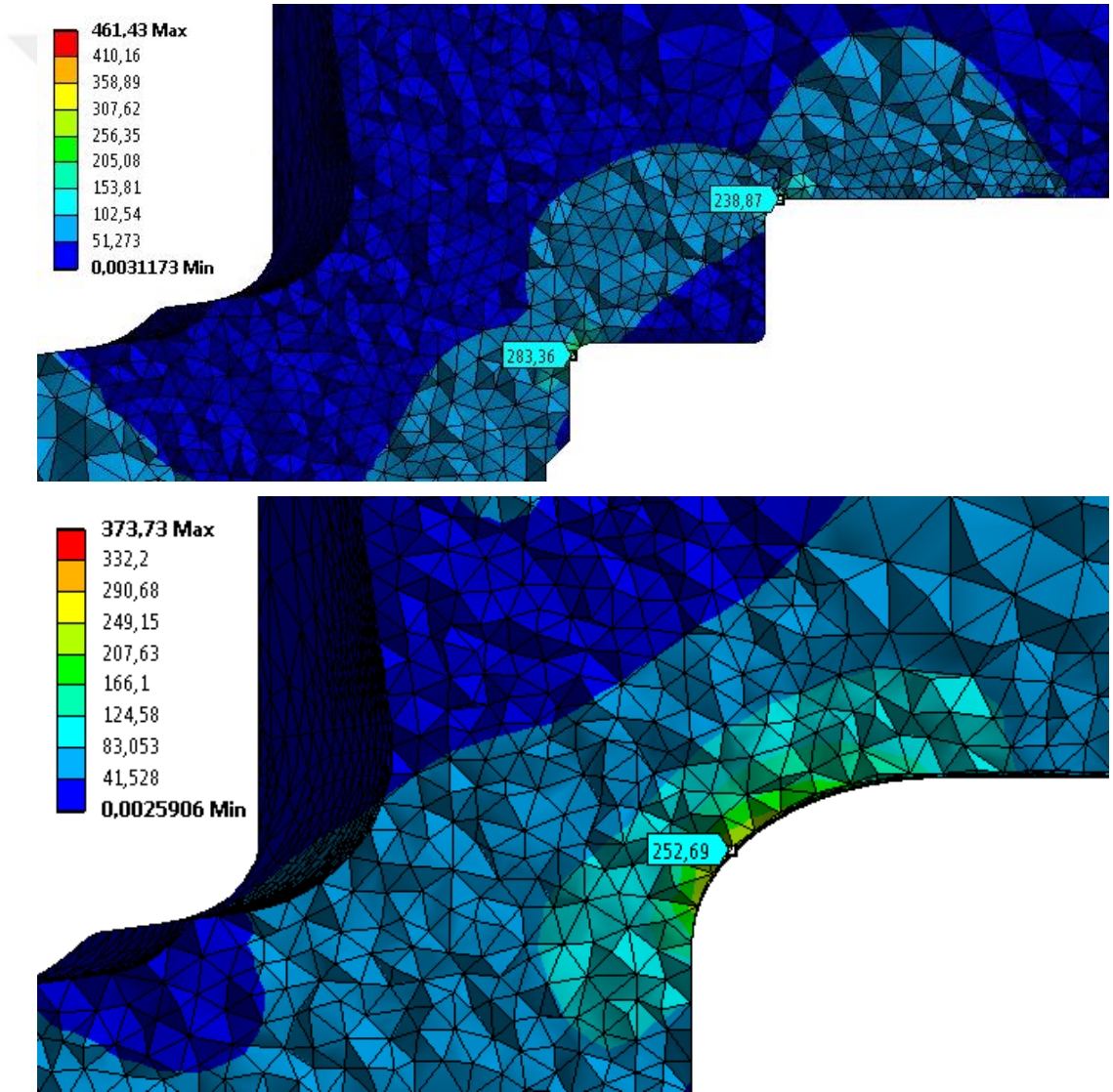
Şekil 3.18 Kademeli bir çekme numunesinde geçiş bölgesindeki yuvarlatmaların gerilme yığılmasına etkisi (Schijve, 2001).



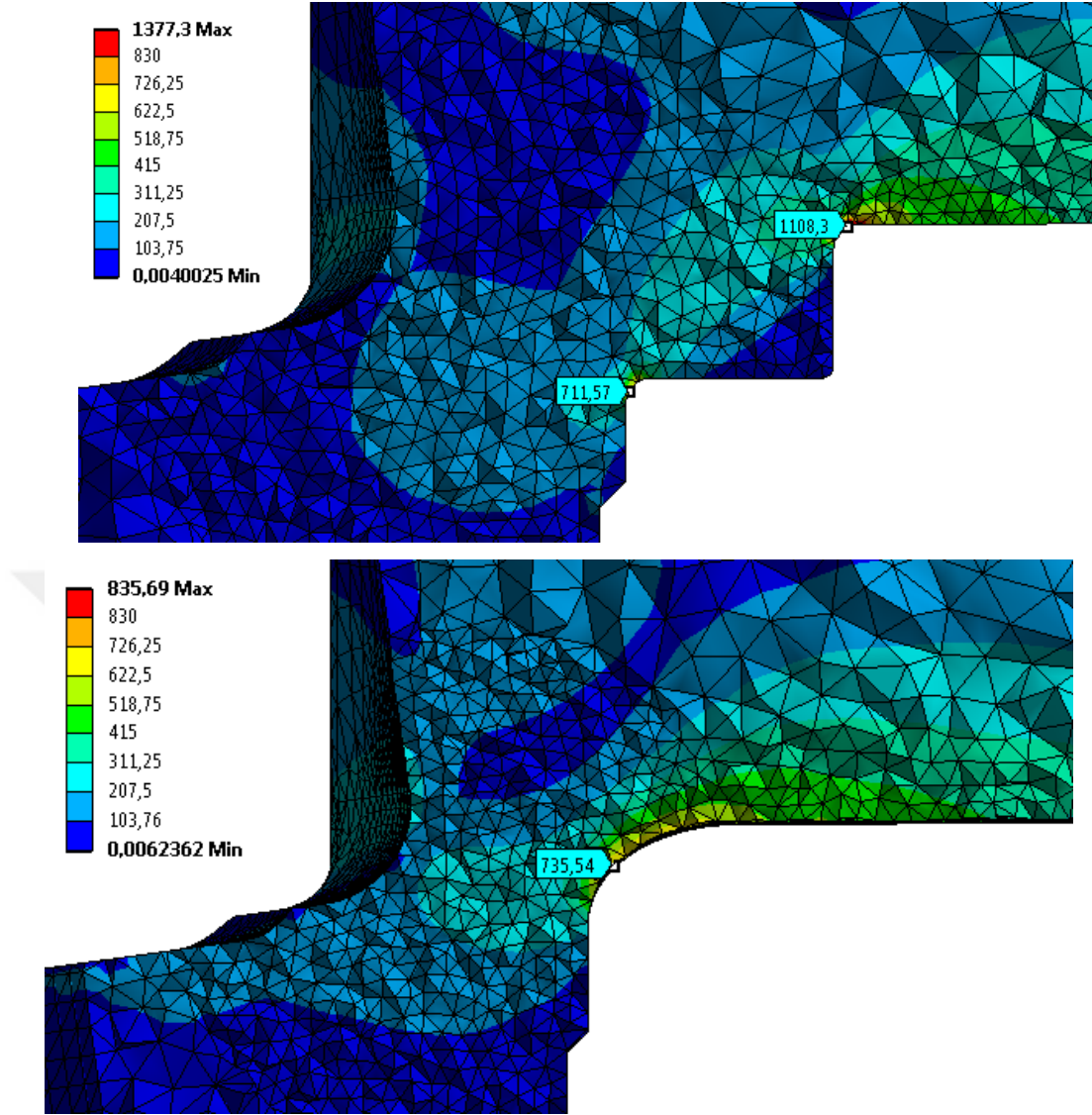
Şekil 3.19 Eliptik geçiş radyuslu tasarım alternatifi.

3.3.2.1 Tasarım Alternatifleri Karşılaştırması

3 boyutlu katı modelleri oluşturulan tasarım alternatiflerinin analizlerinde sınır şartları, uygulanan yükler, sonlu elemanlar ağı ve malzeme özellikleri daha önce sonuçları verilen analizlerle aynıdır. Muylu üzerine takılacak rulmanlar değiştirilmemiştir. Sonuçlarda amaca uygun olarak muylu geçiş bölgesinin çekiye çalışan alt tarafındaki gerilmeler ve gerilme dağılımları incelenmiştir. Maksimum gerilmeler daha önce sonuçları verilen analizlerdeki gibi basıya çalışan geçiş bölgesinde oluşmaktadır.



Şekil 3.20 4G düşey yük durumu için geçiş bölgesinde oluşan gerilmeler.

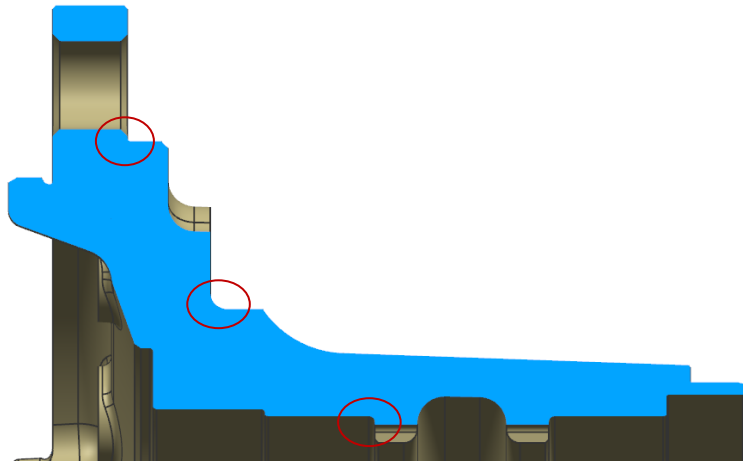
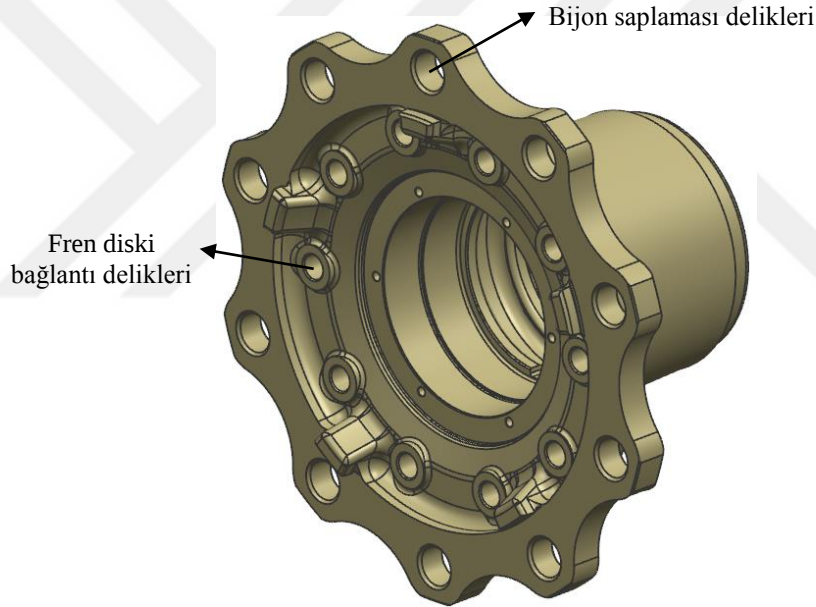


Şekil 3.21 1G Düşey + 1,25G Yanal yük durumu için geçiş bölgesinde oluşan gerilmeler.

Gerilme dağılımları ve değerleri incelendiğinde daha büyük çapa fakat küçük geçiş radiusuna sahip olan tasarım alternatifinde gerilmelerin parçanın merkezine doğru yayılmayıp geçiş bölgesine yığıldığı bu nedenle de okunan değerlerde ilk tasarıma göre artış olduğu görülmüştür. Eliptik geçişe sahip alternatifte ise her iki şekilde de görülebildiği gibi gerilmeler bir alanda toplanmak yerine yayılmış ve değerlerde ilk tasarıma kıyasla yük durumlarına göre sırasıyla %17 ve %22 oranında düşüş görülmüştür. Aradaki fark net olarak görülebildiği için diğer yük durumlarındaki analizler tekrarlanmamıştır. Tasarım eliptik geçişli alternatifte göre güncellenmiş olup daha sonraki bölümlerde yapılmış analizlerde bu model kullanılmıştır.

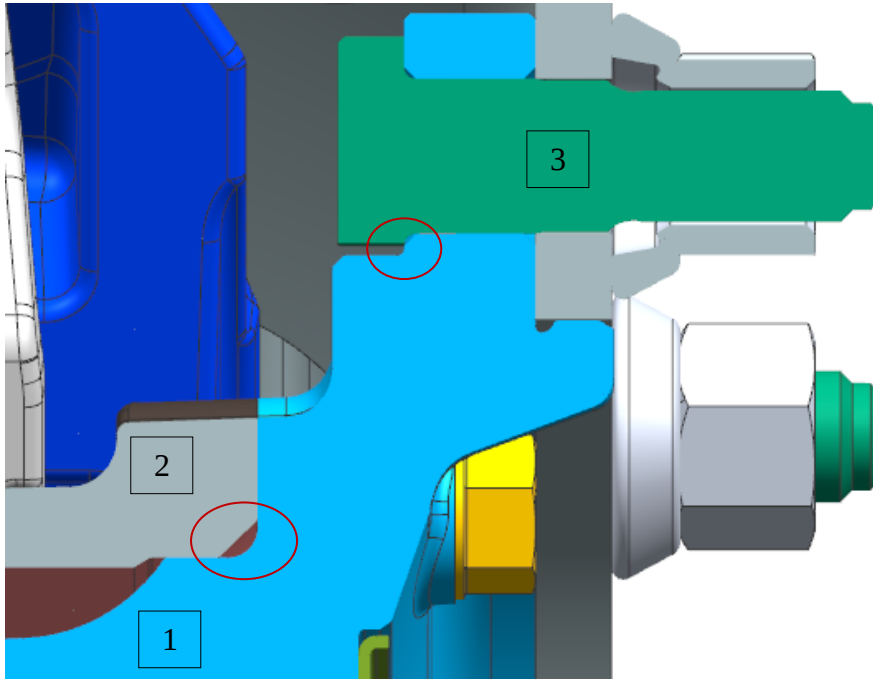
3.4 Poyra

Poyra, tekerlek ile birlikte dönen, üzerine jant ve fren diskinin bağlandığı parçadır. Bunun yanında keçe ve kapak ve abs bilezik dişlisi gibi yük taşımayan fakat fonksiyonel parçalar da poyraya takılır. Düşey, yanal kuvvetler ve fren kuvvetleri poyraya sıkı olarak çakılan 10 adet bijon saplaması üzerinden janta aktarılır. Bunun yanında fren diski de yine 10 adet cıvata ile poyra üzerine takılmaktadır. Tekerlek rulmanları poyraya sıkı olarak geçtiğinden rulmanların çıkarılabilmesi için gerekli boşaltmalar oluşturulmuştur. Montaj sırasında jantın merkezlenmesi, poyra üzerinde oluşturulan jant merkezleme çapı ile sağlanır. Döküm yöntemi ile üretilmektedir.



Şekil 3.22 Tasarımı yapılan poyranın izometrik ve kesit görünüşü.

Düşey, yanal kuvvetler ve fren kuvvetleri poyra üzerinde eğilme gerilmeleri oluşturmaktadır. Çalışma esnasında poyrayı en çok zorlayan yanal kuvvetlerdir. Bunun nedeni yaklaşık 520 mm' lik tekerlek dinamik radyusu neticesinde oluşan momenttir. Yanal kuvvet, aracın döndüğü virajın yönüne göre düşey kuvvetin yarattığı eğilmeyi güçlendirici veya zayıflatıcı etki yapmaktadır. Çünkü bu iki kuvvetten kaynaklanan eğilmeler aynı düzlemde, fren kuvvetinin yarattığı eğilme ise bu düzleme 90° açılı bir düzlemde oluşmaktadır. Yine tekerlek dinamik radyusundan kaynaklanan frenleme momenti ise poyrayı burulmaya zorlamaktadır. Fakat tasarımda kullanılan diskin bağlantı şekli neticesinde bu burulma momentinin etkilediği alan sadece disk bağlantı civataları ile bijon saplamaları arasındaki bölge ile sınırlı kalmaktadır. Şekil 2.22' de çember içerisinde gösterilen iki bölge tasarım açısından kritiktir. Bunlar, yukarıda bahsedilen kuvvetler neticesinde oluşan gerilmelerin yoğunlaştığı geçiş bölgeleridir. Oluşan gerilmelerin düşürülebilmesi için ilgili bölgelerdeki radyuslar mümkün olduğunca büyük tutulmalı ve poyranın genel tasarımı eğilmeye mukavim olacak koni formunda yapılmalıdır. Fakat poyra üzerine takılan fren disk, bijon saplamaları ve rulmanlar özellikle bahsedilen bölgelerde sınırlamalar oluşturmaktadır.



Şekil 3.23 Fren disk oturma pahu ve bijon saplaması kafa çapının kritik bölgelerdeki radyusları sınırlaması (1 – Poyra, 2 – Fren Diski, 3 – Bijon Saplaması).

Şekil 2.23 te görüldüğü gibi fren diskinin poyra üzerine geçme çapı ve alın yüzeyi köşesine pah kırılmıştır. Poyranın geçiş radyusu bu pahtan küçük olmak zorundadır. Aksi takdirde montaj yapılamaz. Benzer durum bijon saplaması oturma yüzeyinde geçerlidir. Bijon saplaması kafasının montaj esnasında dip radyusuna temas etmesi, montaj esnasında kafanın eğilerek fazladan yüklenmesine yol açar. Bu fazladan yükleme çalışma esnasında hasara neden olabilir. Rulman dip radyusları için ise olabilecek en büyük değer üretici firmalar tarafından kataloglarda belirtilmektedir. Gerekli ölçüler belirlenirken parçaların üretim ve işleme toleransları göz önünde bulundurulmalıdır.

3.4.1 Poyra Sonlu Elemanlar Analizleri

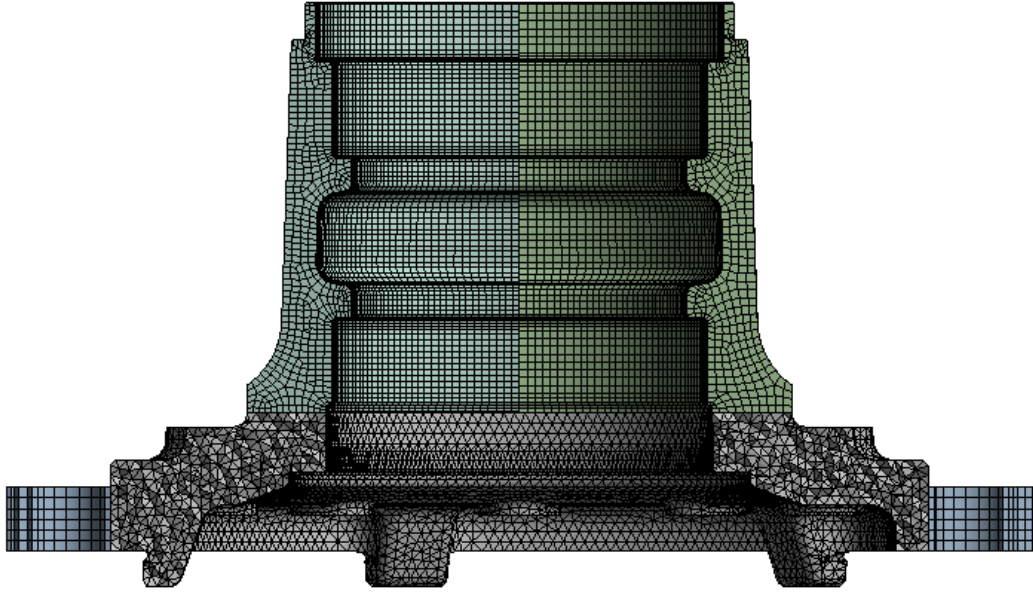
Yukarıda bahsedilen düşey, yanal kuvvetler ve fren kuvvetleri altında poyrada meydana gelen gerilmelerin belirlenebilmesi için sonlu elemanlar analizi çalışmaları yapılmıştır. Aksona gelen kuvvetler poyra üzerinden iletildiği için yük durumları olarak bir önceki bölümde akson için kullanılanlar burada da aynen kullanılmıştır. Malzeme olarak ANSYS kütüphanesinden SG Cast Iron BS2789 Grade 600/3 seçilmiştir. Bu malzeme GGG 60 küresel grafitli dökme demirin İngiliz standartlarına göre eşleniğidir.

Tablo 3.4 SG Cast Iron BS2789 Grade 600/3 (GGG 60) mekanik özellikleri.

Elastisite Modülü	173,7 GPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Gerilmesi	412 MPa
Kopma Gerilmesi	591 MPa

Sonlu elemanlara ayırma işleminde eleman kalitesini arttırabilmek ve gerilme yığılması ön görülen bölgelerde elemanların sayısını arttırmak için poyra modeli toplamda 4 parçaya ayrılarak ANSYS Workbench programına aktarılmıştır. Bunlardan ikisi tekerlek rulmanlarının takıldığı dairesel simetriye sahip bölüm, diğer ikisi ise bijon saplamalarının takıldığı ve fren diski bağlantısının yapıldığı bölümdür.

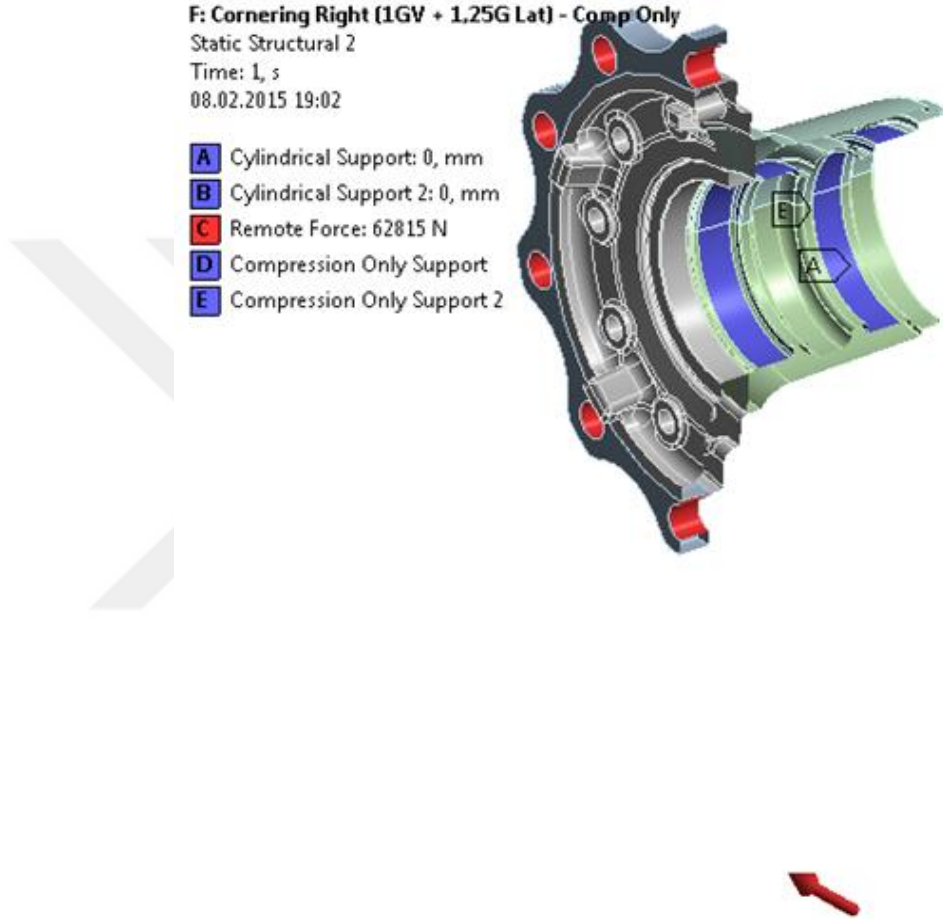
Parçalar arasında “Bonded” contact tanımlanarak parçalar birbirlerine bağlanmıştır. Sonlu elemanlar modeli 695306 düğüm noktası ve 315235 elemana sahip olup ortalama eleman kalitesi 0,829 dur.



Şekil 3.24 Poyra sonlu elemanlar modeli kesit görünüşü.

Sınır şartları olarak poyranın çalışma ve bağlantı şekline uygun olarak rulman oturma yüzeylerinden “Cylindrical Support” ile sadece radyal yönde sabitleme yapılmıştır. Düşey kuvvetler yanında yan kuvvetleri de taşıyan tekerlek rulmanları konik makaralı rulmanlar olduklarından sadece tek bir yönde eksenel kuvvet taşıyabilmektedir. Bu durumu sağlayabilecek sınır şartı, seçilen yüzeye sadece bası durumundaki kuvvetleri ileten “Compression Only” sınır şartıdır. Yan kuvvet durumlarında rulman dayama omuz yüzeylerine bu sınır şartı uygulanmıştır. Bununla birlikte “Compression Only” sınır şartı analizi nonlinear yaptığından, ilgili yüzeylere “Displacement” sınır şartı uygulanıp, bu yüzeylerin eksenel hareketleri engellenebilir. Frenleme durumunda ise poyranın dönmesini engellemek için fren diski bağlantı deliklerinin “Remote Displacement” sınır şartıyla poyra ekseninde dönüş hareketi kısıtlanmıştır. Diğer bütün yönlerdeki hareket ve dönüşler serbest bırakılmıştır.

Tekerleğe gelen kuvvetler “Remote Force” sınır koşulu ile yapılan analize göre ilgili yönlerde, bijon saplaması delik yüzeylerine uygulanmıştır. Kuvvetin uygulanma noktası tekerlek – yer temas noktasıdır. Bu şekilde düşey ve yan kuvvetin poyrada oluşturacağı eğilme ile frenleme kuvvetinin yarattığı burulma etkisi analize dâhil edilmiştir.

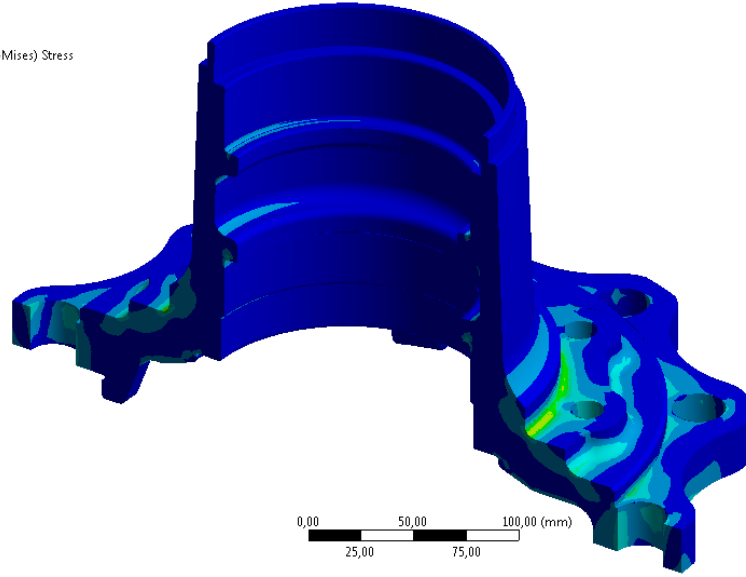


Şekil 3.25 Poyra sonlu elemanlar analizi sınır şartları.

Analizler sonucu elde edilen gerilmeler aşağıdaki şekillerde verilmiştir. Daha önce de bahsedildiği gibi poyra üzerindeki gerilmelerde en çok etkili olan yanal kuvvetlerdir. 1G düşey + 1,25 G yanal kuvvet altında yapılan analizde rulman dayama bölgesindeki gerilme akma sınırının üzerinde gözükse de bu sonucun o noktadaki eğilmeden değil sınır şartının yarattığı tekillikten oluştuğu düşünülmektedir. Diğer sonuçlarda akma gerilmesinin üzerinde gerilmelere rastlanmamıştır. Beklendiği gibi gerilmeler özellikle fren diski bağlantı yüzeyi geçiş radyusunda yoğunlaşmıştır.

E: Static Vertical (4G)
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
08.02.2015 16:27

412
366,23
320,45
277,76 Max
228,9
183,13
137,35
91,578
45,803
0,02888 Min

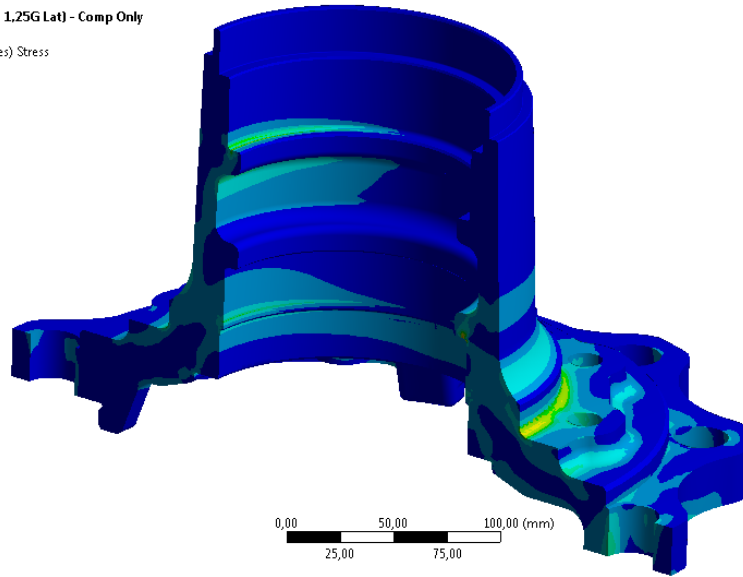


ANSYS
R15.0

Şekil 3.26 4G düşey yük durumu için poyra kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

F: Cornering Right (1GV + 1.25G Lat) - Comp Only
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 1
08.02.2015 16:58

451,88 Max
412
360,53
309,05
257,58
206,1
154,63
103,15
51,68
0,20517 Min



ANSYS
R15.0

Şekil 3.27 1G düşey + 1,25G yanal yük durumu için poyra kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

F: Cornering Right (1GV + 1,25G Lat) - Comp Only

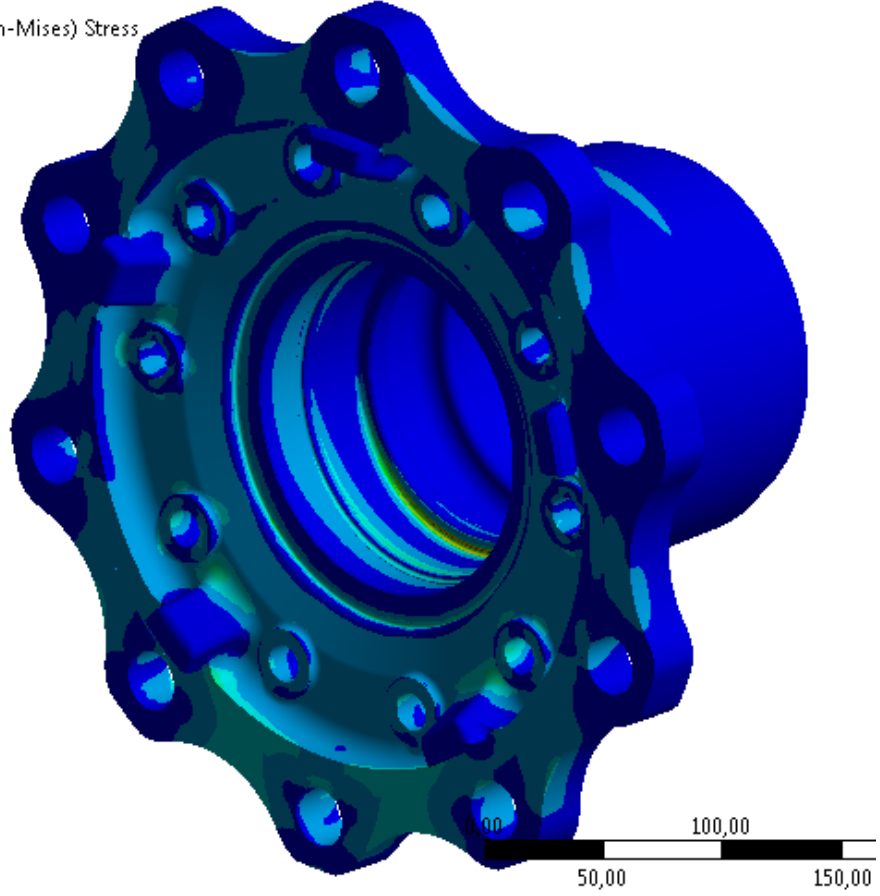
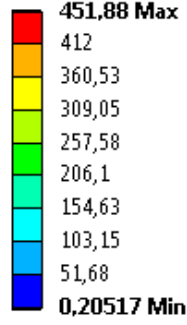
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

08.02.2015 19:06



Şekil 3.28 1G düşey + 1,25G yanal yük durumu için poyra üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

F: Cornering Right (1GV + 1,25G Lat) - Comp Only

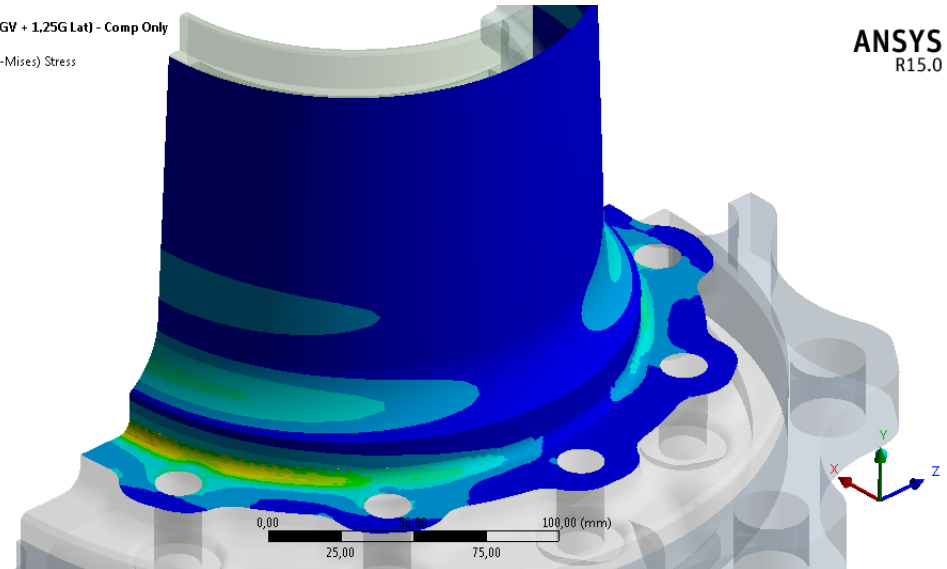
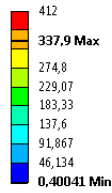
Equivalent Stress 2

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

08.02.2015 17:11



Şekil 3.29 1G düşey + 1,25G yanal yük durumu için poyra dış yüzeyi üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

G: Braking & Cornering (1GV + 0.75GLat + 0.75GLon)

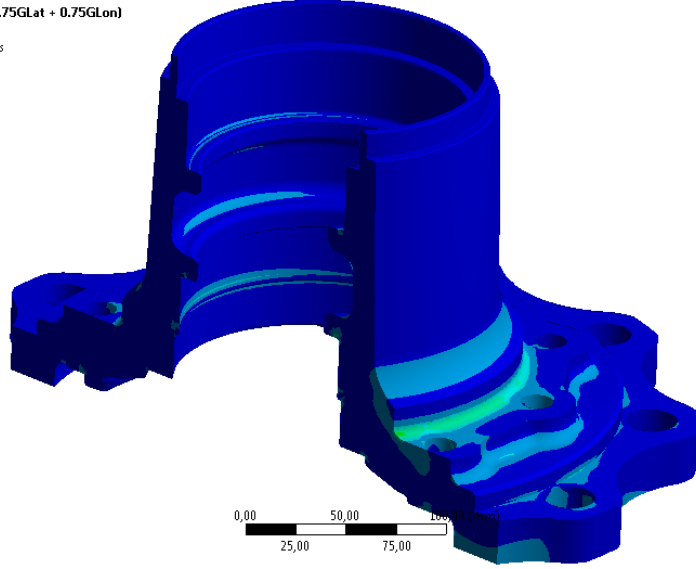
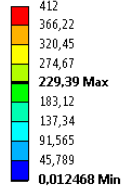
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

08.02.2015 17:34



ANSYS
R15.0

Şekil 3.30 1G düşey + 0,75G yanal + 0,75G fren yük durumu için poyra kesiti üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

H: Longitudinal Bump (1GV + 2.5G Lon)

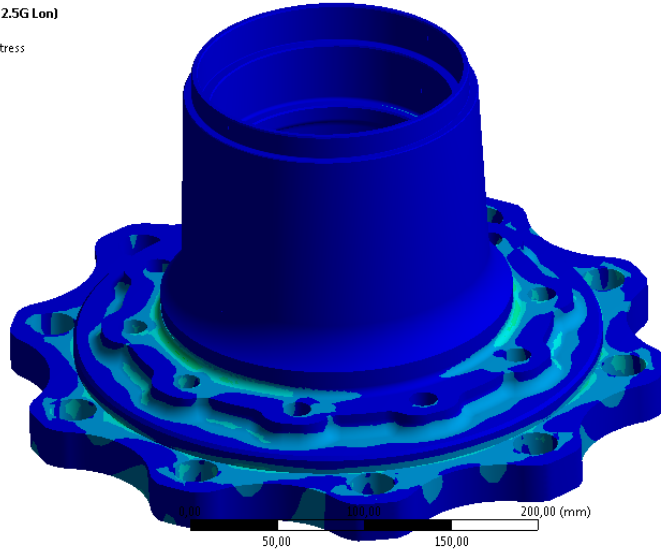
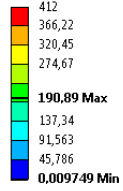
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

08.02.2015 18:59



ANSYS
R15.0

Şekil 3.31 1G düşey + 2,5G fren yük durumu için poyra üzerindeki eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

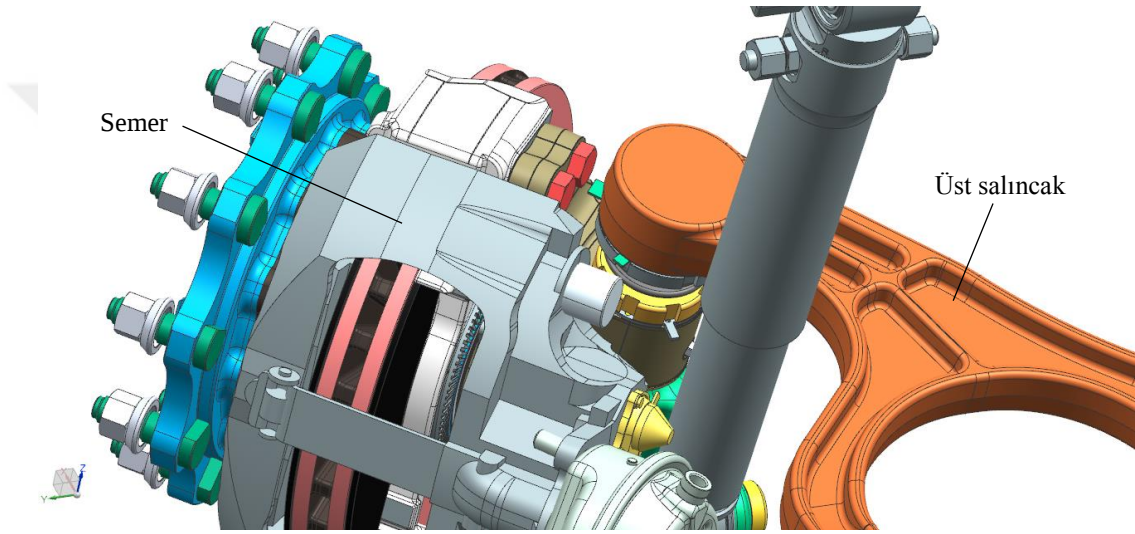
3.5 Dingil Pimi Grubu ve Salıncaklar

Dingil pimi grubu ve salıncaklar şasiden gelen bütün kuvvetleri aksona ileten, tekerleğin yönlenme ve yaylanma hareketini yapmasına olanak veren parçaların oluşturduğu gruptur. Gruptaki parçaların sayısının fazla olması ve kendi içlerinde farklı konstrüksiyona sahip olmaları neticesinde 3 başlık altında inceleme yapılmıştır. Her başlık altında ilgili parçaların görevleri, konstrüksiyon ve montaj detayları, sızdırmazlık ve yağlama çözümleri anlatılmıştır.

3.5.1 Üst Salıncak ve Rotil Bağlantıları

Çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminde salıncakların aksona bağlandıkları noktalarda hem yaylanma hem de dönmeye izin verebilecek mafsallara ihtiyaç vardır. Bu iki harekete de izin verebilecek en basit çözüm küresel mafsaldır (rotil). Binek araçlarda standart olarak kullanılan küresel mafsallar (rotil), bazı askeri araç uygulamalarında da yer bulabilmektedir. Küresel mafsalları kullanımı paketleme açısından avantajlıdır çünkü rotiller az yer kaplar. Bunun yanında küresel mafsalların en önemli sorunu yük taşıma kapasitelerinin sınırlı olması, özellikle büyük kuvvetler altında çalışma ömürlerinin kısa olması ve bakıma veya değişime gerek duyulmasıdır. Ticari taşıtlar kullanıcısına maddi getiri sağlayan araçlar olduklarından servis ve bakımda geçirilen sürenin mümkün olduğunca az olması gerekmektedir. Bu nedenle özellikle otobüs ve ağır ticari taşıtlardaki salıncak bağlantılarında, değişim gerektiren küresel mafsallar yerine; biri yaylanma, diğeri ise yönlendirme hareketine izin veren iki silindirik mafsalları kullanılarak hem daha fazla yük taşıyabilen hem de bakım gerektirmeyen tasarımlar yapılmaktadır.

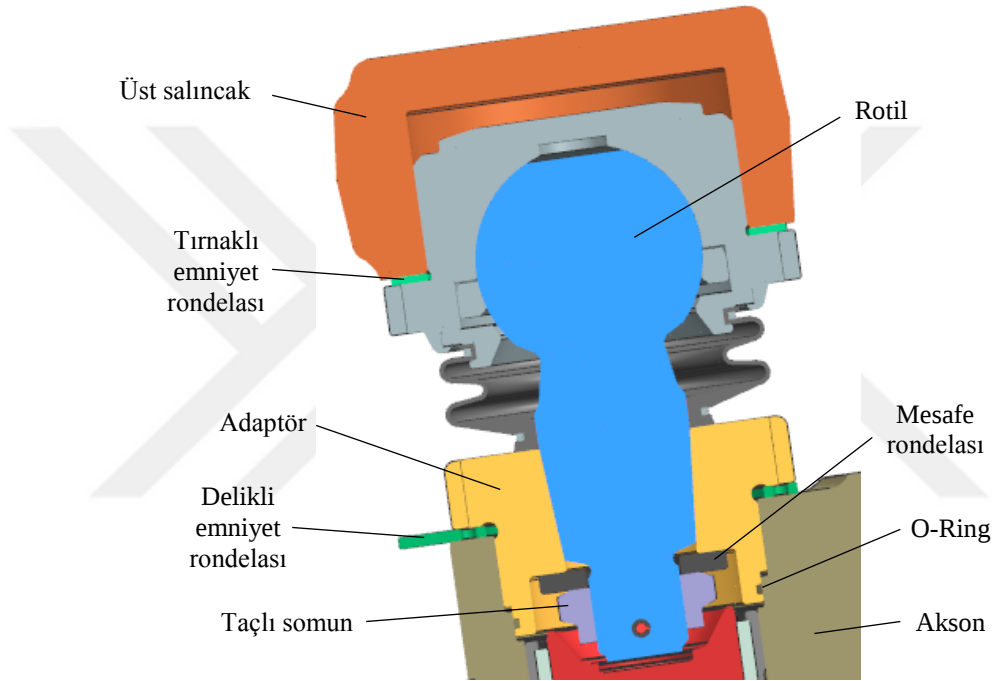
Bu çalışma kapsamında tasarımı yapılan bağımsız askı sisteminin üst salıncak bağlantısında ise yukarıda anlatılan olumsuz özelliklerine rağmen rotıl kullanılmıştır. Rotil kullanılmasının nedeni, maksimum iç tekerlek yönlendirme açısı 45° de, fren semeri konumunun silindirik mafsallı bağlantısına imkân vermemesidir. Aynı sebepten üst salıncak kolu tasarımı tek taraftan bağlanacak şekilde yapılmıştır. Rotil seçimi yapılırken mukavemet açısından, üst salıncağa gelen maksimum statik ve dinamik kuvvetler, yaylanma mesafesi açısından da rotinin izin verebildiği maksimum salınım açısı dikkate alınmıştır.



Şekil 3.32 45° iç tekerlek yönlendirme açısında semer ve üst salıncağın konumu.

Yapılan tasarım gereği yay elemanı direkt olarak aksan ile temas halinde olduğundan üst ve alt salıncak düşey kuvvet taşımamaktadır. Bu sayede salıncaklar üzerinde ilave bir eğilme oluşmaz. Çalışma esnasında üst salıncak, yan kuvvet ve fren kuvvetleri altında eğilmeye ve burulmaya zorlanmaktadır. Bu nedenle salıncağın kesiti eğilmeye ve burulmaya mukavim I profil formundadır. Oluşan burulmanın nedeni yine paketleme sorunları neticesinde rotil merkezinin salıncak ekseninden kaçık olmasıdır. Salıncağın üzerine gelen kuvvetlerin oluşturduğu gerilmeler ve iyileştirme çalışmaları sonraki bölümlerde detaylı olarak verilmiştir. Üst salıncağın tasarımı ve yerleşimi; frenleme durumunda salıncağa etkiyen boyuna yönde kuvvetin ve düşey artı yanal yüklerin bileşkesi durumunda etkiyen enine yönde kuvvetin oluşturacağı maksimum gerilme noktası basıya çalışacak şekilde yapılmıştır. Üst ve alt salıncakların şasi bağlantısı metal - kauçuk burçlarla yapılmaktadır.

Rotilin aksona ve salıncağa bağlantısı aşağıdaki şekilde görülmektedir. Rotilin yuva kısmı üst salıncağa pasolanarak takılır. Akson ve rotıl arasına konulan emniyet rondelasının kısa tırnağı rotilin ay anahtar yuvalarından denk gelene, uzun tırnak ise üst salıncak üzerindeki düz bölgeye kıvrılarak rotilin çözülmesi engellenmiş olur. Montajın hatasız yapılabilmesi için kısa tırnak üzerine “R”, uzun tırnak üzerine “S” harfi markalanmıştır. Emniyet rondelası dış ortamda çalışacağından paslanmaya karşı kromat kaplama uygulanacaktır.

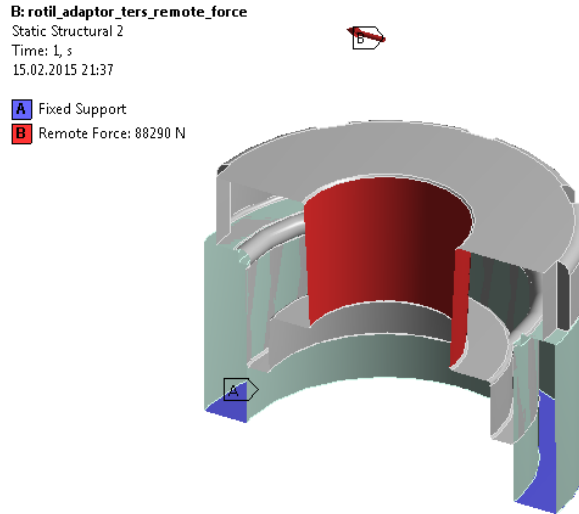


Rotilin konik kısmı ise konstrüksiyon gereği aksona direkt olarak takılamadığından akson-rotıl bağlantısını sağlamak için bir adaptör parça tasarlanmıştır. Rotilin koniği, adaptördeki yuvaya bir mesafe rondelası ve ince taçlı somun kullanılarak çektilir. Somunun çözülmemesi için yarıklı pim kullanılmıştır. Adaptör ise aksona ay anahtar ile pasolanarak takılmaktadır. Burada çözülmeye karşı emniyet olarak üzerinde delikler bulunan tırnaklı bir emniyet rondelası kullanılmıştır. Bu rondelanın üzerindeki delikler montaj esnasında aksondaki 2 adet pime geçirilir, daha sonra adaptör sıkılır ve rondelanın tırnağı anahtar yuvalarından birine geçirilerek montaj tamamlanır. Sistemin sızdırmazlığını adaptör üzerine takılacak o-ring sağlar. Rotilin sızdırmazlığını ise kendi üzerindeki körük sağlamaktadır.

Daha önce yapılan hesaplamalardan bulunan; üst salıncağa gelen kuvvet değerleri, tedarikçi firmaya verilmiş ve rotilin seçimi firma tarafından yapılmıştır. Bununla birlikte salıncak kuvvetlerinin tasarımı yapılan adaptörde yarattığı gerilmeleri görebilmek için sonlu elemanlar analizi çalışması yapılmıştır.

3.5.1.1 Adaptör Sonlu Elemanlar Analizi

Araç ağırlığı, viraj dönüşü ve frenleme nedeniyle oluşan kuvvetler üst salıncağa rotil küre merkezinden iletilir. Kuvvetlerin küre merkezinden salıncakların orta eksenini boyunca iletilmesi adaptör üzerinde moment oluşturur ve adaptörü eğilmeye zorlar. Yük altında adaptörün flanş kısmının bir yarısı akson üzerine basarken diğer yarısı da akson yüzeyinden ayrılmaya çalışır. Bu ayrılma durumu lineer (doğrusal) sonlu elemanlar analizlerinde görülemez ve elde edilen sonuçlar gerçek sonuçlardan daha düşük değerlerde olabilir. Çünkü lineer analizlerde temas (contact) durumları analiz boyunca değişmeden kalmaktadır. Adaptör, güvenlik açısından kritik bir parça olduğundan; parçanın yük altındaki hareketini ve oluşan gerilmeleri doğru olarak gösterebilecek nonlinear analiz yapılmıştır. Bu analizdeki nonlinear durum, seçilen temas (contact) tipinin ayrılmaya izin vermesinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.34 Adaptör sonlu elemanlar analizi sınır şartları.

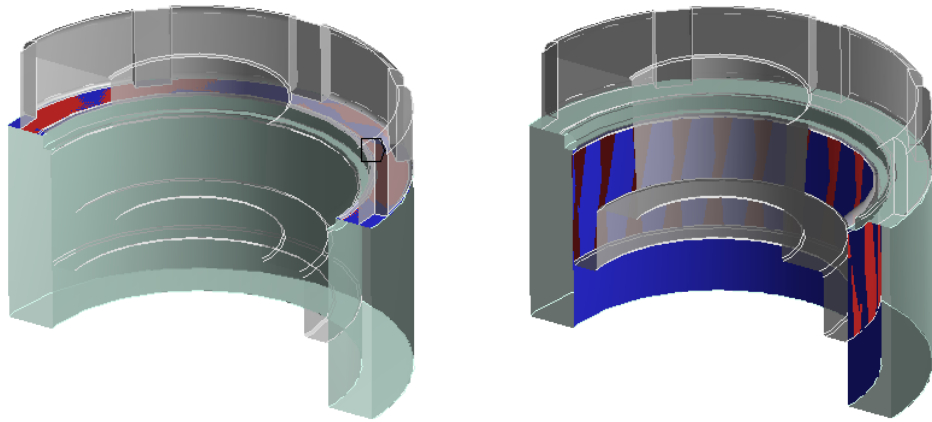
Sonlu elemanlar analizinde aksonu temsilen bir silindir çizilmiş ve adaptör bu silindir üstüne takılmıştır. Daha sonra silindir alt yüzeyinden “Fixed Support” sınır şartıyla tüm yönlerde sabitlenmiştir. Adaptörün pasolu kısmından aksone takıldığı bölgeye “Bonded” sınır şartı uygulanmış ve bu iki yüzey birbirine yapıştırılmıştır. Adaptör flanşının akson yüzeyine temas ettiği bölgeye ise “Frictional” sınır şartı verilmiştir. “Frictional” sınır şartı yüzeylerin birbiri içerisine girmesine müsaade etmez fakat yüzeyler arasında ayrılmaya ve kaymaya izin verir. Kayma esnasında oluşan sürtünme kuvveti, programa girilen sürtünme katsayısı ve analiz esnasında yüzeylerde oluşan normal kuvvet ile orantılıdır. Yapılan analizde sürtünme katsayısı 0,15 olarak alınmıştır. Kuvvet ile birlikte yukarıda anlatılan momentin etkisinin de oluşturulabilmesi için “Remote Force” sınır şartıyla adaptörün konik oturma yüzeyine 88290 N’lık (9000 kg) kuvvet uygulanmıştır. Kuvvetin uygulanma noktası, küre merkezinin adaptöre göre konumudur.

Frictional - ust_kulak_adaptor (1) To ust_kulak_adaptor (984)
15.02.2015 20:55

Frictional - ust_kulak_adaptor (1) To ust_kulak_adaptor (984)

Bonded - ust_kulak_adaptor (1) To ust_kulak_adaptor (984)
15.02.2015 20:55

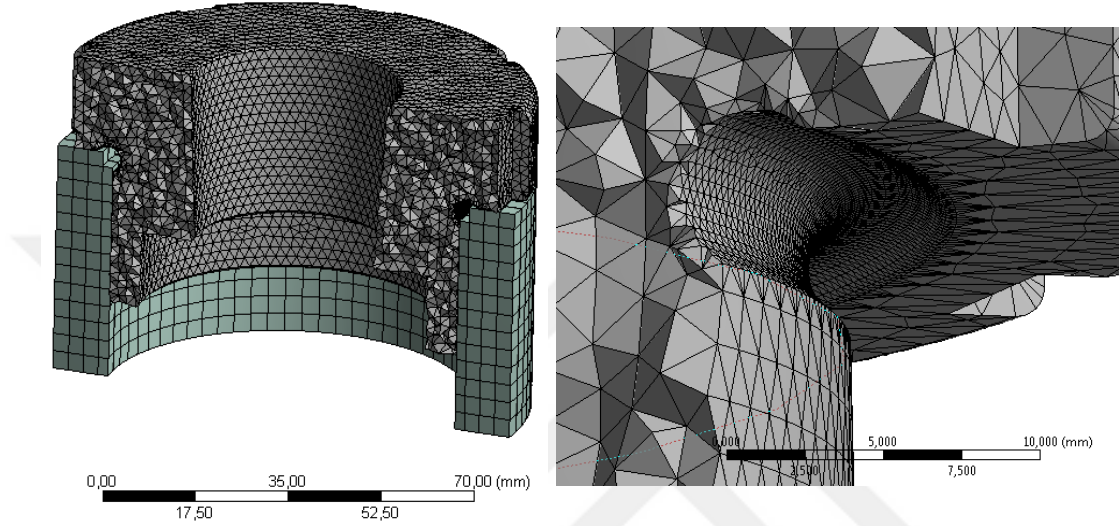
Bonded - ust_kulak_adaptor (1) To ust_kulak_adaptor (984)



Şekil 3.35 Adaptör sonlu elemanlar analizinde kullanılan temas durumları.

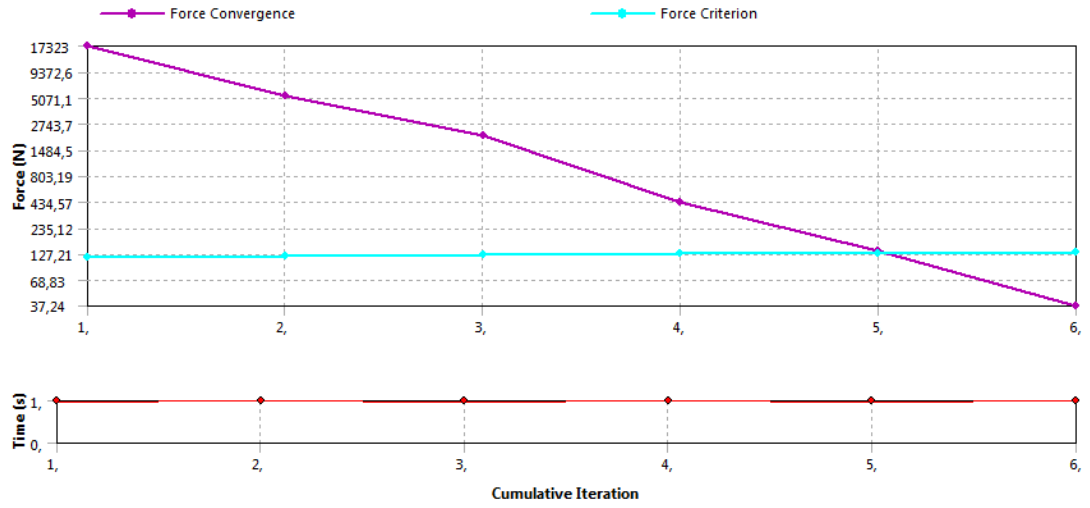
Adaptör üzerindeki en yüksek gerilme flanş geçiş bölgesinde beklenmektedir. Buradaki yarıçapı büyütmek gerilme yığılmasını azaltacaktır. Fakat yarıçapın ve aynı zamanda aksondaki yuvanın yarıçap ölçüsünün büyütülmesi, adaptörün aksone temas eden yüzey alanının azalmasına neden olur. Bu nedenle geçiş bölgesindeki yarıçap bir oyuntu biçiminde yapılmıştır. Adaptör malzemesi SAE 4140 olarak belirlenmiştir.

Elemanlara ayırma işleminde adaptör için 2 mm eleman boyutu kullanılmıştır. Bununla birlikte doğru sonuç alabilmek için en yüksek gerilme beklenen flanş geçiş bölgesi yüzeyinde eleman boyutu 0,5 mm ye düşürülmüştür. Toplam düğüm noktası ve eleman sayısı sırasıyla 368600 ve 237270 olup, ortalama eleman kalitesi 0,79' dur.

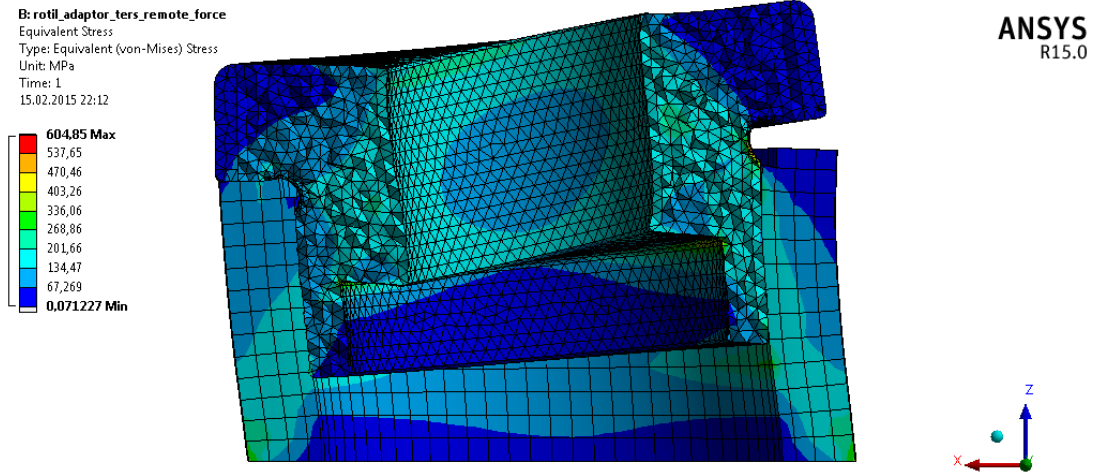


Şekil 3.36 Adaptör için oluşturulan sonlu elemanlar ağı kesiti ve geçiş radyus bölgesi.

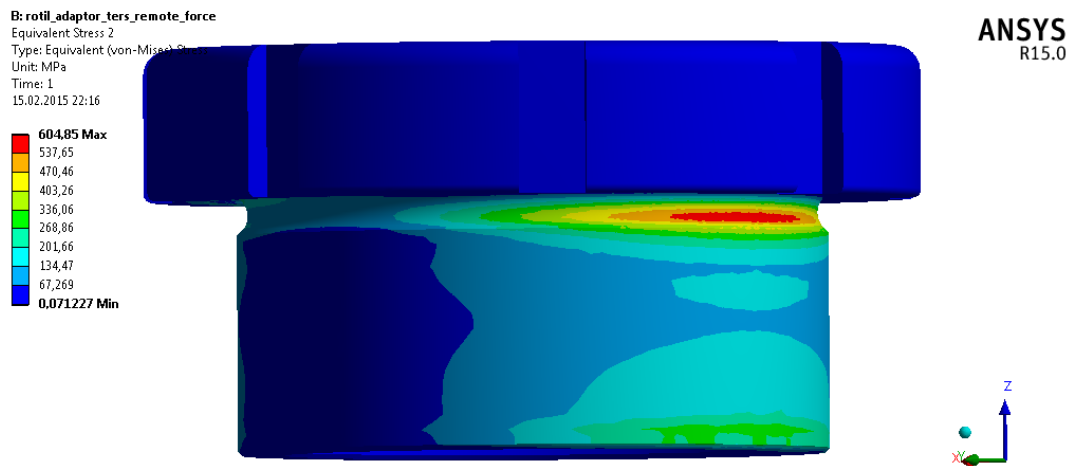
Analiz toplamda altı iterasyonda çözülmüştür. Sonuçlar incelendiğinde, tekerleğe gelen yanal kuvvetin 2,5 G olması durumunda oluşan maksimum 604,85 MPa'lık gerilmenin, malzemenin akma sınırının altında kaldığı görülmüştür. Beklendiği gibi en yüksek gerilme flanş geçiş bölgesinde oluşmaktadır. Deformasyon miktarı yaklaşık 100 kat büyütülüp ölçeklendirildiğinde adaptörün yük altındaki hareketi açıkça görülebilmektedir. Gerçek deformasyon miktarı ise yaklaşık olarak 0,1 mm dir. Parça tasarımı verilen yükler için uygundur.



Şekil 3.37 Adaptör sonlu elemanlar analizi yakınsama grafiği.



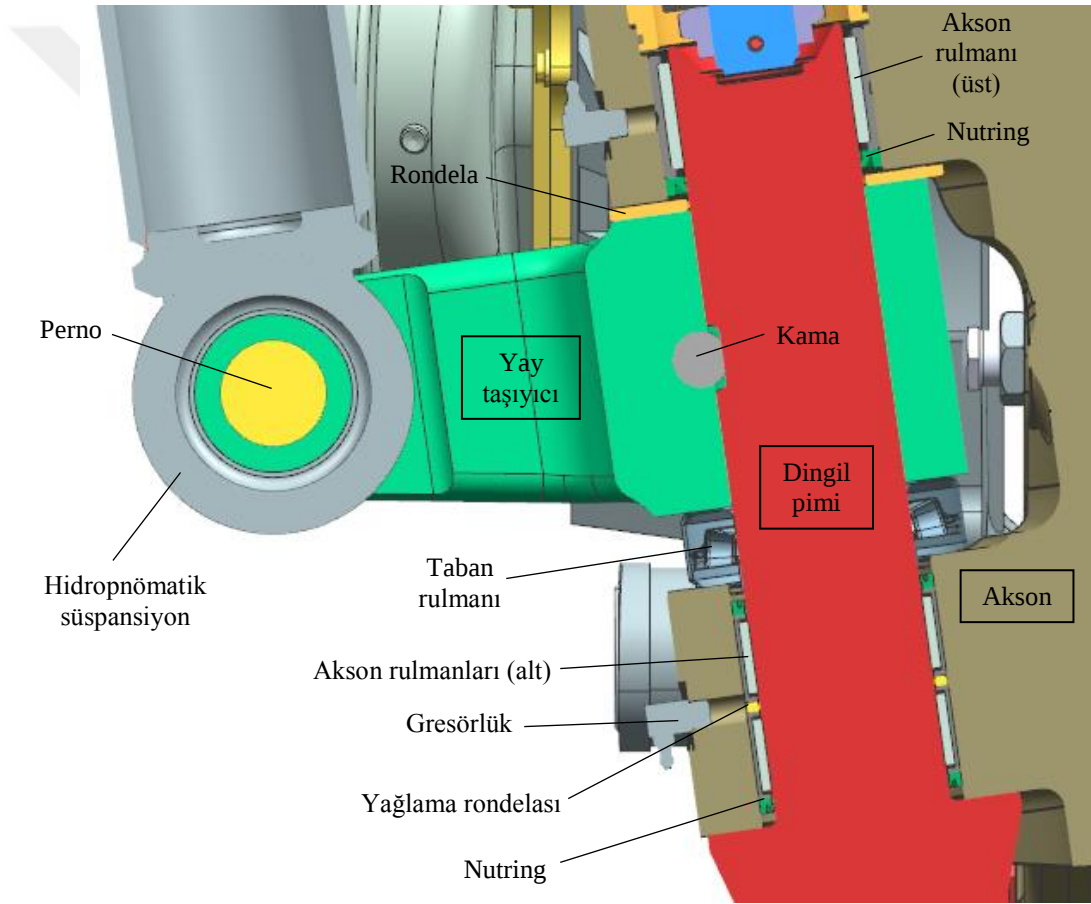
Şekil 3.38 Adaptörde yük altında oluşan deformasyon (100 kat büyütülmüş).



Şekil 3.39 2,5G yanal kuvvet durumu için adaptör üzerinde oluşan eşdeğer (Von-Mises) gerilmeler.

3.5.2 Dingil Pimi Grubu

Dingil pimi grubu, akson ile salıncakları birbirine bağlayan ana taşıyıcı parça dingil pimi ile birlikte, tekerleğin yönlendirilmesini sağlayan akson rulmanları, düşey kuvvetleri taşıyan taban rulmanı, yayın süspansiyona bağlantısını sağlayan yay taşıyıcı ve bunların yanında sızdırmazlık, yağlama ve sabitleme amacıyla kullanılan keçe, rondela, dingil pimi kaması gibi parçaları içerir. Aşağıdaki bölümde bu grubu oluşturan parçaların tasarımında göz önünde bulundurulacak unsurlar üzerinde durulmuştur.



Şekil 3.40 Dingil pimi grubunu oluşturan parçaların kesit görünüşü.

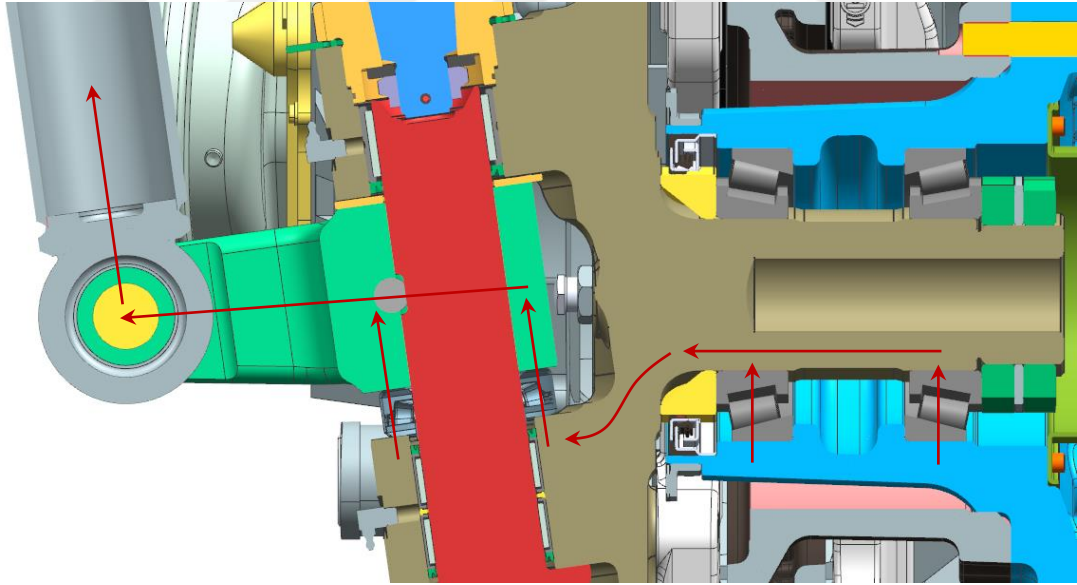
Dingil pimi aksona, üst ve alt kulaklardan rulmanlar ile yataklanmıştır. Bu rulmanlar düşey, yanıl ve fren kuvvetlerini akson üzerinden dingil pimine iletirken aynı zamanda aksonun yönlendirme hareketini yapmasına da olanak sağlar. Bazı konstrüksiyonlarda rulmanlar yerine kaymalı yataklar kullanılmaktadır, fakat kaymalı yataklar sürekli bakım gerektirmekte, aksonu döndürmek için harcanan enerji kayma sürtünmesi nedeniyle daha yüksek olmaktadır. Bunun yanında yüksek yük taşıma kapasiteleri kaymalı yatakların avantajıdır.

Akson rulmanları olarak iğne makaralı rulmanlar tercih edilmiştir. Bu rulmanların özelliği radyal yönde düşük yer kaplamalarına karşılık yüksek yük taşıma kapasitesine sahip olmalarıdır. Konstrüksiyonu mümkün olduğunca küçük hacme sıkıştırabilmek için, alt kulakta, iç bileziksiz iğne makaralı rulmanlar kullanılmıştır. İç bileziksiz rulmanlar, yuvarlanma elemanlarının temas ettiği parça yüzeyinin sertleştirilmesini ve çok düşük yüzey pürüzlülüğü (Rz 0,4) değerinde işlenmesini gerektirirler. Bu nedenle dingil pimi sementasyon yöntemiyle komple sertleştirilmiştir. Yüzey pürüzlülüğü, yüzey sertliği ve sertlik derinliğinin rulman üreticilerinin kataloglarında verilen değerlere uygun olması gerekmektedir. Aksi takdirde rulmanların yük taşıma kapasiteleri tam olarak kullanılamaz. Daha yüksek kuvvet gelen alt kulakta 2 adet rulman kullanılmıştır. Rulmanların düzenli aralıklarla tekrar yağlanabilmesi için aksona yağlama delikleri delinmiştir. Tekrar yağlama esnasında, gresin rulmanların içerisine rahatça girebilmesi iki rulmanın arasında boşluk bırakılmıştır. Üst kulakta kullanılacak rulmanın yağlama kanalı ve delikleri kendi üzerindedir.

İç bileziksiz iğne makaralı rulmanların dış bilezikleri sıkı geçme olarak takılmaktadır. Montaj için kullanılan çakma aparatı, rulmanların dış bileziklerinin eğilmemesi için bileziğin dış çapından basmalıdır. Montaj sırasında, rulmanlar arasında yağlama için bırakılan boşluğun muhafaza edilebilmesi için özel bir rondela tasarlanmıştır. Bu rondelanın üzerindeki kanallar, gresin rulman içerisine ulaşmasına olanak sağlarken, yüzeyde oluşturulan kademe çakma esnasında uygulanan kuvvetin ikinci rulmana uygun şekilde iletilmesini sağlar. Montaj kolaylığı açısından her iki rulman ve rondela paket halinde tek seferde monte edilir.

Rulmanların sızdırmazlığını sağlayabilmek için üst ve alt kulakta nutringler kullanılmıştır. Nutringler, kirletici maddelerin dışarıdan girmesine izin vermezken, yağlama esnasında basılan gresin dışarı çıkışına izin verir. Bu sayede zamanla rulmanların içerisine girmiş olabilecek parçacıklar, gresle birlikte dışarıya atılır.

Özellikle ağır ticari taşıtlar için yapılan bağımsız süspansiyon sistemlerinde önemli bir nokta, özellikle ön aksa gelen ağırlıklar 7000 - 8000 kg gibi oldukça yüksek değerlerde olduğundan, yay çevrim oranının mümkün olduğunca 1' e yaklaştırılmasıdır. Çevrim oranı arttıkça, daha büyük yaylar kullanmak gerekir, yapı elemanları daha çok zorlanır. Bu nedenle askı sistemi ağırlığı da artar. Bu çalışma kapsamında yapılan tasarımda düşey yükleri karşılayan hidropnömatik süspansiyon akson ile birlikte hareket ettiği için çevrim oranı 1' e çok yakındır. Süspansiyon, dingil pimi ile paralel olacak şekilde konumlandırılmıştır. Dingil pimine etkiyen momentlerin mümkün olduğunca azaltılabilmesi için süspansiyonun dingil pimine bağlantısını sağlayan yay taşıyıcı mümkün olduğunca kısa tutulmuştur.



Şekil 3.41 Tekerleğe gelen düşey kuvvetlerin izlediği yol.

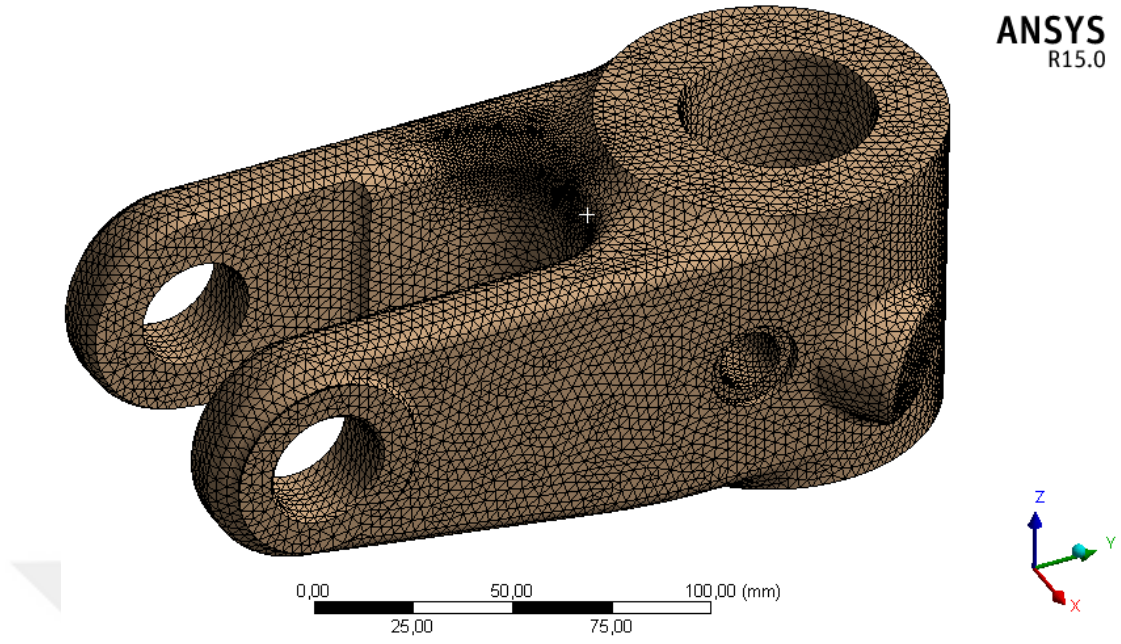
Tekerleğe gelen düşey kuvvetler eksenel taban rulmanı tarafından karşılanmaktadır. Bu rulman açıkta çalıştığından özel sac muhafaza ve nutring ile birlikte üretilmiştir. Çalışma esnasında dingil pimi ve yay taşıyıcının esnemesi nedeniyle rulmanın kasılmaması için yuvarlanma elemanı olarak konik masuralar kullanılmıştır.

Dingil piminin kendi ekseninde dönmeye karşı sabitlenmesi yanında montajdan sonra rulmanlar içerisinde kayıp düşmemesi için, yay taşıyıcıya açılmış bir delikten geçirilen kamanın düz yüzeyi dingil pimi üzerindeki boşaltmaya denk getirilir. Somunla çektilen kama bu şekilde dingil pimini sabitler. Yay taşıyıcı sürekli değişken yük altında çalıştığından, kama için delinen delik tarafsız eksene denk gelecek şekilde konumlandırılmıştır.

3.5.2.1 Yay Taşıyıcı Sonlu Elemanlar Analizi

Askı sistemindeki kritik öneme sahip parçalardan biri olan yay taşıyıcı, tekerleğe gelen düşey yöndeki kuvvetler nedeniyle eğilmeye çalışır. Çalışma esnasında yay taşıyıcı üzerinde oluşan gerilmelerin görülebilmesi için sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Gerçek montajda düşey yöndeki kuvvetleri taban rulmanı karşılar, oluşan eğilme momenti de dingil pimi tarafından karşılanır. Bu durumu analize yansıtabilmek için dingil pimi yuvası iç yüzeyine “Remote Displacement” sınır şartı ile sadece eksenel yönde harekete izin verilmiştir. Parçanın taban rulmanına temas eden alt yüzeyi ise “Displacement” sınır şartı ile sadece eksenel yönde sabitlenmiştir. Dönme hareketini engellemek için kama yuvası, dingil pimi eksenine etrafında dönmeyecek şekilde sabitlenmiştir. Parça üzerinde gerilme yığılması beklenen bölgeler olan gövde - kol geçiş yüzeyi ve kama yuvası – dingil pimi yuvası kesişim eğrisi üzerinde daha sık mesh oluşturulmuştur.

Parça tasarımı yapılırken gerilme yığılmalarını önlemek için kol ve gövde birleşim bölgelerinde büyük radyuslarla geçiş yapılmıştır. Analizde 4G (4 x 4000 kg = 16000 kg) yük yay bağlantı delikleri yüzeylerinden uygulanmıştır.

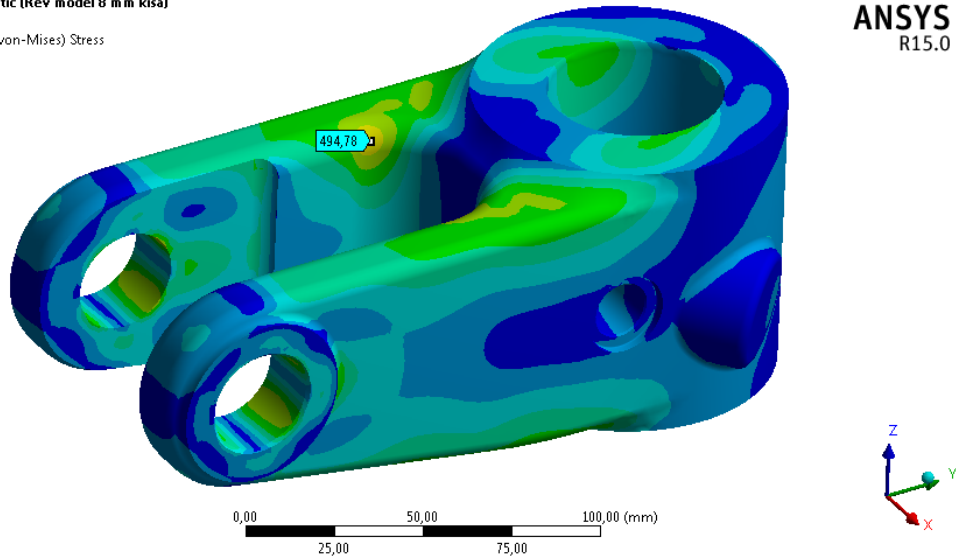


Şekil 3.42 Yay taşıyıcı sonlu elemanlar ağı.

Analiz sonuçlarında parça üzerindeki gerilmelerin beklenildiği gibi geçiş bölgelerinde yaklaşık 495 MPa ile en yüksek değerde olduğu görülmektedir. Gerilme skalasında gösterilen 675 MPa'lık değer parça tabanına verilen "Displacement" sınır şartından kaynaklanan tekil nokta üzerindedir ve dikkate alınmamıştır.

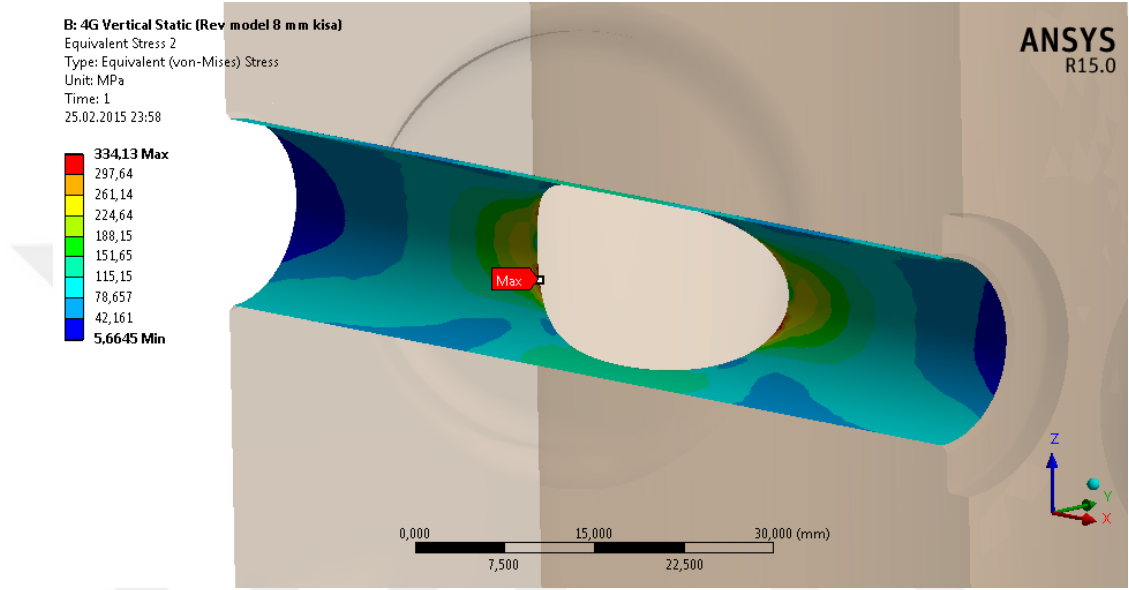
B: 4G Vertical Static (Rev model 8 mm kısa)
 Equivalent Stress
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 1
 25.02.2015 23:46

675,49 Max
 600,65
 525,8
 450,95
 376,11
 301,26
 226,42
 151,57
 76,723
 1,8772 Min



Şekil 3.43 Yay taşıyıcı üzerindeki gerilmeler.

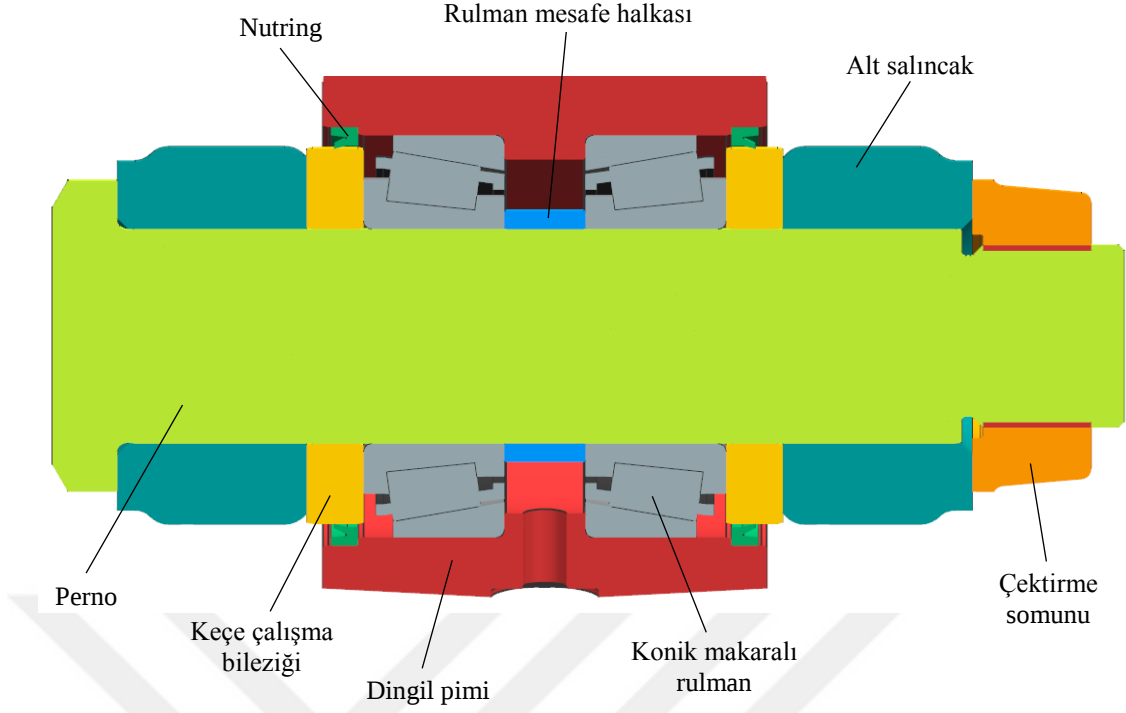
Bir diğer önemli bölge olan kama yuvası – dingil pimi yuvası kesişim eğrisi üzerindeki gerilmeler ise maksimum 334 MPa olarak okunmuştur. Fakat buradaki sonuç sivri kenar üzerinde olduğundan mesh yoğunluğundan direkt olarak etkilenir. Parçanın 770 MPa’lık akma sınırı göz önüne alındığında, 4G yük altında oluşan gerilmelerin güvenli sınırlar içerisinde olduğu sonucuna varılabilir.



Şekil 3.44 Kama yuvası yüzeyindeki gerilmeler.

3.5.3 Alt Salıncak Grubu

Alt salıncak grubu, alt salıncak ve salıncağın dingil pimine bağlantısında kullanılan perno, rulmanlar, rulman mesafe halkası, keçe çalışma bilezikleri, nutringler ve çektirme somunu parçalarından oluşur. Bu parçalar Şekil 2.42 de gösterilmiştir. Alt salıncağın dingil pimi ile bağlantısı, üst salıncaktan farklı olarak iki adet konik makaralı rulman kullanılarak yapılmıştır. Bunun nedeni alt salıncağa özellikle viraj dönüşü durumunda tekerlek dinamik radyusunun yarattığı momentten dolayı gelen yüksek kuvvetlerdir. Konik makaralı rulmanların radyal ve eksenel yükleri taşıma kapasiteleri yüksektir. Silindirik mafsallarıyla rijit bir bağlantı sağlanmıştır. Fakat üst veya alt salıncak mafsallarının biri silindirik olarak tasarlandığında süspansiyon sistemine kamber açısı verilemez. Bu nedenle düz gidiş stabilitesini arttırmak adına tekerlek eksenini, dingil pimi ekseninden 20 mm kaçık olarak tasarım yapılmıştır (kamber mesafesi).

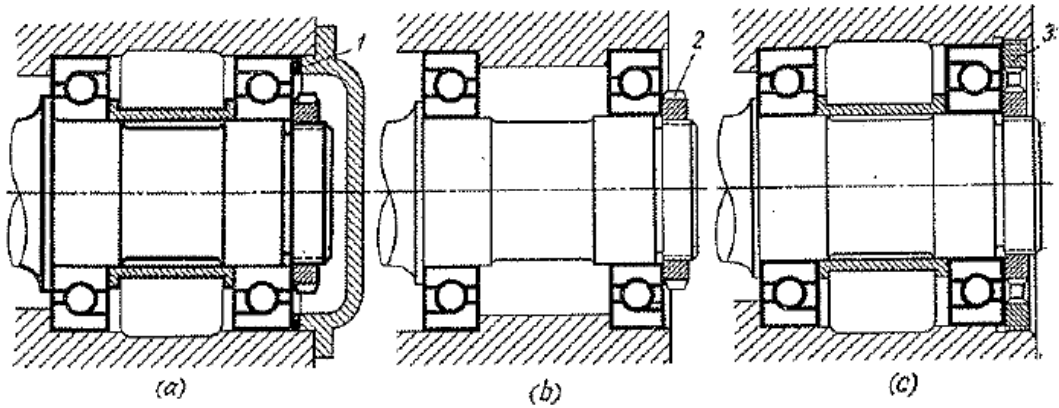


Şekil 3.45 Alt salıncak – dingil pimi bağlantı detayı.

Rulmanlar komple dönme hareketi yapmayıp, askı sistemi ile birlikte yol bozuklukları nedeniyle salınım hareketi yaparlar. Yüksek yük altında kalan temas noktasından yağın uzaklaşması ve yeterli dönme hareketi olmadığı için yağ dolaşımı oluşmaması neticesinde bilezik ve yuvarlanma elemanları yüzeylerinde yaşanan malzeme kaybı ve aşınma olarak basitçe tanımlanabilecek “False Brinelling” olayı bu şekilde çalışan rulmanlarda tasarım aşamasında dikkat edilmesi gereken bir noktadır. Yük durumundan dolayı rulmanların dış bilezikleri dingil pimine sıkı olarak çakılmaktadır. Perno ise iç bileziklere boşluklu olarak takılır. Montaj boşluklu olduğundan iç bilezikler zaman içerisinde perno üzerinde döner. Bu sayede yükün her zaman aynı noktaya gelmesi ve rulmanın sağlıklı çalışmasını bozan deformasyonun oluşması engellenir.

Seri üretimde montaj sürelerini olabildiğince düşürmek önemlidir. Bu hedefle alt salıncak grubunun montajı şu şekilde yapılmaktadır:

- 1- Konik makaralı rulmanların dış bilezikleri dingil pimine çakılır.
- 2- Nutringler dingil pimine çakılır.
- 3- Dış çapı perno dış çapı ile, iç çapı ise perno ucundaki pasolu çap ile aynı, uzunluğu ise alt salıncığın montaj boşluğundan bir miktar daha kısa olarak imal edilmiş bir boru üzerine 1. keçe çalışma bileziği, 1. Rulman iç bileziği ve rulman mesafe halkası geçirilir.
- 4- Yapılan alt montaj dingil pimi içerisine sürülerek takılırken diğer taraftan 2. rulman iç bileziği ve keçe çalışma halkası geçirilir.
- 5- Alt montaj tamamlandığında alt salıncak uygun konuma getirilir ve perno yuvasından itirilerek takılır.
- 6- Perno takılırken daha önce alt montajda kullanılan boruyu iter ve yerine geçer.
- 7- Perno takıldıktan sonra çekirtme somunu sıkılarak montaj tamamlanır.



Şekil 3.46 Rulman boşluğu ayar metotları (Orlov, 1976).

Bağlantıda önemli bir unsur da konik makaralı rulmanlar kullanılması nedeniyle gereken rulman boşluk ayarıdır. Tasarımda bu boşluk ayarı Şekil 2.43 (b) deki gibi somunun sıkılması ile yapılmaktadır. Diğer yöntemler dış bilezik – kapak arasında şim kullanmak (a) ve iç ve dış bilezik için ayarlı somun kullanmak olarak (c) sıralanabilir. Bunlar dışında başka yöntemler de mevcuttur.

Somun, rulmanlar oynamayacak kadar sıkıldıktan sonra belirli bir miktar gevşetilmesi boşluk ayarının kullanılan genellikle yöntemidir. Ayar yapıldıktan sonra somun ayrı bir cıvata ile kitlenir. Fakat bu yöntem hem montaj süresini önemli ölçüde uzatmakta, hem de hatalara sebep olabilmektedir.

Bu çalışmada rulman boşluğuna etki edebilecek ölçüler mümkün olduğunca dar toleranslarda işlenmiştir. Ayar işlemini ortadan kaldırmak için, ölçüsü hassas olarak kontrol edilen taşlanmış ve belirli genişliğe sahip bir mesafe halkası kullanılmıştır. Bu sayede her seferinde sadece somun sıkılarak uygun boşluğa sahip montaj yapılabilir. Montaj yapılırken alt salıncağın çatal kısmı yaklaşık 0,5 mm esnemektedir. Bu esneme, parçanın maksimum gerilme altında olan bölgesinde baskı gerilmeleri oluşturduğu için mukavemet açısından pozitif etki yapmaktadır.

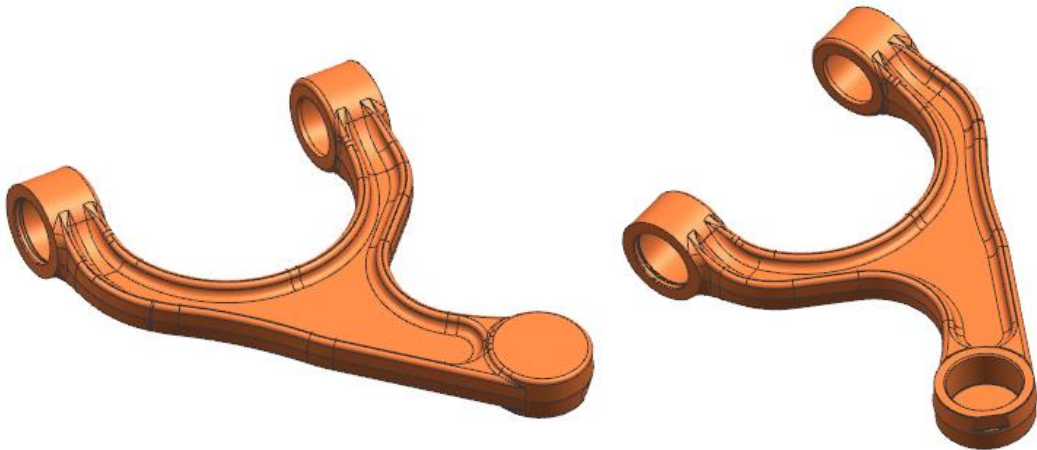
Rulmanların çevre şartlarına karşı korunabilmesi ve sızdırmazlığın sağlanması için aksonda olduğu gibi nutringler kullanılmıştır. Yağlama işlemi için Şekil 2.42 de görülen deliğe takılan gresörlükten rulmanlara gres basılır. Rulmanlara dayanan keçe çalışma bilezikleri ve rulman mesafe halkası yüzeyleri, aşınmalara karşı sementasyon işlemi ile sertleştirilir.

BÖLÜM DÖRT

ÜST SALINCAK GÜÇLENDİRME VE YAPISAL OPTİMİZASYON ÇALIŞMASI

4.1 Giriş

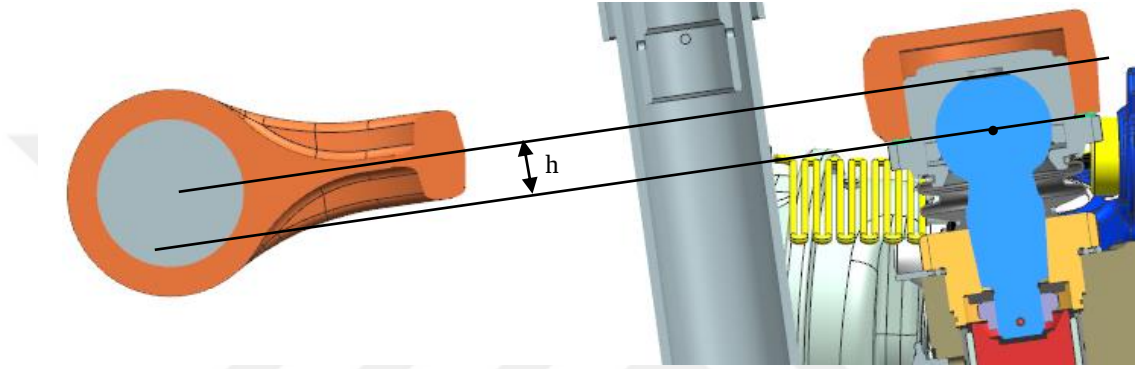
Tasarımı ve sonlu elemanlar analizi sonuçları önceki bölümlerde verilen üst salıncak parçasında görülen gerilmenin; standart araç ağırlığı (düşey kuvvet), yanıl kuvvet ve fren kuvvetleri durumlarında malzemenin akma gerilmesi altında kalmaktadır. Bununla birlikte aracın kötü yol testlerinde karşılaşılabilen 4G (araç ağırlığının 4 katı) düşey kuvvet altında yapılan analizde üst salıncak parçası üzerinde oluşan gerilmenin malzemenin akma mukavemetinin üzerinde olduğu görülmüştür. Buradan hareketle parça üzerine gelen gerilmeyi azaltma amaçlı çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmaların ilki parçanın ağırlığını arttırmadan veya az miktarda arttırarak üzerindeki gerilmeyi azaltma yolunda şekil mukavemetini iyileştirmektir. Daha sonra ise bir optimizasyon çalışmasıyla parça üzerindeki gerilmeyi düşürmede belirlenen 2 parametrenin etkisi incelenmiş ve bunların en uygun kombinasyonu parça ağırlığı da göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Bu bölümde yapılan çalışmanın detayları anlatılmıştır.



Şekil 4.1 Optimizasyon öncesi üst salıncak katı modeli.

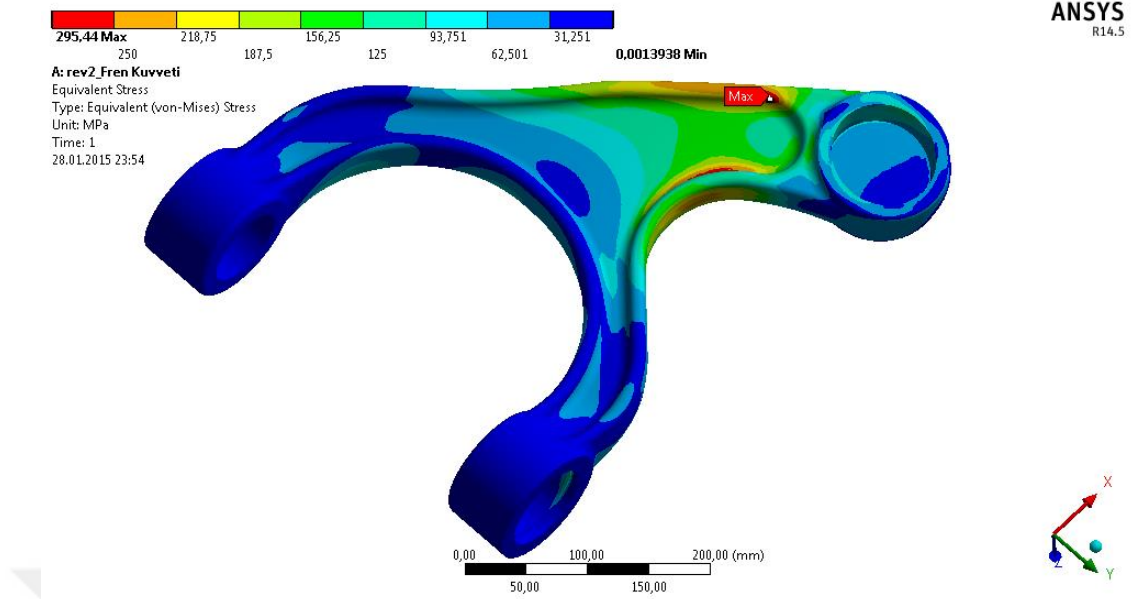
4.2 Şekil Mukavemeti İyileştirme Çalışmaları

Yapılan analizlerde, üst salıncak üzerinde oluşan gerilmenin bir bölgede yoğunlaştığı görülmektedir. Analiz sonuçları ve parçanın deformasyon şekli incelendiğinde bu gerilmeyi oluşturan sebebin, üst salıncağın aksone bağlantısını sağlayan rotinin küre merkezi ile salıncağın şasi bağlantı noktası arasındaki farkın yarattığı eğilme momenti olduğu görülmüştür.

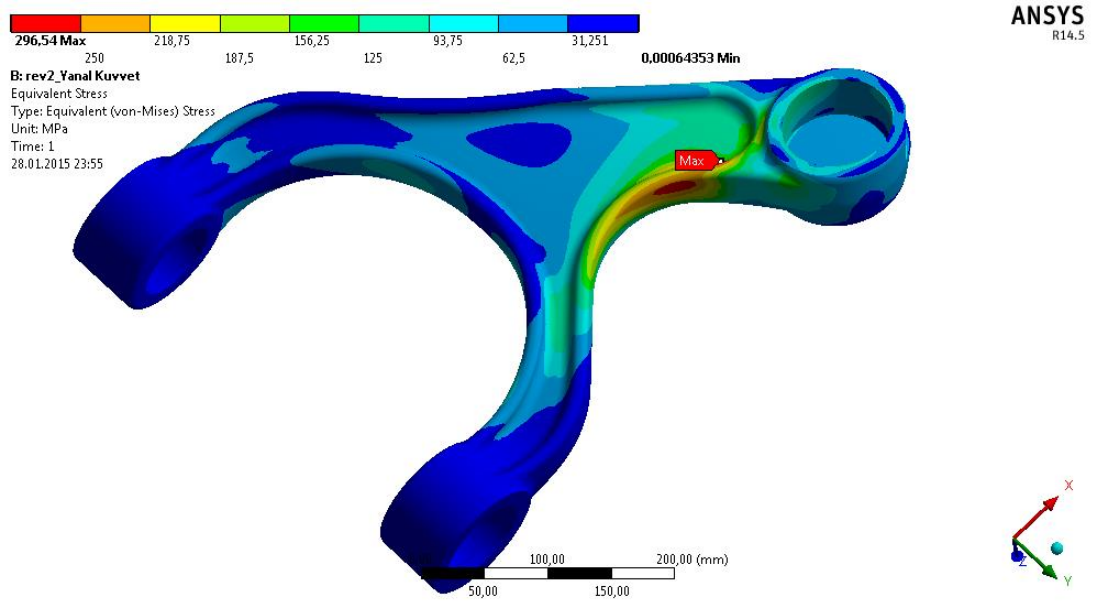


Şekil 4.2 Üst salıncakta eğilme momenti oluşturan mesafe.

Üst salıncağın düzlemsel değil de S kesitli bir parça olarak tasarlanmasıyla bu mesafe ortadan kaldırılıp eğilme momenti oluşması engellenebilir fakat bu çözüm mevcut durumda aynı parçanın hem sağ hem sol askı sistemi için kullanılmasını engellemektedir. Zira S kesitli olarak tasarlanan salıncağın sağ ve sol askı sistemleri için iki ayrı parça olarak imal edilmesi gerekmekte; bu da kalıp ve dolayısıyla ilk yatırım maliyetlerinin iki katına çıkması anlamına gelmektedir. Daha önceki bölümde bahsedilen 4G değerindeki düşey kuvvet, askı sistemine sürekli olarak etkimemekte, yalnızca aşırı zorlamalarda ve nadir olarak karşılaşılmaktadır. Bu yüzden parçanın mevcut düzlemsel yapısı korunarak sağ ve sol askı sistemleri için aynı parça kullanımı avantajı korunarak parça üzerindeki gerilmenin şekil mukavemetinin form değişiklikleri ile arttırılması düşünülmüştür. Optimizasyon öncesi üst salıncak üzerindeki gerilmeler fren durumu için maksimum 295,44 MPa ve yanal kuvvet durumu için 296,54 MPa olup bu değerler eğilmeye çalışan parçanın en zayıf kesitinde meydana gelmektedir.



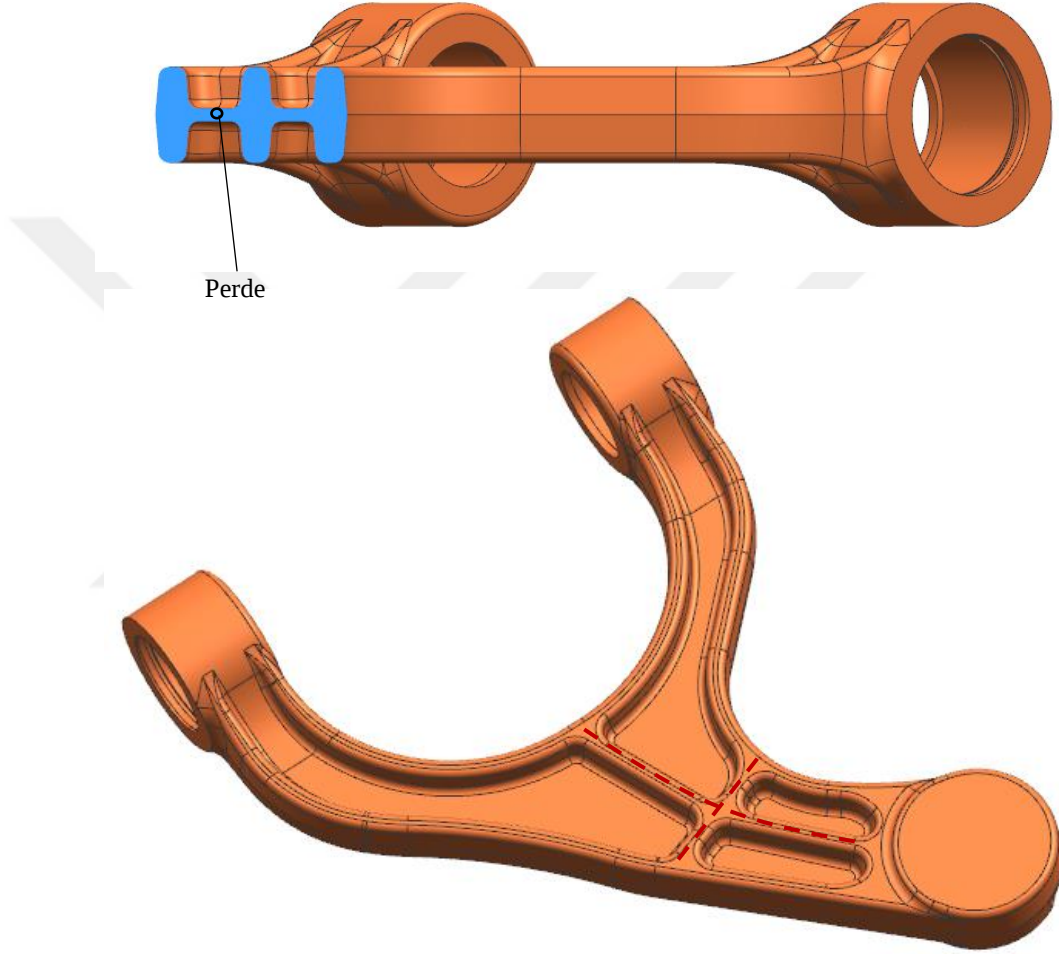
Şekil 4.3 Optimizasyon öncesi üst salıncakta frenleme durumunda oluşan gerilmeler.



Şekil 4.4 Optimizasyon öncesi üst salıncakta viraj dönüşü (yan kuvvet) durumunda oluşan gerilmeler.

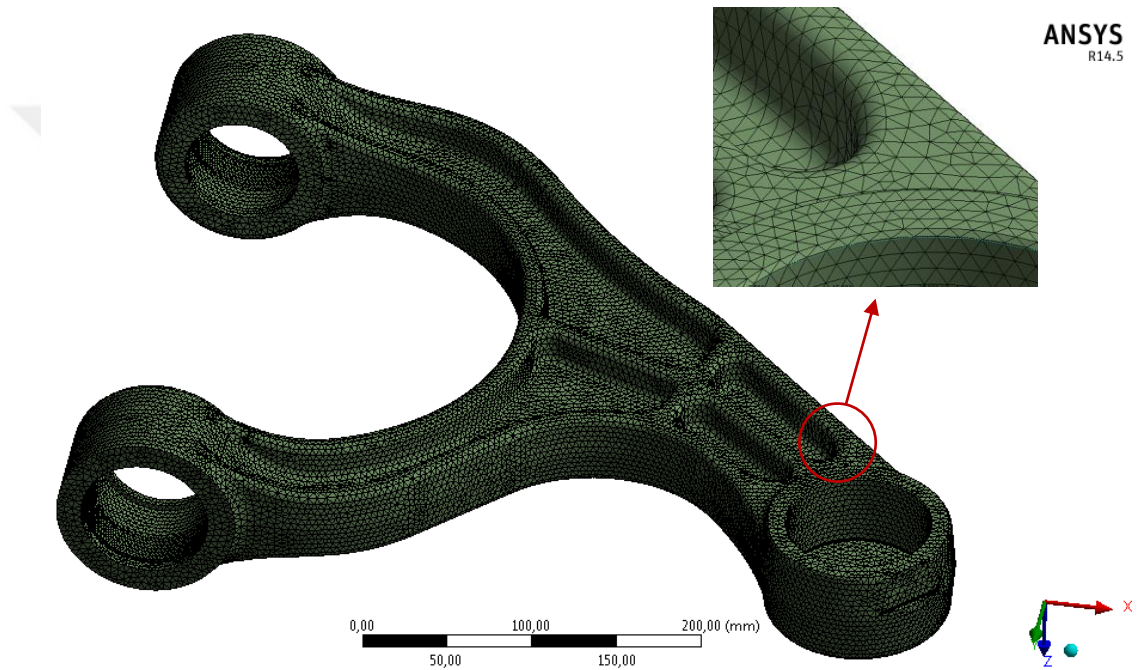
Şekil mukavemetinin artırılması amacıyla parçanın zayıf kesitinin rijitleştirilmesi, dolayısıyla maksimum gerilmenin parçanın daha mukavim bir bölgesine aktararak azaltılması sağlanmaya çalışılmıştır. İlk deneme olarak üzerine çaprazlamasına federler atılmış fakat yapılan analizlerin sonuçlarında beklenen iyileşme görülemedi. Gerilmemelerin, atılan federlerin yan duvarlarla birleştiği noktalarda yoğunlaşması neticesinde orijinal parçaya göre daha yüksek değerler okunmuştur.

Daha sonraki aşamada parçanın zayıf kesitinde eğilmeye mukavemeti yüksek I profil oluşturularak kesitin rijitleştirilmesi düşünülmüştür. I profil oluşturmak amacıyla parçanın ortasından geçen bir feder eklenmiş ve bu hatta dik başka bir feder ile da yan duvarlar ile bağlantı sağlanmıştır. Bu sayede parçanın orta bölümündeki perde kalınlığı azaltılabilmektedir.



Şekil 4.5 Eğilmeye karşı mukavemeti arttırmak için parça kesitinde oluşturulmuş I profil formunun üstten ve kesit görünüşü.

Yapılan iyileştirmenin parça üzerindeki gerilmelere etkilerini görmek için yapılan analizler tekrarlanmıştır. Analizde kullanılan malzeme, sınır şartları ve eleman boyutu daha önce orijinal parçaya yapılan analizle aynı tutularak bunların sonuca olabilecek etkileri engellenmiştir. Sonuçlarda yeterli hassasiyeti sağlayabilmek için parçaya 4 mm “Body Sizing” uygulanmıştır. Bunun sonucunda toplamda 495.235 düğüm noktası ve 330.545 elemana sahip ağ yapısı oluşturulmuştur. Parça üzerinde gerilme yığılmasının beklendiği bölgeler en az 2 eleman ile temsil edilmektedir. Parçanın ortalama eleman kalitesi ise 0,829 dur.

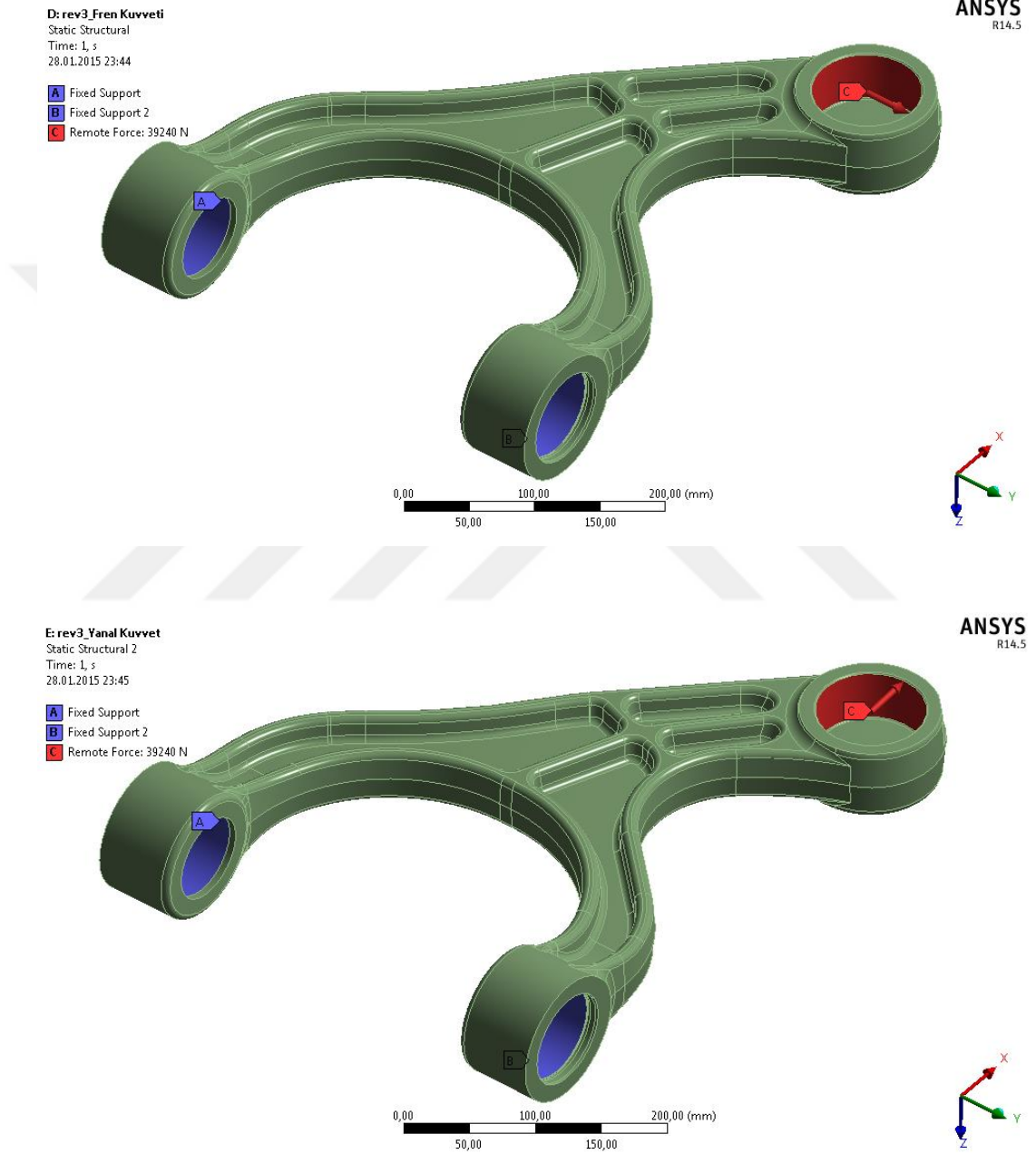


Şekil 4.6 Sonlu elemanlar ağı ve muhtemel gerilme yığılması bölgesi detay görünüşü.

Parça gerçek çalışma şartlarında şasiye bağlanan burçlar üzerinden bir miktar dönebilmektedir, fakat bu analizlerde parça tek başına modellendiğinden, uygulanan yük altında hareket etmesini engellemek için burç yataklarından “Fixed Support” sınır şartı ile bütün serbestlik dereceleri sınırlanmıştır.

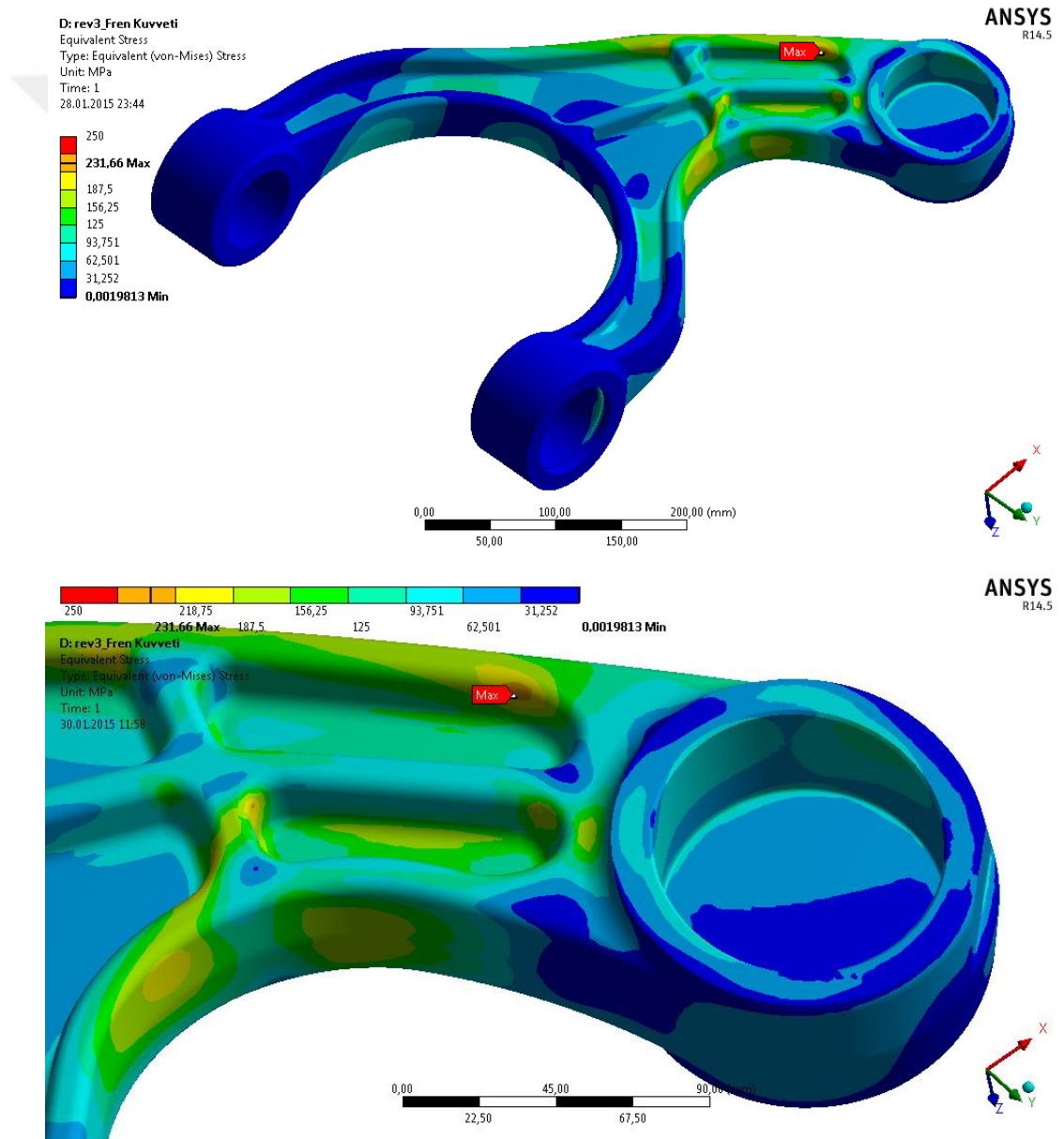
Yük olarak, viraj dönüşü ve frenleme durumu için daha önceki hesaplardan bulunan yaklaşık 39240 N değerinde kuvvet rotil bağlantı yuvasına eksenden kaçık olarak uygulanmıştır. Eksenden kaçık uygulamanın nedeni yukarıda bahsedilen ve salınacağı eğmeye zorlayıp esas gerilmeyi oluşturan momentin yaratılmasıdır.

Düşey yük durumunda salıncağa gelen kuvvetin yönü yan kuvvet ile aynıdır. Sadece aracın sağa veya sola dönmesine göre bu kuvvetler aynı yönde veya ters yönde etkirler. Yan kuvvet yönünün değişmesi nedeniyle parçanın en fazla gerilmeye maruz kalan yeri bir durumda çekiye çalışırken bir durumda basıya çalışabilir.

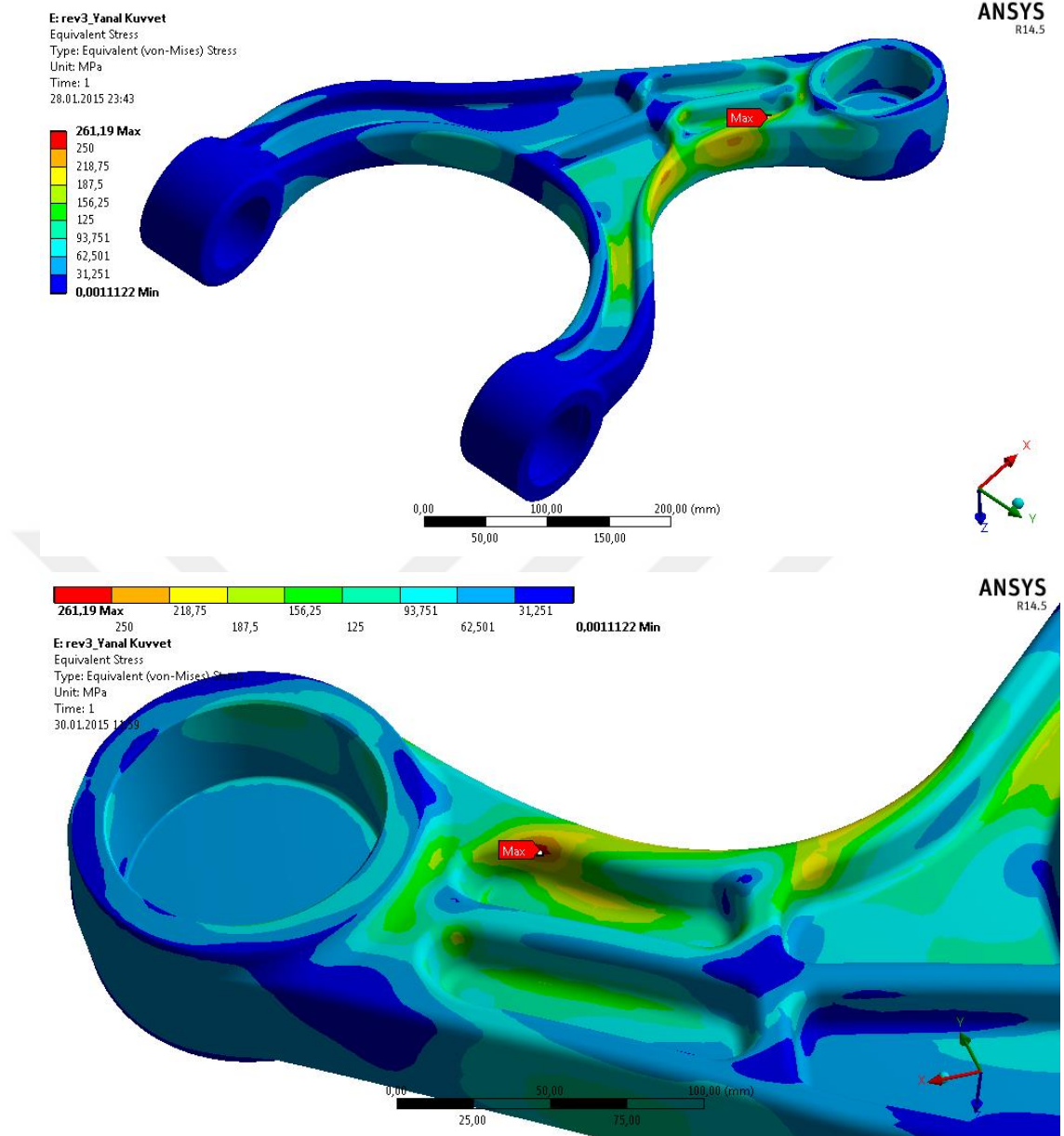


Şekil 4.7 Frenleme ve viraj dönüşü (yan kuvvet) durumları için oluşturulan sınır şartları.

Üst salıncak malzemesi olarak ASTM A897M Grade 850-550-10 tercih edilmiştir. Bu malzeme ısıtıl işlem uygulanmış küresel grafitli dökme demirdir. Malzemenin seçilme nedeni döküm yöntemiyle dövmeye kıyasla daha ucuza imal edilebilmesinin yanında sahip olduğu yüksek mukavemettir. Analizler yapılırken, malzemeler üzerine uygulanan ısıtıl işlemlerin, statik ve lineer analizler için gerekli olan elastisite modülü ve Poisson oranını değıştirmediği bilgisinden hareketle ANSYS kütüphanesinden ASTM A536 Grade 60-40-18 küresel grafitli dökme demir seçilmiştir.

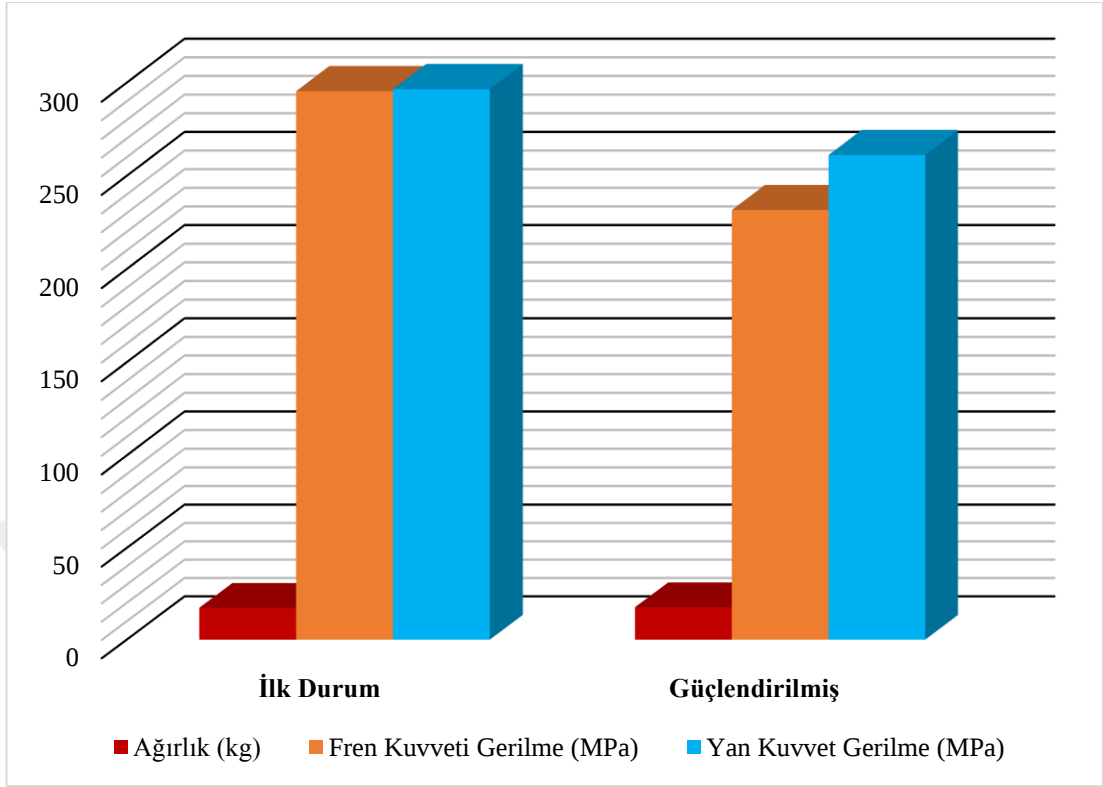


Şekil 4.8 Güçlendirilmiş model frenleme durumu gerilme dağılımı.



Şekil 4.9 Güçlendirilmiş model viraj dönüşü (yan kuvvet) durumu gerilme dağılımı.

Sonuçlar incelendiğinde, yapılan güçlendirme çalışması ile ağırlıktaki %1,7 lik artışa karşın gerilmelerde frenleme durumunda %21,58, viraj dönüşü (yan kuvvet) durumunda ise %11,92 oranında azalma görülmüştür. Parça üzerinde oluşan gerilmeler malzemenin akma mukavemeti olan 550 MPa ile kıyaslandığında düşüktür. Fakat yorulma dayanımı, döküm parçalarda görülebilen üretim kaynaklı hatalar ve askı sistemine gelen darbeleri yükler göz önüne alındığında gerilmelerin düşürülmesi önemlidir. Bu çalışmada sadece parçanın formu değiştirilerek gerilmeler azaltılabiliştir. Çalışmanın sonuçları aşağıdaki grafik ve tabloda verilmiştir.



Şekil 4.10 İlk durum ve güçlendirilmiş parçanın karşılaştırması.

Tablo 4.1 Üst salıncak güçlendirme çalışması sonuçları karşılaştırma tablosu.

	Ağırlık (kg)	% Fark	Fren Kuvveti Gerilme (MPa)	% Fark	Yan Kuvvet Gerilme (MPa)	% Fark
İlk durum	17,401	1,7	295,44	-21,58	296,54	-11,92
Son durum	17,698		231,66		261,19	

4.3 Yapısal Optimizasyon Çalışması

Önceki bölümde yapılan güçlendirme çalışmasıyla parçanın ağırlığı çok az miktarda artırılarak parça üzerindeki gerilmelerde kayda değer düşüşler sağlanabilmişti. Bu bölümde ise parça üzerindeki gerilmelerin daha da düşürülmesi için güçlendirme çalışmasından elde edilen modelin belirli bölgelerin kalınlığının artırılması üzerinde durulmuştur. Bunu yaparken seçilen bölgelerin frenleme ve viraj dönüşü durumlarındaki gerilmelere etkisinin ne seviyede olduğu incelenmiş, kalınlık artışından kaynaklı kütle artışının en az ve gerilmelerdeki azalmanın en fazla olabilmesi için ideal değerlerin bulunmasına çalışılmıştır. Çalışmada ANSYS Workbench programının “Response Surface Optimization” modülü kullanılmıştır.

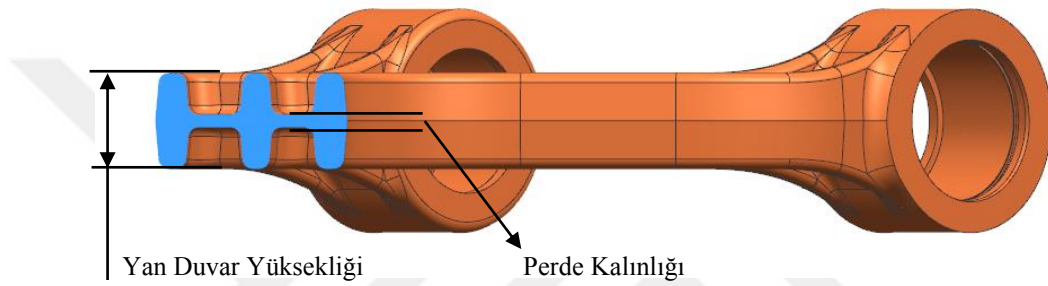


Şekil 4.11 Optimizasyon çalışması akış şeması.

Parametrik modelleme yapılırken Siemens NX 9 programı kullanılmıştır. Modellemede dikkat edilmesi gereken nokta ilgili parametrenin belirlenen aralıkta modelde bozulma yaratmadan değiştirilebilmesi ve yapılan değişikliğin modelin başka bir bölgesini etkilememesidir. Sonuçların doğru yorumlanabilmesi için seçilen parametreler birbirinden bağımsız olmalıdır. Hazırlanan model ANSYS Workbench programına aktarıldıktan sonra girdi ve çıktı parametreleri belirlenir.

Parça üzerindeki gerilmelerin, önceki bölümde anlatıldığı gibi çoğunluk olarak eğilme ve burulmadan kaynaklanmasından yola çıkılarak gerilmeler üzerinde etkisinin büyük olduğu düşünülen iki girdi parametresi belirlenmiştir.

Bu parametrelerden ilki parçanın yan duvar yüksekliği, diğeri ise orta perde kalınlığıdır. Yan duvar yüksekliğinin değiştirilmesiyle parçanın üzerinde daha önce oluşturulan federlerin yüksekliği de aynı ölçüde değişmektedir. Çıktı parametreleri ise fren durumu maksimum gerilmesi, viraj durumu maksimum gerilmesi ve parça ağırlığı olmak üzere üç adettir. Optimizasyonun amacı parça ağırlığını olabildiğince az arttırarak maksimum gerilmeleri düşürebilmektedir. Viraj durumundaki gerilmeler frenleme durumuna kıyasla daha yüksek olduğu için, bu gerilmelerin düşürülmesi daha önceliklidir.



Şekil 4.12 Optimizasyonda kullanılan girdi parametreleri.

Girdi parametrelerinin üst ve alt limitleri parçanın üretimi göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Örnek olarak perde kalınlığının çok fazla inceltilmesi, döküm sonrası katılaşma sırasında sorunlar yaratabilir. Aynı şekilde yan duvar yüksekliğinin çok fazla arttırılıp perde kalınlığının ince tutulması kesit kalınlıkları arasındaki farkı arttıracığından yine katılaşmada döküm hataları oluşabilecektir.

Tablo 4.2 Optimizasyon parametreleri ve değişim aralıkları.

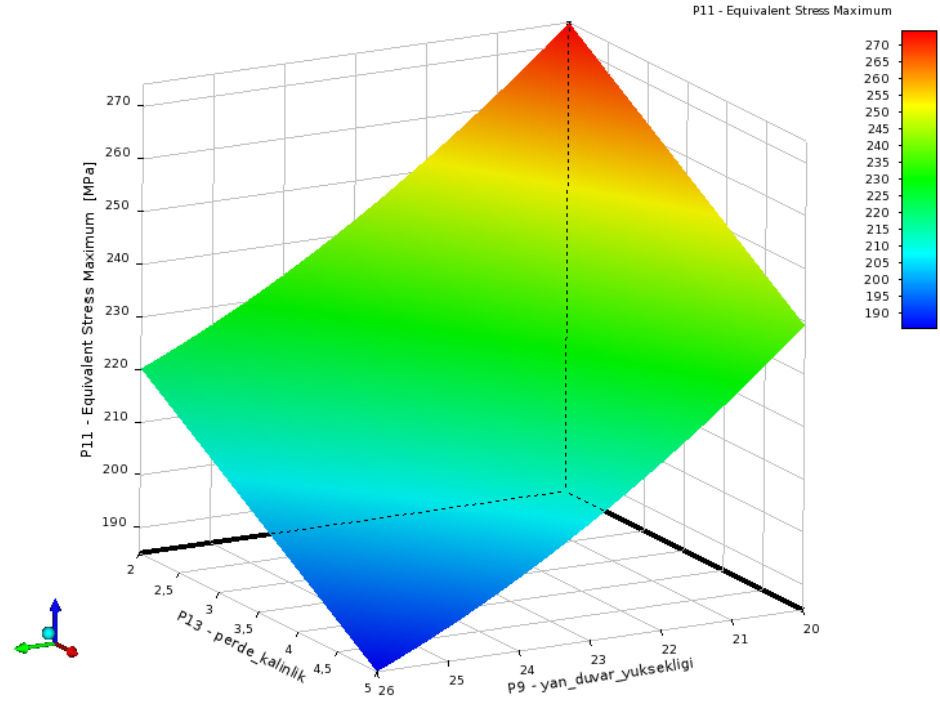
	Girdi Parametreleri			Çıktı Parametreleri	
	Duvar Yükseklik (mm)	Perde Kalınlık (mm)	Kütle (kg)	Fren Kuvveti Gerilme (MPa)	Yan Kuvvet Gerilme (Mpa)
Başlangıç Değerleri	45	6	17,698	231,66	261,19
Değişim Aralığı	40-52	4-10	-	-	-

İlgili parametreler ve değişim aralıkları belirlendikten sonra program tarafından seçilen deney tasarımı yöntemine göre değişen sayıda tasarım noktaları oluşturulur. 2 girdi parametresi için toplamda 9 adet tasarım noktası oluşturulmuştur. Daha sonra oluşturulan her tasarım noktasının belirlediği ölçülerde, model otomatik olarak düzenlenerek tekrar çözüm yapılır. İlgili sonuçlar aşağıdaki şekilde görülmektedir. Modelleme yapılırken, parça yarım olarak çizilip simetri düzlemine göre aynalandığı için yan duvar yüksekliği ve perde kalınlığı parametreleri toplam ölçünün yarısı olarak algılanmaktadır.

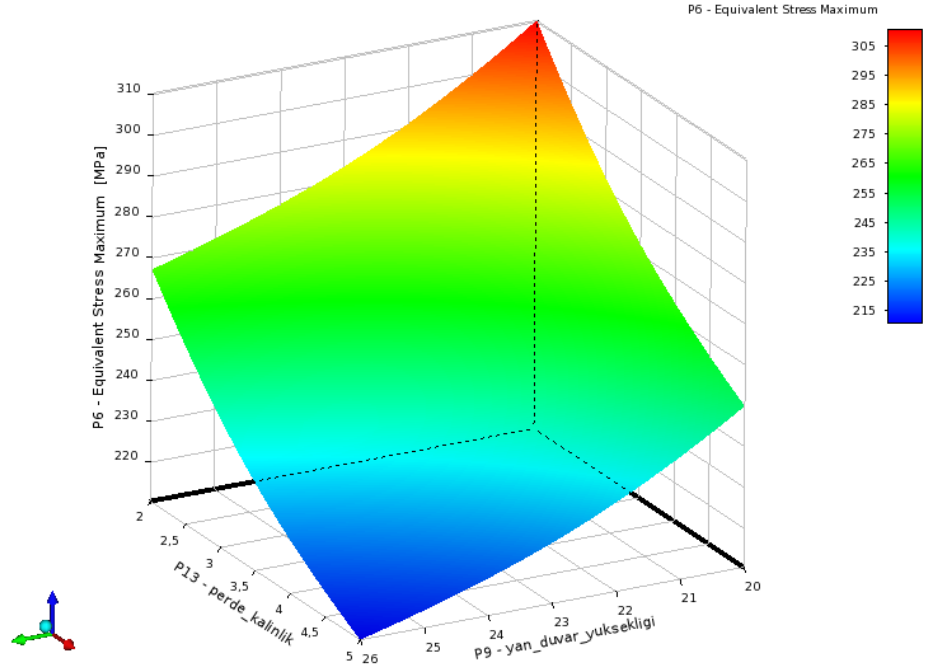
	A	B	C	D	E	F
1	Name	P9 - yan_duvar_yuksekligi	P13 - perde_kalinlik	P6 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P11 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P12 - ust_salincak_rev3 Mass (kg)
2	1	23	3,5	251,08	223,11	18,091
3	2	20	3,5	275,16	254,53	17,008
4	3	26	3,5	226,41	201,88	19,16
5	4	23	2	277,31	245,29	17,449
6	5	23	5	228,61	206,83	18,731
7	6	20	2	309,41	275,62	16,369
8	7	26	2	273,75	218,59	18,515
9	8	20	5	247,65	239,94	17,645
10	9	26	5	208,7	187,67	19,803

Şekil 4.13 Oluşturulan tasarım noktalarına göre çıktı parametrelerinin değerleri.

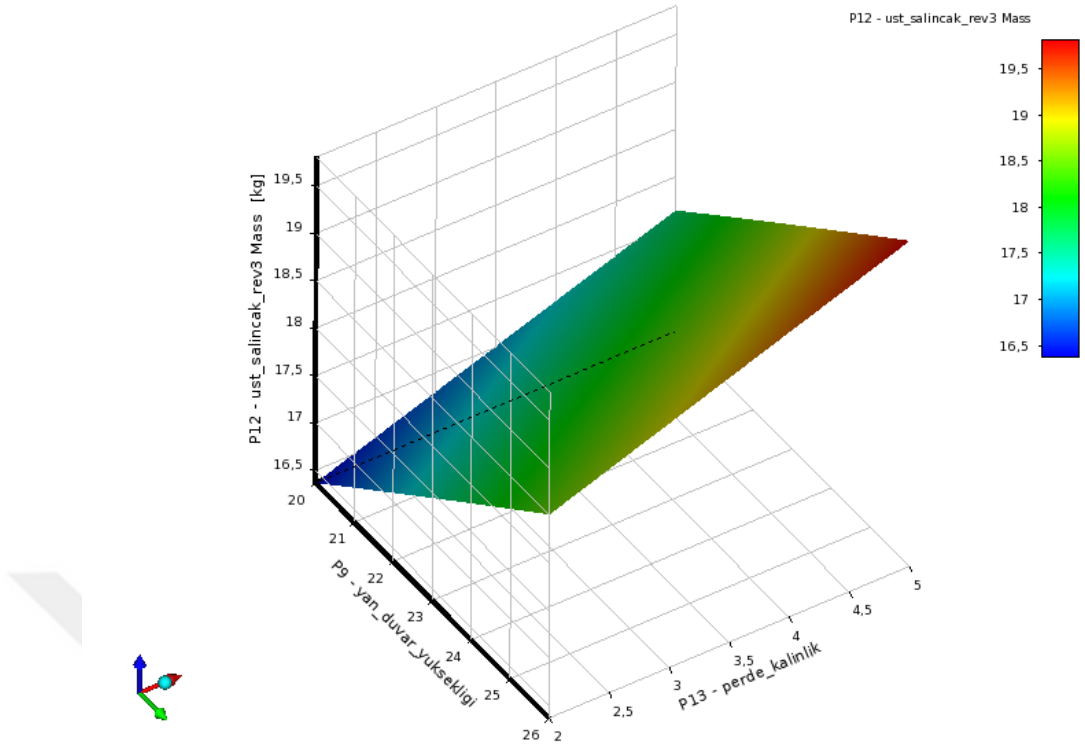
9 adet tasarım noktasının çözdürülmesiyle alınan sonuçlar; girdi parametrelerinin belirlenen aralıkta değişimlerinin, çıktı parametrelerini nasıl etkilediği hakkında bilgi vermektedir. Ara değerlerdeki sonuçların tahmin edilebilmesi için bu noktalardan geçen eğriler oluşturulur. Daha sonra bu eğrilerin 3 adet parametre için düzenlenmesi ile yanıt yüzeyleri oluşturulabilir. Yanıt yüzeyleri üzerinde alınan herhangi bir nokta ile girdi parametrelerinin o değerlerinde çıktı parametrelerinin yaklaşık olarak ne olacağı belirlenebilir.



Şekil 4.14 Frenleme durumunda oluşan maksimum gerilmenin (P11), yan duvar yüksekliği ve perde kalınlığına göre değişimi.



Şekil 4.15 Viraj dönüşü durumunda oluşan maksimum gerilmenin (P6), yan duvar yüksekliği ve perde kalınlığına göre değişimi.

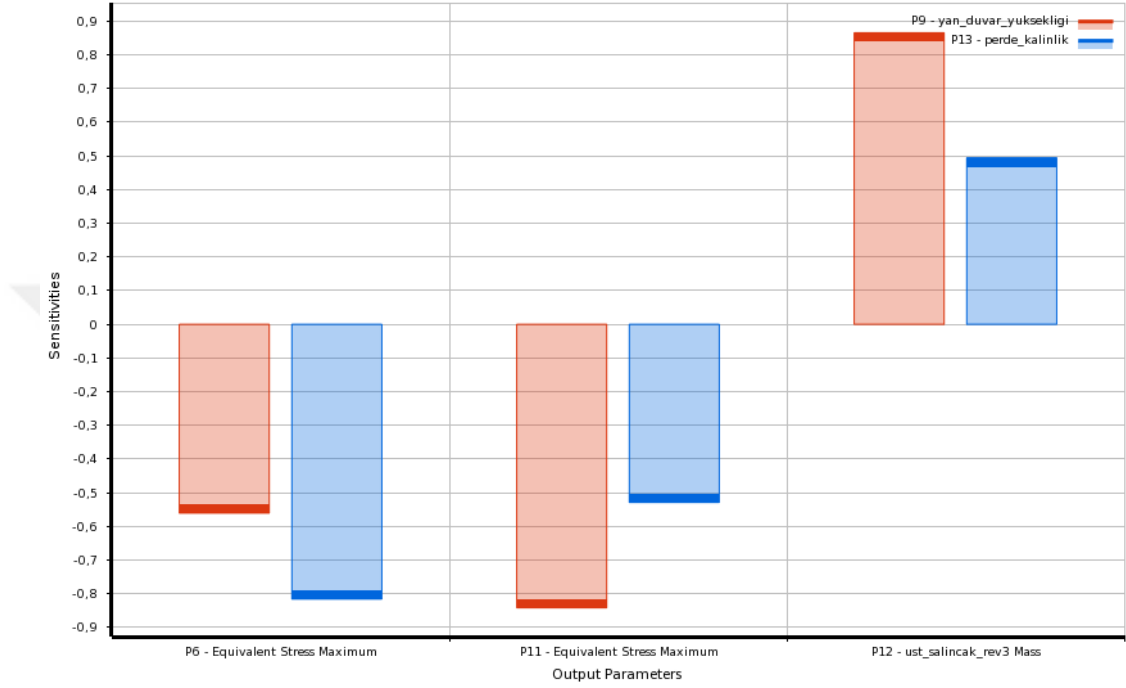


Şekil 4.16 Üst salıncak kütlesinin (P12), yan duvar yüksekliği ve perde kalınlığına göre değişimi.

Yukarıda verilen yanıt yüzeyleri incelendiğinde, frenleme ve viraj dönüşü durumunda oluşan gerilmenin her iki girdi parametresiyle değişiminin yaklaşık doğrusal olduğu görülmektedir. Yine her iki girdi parametresinin kütleye etkisi ise beklendiği gibi doğrusaldır.

Yanıt yüzeylerinin yanında önemli bir grafik de hassasiyet grafiğidir. Bu grafikten girdi parametrelerinin çıktıları hangi oranda etkilediği görülebilir. Grafikte pozitif bölgedeki sütunlar ilgili girdi parametrenin artışıyla çıktı parametresinin de artış gösterdiği, negatif bölgedekiler ise bunun tam tersini göstermektedir. Yapılan çalışmada hassasiyet grafiği incelendiğinde; yan duvar yüksekliğinin kütleye (P12) etkisinin perde kalınlığından (P9) daha fazla olduğu, bununla beraber frenleme durumundaki gerilme (P11) üzerinde daha etkili olduğu görülmüştür.

Öte yandan yan duvar yüksekliği parçanın kütlesini daha fazla arttırmasına rağmen esas olarak azaltılmaya çalışılan viraj dönüşü durumundaki gerilmeler (P6) üzerinde perde kalınlığı (P13) kadar etkili değildir. Bu çalışmadaki parametrelerin hassasiyet grafiği Şekil 4.17’ de verilmiştir.



Şekil 4.17 Girdi parametrelerinin çıktılar üzerindeki etkisini gösteren hassasiyet grafiği.

Optimizasyon çalışmasında yanıt yüzeyleri oluşturulduktan sonra bu yüzeyler üzerinden, hedefler doğrultusunda uygun noktalar bulunur. Hedef olarak çıktı parametreleri olan kütlenin, frenleme ve viraj dönüşü durumundaki gerilmelerin üçünün birden azaltılması belirlenmiş, yalnız kütlenin azaltılması öncelikli hedef olarak seçilmiştir. Şekil 4.18’ de uygun aday tasarım noktaları verilmiştir. Referans olarak hem yanıt yüzeyi sonuçlarını doğrulamak, hem de parametrelerin artış veya azalış yüzdelelerini görmek açısından parçanın başlangıç durumundaki değerleri olan 45 mm yan duvar yüksekliği (22,5 mm olarak görülmektedir.) ve 6 mm et kalınlığı yüksekliği (3 mm olarak görülmektedir.) girilmiştir. Oluşturulan yanıt yüzeyinin üzerinden alınmış sonuçlar, referans olarak alınan başlangıç noktası için viraj dönüşü durumu için gerilme 260,76 MPa, fren kuvveti durumu için gerilme 235,54 MPa ve kütle ise 17,698 kg olarak okunmuştur.

Bu değerler daha önce yapılan analizde, yukarıdaki sıra ile 261,19 MPa, 231,66 MPa ve 17,698 kg' dir. Gerçek sonuçlar ile yanıt yüzeyinden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında her üç çıktı parametresi için kayda değer bir fark bulunmadığı görülmüştür.

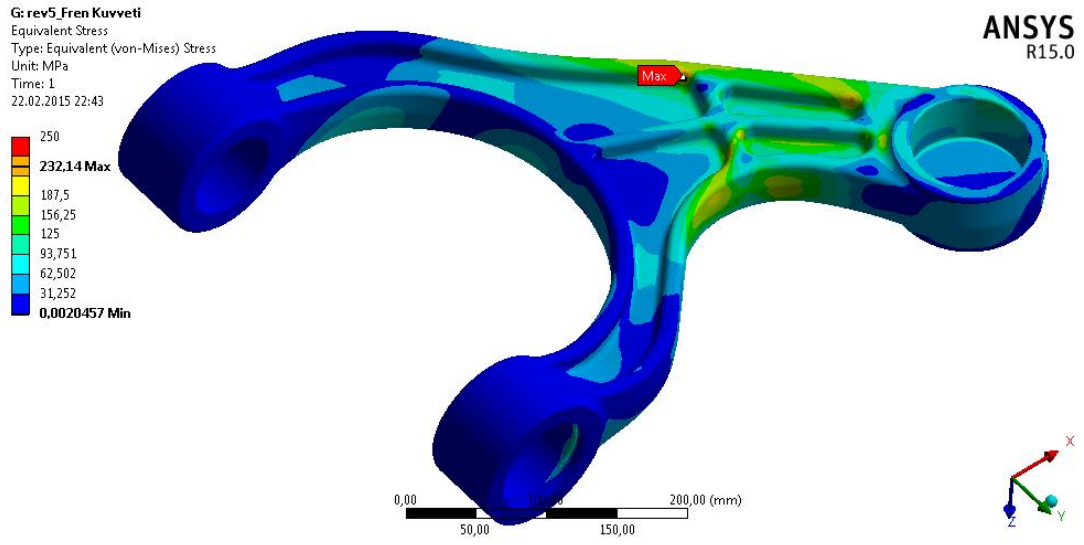
Reference	Name	P9 - yan_duvar_yuksekligi	P13 - perde_kalinlik	P6 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P11 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P12 - ust_salincak_rev3 Mass (kg)	
				Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
○	Candidate Point 1	23,071	4,9978	★★ 224,93	-%13,74	★★ 206,96	-%12,13	✗ 18,756	-%5,98
○	Candidate Point 2	23,647	4,9671	★★ 221,91	-%14,90	★★ 202,35	-%14,09	✗ 18,95	-%7,07
○	Candidate Point 3	24,223	4,9846	★★ 218,65	-%16,15	★★ 197,51	-%16,14	✗ 19,163	-%8,28
●	Başlangıç Noktası	22,5	3	⇒ 260,76		⇒ 235,54		★ 17,698	

Şekil 4.18 Gerilmeler ve kütlelerin azaltılması hedefi sonucu oluşturulan aday tasarım noktaları.

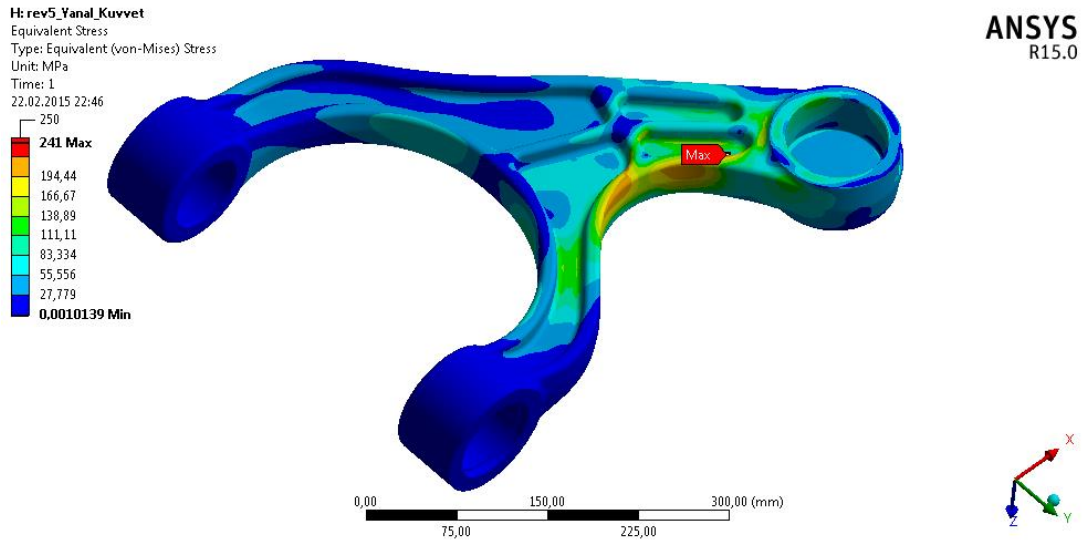
İkinci bir hedef olarak kütledeki artışı sınırlı tutmak adına, parça üzerinde frenleme durumundaki gerilmelerin başlangıç değeri olan 230 MPa' yı aşmaması, fakat viraj dönüşü durumundaki gerilmelerin ise kütle ile birlikte mümkün olduğunca azaltılması belirlenmiştir. Kütlenin azaltılması yine öncelikli hedeftir. Bu durumda önerilen tasarım noktaları ise aşağıdaki şekilde verilmiştir. 1. aday nokta seçilirse her iki yükleme durumundaki gerilmelerin arasında yaklaşık 13 MPa gibi az bir fark bulunan tasarım yapılabilir. Bu durumda kütledeki artış %1,39 (0,246 kg) olmasına rağmen gerilme değeri %7,05 (18,39 MPa) azalmaktadır. Optimizasyon sonucu, model 1. aday noktaya göre güncellenmiş ve analiz tekrarlanmıştır. Elde edilen sonuçlar frenleme durumu için 232,14 MPa, viraj dönüşü durumu için 241 MPa olup optimizasyon çalışmasında ön görülenlerle aradaki fark %1,2 mertebesinde.

Reference	Name	P9 - yan_duvar_yuksekligi	P13 - perde_kalinlik	P6 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P11 - Equivalent Stress Maximum (MPa)		P12 - ust_salincak_rev3 Mass (kg)	
				Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference	Parameter Value	Variation from Reference
○	Candidate Point 1	21,007	4,8425	★ 242,37	-%7,05	★★★ 229,38	-%2,61	⇒ 17,944	-%1,39
○	Candidate Point 2	21,499	4,4324	★ 243,48	-%6,63	★★★ 228,86	-%2,84	⇒ 17,948	-%1,41
○	Candidate Point 3	21,985	3,9841	★ 246,1	-%5,62	★★★ 229,09	-%2,74	⇒ 17,933	-%1,33
●	Custom Candidate Point	22,5	3	⇒ 260,76	%0,00	✗ 235,54	%0,00	★ 17,698	%0,00

Şekil 4.19 Viraj dönüşü oluşan gerilmeleri azaltmak için önerilen aday tasarım noktaları.



Şekil 4.20 Optimizasyon sonucu frenleme durumunda oluşan gerilme dağılımı.



Şekil 4.21 Optimizasyon sonucu viraj dönüşü durumunda oluşan gerilme dağılımı.

BÖLÜM BEŞ

SONUÇLAR

Bu çalışma kapsamında bir çekici için, çift enine yön vericili bağımsız askı sisteminin tasarımı sıfırdan yapılmıştır.

Tasarım çalışmalarında, parçaların katı modellerinin parametrik modelleme yaklaşımı ile oluşturulması sayesinde gerekli tasarım değişiklikleri kolaylıkla yapılabilmektedir. Tasarım yapılırken üretim kolaylığı, montaj gibi unsurlar ve maliyet her koşulda göz önünde bulundurulmuştur. Çeşitli yükler altında parçalar üzerindeki gerilmeler ilgili çalışma şartlarına göre lineer ve nonlineer sonlu elemanlar analizleri ile bulunmuştur.

Bağımsız askı sistemlerinin özellikle rijit dingillere göre temel bir avantajı, yaylandırılmamış kütlelerin az olmasıdır. Bu avantajdan yararlanabilmek adına, tasarlanan parçaların kütlesi mümkün olduğunca azaltılmaya çalışılmıştır. Aynı şekilde parçalar üzerinde karşılaşılan gerilmelerden yüksek bulunanlar, şekil optimizasyonu ve boyutsal optimizasyonla kütle mümkün olduğunca arttırılmadan, azaltılmıştır.

Bu yüksek lisans tezi, 0281.STZ.2013-2 kod numarasıyla Sanayi Tezleri (SANTEZ) kapsamında desteklenmektedir. Bu sayede tasarımı yapılan askı sisteminin üretimi ve yorulma testleri yapılacaktır. Askı sistemini oluşturan parçaların teknik resimleri hazırlanmış olup üretim süreci devam etmektedir. Bir sonraki adım olarak yorulma testlerinde karşılaşılabilecek sorunların uygun değişikliklerle çözülmesi, araç üzeri montaj ve test aşamasından sonra genel bir optimizasyon çalışmasıyla askı sisteminin kütlesinin azaltılması hedeflenebilir.

KAYNAKLAR

Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle dynamics* (1st ed.). London: Elsevier Butterworth-Heinemann.

Ersoy, M. ve Heissing, B. (2011). *Chassis handbook* (2nd ed.). Berlin: Springer Fachmedien.

Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. (b.t). *1846 T çekici*. 18 Şubat 2015, <http://www.ford.com.tr/agir-ticari-araclar/ford-cargo-cekici>

Kuralay, N. S. (2003a). *Motorlu taşıtların temel esasları* (4. Baskı). İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınları.

Kuralay, N. S. (2003b). *Motorlu taşıtların yapı elemanları* (2. Baskı). İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Yayınları.

Orlov, P. (1976). *Fundamentals of machine design*. Moscow: Mir Publishers.

Otomotiv Sanayii Derneği. (2014). *Aylık rapor*. Aralık 2014, <http://www.osd.org.tr/yeni/wp-content/uploads/2015/01/Rapor2014-12.pdf>

Reimpell, J., Stoll, H. ve Betzler, J.W. (2002). *The automotive chassis: engineering principles* (2nd ed.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

Schijve, J. (2001). *Fatigue of structures and materials*. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers.

Timoney Mobility Systems (b.t). *Strider bağımsız ön süspansiyon*. 15 Eylül 2014, <http://www.timoneygroup.com/Products/IFS.aspx>

Trzesniowski, M. (2008). *Rennwagentchnik: grundlagen, konstruktion, komponenten, systeme*. Wiesbaden: Vieweg-Teubner GWV Fachverlage GmbH.

Voith Turbo Axle Systems (b.t). *TJ58-225 bağımsız ön süspansiyon*. 15 Eylül 2014, <http://www.voith.com/en/productsservices/powertransmission/axlesystems/independent-front-suspensions-ifs-10417.html>

Volvo Trucks (b.t). *FH16 bağımsız ön süspansiyon*. 20 Ağustos 2014, http://fhmedia.volvotrucks.com/resource/desktop2/images/staticContent/p2_a2_textImg2.jpg

ZF Friedrichshafen AG (b.t). *IS80 bağımsız ön süspansiyon*. 23 Ağustos 2014, http://www.zf.com/media/media/img_1/corporate/press/press_kits/2014_mats/MATS_12_Independent_Suspension_IS80TF_ZF.jpg