

DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

8X8 ZIRHLI ASKERİ TAŞITLAR İÇİN
BAĞIMSIZ SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN
KİNEMATİK VE MEKANİK TASARIMI

Mert ATAĞ

Şubat, 2020

İZMİR

8X8 ZIRHLI ASKERİ TAŞITLAR İÇİN BAĞIMSIZ SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK VE MEKANİK TASARIMI

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

Mert ATAĞ

Şubat, 2020

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

MERT ATAĞ, tarafından **DR. ÖĞR. ÜYESİ MEHMET MURAT TOPAÇ** yönetiminde hazırlanan, “**8X8 ZIRHLI ASKERİ TAŞITLAR İÇİN BAĞIMSIZ SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK VE MEKANİK TASARIMI**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici

Prof. Dr. Zeki KIRAL

Jüri Üyesi

Dr. Öğr. Üyesi Serdar KARAOĞLU

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Kadriye ERTEKİN
Müdür
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Çalışma ile ilgili her konuda bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşan danışman hocam Sn. Dr. Mehmet Murat Topaç’a teşekkür ederim.

Tez süresince, benden yardımlarını esirgemeyen ve kinematik simülasyon ve tam taşıt modellemesinde katkılarından dolayı Makine Mühendisi Ahmet Engin Avcıoğlu’na teşekkür ederim.

Bu tez çalışmasının yürütülmesinde sağladığı lisanslı yazılım desteklerinden dolayı çalıştığım BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına ve yöneticilerim ve çalışma arkadaşlarıma teşekkür ederim. Bu çalışmada BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına ait herhangi bir ticari ürün bilgisi kullanılmamıştır.

Son olarak, her zaman ve her konuda beni destekleyen değerli aileme ve her zaman yanımda olan Yağmur Nalbant’a teşekkür ederim.

Mert ATAK

8X8 ZIRHLI ASKERİ TAŞITLAR İÇİN BAĞIMSIZ SÜSPANSİYON SİSTEMİNİN KİNEMATİK VE MEKANİK TASARIMI

ÖZ

Bu çalışmada, 8x8 zırhlı askeri taşıtlar için bağımsız süspansiyon sisteminin kinematik ve mekanik tasarımı gerçekleştirilmiştir. Kinematik tasarımda 8x8 zırhlı aracın süspansiyon sisteminin çalışma hacmi içerisine yerleştirilebilecek mafsal noktaları belirlenmiştir. Taslak olarak belirlenen mafsal noktaları çeşitli süspansiyon tasarım kriterleri için değerlendirilmiş ve çift enine yön vericili bağımsız süspansiyon sisteminin kinematik tasarımı elde edilmiştir. Kinematik modelin, statik ve dinamik yükleme koşullarında simülasyonları gerçekleştirilmiş ve mafsal kuvvetleri elde edilmiştir. Mekanik tasarım için taslak model oluşturulmuş ve kütle azaltımı için topoloji optimizasyonu modeli, Hypermesh sonlu elemanlar programında kurulmuştur. Belirlenen statik yükleme koşulları için topolojik optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve maksimum rijitliğe ve minimum ağırlığa sahip olacak tasarımlar elde edilmiştir. Optimizasyonu gerçekleştirilen tasarımlar, iyileştirilerek çeşitli statik yükleme senaryoları ile Ansys Workbench sonlu elemanlar programında analiz edilmiştir. Süspansiyon sistemi yol koşullarında tekrarlı yüklemelere maruz kaldığından dolayı, tasarımı gerçekleştirilen parçalar yorulma analizleri ile Ansys nCode programında değerlendirilmiştir. Belirlenen tasarım kriterlerine uygun bağımsız süspansiyon sistemi, 8x8 askeri zırhlı personel taşıyıcı için tasarlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Askeri araç, bağımsız süspansiyon sistemi, topolojik optimizasyon, yorulma analizi

KINEMATIC AND MECHANICAL DESIGN OF AN INDEPENDENT SUSPENSION SYSTEM FOR 8X8 ARMOURED MILITARY VEHICLES

ABSTRACT

In this thesis, kinematic and mechanical design of independent suspension system for 8x8 armoured military vehicles was carried out. In the kinematic design, the hard points that can be placed in the working volume of the suspension system of the vehicle are determined. Hard points are evaluated for various suspension design criteria and kinematic design of double wishbone suspension system is obtained. Kinematic simulations under static and dynamic loading conditions is performed and the joint forces are obtained. After the draft model of parts were created, the topology optimization model for mass reduction is created in the Altair Hyperworks finite element program. Topological optimizations are performed for the specified loading conditions and a design with maximum rigidity and minimum weight is obtained. The design is improved and analyzed in the Ansys Workbench finite element program with various static loading scenarios. Since the suspension system is subjected to repeated loads under road conditions, the designed parts are evaluated by fatigue analysis in the Ansys nCode program. Finally, design of an 8x8 armored personnel carrier vehicle independent suspension system is obtained.

Keywords: Military vehicle, independent suspension system, topologic optimization, fatigue analysis

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	x
TABLolar LİSTESİ.....	xiv
BÖLÜM BİR - GİRİŞ.....	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Motivasyon ve Amaçlar	2
BÖLÜM İKİ - LİTERATÜR ARAŞTIRMASI.....	3
2.1 Literatür Araştırması	3
BÖLÜM ÜÇ - SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	6
3.1 Sabit Süspansiyon Sistemleri	6
3.2 Bağımsız Süspansiyon Sistemleri	7
3.2.1 Enine Yön Vericili (McPherson)	10
3.2.2 Çift Enine Yön Vericili (Double Wishbone)	11
3.3 Süspansiyon Sistemlerinin Kinematik Gereksinimleri.....	13
3.3.1 Ackermann Prensibi	13
3.3.2 İz (Toe) Açısı.....	14
3.3.3 Kaster Açısı	15
3.3.4 Kamber Açısı	16

BÖLÜM DÖRT - YÖNTEM..... 18

4.1 Malzemeler Hakkında Genel Bilgiler.....	18
4.1.1 Alt Salıncak, Üst Salıncak ve Akson Malzemesi (AISI4140).....	18
4.1.2 Yardımcı Şasi Malzemesi (GGG60).....	20
4.1.3 Pleyt Malzemesi (S700MC)	21
4.2 Yük Koşulları	22
4.2.1 Statik Yük Tipleri	22
4.3 Optimizasyon Yöntemleri.....	29
4.3.1 Topoloji Optimizasyonu	30
4.4 Yorulma Teorisi.....	32
4.4.1 Zaman Serisi ile Yorulma Analizleri	35
4.4.2 Zaman Adımı ile Yorulma Analizleri	36
4.5 Sonlu Elemanlar Analizleri Genel Şematik.....	37

BÖLÜM BEŞ - MODELLEME..... 39

5.1 Kinematik Modelleme	39
5.1.1 Statik Simülasyonlar	40
5.1.1.1 Kinematik Özellik Simülasyonları.....	40
5.1.1.2 Statik Yük Tipi Simülasyonları.....	41
5.1.1.3 Sinusoidal Yük Tipi Simülasyonları	42
5.1.2 Dinamik Tam Taşıt Simülasyonları.....	42
5.1.3 Kinematik Modelden Elde Edilen Statik-Dinamik Çıktı ve Beklentiler...43	
5.2 Mekanik Modelleme.....	44
5.2.1 Ön Tasarımların Oluşturulması	44

BÖLÜM ALTI - SONLU ELEMENLAR MODELLERİ..... 48

6.1 Topoloji Optimizasyonu Analiz Modeli.....	48
6.1.1 Yardımcı Şasi Topoloji Analiz Modeli.....	49
6.1.2 Alt Salıncak Topoloji Analiz Modeli	50
6.1.3 Üst Salıncak Topoloji Analiz Modeli	52
6.1.4 Akson Topoloji Analiz Modeli.....	53
6.2 İyileştirilmiş Tasarımların Oluşturulması.....	54
6.2.1 Yardımcı Şasi İyileştirilmiş Tasarımı.....	55
6.2.2 Alt Salıncak Tasarımı	55
6.2.3 Üst Salıncak Tasarımı.....	56
6.2.4 Akson Tasarımı.....	56
6.3 Statik Yükleme Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Modeli.....	57
6.3.1 Yardımcı Şasi Statik Analiz Modeli	57
6.3.2 Alt Salıncak Statik Analiz Modeli.....	59
6.3.3 Üst Salıncak Statik Analiz Modeli	60
6.3.4 Akson Statik Analiz Modeli	61
6.4 Inertia Relief	62
6.5 Yorulma Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Modeli.....	63
6.5.1 Yardımcı Şasi Yorulma Analiz Modeli	63
6.5.2 Alt Salıncak Yorulma Analiz Modeli	65
6.5.3 Üst Salıncak Yorulma Analiz Modeli	67
6.5.4 Akson Yorulma Analiz Modeli	68

BÖLÜM YEDİ - SONUÇLAR VE TARTIŞMA..... 71

7.1 Kinematik Modelleme Sonuçları.....	71
7.1.1 Kinematik Özellikler Simülasyonları Sonuçları.....	71

7.1.2 Statik Yükleme Simülasyonları Sonuçları	73
7.1.3 Sinüsoidal Yükleme Simülasyonları Sonuçları	73
7.1.4 Dinamik Yükleme Simülasyonları Sonuçları	74
7.2 Sonlu Elemanlar Analizleri Sonuçları	75
7.2.1 Topoloji Optimizasyon Sonuçları.....	75
7.2.1.1 Yardımcı Şasi Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları.....	75
7.2.1.2 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları	76
7.2.1.3 Üst Salıncak Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları	76
7.2.1.4 Akson Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları	77
7.2.2 Statik Yükleme Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları.....	78
7.2.2.1 Yardımcı Şasi Statik Analiz Sonuçları.....	78
7.2.2.2 Alt Salıncak Statik Analiz Sonuçları	80
7.2.2.3 Üst Salıncak Statik Analiz Sonuçları	81
7.2.2.4 Akson Statik Analiz Sonuçları.....	83
7.2.3 Yorulma Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları	85
7.2.3.1 Yardımcı Şasi Analiz Sonuçları.....	85
7.2.3.2 Alt Salıncak Analiz Sonuçları.....	86
7.2.3.3 Üst Salıncak Analiz Sonuçları	88
7.2.3.4 Akson Analiz Sonuçları	89
7.3 Nihai Bağımsız Süspansiyon Sistemi Tasarımı.....	90
BÖLÜM SEKİZ - SONUÇLAR.....	93
KAYNAKLAR	95
EKLER.....	99

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 3.1 Sabit süspansiyon sistemi	6
Şekil 3.2 Sabit aksların farklı düzenlemeleri	7
Şekil 3.3 Bağımsız süspansiyon sistemlerinin çeşitli düzenlemeleri	8
Şekil 3.4 Yanal, boyuna ve diyagonal düzenlemeler	8
Şekil 3.5 Farklı ani dönme merkezlerine sahip süspansiyon sistemleri	9
Şekil 3.6 Enine yön vericili süspansiyon sisteminin izometrik görünüşü	10
Şekil 3.7 Enine yön vericili süspansiyon sisteminin önden görünüşü	10
Şekil 3.8 Çift enine yön vericili süspansiyon sisteminin izometrik görünüşü	12
Şekil 3.9 Çift enine yön vericili süspansiyon sisteminin önden görünüşü	12
Şekil 3.10 Ackerman geometrisi	14
Şekil 3.11 Pozitif ve negatif ön iz açıları görünümü	15
Şekil 3.12 Pozitif (a) ve negatif (b) kaster açıları	15
Şekil 3.13 Toplama ve ayırıcı kuvvetleri	16
Şekil 3.14 Negatif (a) ve pozitif (b) kamber açıları	17
Şekil 4.1 Üst salıncak (a), alt salıncak (b) ve akson (c) tasarımları	19
Şekil 4.2 AISI 4140 çeliği nCode Wöhler eğrisi	20
Şekil 4.3 Yardımcı şasi tasarımı	21
Şekil 4.4 GGG60 gri dökme demir nCode Wöhler eğrisi	21
Şekil 4.5 Pleyt tasarımı	22
Şekil 4.6 Araç temel ölçüleri, (a) yandan görünüş ve (b) önden görünüş	24
Şekil 4.7 Aracın tam yükü ve dört akslı modeli	24
Şekil 4.8 Aracın yarım yükü ve iki akslı modeli	24
Şekil 4.9 Araç boyuna aks yükü değişkenleri gösterimi	25
Şekil 4.10 Araç yanal aks yükü değişkenleri gösterimi	26
Şekil 4.11 Şaşırtmalı tümsek parkuru simülasyon modeli (a), standarttaki gösterimi (b)	28
Şekil 4.12 Sinusoidal yükleme grafiği	29
Şekil 4.13 Yapısal optimizasyonun üç farklı modeli (a. boyutlandırma, b. şekil, c. topoloji optimizasyonu)	31
Şekil 4.14 Topoloji optimizasyonu uygulama şeması	32

Şekil 4.15 Miner kuralı kümülatif hasar toplamı hesabı	35
Şekil 4.16 Zaman serisi ile yorulma analizleri çalışma şematığı	36
Şekil 4.17 Zaman adımı ile yorulma analizleri çalışma şematığı	37
Şekil 4.18 Optimizasyon ile tasarım akış şeması	38
Şekil 5.1 MSC Adams programı yarım araç modeli	39
Şekil 5.2 Tam taşıt MSC Adams modeli.....	40
Şekil 5.3 Tekerlek paralel deplasmanı temsili (a) ve MSC Adams (b) gösterimi.....	41
Şekil 5.4 Statik yük tipleri simülasyonu (a), basit kinematik (b) gösterimi.....	41
Şekil 5.5 Yol profili ve tam taşıt simülasyonu modeli.....	43
Şekil 5.6 Tekerlek göbeğini oluşturan fren diski ve kaliper modelleri	45
Şekil 5.7 Helisel yay, kardan mili, küresel mafsallar ve fren sistemi modelleri.....	45
Şekil 5.8 Alt salıncak, üst salıncak ve akson parçalarının ön tasarım modelleri	46
Şekil 5.9 Tekerlek çalışma zarfı ve tasarım modelleri.....	46
Şekil 5.10 Tekerlek zarfının temsili görseli	47
Şekil 6.1 Ön tasarımların sonlu elemanlar modeli	48
Şekil 6.2 Yardımcı şasi topoloji optimizasyonu analiz modeli.....	49
Şekil 6.3 Yardımcı şasi topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri....	50
Şekil 6.4 Alt salıncak topoloji optimizasyonu analiz modeli.....	51
Şekil 6.5 Alt salıncak topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri.....	51
Şekil 6.6 Üst salıncak topoloji optimizasyonu analiz modeli	52
Şekil 6.7 Üst salıncak topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri	52
Şekil 6.8 Akson topoloji optimizasyonu analiz modeli	53
Şekil 6.9 Üst salıncak topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri	54
Şekil 6.10 Yardımcı şasi iyileştirilmiş tasarımı	55
Şekil 6.11 Alt salıncak iyileştirilmiş tasarımı	56
Şekil 6.12 Üst salıncak iyileştirilmiş tasarımı.....	56
Şekil 6.13 Akson iyileştirilmiş tasarımı	57
Şekil 6.14 Yardımcı şasi statik analiz modeli	58
Şekil 6.15 Yardımcı şasi statik analiz sınır şartları	58
Şekil 6.16 Alt salıncak statik analiz modeli	59
Şekil 6.17 Alt salıncak statik analiz sınır şartları.....	59
Şekil 6.18 Üst salıncak statik analiz modeli.....	60

Şekil 6.19 Üst salıncak statik analiz sınır şartları	60
Şekil 6.20 Akson statik analiz modeli.....	61
Şekil 6.21 Akson statik analiz sınır şartları.....	62
Şekil 6.22 Yardımcı şasi yol profili ile yorulma analizi modeli	64
Şekil 6.23 Yardımcı şasi sinusoidal yorulma analiz modeli	64
Şekil 6.24 Yardımcı şasi yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi	65
Şekil 6.25 Alt salıncak yol profili ile yorulma analizi modeli	66
Şekil 6.26 Alt salıncak sinusoidal yükleme yorulma analiz modeli	66
Şekil 6.27 Alt salıncak yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi	67
Şekil 6.28 Üst salıncak yol profili ile yorulma analizi modeli.....	67
Şekil 6.29 Üst salıncak sinusoidal yükleme yorulma analiz modeli.....	68
Şekil 6.30 Üst salıncak yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi.....	68
Şekil 6.31 Akson yol profili ile yorulma analizi modeli.....	69
Şekil 6.32 Akson sinüsoidal yükleme yorulma analizi modeli.....	70
Şekil 6.33 Akson yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi	70
Şekil 7.1 Düşey tekerlek deplasmanına karşı sol teker kamber açısı değişimi.....	71
Şekil 7.2 Düşey tekerlek deplasmanına karşı sol teker ön iz açısı değişimi.....	72
Şekil 7.3 Düşey tekerlek deplasmanına karşı sol teker kaster açısı değişimi	72
Şekil 7.4 Statik senaryolarda oluşan kuvvetlerin araç durağan yüklerine göre oranı	73
Şekil 7.5 Sinüsoidal yorulma yüklemesi alt salıncak silindirik mafsalsal reaksiyon kuvveti.....	74
Şekil 7.6 Parkur simülasyonu zamana bağlı mafsalsal kuvveti grafikleri.....	74
Şekil 7.7 Yardımcı şasi topoloji optimizasyonu sonucu	75
Şekil 7.8 Alt salıncak topoloji optimizasyonu sonucu	76
Şekil 7.9 Üst salıncak topoloji optimizasyonu sonucu.....	77
Şekil 7.10 Akson topoloji optimizasyonu sonucu.....	77
Şekil 7.11 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt.....	78
Şekil 7.12 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt.....	78
Şekil 7.13 Jant yanallı darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt.....	78

Şekil 7.14 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt.....	79
Şekil 7.15 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt.....	79
Şekil 7.16 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	80
Şekil 7.17 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	80
Şekil 7.18 Jant yanal darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı.....	80
Şekil 7.19 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	80
Şekil 7.20 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı.....	81
Şekil 7.21 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	81
Şekil 7.22 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	81
Şekil 7.23 Jant yanal darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı.....	82
Şekil 7.24 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	82
Şekil 7.25 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı.....	82
Şekil 7.26 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	83
Şekil 7.27 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	83
Şekil 7.28 Jant yanal darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı.....	83
Şekil 7.29 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı	84
Şekil 7.30 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı.....	84
Şekil 7.31 Yol profili ile yorulma analizi ömür sonucu.....	85
Şekil 7.32 Sinusoidal yorulma analiz sonucu	86
Şekil 7.33 Yol profili ile yorulma analizi ömür sonucu.....	87
Şekil 7.34 Sinusoidal yorulma analiz sonuçları	87
Şekil 7.35 Yol profili ile yorulma analizi ömür sonucu.....	88
Şekil 7.36 Sinusoidal yükleme yorulma analiz sonuçları	88
Şekil 7.37 Yol profili yorulma analiz sonuçları	89
Şekil 7.38 Sinusoidal yükleme yorulma analiz sonuçları	89
Şekil 7.39 Nihai süspansiyon sistemi tasarımı	90
Şekil 7.40 Nihai süspansiyon sistemi montajlı görünümü	91
Şekil 7.41 Araç komple süspansiyon sistemi görünümü	92

TABLÖLAR LİSTESİ

	Sayfa
Tablo 4.1 AISI 4140 çeliği mekanik özellikleri.....	19
Tablo 4.2 GGG60 Malzemesinin Mekanik Özellikleri.....	21
Tablo 4.3 S700MC Malzemesinin Mekanik Özellikleri.....	22
Tablo 4.4 Analizlerde kullanılan yükleme koşullarının benzerleri.....	23
Tablo 4.5 Düşey darbe ve dönüş senaryosu için boyuna ön aks düşey yükünün hesaplama sonuçları.....	26
Tablo 4.6 Düşey darbe ve dönüş senaryosu için yanal aks düşey yükünün hesaplama sonuçları.....	27
Tablo 4.7 Düşey darbe ve dönüş senaryosu için sağ ve sol ön aks düşey yükünün hesaplama sonuçları.....	27
Tablo 4.8 Tekerlek temas noktasında oluşan kuvvetler.....	27
Tablo 6.1 Yardımcı şasi sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri.....	50
Tablo 6.2 Alt salıncak sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri	51
Tablo 6.3 Üst salıncak sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri	53
Tablo 6.4 Akson sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri.....	54
Tablo 7.1 Parça tasarımlarının kütle karşılaştırmaları	90
Tablo 7.2 Süspansiyon sisteminin araç ağırlığına oranları	91

BÖLÜM BİR

GİRİŞ

1.1 Giriş

Kara taşıtlarında yol düzensizliklerinin araç gövdesine aktarımını azaltmak ve taşıtın kontrol edilebilirliğini artırmak amacı ile süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Sürüş esnasında taşıtın yol ile temasını sağlayan tek yapı lastik tekerleklerdir ve tekerleklerin yol ile temasını sürekli hale getirmek sürüş güvenliği için önemlidir. Bu nedenle süspansiyon sistemlerinin tasarımında birçok değişken bulunmaktadır. Yol ile teması etkileyen süspansiyon geometrisi ve mafsal noktaları seçimi sürüş dinamiğine etki ederek, insan ile otomobil arasındaki bağlantının kalitesini etkilemektedir.

Süspansiyon sistemlerinin başlıca görevleri, yol koşulları ile oluşan tekerlek kuvvetlerini araç gövdesine aktarmak, tekerleklerin düşey hareketlerine izin verecek yapıyı sağlamak, yol yüzeyinden gelen titreşimleri izole ederek araç gövdesindeki titreşim frekansını belirli seviyede tutmak, yeterli mukavemete sahip olarak sürüş güvenliğini sağlamaktır.

Kinematik ve mukavemet yönünden sağlaması gereken özellikler yanında mümkün olan en hafif geometrilere sahip olması da süspansiyon tasarımının kısıtlarındandır. Süspansiyon sisteminin hafifliği, yaylandırılmamış kütle miktarını azaltarak tekerleğin yer ile temasının minimum seviyede kesilmesini sağlamaktadır.

Taktik tekerlekli zırhlı taşıtlarda eski dönemlerde sabit süspansiyon sistemleri kullanılırken günümüzde, gelişen ihtiyaçlar ve yüksek mobilite ihtiyacı nedeniyle bağımsız süspansiyon sistemleri kullanılmaktadır. Askeri taşıtlar yüksek tonajlı olduklarından süspansiyon sistemlerinde kullanılan parçalar da yüksek mukavemetli olmak zorundadır.

1.2 Motivasyon ve Amaçlar

Bu tez, 8x8 Askeri Zırhlı araçlarda kullanılmak üzere bağımsız süspansiyon sisteminin, güncel analiz ve simülasyon programları aracılığıyla orijinal ve yerli bir şekilde tasarımına odaklanmıştır. Bölüm İki’de açıklandığı üzere mevcut literatür araştırmasında askeri araçlarda, süspansiyon sisteminin kinematik ve mekanik tasarımı ile ilgili ayrıntılı bir çalışma bulunmamaktadır. Bu tezin temel amaçları aşağıda verilmiştir;

- Muadil araçlarda kullanılan süspansiyon sistemlerinin tipleri ve tasarımlarını anlamak için ayrıntılı olarak araştırmak.
- 8x8 askeri zırhlı araç için belirlenen süspansiyon bağlantı noktalarıyla kinematik modeli MSC ADAMS programı aracılığıyla oluşturmak.
- Bu analiz ile, çeşitli yol simülasyonları gerçekleştirilip bağlantı noktalarına gelen yükleri elde etmek ve süspansiyon sisteminin kinematik özelliklerinin uygunluğunu değerlendirmek.
- Bağlantı noktalarını kullanarak süspansiyon sisteminin ön mekanik tasarımını oluşturmak.
- Minimum ağırlıkta ve maksimum rijitlikte tasarımı elde etmek için, topoloji optimizasyonunu Altair Hypermesh Optistruct programıyla gerçekleştirmek.
- Optimizasyon sonuçlarını kullanarak üretime uygun bir tasarım elde etmek.
- Oluşturulan tasarımın dayanımını incelemek için ANSYS Workbench programı aracılığıyla statik yol koşulları için sonlu eleman analizlerini gerçekleştirmek ve tasarımı iyileştirmek.
- Son olarak, ANSYS nCode programı ile yorulma analizlerini gerçekleştirerek tasarımı sonlandırmak.

BÖLÜM İKİ

LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

2.1 Literatür Araştırması

Literatürde, bu tez konusu ile ilgili birçok çalışma mevcuttur. Örneğin; Baysal (2012), yüksek lisans tezinde Nurol Makina Sanayi A.Ş.'de üretilen zırhlı askeri aracın dinamik davranışını ele almıştır. Araca ait yarım taşıt ve tam taşıt modelleri matematiksel model olarak MATLAB ve Simulink yazılımlarında oluşturulmuş ve çeşitli parkurlardan geçirilip testler ile karşılaştırılmıştır. Yazar (2013), yüksek lisans tezinde 6x6 askeri aracın sürüş dinamiği modelleri oluşturmuş ve testler ile doğrulamaya çalışmıştır. Araç parametrelerini belirlemek amacıyla MATLAB yazılımı ile yarım taşıt modeli oluşturulmuş ve MSC Adams programında tam taşıt çoklu cisimler dinamiği modeli oluşturulmuştur. Modellerin sonuçları ve test sonuçları karşılaştırılmıştır. Çoban (2015), yüksek lisans tezinde Turkar isimli 4x4 araç için sabit süspansiyon sistemi yerine kullanılacak bağımsız süspansiyon sistemi tasarımı ve analizleri gerçekleştirmiştir. Direksiyon geometrisi ve süspansiyon kinematikliğini ilgilendiren değişkenler belirlenmiştir. Sonlu elemanlar analizleri ile parçaların dayanım analizleri gerçekleştirilerek yapısal optimizasyonlar gerçekleştirilmiştir. Son olarak yorulma analizleri gerçekleştirilerek sonsuz ömürlü parçalar elde edilmiştir. Larsson (2016), yüksek lisans tezinde topoloji optimizasyonu metodolojisini Volvo grup bünyesinde bulunan bir araç için geliştirmiştir. Çeşitli yük koşulları için elde ettiği topoloji optimizasyonu sonucunu kullanarak arka salıncak modelini oluşturmuş ve dayanım analizleri ile tasarımını değerlendirmiştir. Topaç ve diğer. (2017a), topoloji optimizasyonu aracılığıyla bir askeri aracın bağımsız ön süspansiyonunda kullanılan alt salıncağın tasarımını gerçekleştirmiştir. Üretilabilir tasarımı oluşturduktan sonra sonlu elemanlar analizi ile model doğrulanmış ve nihai tasarım elde edilmiştir. Topaç ve diğer. (2015a) yanıt yüzey metodolojisini kullanarak bir kamyonun çift salıncaklı bağımsız ön süspansiyon sisteminin kinematik optimizasyon çalışmasını gerçekleştirmişlerdir. Öncelikle kamyonun yerden yüksekliği, şasi yeri, tekerlek göbeği paketinin ve çelik tekerleğin yapısal elementleri tasarım kısıtlamaları olarak belirlenmiş ve süspansiyonun olası tasarım hacmi tahmin edilmiştir. MSC

Adams programı ile kinematik model oluşturulmuş ve yanıt yüzey metodolojisi kullanılarak uygun bağlantı noktaları elde edilmiştir. Çalışmanın sonucu olarak, çift salıncaklı süspansiyonun optimal geometrisinin literatürde verilen iz değişimi sınırlamasını karşıladığını göstermiştir. Topaç ve diğer. (2015b) en uygun çok noktalı direksiyon mekanizmasını elde etmek için yanıt yüzey optimizasyon yöntemi kullanılarak bir tasarım uygulamışlardır. Tasarım problemi oluşturulurken iki ana amaç belirlenmiştir. Bunlar tekerlek hareketinde ön iz açısının minimum sapması ve direksiyon açısı aralığında en uygun direksiyon hatasıdır. Sonuç olarak, H şekilli paralel kol tabanı mekanizmasına kıyasla sistemin en yüksek direksiyon hatasını %89,6'ya kadar azaltmanın mümkün olabileceği bulunmuştur. Topaç ve diğer. (2016) farklı yük koşulları için çok amaçlı bir taşıtın ön aks diferansiyel kovanının kütle ve gerilim optimizasyonu çalışmasını gerçekleştirmiştir. Öncelikle sabit aksın katı modeli oluşturulmuş olup ardından sonlu elemanlar analizleri yapılmıştır. Bu çalışmada, tasarım parametresi olarak gövde-kol geçişlerinde bulunan güçlendirme kanatlarının uzunluğu ve kalınlığı seçilmiştir. Sonuç olarak, orijinal tasarıma göre yeni tasarımın yaklaşık olarak 1,8 kg daha hafif olduğu bulunmuştur. İlaveten, alt kritik ve üst kritik kesitlerinde yaklaşık olarak sırasıyla %18 ve %36 oranında azalma olabileceği gözlemlenmiştir. Yıldız (2017) otomobillerin ön süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak kolunun önce topoloji optimizasyonu ardından şekil optimizasyonunu yaparak optimum boyutların bulunmasını çalışmıştır. Bu çalışmada kullanılan şekil optimizasyonu için yeni geliştirilen interior arama algoritması ilk kez optimum ürün tasarımı sürecinde kullanılmıştır. Sonuç olarak, optimum tasarımın ağırlığı başlangıç tasarımına göre %28 daha az olarak bulunmuştur. Topaç ve diğer. (2017b) dört tekerlekten çekişli ve iki akslı bir askeri aracın bağımsız ön süspansiyonunda kullanılacak alt salıncığın yapısal tasarımını, topoloji optimizasyonu ile gerçekleştirmişlerdir. İlk olarak, fren sistemlerine ait yapı elemanlarının fiziksel sınırlamaları dikkate alınmak suretiyle, salıncığın ön tasarımı yapılmıştır ve seçilen sürüş koşulları için kuvvet analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, son tasarımda %19,25 kütle azaltımı gözlemlenmiştir. Topaç ve diğer. (2017c) 4,5 ton taşıma kapasiteli özel tip bir yarı römork için bağımsız süspansiyon sisteminin kavramsal tasarımını çalışmışlardır. İlk olarak, römorkun düşey eksenindeki çalışma stroku belirlenerek süspansiyon sisteminin tasarım hacmi bulunmuştur. Adams/Car™ çoklu

cisim dinamiği paket programı yardımıyla süspansiyonun çoklu cisim modeli oluşturulmuştur. Adams/Insight™ uygulaması yardımıyla, en düşük aks açıklığı değişimini oluşturacak salıncak yatağının konumu belirlenmiştir. Süspansiyon salıncakđının ön tasarımı oluşturulmuş ve bu tasarım, topoloji optimizasyonu yardımıyla, yaklaşık olarak %37 oranında hafifletilmiştir. Farklı sürüş durumlarında ANSYS® Workbench uygulaması ile sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Bu tasarımın, en yüksek statik yükün üç katına kadar dayanabildiği gözlemlenmiştir. Topaç ve diğer. (2018) bir taktik tekerlekli zırhlı aracın, sabit aks yerine bağımsız süspansiyonla donatılmış olan yeni nesil tasarımına ait çoklu cisim dinamiği analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bu analizler sonucunda, bu süspansiyon tipinin taşıt gövdesinin dinamik davranışına etkisi incelenmiştir. Sonuç olarak, engel geçişleri sırasında tekerleğin düşey eksenindeki serbest yaylanması, ilk duruma göre 4 katına çıkarılmıştır. İlk tasarım ile karşılaştırıldığında yeni tasarımda, gövde düşey ivmesinin %50'ye varan oranda azaltılabileceği gözlemlenmiştir.

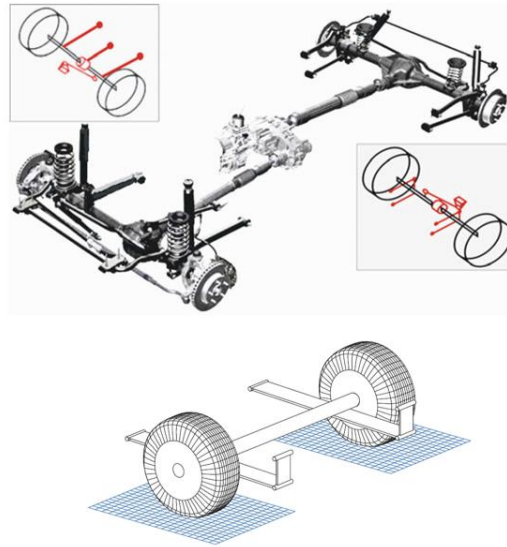
BÖLÜM ÜÇ

SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

Akslar, orijinallerinde iki tekeri birbirine bağlayan ve birlikte yönlendirilebilmesine izin veren rijit yanal bağlantı olarak tanımlanmaktadır. Bu tip akslar yalpa dengesini korumakla birlikte tekerlekler ve araç gövdesi arasındaki bağlantıyı basit kılmaktadır. Bu tanım tüm sabit ve yarı sabit süspansiyon sistemleri için geçerlidir. Bu tip akslar tekerleklerin hareketini birebir takip etmektedir. Bağımsız süspansiyon sistemlerinin kullanılması ile direkt bağlantı kesilir ve yönlendirilebilir tekerlek taşıyıcılar kullanılmış olur. Bu tekerlek taşıyıcı, tekerleği aksa bağlayan kinematik bağlantının bir parçasıdır. Bu sistemler için aks tanımı daha karmaşıktır (Heißing ve Ersoy, 2010).

3.1 Sabit Süspansiyon Sistemleri

Rijit akslar, iki tekeri birbirine bağlayan ve bu iki tekeri birlikte hareket ettiren yanal rijit elemanlar olarak tanımlanmaktadır. Bu çözüm; sabit aks, canlı aks veya bağımlı teker kontrol sistemi olarak da bilinmektedir. Orijinleri, at arabalarında kullanılan akslardan gelmektedir. Genellikle yük taşıyıcı araçlarda ve maksimum yol dışı (off-road) performansı sergileyen araçlarda kullanılmaktadır. Şekil 3.1’de sabit süspansiyon sisteminin bir görüntüsü bulunmaktadır.

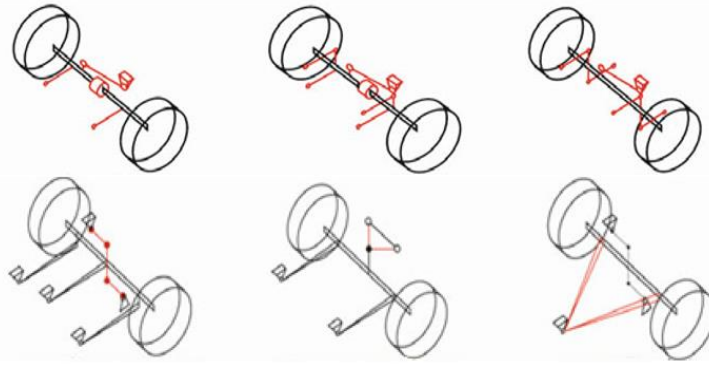


Şekil 3.1 Sabit süspansiyon sistemi (Jazar, 2008; Heißing ve Ersoy, 2010)

Sabit süspansiyon sistemlerinin genel özellikleri aşağıda verilmiştir.

- Basit üretilebilirlik, ekonomik ve diferansiyelin aks üzerine konumlandırılması uygun maliyetlidir.
- Yüksek yük taşıma kapasitelerine sahiptir.
- Yüksek yalpa merkezi vardır.
- Her iki tekerde aynı ön iz açısı ve kamber açısına sahiptir.
- Büyük aks hareketine izin verir (yoldışı (off-road) kullanım).
- Yüksek yaylandırılmamış kütlesi vardır.
- Bir tekerin hareketi diğer tekeri doğrudan etkiler.

Tahrikli sabit akslara göre, tahriksiz sabit aksların yaylandırılmamış kütleleri diferansiyel ve tahrik milleri bulunmaması sebebiyle daha azdır. Tahriksiz sabit aksların yaylandırılmamış kütleleri tekerleri birbirine bağlayan profil küçültülerek hafifletilebilmektedir. Tahriksiz arka sabit akslar yanal yük taşıma kapasiteleri artması için sıklıkla küçük ön iz açısı ve negatif kamber ile tasarlanırlar. Şekil 3.2’de sabit aksların farklı düzenlemeleri gösterilmektedir.



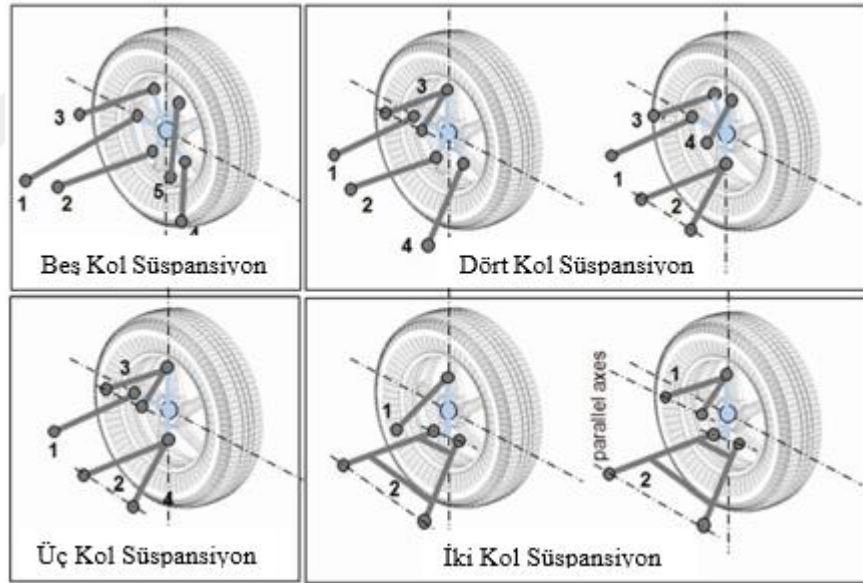
Şekil 3.2 Sabit aksların farklı düzenlemeleri (Heißing ve Ersoy, 2010)

3.2 Bağımsız Süspansiyon Sistemleri

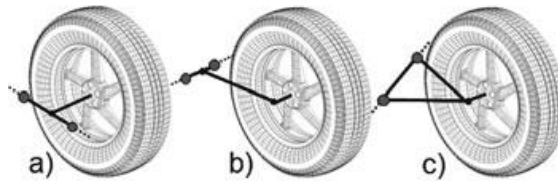
Bağımsız süspansiyon sistemlerinin tümü, araç gövdesi ile tekerlek taşıyıcısı birbirine bağlayan kinematik bağlantılar içermektedir. Bu kinematik bağlantılar

birbirlerine genellikle uç noktalarında bulunan mafsallar yardımıyla bağlanırlar. Mafsal tipleri, bağlantıda olduğu parçaların hareket serbestliğini belirlemektedir.

Bağımsız süspansiyon sistemi, tekerlek taşıyıcının araç gövdesine göre düşey eksenindeki hareketine izin vermelidir. Bu hareket serbestliği, tekerleğin yol profilini “z” ekseninde takip etmesini ve böylelikle yol düzensizliklerini araç gövdesinden izole etmesini sağlamaktadır. Bu hareket yay ve amortisör çifti ile karşılanmaktadır. İkinci hareket serbestliği ise, yönlendirme hareketi içindir. Bu serbestlik “y” ekseninde direksiyon dişli kutusu hareketi ve bir bağlantı parçasının kombinasyonu (tie rod) ve diğer bağlantı parçalarının uygun düzeni almasıyla sağlanır. Şekil 3.3’te bağımsız süspansiyon sisteminin çeşitli düzenlemeleri gösterilmektedir. Süspansiyon sistemi bağlantıları araç hareket yönüne göre yanal, boyuna ve diyagonal şekilde düzenlenebilmektedir. Şekil 3.4’te bu düzenler gösterilmiştir.

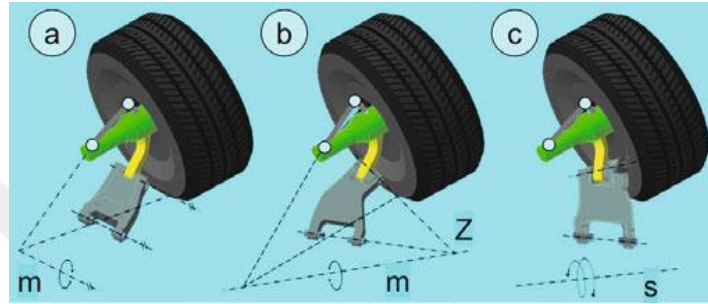


Şekil 3.3 Bağımsız süspansiyon sistemlerinin çeşitli düzenlemeleri (Heißing ve Ersoy, 2010)



Şekil 3.4 Yanal (a), boyuna (b) ve diyagonal (c) düzenlemeler (Heißing ve Ersoy, 2010)

Düzenlemelerine bağılı olarak süspansiyon bağlantıları yoldan gelen yükleri yanal, boylamsal veya her iki yönde aktarırlar. Kinematik uzuvların bağlantı noktaları süspansiyon sisteminin genel davranışını belirlemektedir. Bağımsız süspansiyonların ani dönme merkezleri, kinematik uzuvların düzenine göre uzayda farklı yerlerde bulunabilirler. Şekil 3.5'te farklı ani dönme merkezlerine sahip süspansiyon sistemleri gösterilmektedir. Böylece tekerleğin uzayda bir çok farklı hareketi mümkün hale gelmektedir.



Şekil 3.5 Farklı ani dönme merkezlerine sahip süspansiyon sistemleri (Heißing ve Ersoy, 2010)

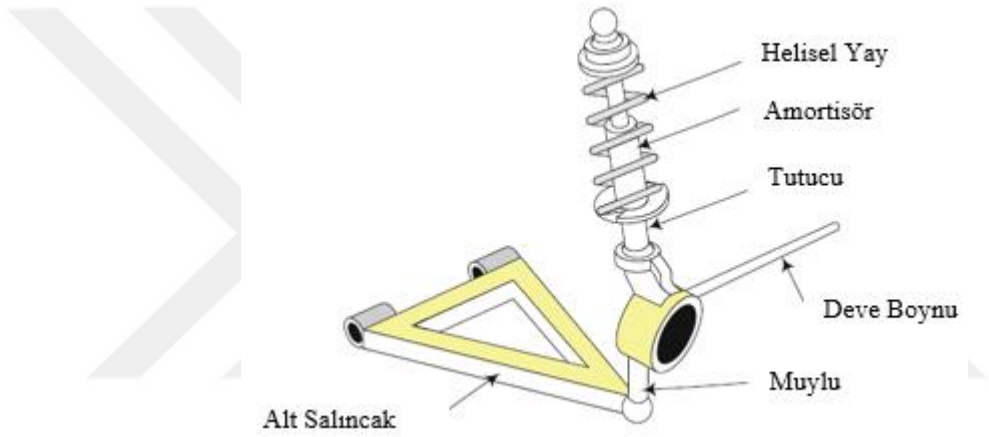
Tekerleğin tüm bu hareket serbestliklerine sahip olması, süspansiyon kinematikliğini ilgilendiren; yalpa merkezi, kamber açısı, iz açısı değişimi ve kamber değişimi gibi değişkenlerin optimize edilmesine olanak sağlamaktadır. Bağımsız süspansiyon sistemlerinin genel özellikleri aşağıda verilmiştir.

- Düşük yaylandırılmamış kütle özelliğe sahiptir.
- Bir tekerleğin hareketi diğer tekeri etkilememektedir.
- Kinematik ve elastokinematik düzenlere olanak sağlamaktadır.
- Yol titreşimlerini ve akustik etkilerini basitçe izole etmektedir.
- Parça sayısı fazladır ve taban serbestliği kısıtlıdır.
- Viraj dönerken tekerleklerdeki yük dengelemesi stabilizatör yardımıyla sağlanmaktadır.
- Sabit akslar kadar yüksek taşıma kapasitelerine sahip değildir.

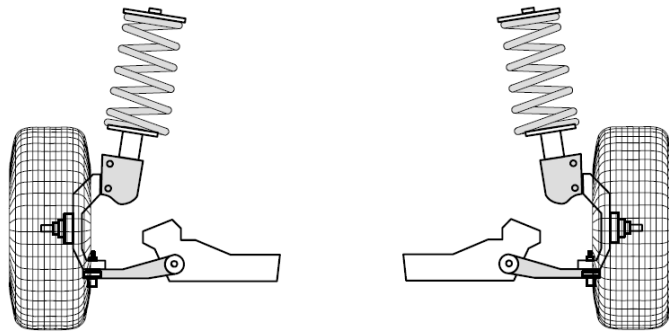
Taktik tekerlekli askeri araçlarda genellikle kullanılan iki tip bağımsız süspansiyon sistemi bulunmaktadır. Bunlar enine yön vericili (McPherson) ve çift enine yön vericili (Double Wishbone) süspansiyon sistemi olarak tanımlanmaktadır.

3.2.1 Enine Yön Vericili (McPherson)

Bu tip süspansiyon sistemleri araç şasisine yükün yay-amortisör çifti tarafından aktarıldığı ve dönme ile öteleme serbestliği aynı anda olan mafsallı tip olan sistemlerdir. Tekerleğe gelen yükler şasiye aktarılırken yükü düşey yönde tutan yay amortisör çifti, sistemin kasmaını engellemek için aynı zamanda dönme serbestliğine sahiptir. Genellikle yay-amortisör çifti akson üzerine rijit olarak bağlanmaktadır. Aşağıda temsili resmi Şekil 3.6’da izometrik görünüşü, Şekil 3.7’de önden görünüşü gösterilmektedir.



Şekil 3.6 Enine yön vericili süspansiyon sisteminin izometrik görünüşü (Jazar, 2008)



Şekil 3.7 Enine yön vericili süspansiyon sisteminin önden görünüşü (Jazar, 2008)

Bu süspansiyon sistemleri genel olarak kompakt tasarıma sahip olmalarından ve araç gövdesinde destek noktaları geniş bir alana yayılabildiğinden hafif kamyonetlerde ve araçlarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Mc-Pherson tipi süspansiyon sistemlerinin avantajları;

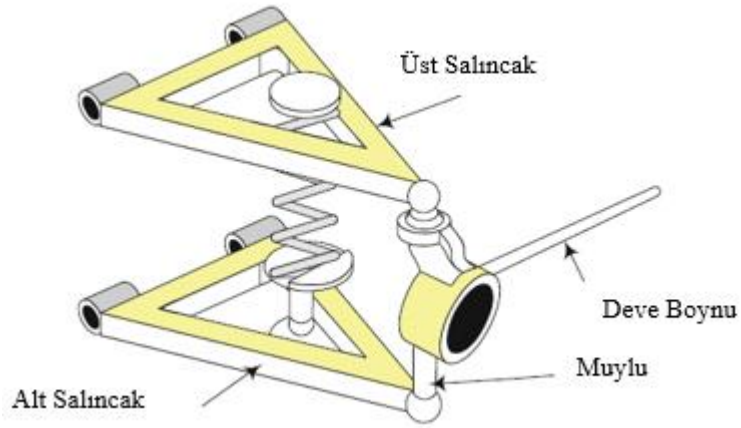
- Yaylanma ve kontrol ekipmanları tek birim üzerinde toplanabilmektedir.
- Paketleme hacmi daha düşük olmaktadır. Böylece motor kompartmanı daha fazla hacme sahip olabilmektedir.
- Yay çevrim oranı neredeyse 1 olmaktadır. Teker deplasmanı ile yay deplasmanı yaklaşık aynıdır.
- Maliyeti düşük ve hafif tasarımlar elde edilebilmektedir. Yaylandırılmamış kütle düşüktür.
- Yay boyu uzun tutulabilmektedir.

Mc-Pherson tipi süspansiyon sistemlerinin dezavantajları;

- Ön aks kinematiği çift salıncaklı süspansiyon sistemine göre daha zorludur.
- Yay bağlantısının gövde ile olan birleşimine yüksek yol kuvvetleri gelmektedir.
- Düşey yükler akson üzerinde birleştiğinden tasarımının mukavemetli olması gerekmektedir.
- Yol seslerini izole etmek zordur.
- Amortisör üzerinde eğilme momentinden dolayı oluşan yüksek sürtünme, aşınmalara yol açmakta ve titreşim sönümünü zorlaştırmaktadır.
- Tekerlek balansına ve aşınmasından daha fazla etkilenmektedir.

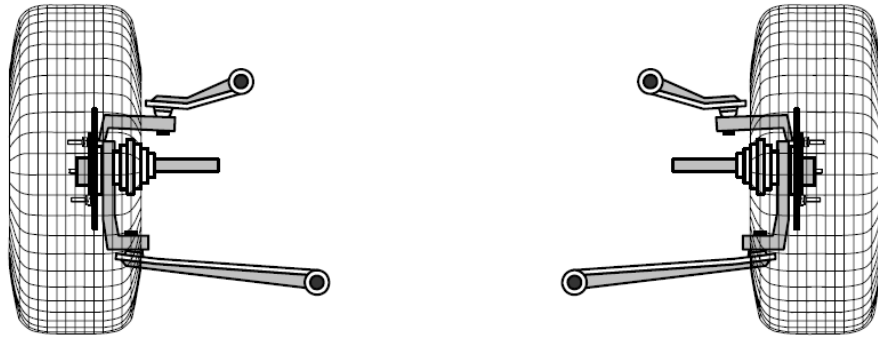
3.2.2 Çift Enine Yön Vericili (Double Wishbone)

Tekerleğin bağlı olduğu akson, tekerleğe etkileyen yükleri karşılayan tekerlek dönme merkezinin üzerinde ve altında yer alan iki uzuv ile şasiye bağlanmaktadır. Üçüncü bir uzuv ise tekerleğin yönlendirilmesini ve ön iz açısını etkileyen yönlendirme koludur. Bu düzen genellikle çift enine yön vericili süspansiyon sistemi veya çift salıncaklı süspansiyon sistemi olarak adlandırılmaktadır (Heißing ve Ersoy, 2010). Şekil 3.8’de çift enine yön vericili süspansiyon sisteminin izometrik görünüşü verilmiştir.



Şekil 3.8 Çift enine yön vericili süspansiyon sisteminin izometrik görünüşü (Jazar, 2008)

Şasiye iki bağlantı ara yüzü ile bağlanan süspansiyon sistemi yanal ve boyuna tekerlek yüklerini karşılarken hareket serbestliğine izin vermek için birbirlerine mafsallar ve kauçuk takozlar yardımıyla bağlanmaktadır. Konfor özelliklerini artırmak için bu takozların ve şasiye gelen yüklerin optimize edilmesi gerekmektedir (Heißing ve Ersoy, 2010). Şekil 3.9’da çift enine yön vericili süspansiyon sisteminin önden görünüşü verilmektedir.



Şekil 3.9 Çift enine yön vericili süspansiyon sisteminin önden görünüşü (Jazar, 2008)

Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin kinematik özelliklerinin optimizasyonu, her bir tekerlekteki sekiz bağlantı noktasının ayarlanması ile sağlanmaktadır. Genellikle üst salıncakın alt salıncaktan kısa olması kamber değişimini azaltması ve iz genişliği değişimini azaltması ile avantaj sağlamaktadır. Ayrıca üst salıncak kısa olduğu için viraj dışında kalan teker negatif kamber almakta ve tekerleğin yüzey temasını ve yanal yük taşıma kapasitesini artırmaktadır. Buna ek olarak iz genişliğinin minimum

değişmesi için süspansiyon kollarının kesiştiği ani dönme merkezi yer seviyesine olabildiğince yakın veya yerin altına doğru ayarlanmaktadır.

Süspansiyon sisteminde yay ve amortisör çiftinin yoldan gelen düşey yüklere karşı uyguladığı kuvvet doğrudan süspansiyon kolları tarafından karşılanmaktadır. Bu da süspansiyon kollarının dayanıklı ve dolayısıyla ağır olmasını gerektirmektedir. Bu nedenle yay bağlantı noktasının tekerleğe yakın olması ile kuvvet çevrim oranı düşürülerek süspansiyon kollarının ve yay/amortisör çifti üzerine gelen eğilme momenti azaltılabilmektedir. Yay amortisör çiftini üst salıncağa aktarılabilceği gibi alt salıncağa bağlamak avantaj sağlamaktadır.

Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin avantajları (Heißing ve Ersoy, 2010);

- Tasarım serbestliği; yalpa merkezi ve ekseni serbestçe ayarlanabilmektedir, kamber ve iz genişliği değişimleri sınırlandırılabilir.
- Yüksek yanal katılık özelliği göstermektedir.
- Sürüş ve kontrol özellikleri iyidir.

Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin dezavantajları (Heißing ve Ersoy, 2010);

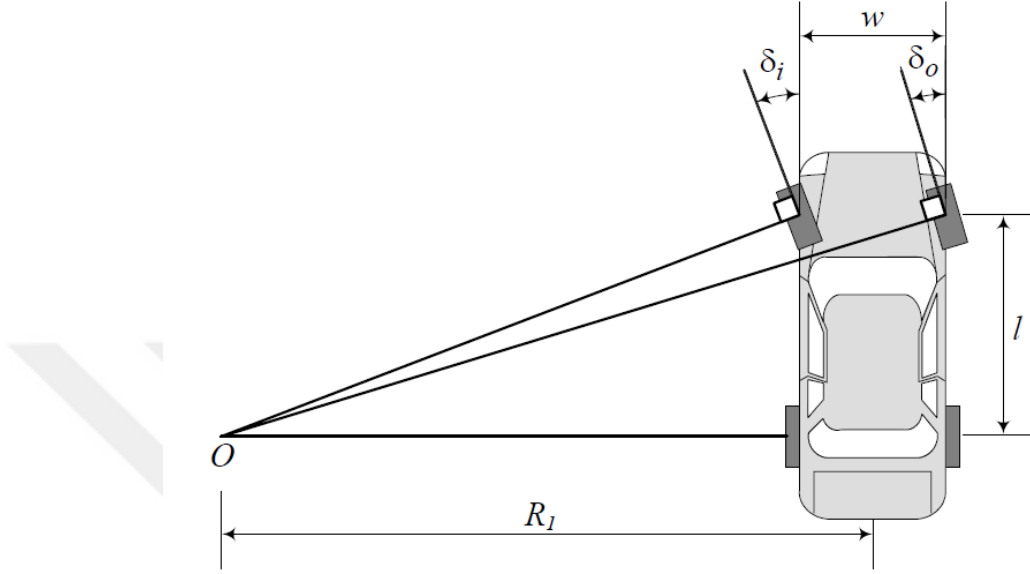
- Yüksek üretim maliyetine sahiptirler.
- Büyük paketleme hacmine sahiptirler. Özellikle üst salıncak çalışma hacmi tasarımları kısıtlamaktadır.
- Şasi tarafındaki mesnetlerine yüksek kuvvetler gelmektedir. Yardımcı şasi ihtiyacı doğabilmektedir.

3.3 Süspansiyon Sistemlerinin Kinematik Gereksinimleri

3.3.1 Ackermann Prensipleri

Aracın düşük hızlarında viraj dönüşü esnasında viraj içindeki ön teker ile viraj dışındaki ön teker arasında kaymadan dönmeye izin veren kinematik durum

Ackermann geometrisine sahiptir. İç teker ve dış teker eksenleri viraj dönme merkezinde kesişmektedir. Aşağıdaki Şekil 3.10’da Ackermann geometrisini sağlayan bir araç görseli temsil edilmektedir (Jazar, 2008).

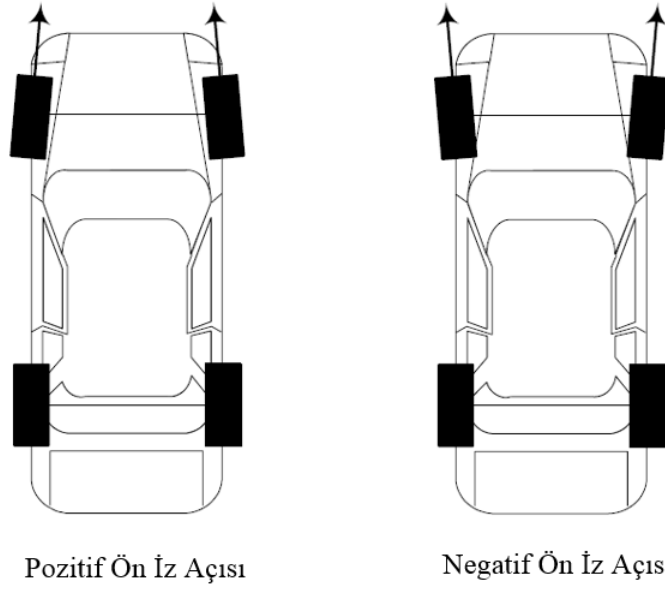


Şekil 3.10 Ackermann geometrisi (Jazar, 2008)

3.3.2 İz (Toe) Açısı

İz açısı aynı aks üzerindeki iki tekerin doğrultusunun araç önünde veya arkasında birleşmesinin bir ölçüsüdür. Eğer iki teker uzantısı araç önünde kesişmekte ise “toe-in”, araç arkasında kesişmekte ise “toe-out” açısına sahip denmektedir. Bu iki farklı düzen Şekil 3.11’de gösterilmektedir (Jazar, 2008).

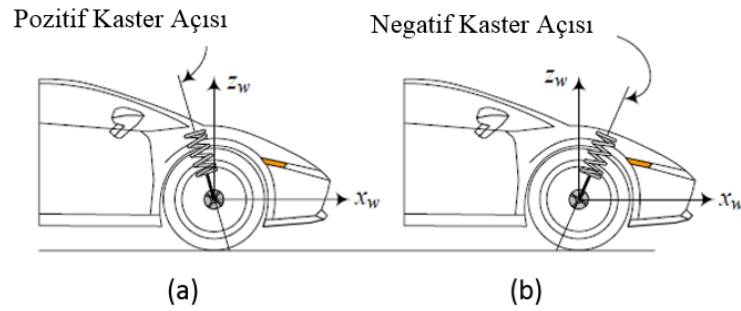
Toe açısının miktarı iki tekerin paralelliğine olan açı farkı ile belirtilmektedir. İz açısı; tekerlek aşıntısı, düz yol stabilitesi ve viraj performansı gibi üç ana etkiye sahiptir. Minimum güç kaybı ve tekerlek aşıntısı için düz giden bir araçta, tekerlekler toe-in açısına sahip olmalıdır. Toe-in düzeni aracı stabil yönlendirme karakteristiğine ulaştırırken toe-out düzeni agresif yönlendirme karakteristiğine ulaştırmaktadır (Jazar, 2008).



Şekil 3.11 Pozitif ve negatif ön iz açıları görünümü (Jazar, 2008)

3.3.3 Kaster Açısı

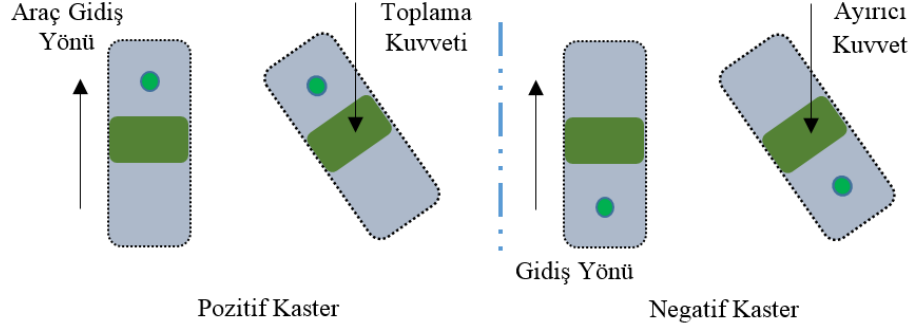
Araca yandan bakıldığında yönlendirme kolunun (akson kingpin ekseninin) araç önüne veya arkasına yatık olmasının bir ölçüsüdür. Şekil 3.12’de pozitif ve negatif kaster açıları gösterilmektedir (Jazar, 2008).



Şekil 3.12 Pozitif (a) ve negatif (b) kaster açıları (Jazar, 2008)

Pozitif kaster yönlendirme eksenini teker temas noktasının önünde olduğundan tekerleğin dönüş sonrası kendini toplamasına yardım etmektedir. Alışveriş arabalarının kendi kendine yönelmesi de pozitif kaster ile sağlanmaktadır. Çoğu araç düz yol stabilitesini sağlayan pozitif kaster ile tasarlanmaktadır. Şekil 3.13’te pozitif

ve negatif kaster açılarının toplama ve ayırıcı kuvvetlerine etkisi gösterilmiştir (Jazar, 2008).



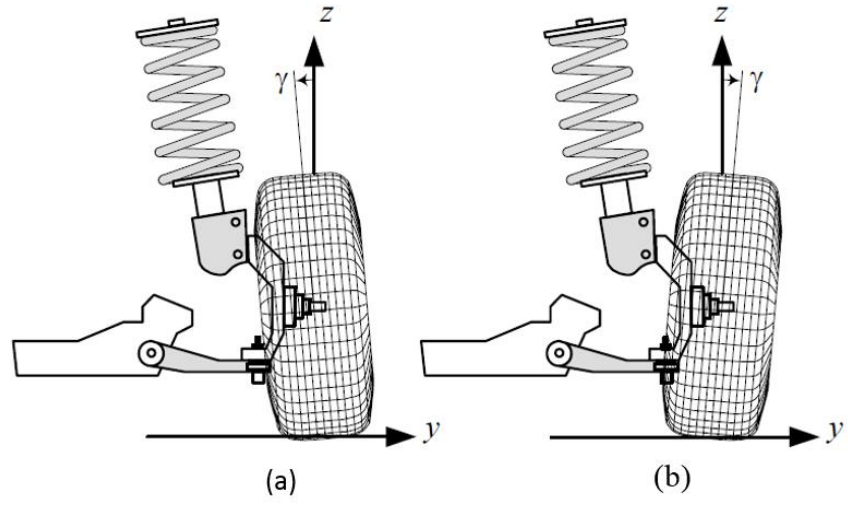
Şekil 3.13 Toplama ve ayırıcı kuvvetleri (Parks, 2014)

3.3.4 Kamber Açısı

Araca önden bakıldığında tekerleğin düşey eksen ile yaptığı açı olarak belirtilen açıdır. Tekerleğin üst kısmı araca doğru bakıyorsa negatif kamber, araç dışına doğru bakıyorsa pozitif kamber açısına sahiptir (Jazar, 2008).

Tekerleğin viraj esnasında sağlayabileceği dönüş kuvveti, tekerleğin kamber açısı ile büyük şekilde etkilenmektedir. Tekerlek, maksimum yanıl kuvvetini küçük kamber açılarındadır oluşturmaktadır. Bu olgu, kamber itmesinin lastiğin elastik deformasyonu ile ekstra yanıl kuvvet oluşturmaya dayanmaktadır (Jazar, 2008).

Dönüşler için kamber açısının optimizasyonu için, süspansiyon sistemi dönüş yönüne doğru kamber oluşturmalıdır. Taşıt gövdesi dönüşte yalpa yaparken, süspansiyonlar düşey yönde hareket ederler. Tekerlekler, şasiye süspansiyon sistemiyle bağlı olduğundan, şasinin yalpasında süspansiyon sisteminin büyük yer değiştirmeleri esnasında kamber açısının değişimi görülür. Tekerlekler statik halinden ne kadar çok yer değiştirirse, tekerleği uygun kamber açısında tutmak o kadar zorlaşmaktadır. Şekil 3.14'te pozitif ve negatif kamber açıları gösterilmiştir.



Şekil 3.14 Negatif (a) ve pozitif (b) kamber açıları (Jazar, 2008)

BÖLÜM DÖRT

YÖNTEM

Bu tez kapsamında kullanılan yöntemler aşağıda sırasıyla açıklanmaktadır.

4.1 Malzemeler Hakkında Genel Bilgiler

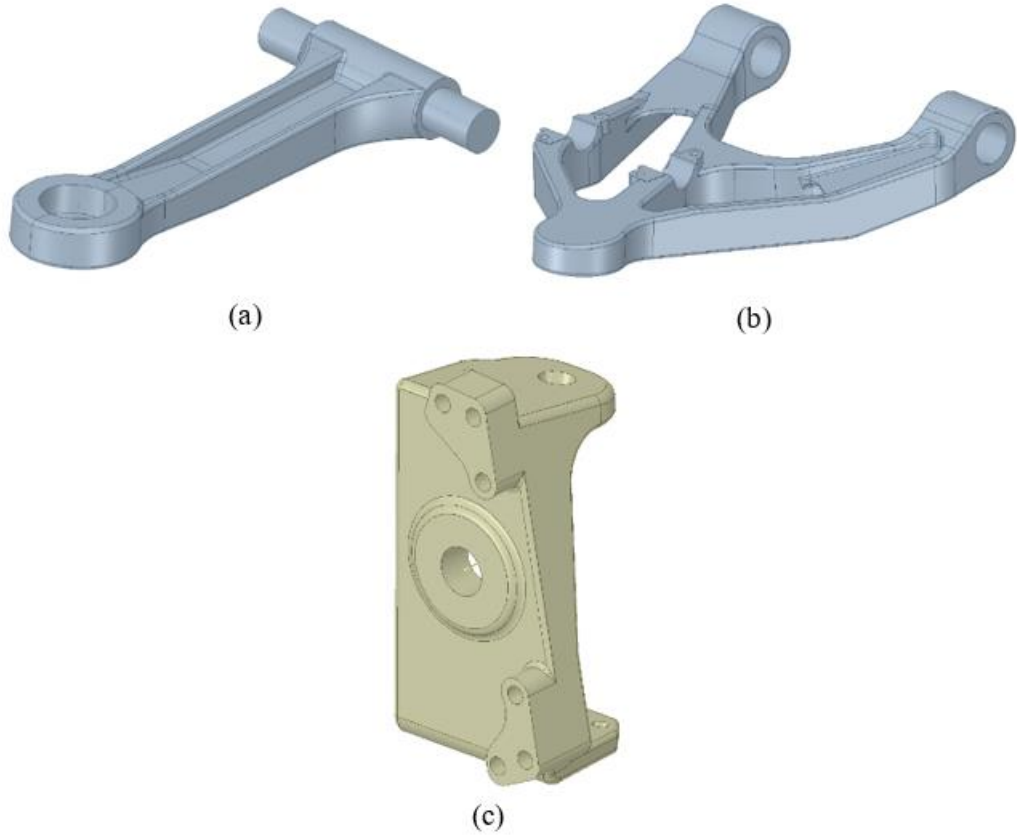
Parçaların tasarımlarında kullanılması planlanan malzemeler ve mekanik özellikleri aşağıdaki başlıklarda açıklanmıştır.

4.1.1 Alt Salıncak, Üst Salıncak ve Akson Malzemesi (AISI4140)

42CrMo4 olarak da bilinen çelik otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Yüksek şekil verilebilirlik özellikleri ve farklı ısı işlemlerden geçirilerek yüksek mukavemet elde edilebilmesi nedeniyle 4140 çelikleri süspansiyon sistemlerinde kullanılmaktadır (Demirezen ve diğer., 2006).

Süspansiyon sistemleri genellikle dövme yöntemleri kullanılarak ve sonrasında bilye ile yüzeylerine dövme işlemi gerçekleştirilerek yorulma mukavemet değerleri de yükseltilerek üretilmektedir (Oh ve diğer., 2015).

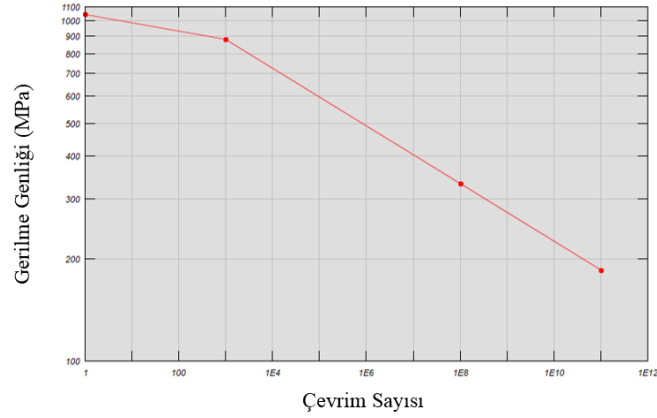
Analizlerde kullanılan 4140 çeliği mukavemet değerleri Ansys Workbench Programında “Engineering Data” kısmından alınmıştır ve Tablo 4.1’de mekanik özellikleri verilmektedir. 4140 çeliği kullanılmasının düşünüldüğü alt salıncak, üst salıncak ve akson parçaları Şekil 4.1’de gösterilmiştir. Şekil 4.2’de AISI 4140 çeliği için nCode programındaki Wöhler eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Üst salıncak (a), alt salıncak (b) ve akson (c) tasarımları

Tablo 4.1 AISI 4140 çeliği mekanik özellikleri

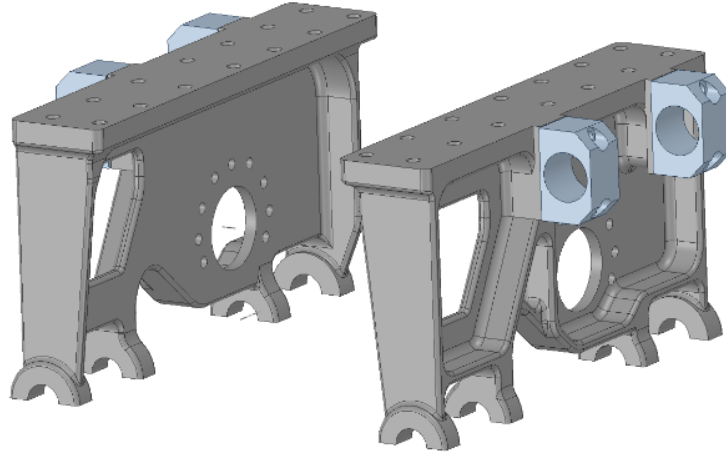
Elastisite Modülü	210 GPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Mukavemeti	928,9 MPa
Çekme Mukavemeti	1042,9 MPa
Yorulma Limiti	340 MPa



Şekil 4.2 AISI 4140 çeliği nCode Wöhler eğrisi

4.1.2 Yardımcı Şasi Malzemesi (GGG60)

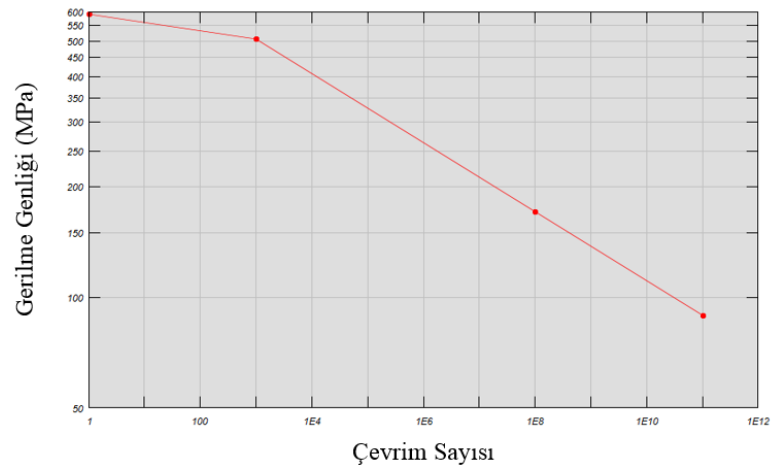
Dökme demirler genel olarak geniş aralıkta değişebilen sertlik, mukavemet, korozyon direnci, aşınmaya dayanıklılık, kolay işlenebilme ve titreşimleri yutma gibi avantajlı özelliklere sahiptir. Ek olarak, ekonomik olmasından dolayı geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir. Dökme demirin tipini, karbonun katılaşma sonrasında iç yapısındaki biçim ve şekil değişimi belirlemektedir (Stefanescu ve diğer., 1988). Küresel grafitli dökme demirler yüksek sıcaklıklarda oksidasyon direnci bakımından ve çeliğe uygulanan ısı işlemlere benzer işlemlerde amaçlanan mekanik özelliklere sahip olması bakımından otomotiv sanayinde kullanımı geniştir (Küresel Grafitli Dökme Demir, 2019). Şekil 4.3'te GGG60 malzemesinin kullanılmasının düşünüldüğü yardımcı şasi parçaları gösterilmiştir. Tablo 4.2'de GGG60 malzemesinin mekanik özellikleri verilmiştir. Şekil 4.4'te GGG60 malzemesinin nCode programından alınan Wöhler eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 4.3 Yardımcı şasi tasarımı

Tablo 4.2 GGG60 Malzemesinin Mekanik Özellikleri (Material properties for ductile cast iron GGG-60, 2019)

Elastisite Modülü	170 GPa
Poisson Oranı	0.23
Akma Mukavemeti	412 MPa
Çekme Mukavemeti	600 MPa
Yorulma Limiti	170 MPa

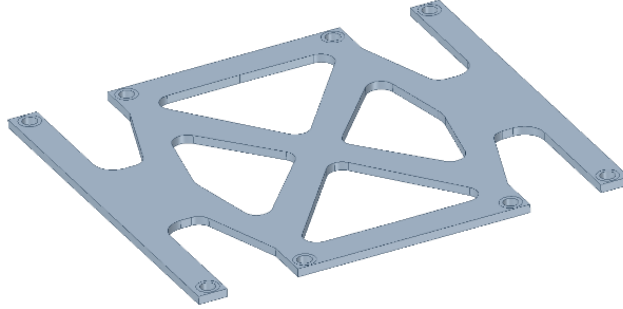


Şekil 4.4 GGG60 gri dökme demir nCode Wöhler eğrisi

4.1.3 Pleyt Malzemesi (S700MC)

S700MC çelikleri daha dayanıklı, hafif ve devamlılığını sürdürebilme amacıyla termomekanik haddeleme yöntemiyle üretilmektedir. Bu malzeme yüksek

mukavemet, performans ve kolay işlenebilir özellikleri sebebiyle, askeri araçlarda yapısal parçaların tasarımında sıklıkla tercih edilmektedir (Can ve diğer., 2018). Şekil 4.5'te S700 malzemesinin kullanılmasının düşünüldüğü pleyt parçası gösterilmiştir. Tablo 4.3'te ise S700 malzemesinin mekanik özellikleri gösterilmektedir.



Şekil 4.5 Pleyt tasarımı

Tablo 4.3 S700MC Malzemesinin Mekanik Özellikleri (Strenx 700 MC, 2019)

Elastisite Modülü	210 GPa
Poisson Oranı	0,3
Akma Mukavemeti	700 MPa
Çekme Mukavemeti	900 MPa

4.2 Yük Koşulları

4.2.1 Statik Yük Tipleri

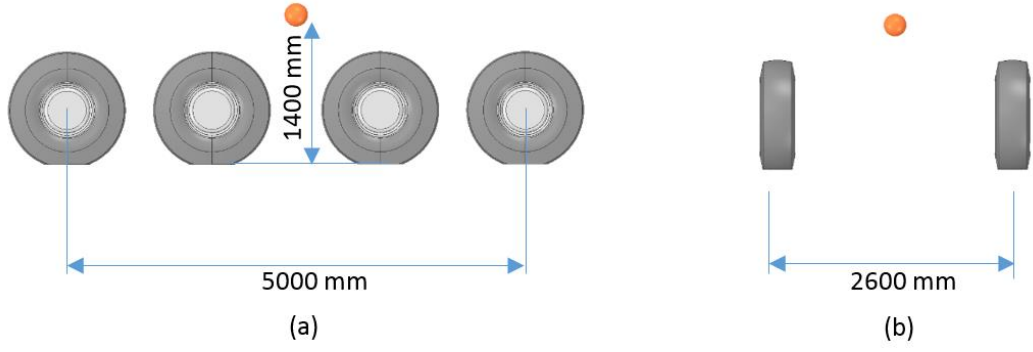
Süspansiyon tasarımlarının gerçekleştirilmesinde kullanılacak tekerlek yükleri karmaşık olduğundan çoğunlukla bilinmemektedir. Bu nedenle gerçek yol yükleri kullanılmadan çeşitli yol manevraları ile temsil edilebilen yükler süspansiyon sistemi tasarımlarında tercih edilmektedir. Bu manevralar, zamandan bağımsız olarak düşünülmektedir. Tekerlek yükleri, en genel anlamıyla ifade edilebilmek ve aks yükünden bağımsız hale getirilmek için ivme cinsinden verilmektedir. Bu yükleme koşulları MSC Adams programında kullanılarak süspansiyon sisteminin bağlantı noktalarına gelen yükler, sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere elde edilmektedir. Tablo 5.2'de verilen ivme değerleri, yerçekimi ivmesinin katları olarak düşünülmelidir (Heißing ve Ersoy, 2010).

Yükleme senaryoları, BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasının gizlilik politikası gereği paylaşılmamaktadır. Bu çalışma kapsamında askeri taşıt incelendiğinden dolayı söz konusu yükler, literatürde bulunan statik yükler artırılarak kullanılmıştır. Bu yüzden tasarımlar literatürde verilen yük durumlarını fazlasıyla karşılamaktadır. Tablo 4.4'te yükleme koşullarının isimleri verilmiştir, fakat değerleri gizlilik politikası sebebiyle verilmemektedir.

Tablo 4.4 Analizlerde kullanılan yükleme koşullarının benzerleri

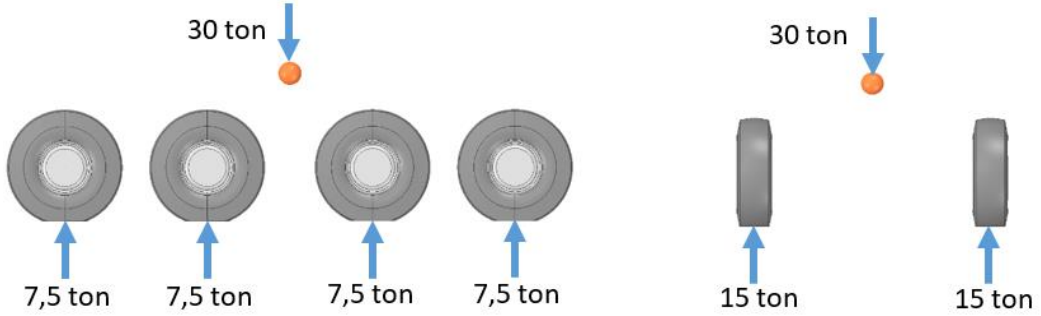
"G"	X	Y	Z
Düşey Darbe ve Dönüş			
Tümseğe Çarpma			
Jant Yanal Darbesi			
Çukurdan Geçme			
Düşey Darbe			

Tablo 4.4'te verilen yükleme senaryolarının üç ayrı eksen de ivme değerleri kullanılarak aks yükü dağılımları aşağıda anlatılan yöntem kullanılarak hesaplanmıştır. Aracın ağırlık merkezine uygulanan ivme yükleri, aks yüklerinin dağılımını değiştirmektedir. Maksimum aks yüküne ulaşan ön aks için tekerlek temas noktasında oluşan üç yönde kuvvet değerleri elde edilmektedir. Ardından MSC Adams programında üç eksen de hesaplanan kuvvet değerleri yarım taşıt modelinde tekerlek temas noktasından uygulanarak sanki statik simülasyonlar gerçekleştirilmiş ve süspansiyon bağlantı noktalarına gelen kuvvetler her bir yüklem koşulu için elde edilmiştir. Simülasyon programında kullanılacak aks yüklerini hesaplamak için gerekli temel ölçüler Şekil 4.6'da verilmektedir.

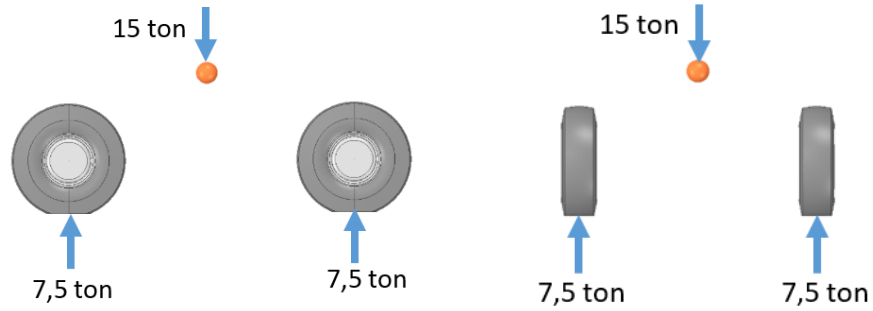


Şekil 4.6 Araç temel ölçüleri, (a) yandan görünüş ve (b) önden görünüş

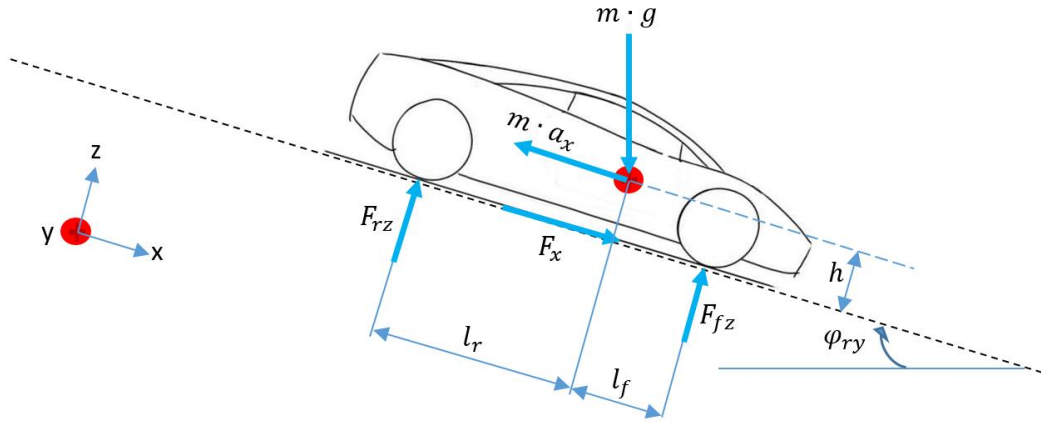
Tez kapsamında incelenen araç 30 ton toplam ağırlığa sahiptir ve dört aksa sahip olduğundan aks başına düşen taşıma kapasitesi 7,5 tondur (Şekil 4.7). Aracın aks yükü dağılımını hesaplayabilmek için, yay çökme etkileri ihmal edilerek, araç iki aksa sahipmiş gibi düşünülmektedir (Şekil 4.8). Aracın ön iki aksının ortası ile arka iki aksının ortası arası uzunluk, aracın aks açıklığı olarak alınmıştır. Araç ağırlığının yarısı (15 ton) kullanılarak Şekil 4.9 ve Şekil 4.10'da verilen hesaplara göre ön aks yük dağılımı hesaplanmıştır.



Şekil 4.7 Aracın tam yükü ve dört akslı modeli



Şekil 4.8 Aracın yarım yükü ve iki akslı modeli



Şekil 4.9 Araç boyuna aks yükü değişkenleri gösterimi (Jacobson, 2016)

Yukardaki şekilde verilen şematığe göre, arka tekerleklere göre moment alınırsa;

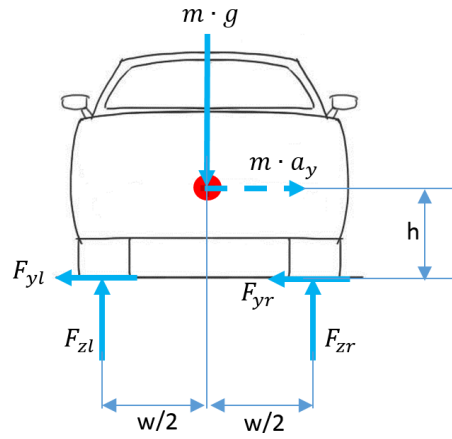
$$-F_{fz} \cdot (l_f + l_r) + m \cdot g \cdot (l_r \cdot \cos(\varphi_{ry}) + h \cdot \sin(\varphi_{ry})) - m \cdot a_x \cdot h = 0 \quad (4.1)$$

$$F_{fz} = m \cdot \left(g \cdot \frac{l_r \cdot \cos(\varphi_{ry}) + h \cdot \sin(\varphi_{ry})}{l_f + l_r} - a_x \cdot \frac{h}{l_f + l_r} \right) \quad (4.2)$$

Yukardaki şekilde verilen şematığe göre, ön tekerleklere göre moment alınırsa;

$$+F_{fz} \cdot (l_f + l_r) - m \cdot g \cdot (l_r \cdot \cos(\varphi_{ry}) - h \cdot \sin(\varphi_{ry})) - m \cdot a_x \cdot h = 0 \quad (4.3)$$

$$F_{fz} = m \cdot \left(g \cdot \frac{l_r \cdot \cos(\varphi_{ry}) - h \cdot \sin(\varphi_{ry})}{l_f + l_r} + a_x \cdot \frac{h}{l_f + l_r} \right) \quad (4.4)$$



Şekil 4.10 Araç yanal aks yükü değişkenleri gösterimi (Jacobson, 2016)

Yukardaki şekilde verilen şematığe göre, sol tekerleğe göre moment alınırsa;

$$m \cdot g \cdot \frac{w}{2} + m \cdot a_y \cdot h - F_{zr} \cdot w = 0 \rightarrow F_{zr} = m \cdot \left(\frac{g}{2} + a_y \cdot \frac{h}{y} \right) \quad (4.5)$$

Yukardaki şekilde verilen şematığe göre, sağ tekerleğe göre moment alınırsa;

$$F_{zl} = m \cdot \left(\frac{g}{2} - a_y \cdot \frac{h}{y} \right) \quad (4.6)$$

Tez kapsamında incelenmiş olan aracın özellikleri ve bu aracın aks yüklerini hesaplamak için kullanılan formüller ayrıntılı olarak yukarıda verilmiştir. Örneğin; Jant yanal darbesi senaryosu için Şekil 4.9’da verilen şematik gösterimine göre boyuna ivme için ön aksa gelen kuvvet hesabı yapılmıştır. Tablo 4.5’te bu hesaplamada kullanılan parametreler ve bulunan sonuç verilmiştir. Aynı şekilde yanal ivme kullanılarak da Şekil 4.10’da verilen şematik gösterime göre yanal yük aktarımı sonucu oluşan aks yükü artışı hesaplanmıştır. Tablo 4.6’da bu hesaplamada kullanılan parametreler ve sonuç verilmiştir.

Tablo 4.5 Düşey darbe ve dönüş senaryosu için boyuna ön aks düşey yükünün hesaplama sonuçları

l_f	l_r	m	g	φ_{ry}	h	a_x	F_{fz}
1725 mm	1725 mm	15000 kg	9,81*1 mm/s ²	0	1400 mm	9,81*1,1 mm/s ²	139259,3 N

Tablo 4.6 Düşey darbe ve dönüş senaryosu için yanal aks düşey yükünün hesaplama sonuçları

w	a_y	F_{fzr}
2600 mm	9,81*1,1 mm/s ²	87158,1 N

Tablo 4.5 ve Tablo 4.6'daki değerlerden ön sağ aks üzerine gelen kuvvetlerin toplamı her iki tablodaki F_{fz} ve F_{fzr} kuvvetlerinin yarılarının toplamı ile bulunmaktadır. Çünkü hesaplamada boyuna ve yanal hareket için aks yükleri ikişer tekerlekte aynı anda oluşmaktadır. Ön sol aks üzerinde ise yanal düşey kuvvet azalacaktır. Tekerlek temas noktasında oluşacak fren ve yanal yükleri ise hesaplanan tekerlek düşey yükleri ile tekerleğin kaydığı kabul edilmiş ve sürtünme katsayısı 0,5 alınarak hesaplanmıştır. Tablo 4.7'de aracın ön sağ ve ön sol aksında oluşan düşey yükler verilmektedir. Tablo 4.8'de ise statik senaryolar için elde edilen tekerlek temas noktasındaki yükler verilmiştir. Maksimum yükün olduğu ön aks tekerleklerindeki yükler her bir yükleme durumu için MSC Adams programında tekerlek temas noktasından uygulanmıştır.

Tablo 4.7 Düşey darbe ve dönüş senaryosu için sağ ve sol ön aks düşey yükünün hesaplama sonuçları

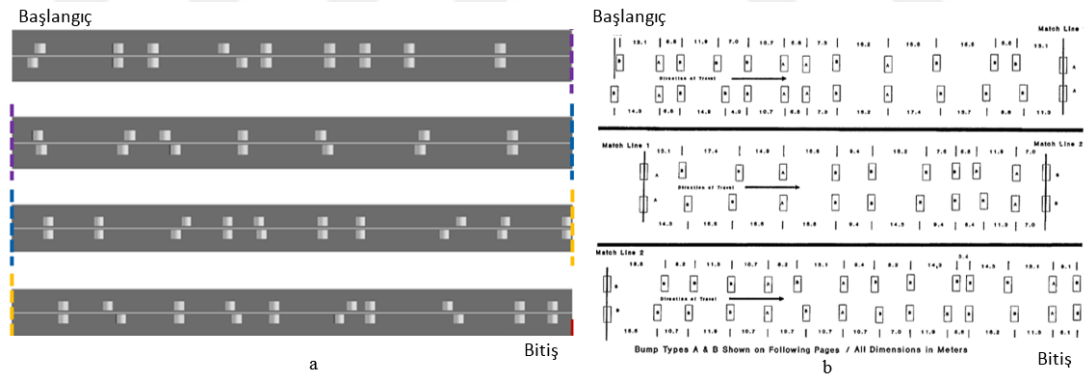
$F_{fz} / 2$	$F_{fzr} / 2$	F_z sağ ön aks	F_z sol ön aks
69629,65	43579,05 N	113208,7 N	26050,6 N

Tablo 4.8 Tekerlek temas noktasında oluşan kuvvetler

	Sağ ön tekerlek yükleri			Sol ön tekerlek yükleri		
	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
Jant yanal darbesi	56604	56604	113208	13025	13025	26050
Düşey darbe ve dönüş	92676	92676	185352	72867	72867	145735
Engele çarpma	40786	40786	81572	40786	40786	81572
Engele tırmanma	95967	95967	191934	95967	95967	191934
Düşme	73575	73575	147150	73575	73575	147150

4.2.2 Dinamik Yük Tipleri

Süspansiyon sistemlerinin tasarımında statik yük koşulları parçaların mukavemet değerlendirmelerinde yeterli öngörüyü sağlasa da parçaların yorulma ömürlerini belirlemede kullanılmaları uygun değildir. Literatürde statik yükleme tiplerinde de yorulma yükleri bulunmasına rağmen tez kapsamında incelenmemiştir. Bunun yerine dinamik senaryolar oluşturularak aracın gerçeğe yakın güzergâhı temsil edilmiştir. Bu tez kapsamında statik yük tiplerindeki yorulma yükleri kullanılmamış olup, askeri test parkurlarından biri olan tümsek parkuru kullanılmıştır. MSC Adams programında oluşturulan tam araç modeli, aşağıda şematığı ve modeli gösterilen parkurlardan geçirilerek süspansiyon sisteminde oluşan reaksiyon kuvvetleri zamana bağlı olarak elde edilmiştir. Elde edilen bu kuvvet değerleri oluşturulan parça tasarımlarında zaman serisi ile yorulma ömrü değerlendirmesi için kullanılacaktır. Bu parkur boyunca araç simülasyonu gerçekleştirilmiş ve maksimum zorlanan tekerleğin süspansiyon bağlantı noktalarındaki yükler kaydedilmiştir. Şekil 4.11’de askeri standartta bulunan parkur şematığı ve MSC Adams programında oluşturulan parkur gösterilmektedir.

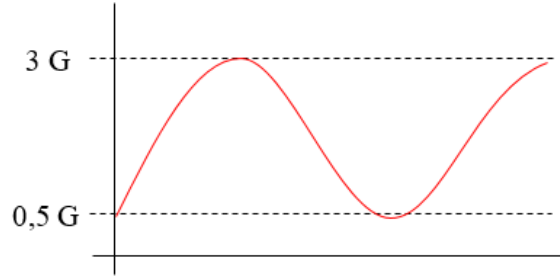


Şekil 4.11 Şaşırtmalı tümsek parkuru simülasyon modeli (a), standarttaki gösterimi (b) (TEDT-TMB, 2009)

4.2.3 Sinusoidal Yük Tipleri

Süspansiyon sisteminin yorulma ömrünün değerlendirmesinde kullanılacak diğer bir yükleme tipi ise sinusoidal yükleme tipidir. Bu yükleme tipinde genellikle süspansiyon sistemi üreticilerinin yorulma testlerinde kullandığı sinusoidal yükleme

yapılmıştır. MSC Adams programında, yarım araç modeli düşey değeri 0,5G ve 3G arasında değişen bir yüklemeye maruz bırakılmıştır. Bu yükleme değeri aracın aks taşıma kapasitesinin 0,5 katı ile 3 katı arasında değişen yüklemeyi temsil etmektedir. Yükleme ile süspansiyon bağlantı noktalarında oluşan reaksiyon kuvvetleri elde edilmiş ve kaydedilmiştir. Sonrasında zaman adımı yöntemi ile yorulma analizlerini gerçekleştirebilmek için Ansys Workbench ortamında analizlerde kullanılmıştır. Şekil 4.12’de tekerlek temas noktasına uygulanan yükleme grafiği verilmektedir.



Şekil 4.12 Sinusoidal yükleme grafiği

4.3 Optimizasyon Yöntemleri

Optimizasyon, genel anlamıyla en iyileme olarak tanımlanabilmektedir. Optimizasyon problemlerinde sıklıkla, girdi değişkenlerine göre değişen değere sahip bir çıktı değişkeni bulunmaktadır. Çıktı değişkenini minimum veya maksimum değerine ulaştırma işlemi ise optimizasyon olarak tanımlanmaktadır. Optimizasyon işlemleri, el hesapları ile de yapılabilirken günümüzde bilgisayar programları yardımıyla bir çok kolaylık sağlanmaktadır. Birden fazla değişkenin yer aldığı optimizasyon problemlerini bilgisayar destekli programlar ile çözmek daha kolaydır.

Bu tez kapsamında optimizasyon problemleri Altair Hyperworks programı aracılığıyla çözülmüştür. Bu program, statik, dinamik, titreşim, akustik, yorulma ve multidisipliner doğrusal ve doğrusal olmayan problemlerin çözümü için kullanılan sonlu elemanlar programıdır (*Altair: What is Altair Optistruct?*, b.t). Detaylı “mesh” modelleri oluşturma ve optimizasyon konusunda uzmanlaşmış ara yüze sahiptir. Model üzerindeki kontroller doğrudan “mesh” üzerinden uygulanabildiği için topolojik optimizasyon için kullanımı uygundur.

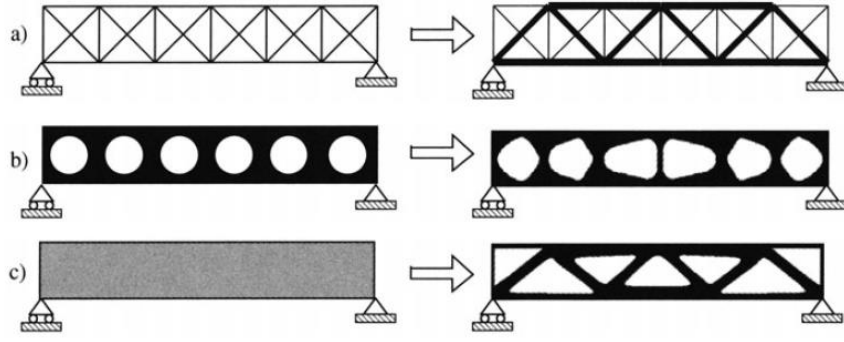
Bir optimizasyon problemi matematiksel bir işlem olabileceği gibi, tasarım problemlerinin de çözümünde optimizasyon yöntemleri kullanılabilir. Örneğin, basit mukavemet hesaplamalarında kiriş kalınlığının uygulanan yüke ve malzeme türüne göre minimum kesitini bulmak bir optimizasyon problemi haline dönüştürülebilir. Kiriş kalınlığı bir çıktı değişkeni olmak üzere, malzeme akma mukavemeti kısıtı ile ve kirişin boyu kullanılarak gerçekleştirilecek hesaplamada minimum kiriş kalınlığı birkaç iterasyon ile elde edilebilecektir.

Bu tezin konusunun da içerdiği optimizasyon yöntemi, bir tasarım hacmine sığacak süspansiyon sistemi tasarımının elde edilmesinde kullanılmıştır.

4.3.1 Topoloji Optimizasyonu

Şekil, boyut ve topoloji optimizasyonu problemlerinin her biri ayrı amaçlara hizmet etmektedir. Tipik bir boyut optimizasyonu probleminde, bir yapıdaki kalınlığın en uygun değeri bulunmaya çalışılmaktadır. Bu uygun değer bulunurken, deplasman veya herhangi seçilecek bir büyüklük minimum veya maksimum olarak hedeflenmektedir. Bu optimizasyonda girdi ve çıktı değişkenleri önceden bilinen varlıklardır ve kontrolleri kolaydır. Diğer yandan şekil optimizasyonunda, amaç hacmi dolduran en uygun şeklin bulunmasıdır. Buradaki girdi değişkeni ise hacim olarak karşımıza çıkmaktadır. Topoloji optimizasyonunda ise, hem boyut hem de şekil optimizasyonunu ilgilendiren değişkenlerin tümü ve yapıdaki bağlantılar kullanılmaktadır (Bendsøe, 2009).

Topoloji optimizasyonunun amacı, belirlenen alanda malzemenin en uygun dağılımının elde edilmesidir. Burada yalnızca uygulanan yükler, mümkün olan bağlantı konumları ve bazı tasarım kısıtları (örn. katı bölgeler, delikler) göz önüne alınarak hazırlanmış tasarım hacmi bilinmektedir. Bilinmeyen ise, yapının fiziksel şekli, boyutu ve düzenidir (Bendsøe, 2009). Şekil 4.13'te yapısal optimizasyonda kullanılan üç farklı model gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Yapısal optimizasyonun üç farklı modeli (a. boyutlandırma, b. şekil, c. topoloji optimizasyonu) (Bendsøe, 2009)

Yapının topolojisi, şekli ve boyutu standart parametrik fonksiyonlar ile tanımlanamamaktadır. Bu yüzden, tasarım hacminde dağılan fonksiyonlar ile tanımlanmaktadır. Bu fonksiyonlar, topoloji optimizasyonunda uygun tasarım formülasyonunun oluşturulmasını sağlayan rijitlik tensörünü temsil etmektedir (Bendsøe, 2009).

Topoloji optimizasyonunda matematiksel anlamda en uygun malzeme dağılımı altkümesi $\Omega_{\text{mat}} \subset \Omega$ aranmaktadır. Burada Ω , tasarım hacmi olarak tanımlanmaktadır. Tasarım değişkeni olan x , bir yoğunluk vektörü olarak (ρ) elemanların yoğunluğunu (ρ_e) temsil etmektedir. Yerel rijitlik tensörü olan E ise, yoğunluk vektörünün (ρ) de katılımı ile aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır (Larsson, 2016);

$$E(\rho) = \rho E^0 \quad (4.7)$$

$$\rho_e = \begin{cases} 1 & \text{eğer } e \in \Omega_{\text{mat}} \\ 0 & \text{eğer } e \in \Omega \setminus \Omega_{\text{mat}} \end{cases} \quad (4.8)$$

Ve hacim kısıtı,

$$\int_{\Omega} \rho d\Omega = \text{Vol}(\Omega_{\text{mat}}) \leq V \quad (4.9)$$

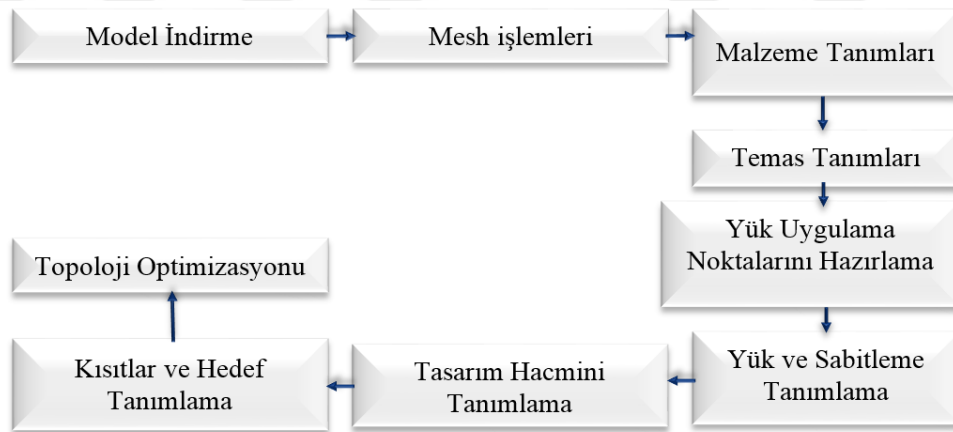
Burada V başlangıç tasarım hacmini temsil etmektedir. ρ_e değeri 1 olduğunda eleman dolu, 0 olduğunda eleman boş olarak tanımlanmaktadır. 1 ve 0 değerinin

sağlanması ve ara değerlerdeki malzeme yoğunluklarının da 1 veya 0'a yaklaştırılmasında SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization) metodu yaygın olarak kullanılmaktadır. Penalize etmekte kullanılan faktörü ile birlikte denklem aşağıdakine benzemektedir (Larsson, 2016);

$$E = \rho^p E^0, \rho \in [\rho_{min}, 1], p > 1 \quad (4.10)$$

Burada p, malzemenin yoğunluk değerini 1 veya 0'a yaklaştıran penalize faktörü ve ρ_{min} tekil gerilme yığılmalarını önleyen en düşük yoğunluk değeridir. Poisson oranı 0,3 olan bir materyalde, penalizasyon değerinin önerilen değeri 3'e eşit veya büyük olmasıdır (Larsson, 2016).

Topoloji optimizasyonu uygulayabilmek için parça tasarımlarının sonlu elemanlar programı olan Altair Hyperworks bünyesinde bulunan Hypermesh programı ile analiz modelinin hazırlanması gerekmektedir. Analiz modelini hazırlamak için gerçekleştirilen aşamalar Şekil 4.14'te özetlenmiştir.



Şekil 4.14 Topoloji optimizasyonu uygulama şeması

4.4 Yorulma Teorisi

Yorulma, genel anlamıyla makine parçalarının tekrarlı yüklemeler altında hasar görmesidir. Çoğu makine parçası kendi malzeme dayanımlarının altında yorulma hasarına uğramaktadır. Makine parçalarının çoğunun yorulma hasarı ile kırıldığı

literatürde de belirtilmektedir. Yorulma hasarı genellikle parçanın yüzey kısmında oluşarak ilerlemektedir. Bu nedenle yorulma dayanımlarının artırılması için çeşitli yüzey işlemleri uygulanmaktadır. Yüzeye parlatma işlemleri yapılarak herhangi bir çatlak oluşumunun gecikmesi sağlanabilmekle birlikte, yüzeye küçük çaplı bilyeler çarptırılarak parça yüzeyinde bası gerilmeleri oluşturulup dayanımın artırılması da sağlanabilmektedir. Parçaların gerçek yorulma dayanımlarının belirlenebilmesi için testler en doğru sonucu vermektedir. Bu testlerin yapılmasında sınır ve yükleme şartlarının parça çalışır durumundaki haline benzetilmesi gerekmektedir. Birden fazla örnek parça ile yapılacak testler sonucunda parçanın gerçek dayanımına yakın dayanım değeri bulunabilmektedir. Testlerin yanında parçaların tasarım aşamalarında sonlu elemanlar analizleri de uygulanmaktadır. Sonlu elemanlar analizlerinde parça malzemelerinin Wöhler eğrilerinin bilinmesi gerekmektedir. Wöhler eğrisi parçaların hangi gerilme seviyesine kaç tekrar kırılmadan dayanabileceğinin bilgisini içermektedir.

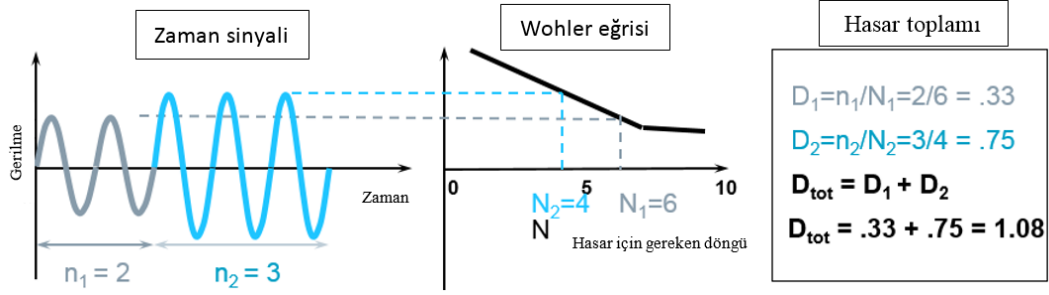
Parçaların yükleme koşullarına bağlı olarak birden fazla yorulma analizi yaklaşımı mevcuttur. Bu yaklaşımlardan ikisi bu tez kapsamında incelenmiştir. İlk yaklaşım olan zamana bağlı yorulma analizi, kuvvet test verisi bulunan bir parçanın lineer süperpozisyonu ile gerçekleştirilmektedir. Diğer yaklaşımda ise, birim döngüyü temsil eden yüklemenin parça üzerine uygulanması ve bu çevrimin kaç kere daha tekrarlanabileceğinin bulunmasıdır.

Hesaplama yöntemlerinde ise, üç farklı yaklaşım mevcuttur. Bu yaklaşımlar; gerilme-ömür, gerinim-ömür ve çatlak ilerlemesi hesaplamalarıdır. Çatlak ilerlemesi ve gerinim ömür yöntemleri, havacılık uygulamaları gibi çatlak oluşumu bilinen ve ilerleme hızı kontrol edilen uygulamalarda sıklıkla tercih edilmektedir. Bu uygulamalarda düşük döngülü yorulma tipi gerçekleşmektedir ve çatlak ilerlemesi yavaştır. Diğer yandan otomotiv sektörünün de içinde bulunduğu makine parçalarında ise, çatlağın çok daha uzun süre sonra oluşması istenmektedir. Çünkü çatlak oluşuktan sonra hasarın hangi zaman aralığında meydana geleceği bilinmemektedir. Yükleme tekrarının çok sık gerçekleştiği bu tip yorulma durumu yüksek döngülü yorulma olarak adlandırılır ve çatlak ilerlemesi çok hızlı gerçekleşir. Bu tez kapsamında süspansiyon

parçaları tasarımı gerçekleştirildiği ve yükleme döngüsü yüksek frekanslı olduğu için gerilme-ömür yaklaşımı kullanılmıştır. Gerilme ömür yaklaşımında, genel kesitteki veya lokal elastik gerilme toplam ömür ile ilişkilendirilmektedir (Yorulma teorisi başlangıç eğitimi, 2015).

Gerilme - ömür yönteminde varsayımlar; deformasyonlar elastiktir, malzeme mukavemeti ön plandadır, geometrinin çentik etkileri bilinmelidir. SN eğrileri kullanılarak hesaplamalar gerçekleştirilmektedir ve 1000 çevrimden daha kısa ömürlü parçalar için doğru sonuç vermemektedir.

Karmaşık yüklemelerin söz konusu olduğu durumlarda yükleme, farklı genlikteki sinüs dalgalarına dönüştürülerek dalga sayıları belirlenir. Bunu belirlemek için nCode programı rainflow döngü sayımı yöntemi kullanmaktadır. Daha sonrasında sinüs dalgaları kullanılarak yorulma ömrünün belirlenmesi için kümülatif hasar hesabı kullanılmaktadır. Parçanın ömrü Wöhler eğrisi kullanılarak hesaplanmaktadır. Örneğin 1G ve -1G arasında iki döngü gerçekleştirilen parçanın üzerinde oluşacak hasar değeri, sinüs dalgasının maksimum ve minimum gerilme değerinin Wöhler eğrisi ile karşılaştırılıp hasar görmesi için tekrar etmesi gereken döngü sayısına bölümü ile bulunmaktadır. Aynı şekilde 2G ve -2G arasında üç döngü gerçekleştirilen parçanın üzerinde oluşacak hasar değeri, bu gerilme değerinin yine Wöhler eğrisi ile karşılaştırılıp hasar görmesi için tekrar etmesi gereken döngü sayısına bölümü ile bulunmaktadır. Sonrasında ise bu döngüler için elde edilen hasar değerleri toplanarak 1 değerinden büyük yada küçük olup olmadığı değerlendirilir. 1 değerinden büyük ise, parçanın bu yüklemeler sonrası hasara uğrayacağı, 1 değerinden küçük ise, parçanın bu yüklemeler sonrası hasara uğramayacağı kararına varılmaktadır. Ansys nCode programı, bu hesabı her bir düğüm noktası için yaparak parça üzerinde ömür dağılımlarını görselleştirmektedir. Şekil 4.15'te anlatılan Miner kuralı kümülatif hasar toplamı gösterilmektedir.

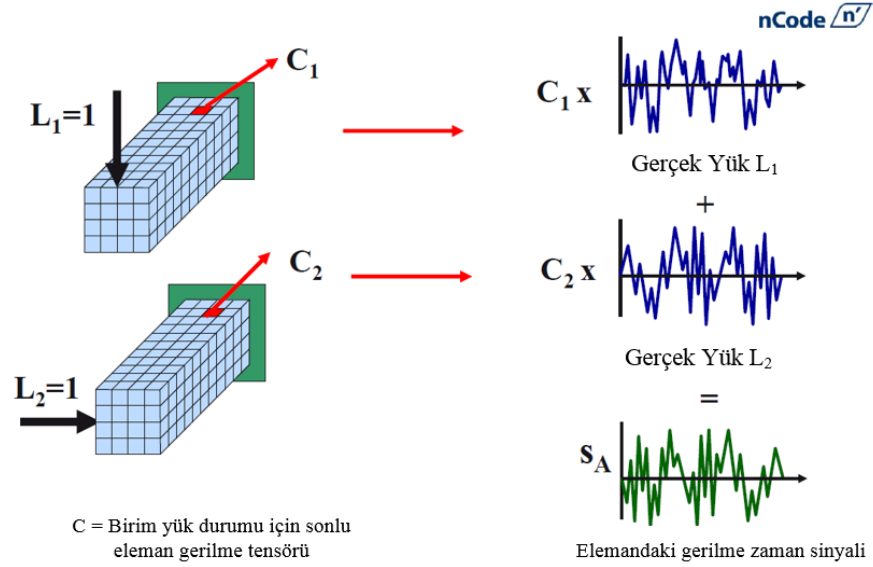


Şekil 4.15 Miner kuralı kümülatif hasar toplamı hesabı (Calculating damage with Miner's Rule, 2019)

4.4.1 Zaman Serisi ile Yorulma Analizleri

Zaman serisi ile yorulma hesaplamaları yapılırken, parça üzerinde sonlu elemanlar analizleri birim yükler için gerçekleştirilmektedir. Parçaya kuvvetlerin uygulanacağı noktalardan birim yükler istenilen yönlerde uygulanır ve sonrasında Ansys nCode Designlife programında test veya simülasyon verisinde elde edilen karmaşık kuvvetler istenilen zaman aralığı için uygulanır. Sonlu eleman analizinde elde edilen birim yüke karşılık gelen gerilme dağılımları, nCode programında verilen yükleme değeri ile skaler olarak çarpılır ve uygulanan kuvvet değerine karşılık gelen gerçek gerilme dağılımı parça üzerinde elde edilir. nCode programı, karmaşık yükleme durumunda her bir zaman adımındaki gerilme değerini hafızasında tutmakta ve farklı yönlerde aynı anda oluşan gerilmeleri toplamaktadır. Zaman adımlarının her biri için Miner kuralına göre ömür hesabı yapılarak her bir zaman verisi için toplanmaktadır. Sonuç olarak tüm yükleme döngüsü için parçanın her bir düğüm noktasındaki ömür değerleri program tarafından hesaplanmaktadır.

Tez kapsamında, MSC Adams programında oluşturulan tam araç modeli kullanılarak parkur simülasyonlarında süspansiyon sistemi yükleri elde edilmiştir. Parçaların yük uygulama noktalarına birim kuvvetler uygulanmış ve nCode programına aktararak simülasyondan elde edilen karmaşık parkur yükleri uygulanmış ve ömür değeri zaman verisi için elde edilmiştir. Şekil 4.16'da zaman serisi ile yorulma analizleri çalışma şematığı gösterilmiştir.



Şekil 4.16 Zaman serisi ile yorulma analizleri çalışma şematiği (Best practices for fatigue calculations on FE models, b.t)

4.4.2 Zaman Adımı ile Yorulma Analizleri

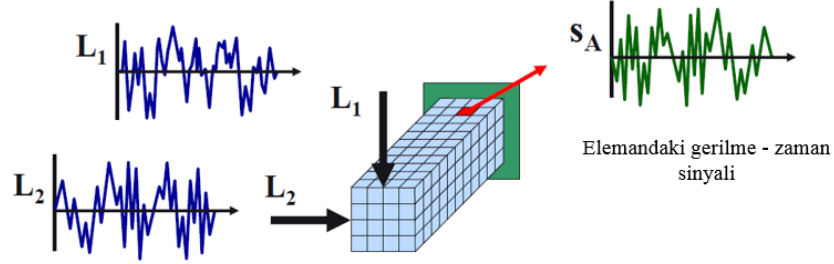
Zaman adımı yorulma yönteminde, bir yüklemenin sonlu elemanlar analizinde gerçekleştirilmesi ve ardından bu yüklemekten kaç defa daha tekrarlanabileceğinin nCode ile belirlenmesi sağlanmaktadır. Sonlu elemanlar analizinde sadece tekrarlanacak olan yüklemenin bir örneği yapılmaktadır. nCode programında uygulanan bu yüklemenin birim hasar değeri program tarafından hesaplanmakta ve Wöhler eğrisi ve Miner kuralı kullanılarak bu hasar değerinin kaç defa daha tekrarlanabileceği hesaplanmaktadır.

Tez kapsamında, süspansiyon sisteminin bir sinüsoidal yükleme döngüsü için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve Ansys nCode programında bu döngünün kaç defa daha tekrarlanabileceği elde edilmiştir. Zaman adımı ile gerçekleştirilen analizlerin çözüm süreleri uzundur ancak lineer olmayan analizler gerçekleştirilebilmektedir. Şekil 4.17’de zaman adımı ile yorulma analizi yönteminin şematiği gösterilmiştir.

Zaman Adımı Yöntemi

Sonlu elemanlar analizinde uygulanan zaman - yük sinyali

nCode 



Kombine yükler için sonlu elemanlarda her nokta için hesaplanmış gerilmeler

Uzun zamanlı yüklemeler için, uzun çözüm zamanı ve yüksek depolama alanı gerekmektedir.

measure and predict with confidence



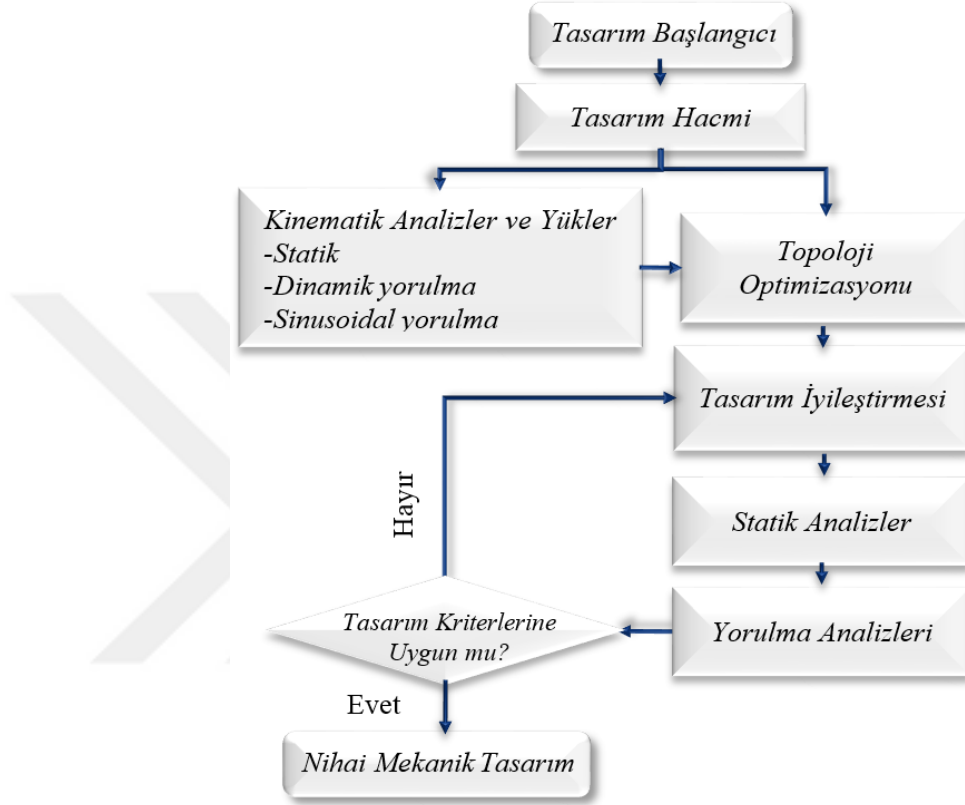
15

Şekil 4.17 Zaman adımı ile yorulma analizleri çalışma şematığı (Best practices for fatigue calculations on FE models, b.t)

4.5 Sonlu Elemanlar Analizleri Genel Şematik

Belirlenen tasarım hacmi içerisine sığan kinematik noktalar belirlendikten sonra süspansiyon karakteristiklerine uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Ardından statik ve dinamik yükleme koşulları için süspansiyon sisteminin bağlantı noktalarında oluşan reaksiyon kuvvetleri yarım araç ve tam araç modelleri ile MSC Adams programında belirlenmiştir. Ardından statik yük için elde edilen kuvvetler kullanılarak topoloji optimizasyonları, belirlenen parçalar için yapılmış ve maksimum rijitlik için modeller elde edilmiştir. Optimizasyon sonuçları kullanılarak üretime uygun olacak şekilde parça tasarımları yapılmıştır. Oluşturulan parçalar üzerinde statik senaryolar tekrar uygulanarak gerilme yığılması oluşan bölgelerde iyileştirmeler yapılmış ve dayanım için emniyet katsayıları 1,5 değerinin üzerine çıkartılmıştır. Sonrasında parçaların yorulma ömürlerini belirlemek amacıyla dinamik parkur simülasyonu yükleri kullanılarak zaman serisi ile yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Aynı zamanda sinusoidal yükleme için elde edilen yükleme ile de zamana adımı ile yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Yorulma analizleri sonuçlarına göre parçalar üzerinde belirlenen minimum ömür değerine sahip bölgelerde iyileştirmeler yapılarak ömürlerinin 1

milyon ömür değerinin üzerine çıkartılması sağlanmıştır. Son olarak ömür değeri de istenilen değere ulaşan parçaların nihai tasarımlarına erişilmektedir. Yukarıdaki başlıklarda anlatılan yöntemleri kullanarak izlenecek yol haritası Şekil 4.18’de özetlenmiştir.



Şekil 4.18 Optimizasyon ile tasarım akış şeması

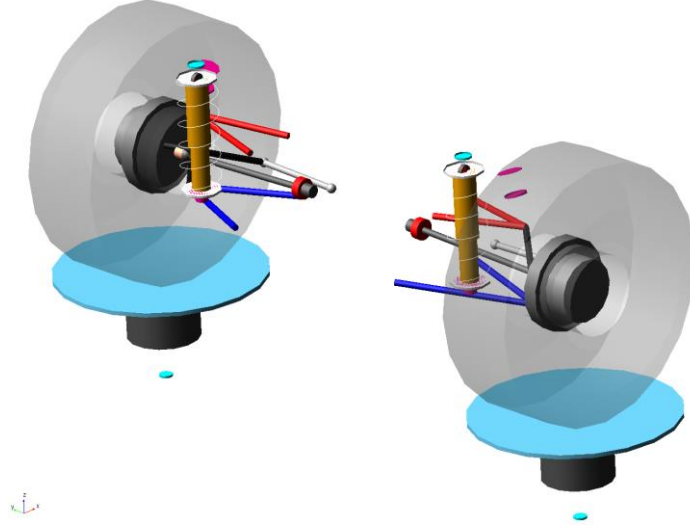
BÖLÜM BEŞ

MODELLEME

5.1 Kinematik Modelleme

Araç gövdesi referans alınarak süspansiyon sisteminin gövde bağlantı noktaları belirlenmiştir. Sonrasında ise uygun iz genişliğini sağlayacak üst ve alt salıncak uzunlukları belirlenerek tekerlekler konumlarına getirilmiştir. MSC Adams programı içerisinde yer alan hazır yarım araç modeli üzerinde bağlantı noktaları konumları değiştirilerek istenilen aks geometrisi elde edilmiştir. Tekerlek boyutları da askeri araca uygun olacak şekilde program üzerinde değiştirilmiştir.

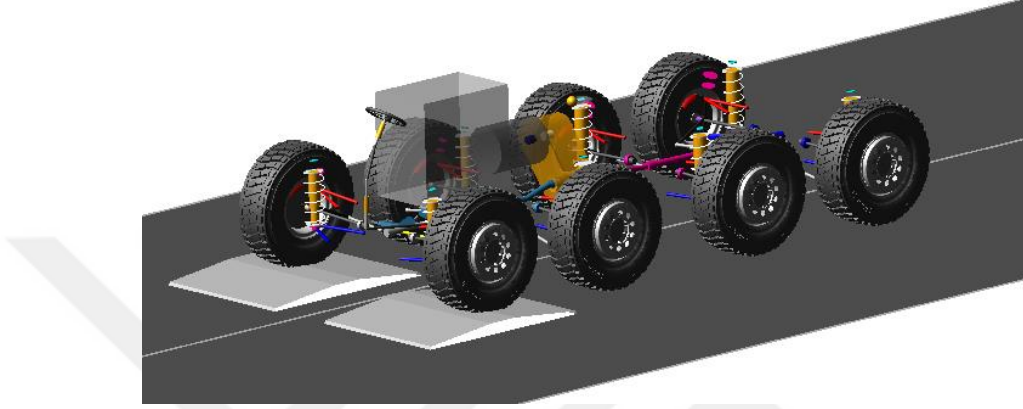
Tez kapsamında incelenecek süspansiyon sisteminin kinematik özelliklerini belirleyebilmek için ve statik yükleme koşulu ile sinusoidal yükleme koşulu simülasyonlarını yapabilmek için yarım araç modeli oluşturulmuştur. Bağlantı noktalarının konumları ticari gizlilik nedeni ile paylaşıl原因amaktadır. Şekil 5.1’de MSC Adams programında oluşturulan yarım araç modeli gösterilmektedir.



Şekil 5.1 MSC Adams programı yarım araç modeli

Dinamik yük koşullarında süspansiyon sistemi mafsallarında oluşan kuvvetleri belirleyebilmek için aracın ağırlık merkezi, amortisör-yay kuvvet eğrileri ve diğer aksların konumları belirlenerek 4 akslı tam taşıt modeli MSC Adams programında

oluşturulmuştur. Sonrasında askeri standartlarda bulunan parkur modeli de programda oluşturularak tam taşıt simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.2’de tam taşıt modeline ait görsel bulunmaktadır. Araca ait teknik özellikler, gizlilik içerdiğinden paylaşılmamıştır.



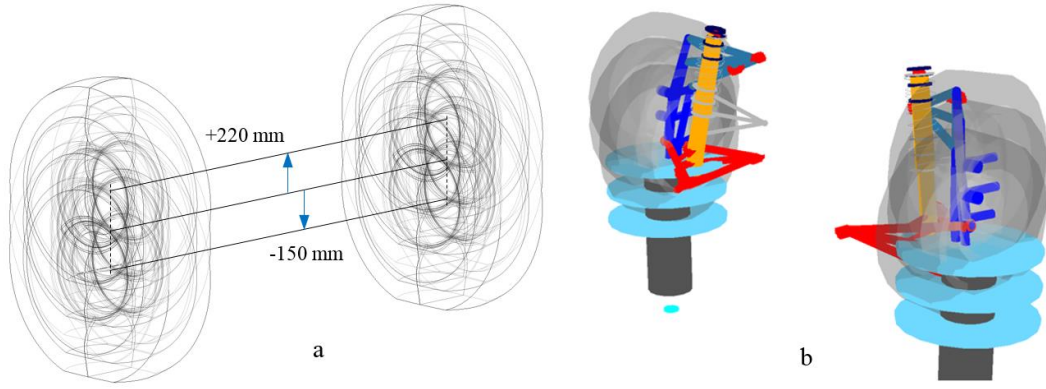
Şekil 5.2 Tam taşıt MSC Adams modeli

5.1.1 Statik Simülasyonlar

Bu bölümde MSC Adams programında oluşturulan yarım araç modeli ile simülasyonu gerçekleştirilecek analiz tipleri anlatılmaktadır.

5.1.1.1 Kinematik Özellik Simülasyonları

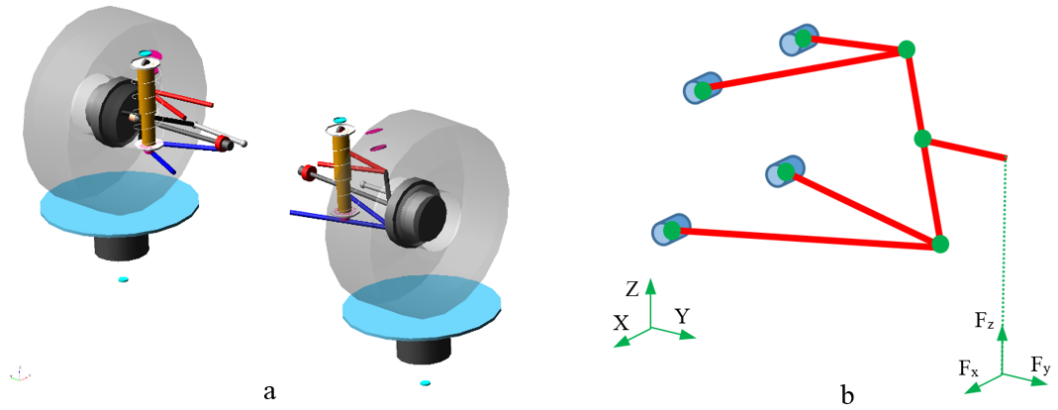
Bağlantı noktaları belirlenen süspansiyon sisteminin kinematik karakteristik özelliklerini belirleyebilmek için yarım araç modeli üzerinde paralel tekerlek deplasmanı simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Bu simülasyon sonucunda süspansiyon sisteminin kamber, kaster, ön iz açısı gibi kinematik özellikleri değerlendirilmiştir. Şekil 5.3’te simülasyonda kullanılan +220 ve -150 mm düşey paralel tekerlek deplasmanı gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Tekerlek paralel deplasmanı temsili (a) ve MSC Adams (b) gösterimi

5.1.1.2 Statik Yük Tipi Simülasyonları

Bölüm 4.2.1’de statik yükleme koşulları kullanılarak tekerlek temas noktaları için elde edilen üç eksendeki yükler MSC Adams programında oluşturulan yarım taşıt modelinde uygulanmıştır. Yükleme sonucu süspansiyon sisteminin mafsallarda oluşan reaksiyon kuvvetleri ve momentleri elde edilmiştir. Ardından bu kuvvetler, topoloji optimizasyonunda ve yapısal statik analizlerde girdi kuvvetleri olarak kullanılmıştır. Şekil 5.4’te statik yük tipleri simülasyonları ve yük uygulama şeklinin basit kinematik gösterimi bulunmaktadır.



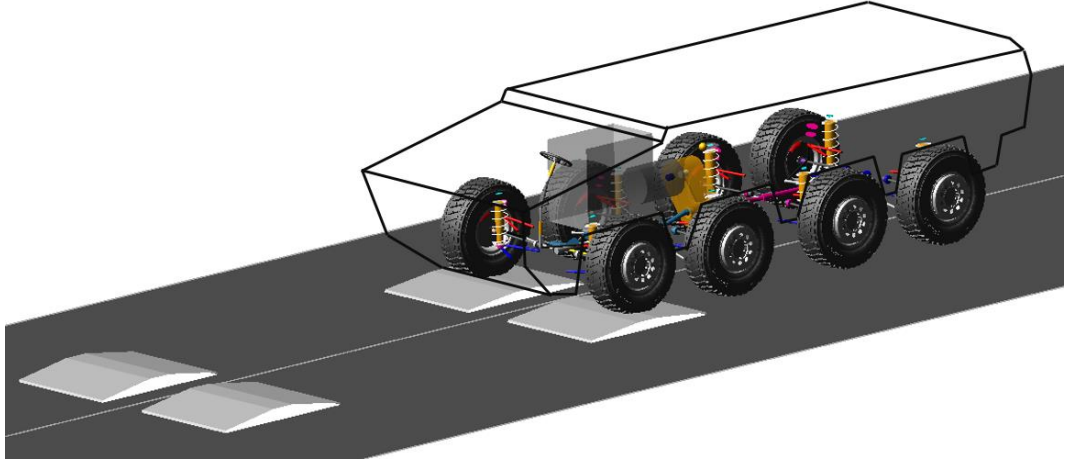
Şekil 5.4 Statik yük tipleri simülasyonu (a), basit kinematik (b) gösterimi

5.1.1.3 Sinusoidal Yük Tipi Simülasyonları

Statik yük tipi simülasyonlarına benzer Şekilde ancak zamana baēlı olarak 0,5G ve 3G düşey yükleme senaryosu yarım araç modeli üzerine uygulanmıştır. Yükleme zamana baēlı gerçekleŐtirilmesine raēmen, yorulma analizlerinde zamanın bir önemi bulunmamaktadır. Çünkü yorulma yükleme parçaların doēal frekanslarından uzak frekanslarda olduēu sürece zamanın ve yükleme tipinin sinusoidal veya trapezoid olmasının herhangi bir önemi bulunmamaktadır. Bu nedenle 1 Hz ile taranacak Şekilde statik analizlerde de kolay uygulayabilmek amacıyla yükleme gerçekleştirilmiştir. Bir döngüyü temsil edecek yükleme için baēlantı noktalarına gelen yükler kaydedilerek zaman adımı yöntemi ile gerçekleştirilecek yorulma analizinde kullanılmıştır.

5.1.2 Dinamik Tam Taşıt Simülasyonları

Bu bölümde MSC Adams programında oluşturulan tam araç modeli ile gerçekleştirilecek analizler anlatılmıştır. Aēırlık merkezi ve aks konumları ile oluşturulan tam taşıt modeli, askeri standartlarda bulunan Şaşırtmalı tümseklerden geçirilerek maksimum yük oluşan tekerlek için zamana baēlı yk grafikleri elde edilmiştir. Maksimum zorlanan aksın her bir mafsalı için aynı zaman aralıēında elde edilen karmaşık yükler kaydedilerek zaman serisi ile yorulma analizlerinde kullanılmıştır. Askeri standartta bulunan parkur, genellikle askeri araçların ateŐleme stabilitesini test etmekte kullanılmaktadır (TEDT-TMB, 2009). Şekil 5.5'te MSC Adams programında oluşturulan yol profilleri ve tam taşıt simülasyonu modeli gösterilmektedir.



Şekil 5.5 Yol profili ve tam taşıt simülasyonu modeli

5.1.3 Kinematik Modelden Elde Edilen Statik - Dinamik Çıktılar ve Beklentiler

Kinematik özellikleri belirlemek için gerçekleştirilen kinematik simülasyonlarda kamber, kaster ve ön iz açısı grafikleri elde edilmiştir. Tekerlek aşınması, tümsekte yönlenme gibi etkileri olan bu kinematik özelliklerin açısal değerleri alt ve üst sınırlara sahiptir. Askeri araçlardaki kriterler ticari araçlarda hedeflenen değerlere göre daha esneklerdir. Çünkü askeri araçlar genellikle yol dışı koşullarda ve daha düşük hızlarda kullanıldıklarından taşıt dinamiğini etkileyecek hedef değerler daha geniş aralıkta seçilebilmektedir.

Statik yük koşulları için uygulanan simülasyonlarda süspansiyon sistemini oluşturan parçaları maksimum seviyede zorlayacak ve çeşitli yol tiplerini temsil eden kırıcı yüklemeler kullanılmıştır. Bu nedenle topoloji optimizasyonunda elde edilecek maksimum rijitlikte geometriyi belirleme aşamasında ve sonrasında iyileştirilmiş tasarımı zorlayacak yüklemeleri uygulama aşamasında statik yük koşulları için elde edilen mafsallık kuvvetleri kullanılmıştır.

Sinüsoidal yük koşulu için uygulanan simülasyonda ise süspansiyon sistemini zaman adımı yöntemi kullanarak yorulma analizi yapabilmek için kuvvetler elde

edilmiştir. Bu kuvvetler kullanılarak 0,5G ve 3G düşey yükleme senaryosu için parçaların ömürleri belirlenmiştir.

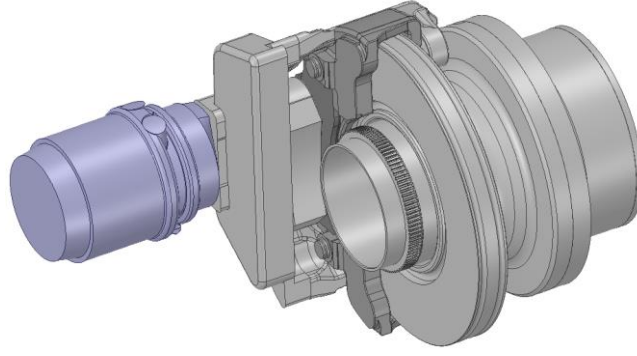
Dinamik simülasyonlarda ise, sinusoidal yorulma yüklemesine ek olarak parkur koşullarında mafsallarda oluşan kuvvetler belirlenmiş ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu yükleme koşulunda elde edilen kuvvetlerin sinusoidal yüklemedekilere göre daha zorlayıcı olduğu belirlenmiştir.

5.2 Mekanik Modelleme

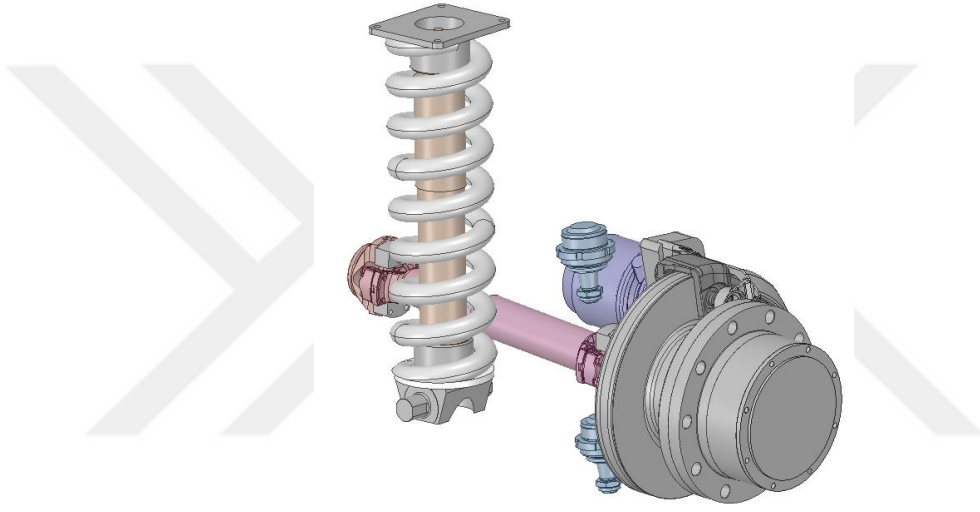
5.2.1 Ön Tasarımların Oluşturulması

Bağımsız süspansiyon sistemlerinde tekerlek göbeği, alt ve üst salıncaklara küresel mafsallar ile bağlanmaktadır. Alt salıncak, üst salıncak, akson ön tasarımlarını oluşturabilmek için, tekerlek zarfı olarak adlandırılan tekerleğin tüm hareketlerini kapsayan hacmin göz önüne alınması gerekmektedir. Tekerleğin sağa, sola, yukarı ve aşağı hareketlerinin tümünün oluşturduğu hacimde herhangi bir tasarım hacmi bulunmayacak şekilde ön tasarımlar oluşturulmuştur.

Fren sistemi komple bir şekilde Şekil 5.6'da gösterilmektedir. Fren balatalarını tutan kaliper ve fren körüğü akson üzerine montajlanmaktadır. Tekerlek göbeğini oluşturan fren diski ve porya çifti birbirine montajlanmaktadır. Şekil 5.7'de gösterilen helisel yay, kardan mili ve küresel mafsalların da bulunduğu tasarım hacimleri dikkate alınarak Şekil 5.8'de gösterilen ön tasarımlar Ansys SpaceClaim programında modellenmiştir. Mümkün olduğunca büyük tasarım hacimleri oluşturularak, topoloji optimizasyonunda kullanılacak hacim artırılmıştır.



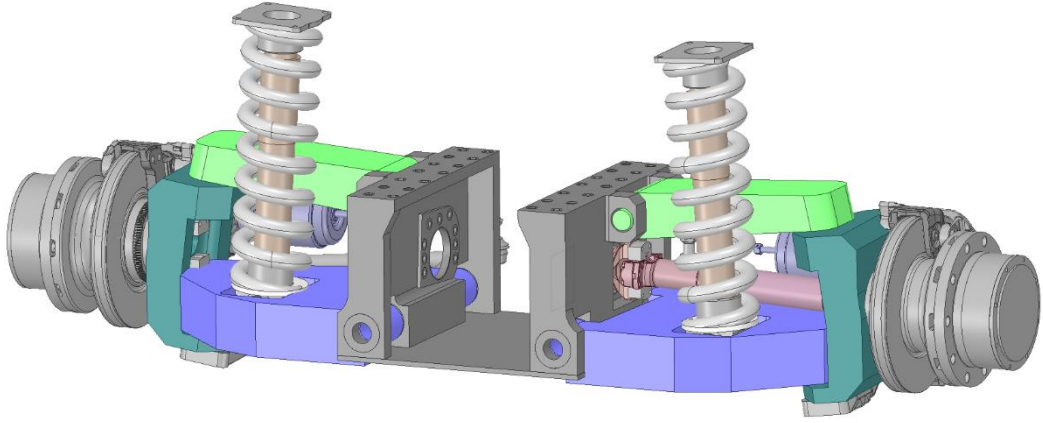
Şekil 5.6 Tekerlek göbeğini oluşturan fren diski ve kaliper modelleri



Şekil 5.7 Helisel yay, kardan mili, küresel mafsallar ve fren sistemi modelleri

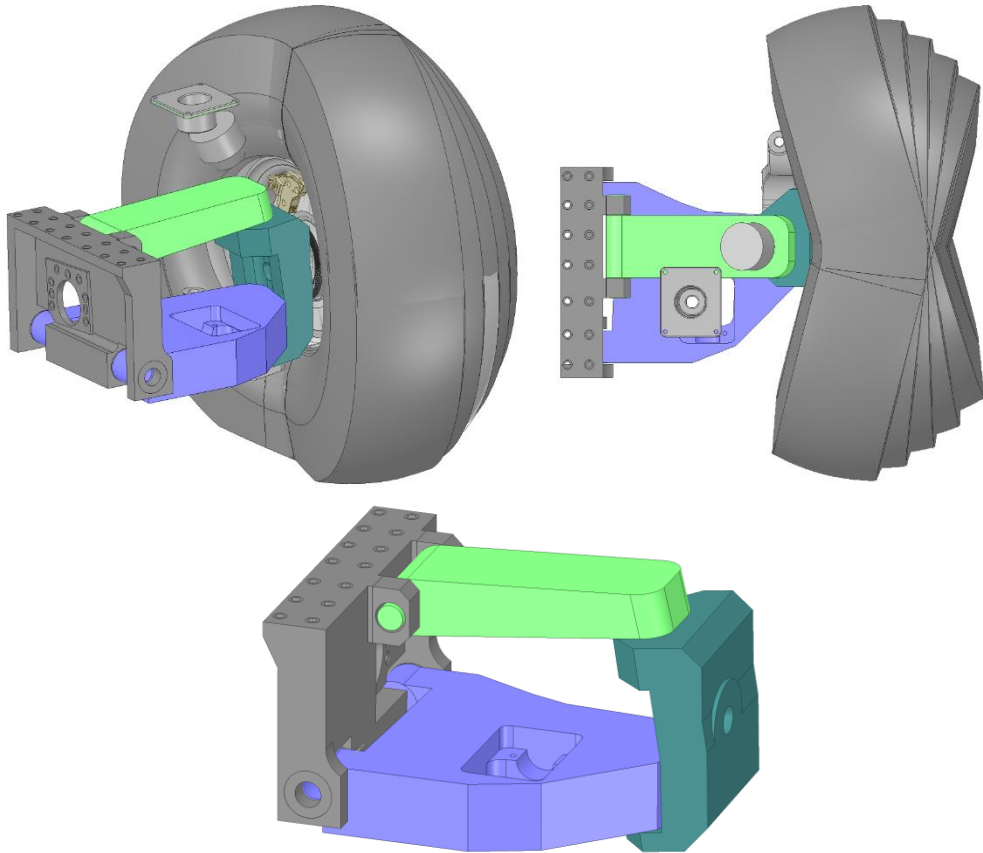
Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de gösterilen sistemlerin tasarım hacimleri ve bağlantı noktaları kullanılarak diğer parçalarda referans noktalar oluşturulmuştur. Bu nedenle gösterilen bu modellerin tasarımları yapılmamıştır.

Şekil 5.8’de yardımcı şasi, alt salıncak, üst salıncak ve akson parçaları için modelleme gösterilmiştir. Modeller oluşturulurken tekerlek zarfının kapladığı hacim de göz önüne alınmış ve süspansiyonun çalışmasına engel olacak kısımlarda tasarım gerçekleştirilmemiştir.

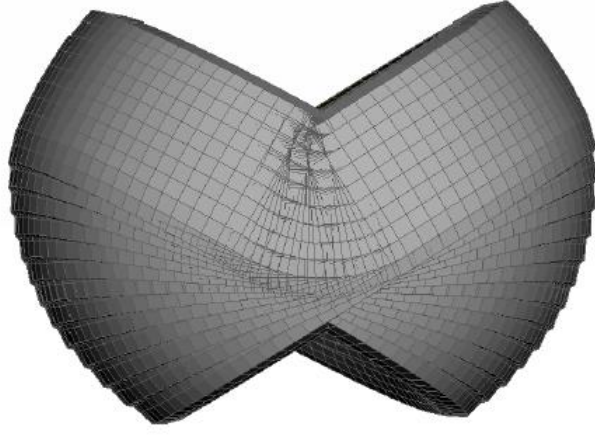


Şekil 5.8 Alt salıncak, üst salıncak ve akson parçalarının ön tasarım modelleri

Şekil 5.9’da tekerlek zarfı ve ön tasarım modelleri gösterilmiştir. Tekerleğin yukarı, aşağı, sağa ve sola hareketinde kapladığı hacimler göz önüne alınmış ve parçaların ön tasarım modelleri hazırlanmıştır. Şekil 5.10’da ise literatürde bulunan bir çalışmadan alınmış tekerlek zarfının temsili görseli bulunmaktadır.



Şekil 5.9 Tekerlek çalışma zarfı ve tasarım modelleri



Şekil 5.10 Tekerlek zarfının temsili görseli (Paraschoudis, 2013)



BÖLÜM ALTI

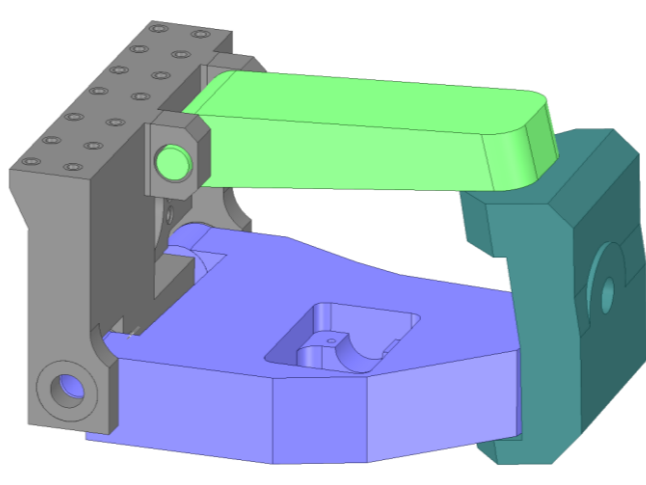
SONLU ELEMANLAR MODELLERİ

6.1 Topoloji Optimizasyonu Analiz Modeli

Topoloji optimizasyonu için hazırlanan geometrik modellerin, Altair Hyperworks programının sonlu eleman modellemesi için kullanılan Hypermesh programında modellenmesi ve optimizasyonda kullanılacak yüklemelerin gerekli yerlere uygulanması gerekmektedir. Bu nedenle aşağıdaki başlıklarda, optimizasyonu gerçekleştirilecek modeller açıklanmaktadır.

Topoloji optimizasyonunda, standart yol ivmesi yükleri kullanılarak belirlenen bağlantı noktalarına gelen yükler kullanılmıştır. Böylece rijitliği sağlayacak elemanların tüm yükleme şartlarına uygun şekilde oluşması sağlanmıştır.

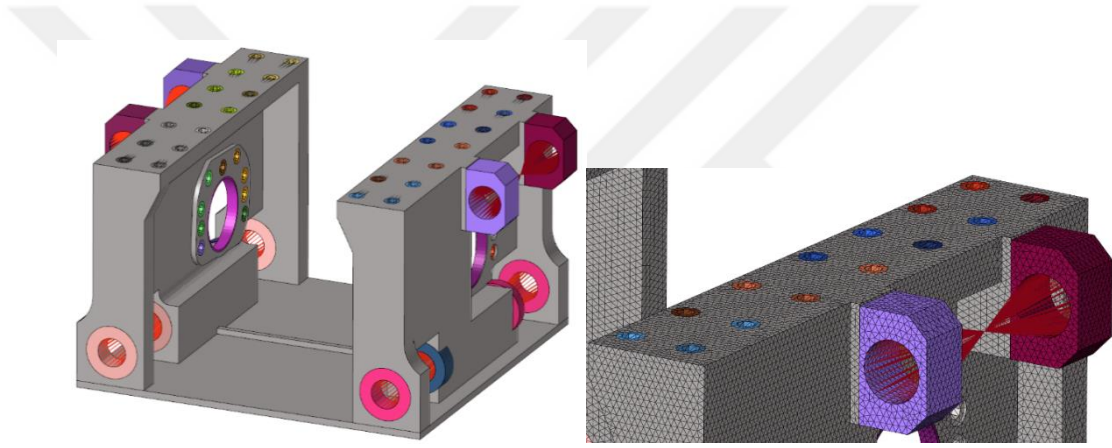
Bu kuvvetler kullanılarak, parçaların topolojik optimizasyonları Altair Hyperworks programında gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.1’de ön tasarımları gerçekleştirilen parçaların sonlu elemanlar analiz modeli gösterilmektedir. Bu model, parçalarına ayrılarak her bir bileşenin topolojik optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon hedefi olarak maksimum rijitlik, kısıt olarak ise %30 hacim azaltımı kullanılmıştır.



Şekil 6.1 Ön tasarımların sonlu elemanlar modeli

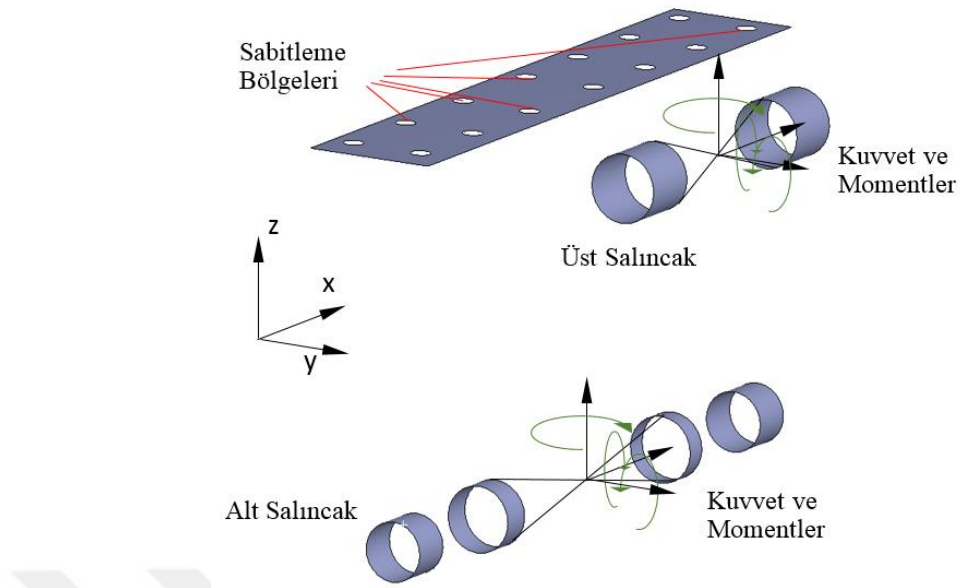
6.1.1 Yardımcı Şasi Topoloji Analiz Modeli

Yardımcı şasi, süspansiyon kollarının araç gövdesine bağlanmasında kullanılan süspansiyon sistemi elemanıdır. Üst yüzeyinde bulunan cıvata delikleri ile araç gövdesine bağlanmaktadır. Üzerinde bulunan silindirik mafsallık yuvaları ile süspansiyon sisteminin kollarını yerinde tutarak alt ve üst salıncak parçalarının serbestçe dönmesine izin vermektedir. Sağ ve sol yardımcı şasi parçası birbirine bir pleyt yardımıyla alt kısımdan bağlanarak alt salıncak üzerinde oluşacak yüksek kuvvetlere karşı yardımcı şasinin deplasmanını önlemektedir. Şekil 6.2’de yardımcı şasi parçalarının topoloji optimizasyonu analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.2 Yardımcı şasi topoloji optimizasyonu analiz modeli

Topoloji optimizasyonunu uygulamak için boşaltma gerçekleştirilmesi istenen gri renkli parçalar, tasarım hacmi olarak belirlenirken boşaltma gerçekleştirilmemesi istenen parçalar diğer renkler ile gösterilmiştir. Model üzerine uygulanacak yüklerin ve sabitleme bölgelerinin genellikle tasarım hacmi olmayan bölgelere uygulanması daha sağlıklıdır. Şekil 6.3’te yardımcı şasi parçası üzerine uygulanan sabitleme ve yükler temsili olarak gösterilmiştir. Tablo 6.1’de ise sınır şartlarının detayları paylaşılmıştır.



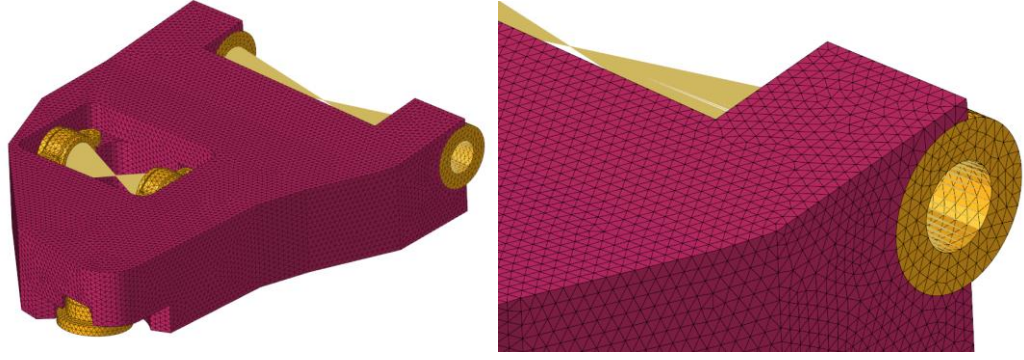
Şekil 6.3 Yardımcı şasi topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri

Tablo 6.1 Yardımcı şasi sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri

	X	Y	Z	RX	RY	RZ
Üst Yüzeyindeki Cıvata Bölgeleri	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı

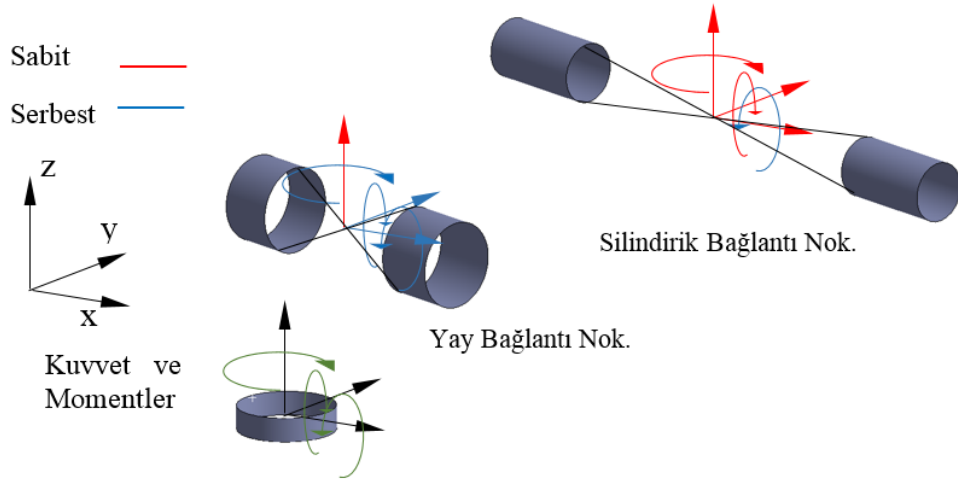
6.1.2 Alt Salıncak Topoloji Analiz Modeli

Alt salıncak, çift enine yön vericili süspansiyon sistemlerinde genellikle yay elemanını taşımaktadır ve esas yük taşıyan süspansiyon elemanıdır. Bu sistemde de bir ucundan aksone küresel mafsallarla bağlanırken diğer ucunda da silindirik mafsallarla yardımcı şasi gövdesine bağlanmaktadır. Küresel mafsala yakın konumda ise helisel yayın bağlantı noktası bulunmaktadır. Şekil 6.4'te alt salıncak parçasının topoloji optimizasyonu analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.4 Alt salıncak topoloji optimizasyonu analiz modeli

Topoloji optimizasyonunda boşaltma gerçekleştirilmesi istenen bölgeler kırmızı renk ile tasarım hacmi olarak belirtilmiş iken sarı renk ile gösterilen parçalarda boşaltma işlemi gerçekleştirilmeyecektir. Şekil 6.5'te alt salıncak parçası üzerine uygulanan sabitleme ve yükler temsili olarak gösterilmiştir. Tablo 6.2'de ise sınır şartlarının detayları paylaşılmıştır.



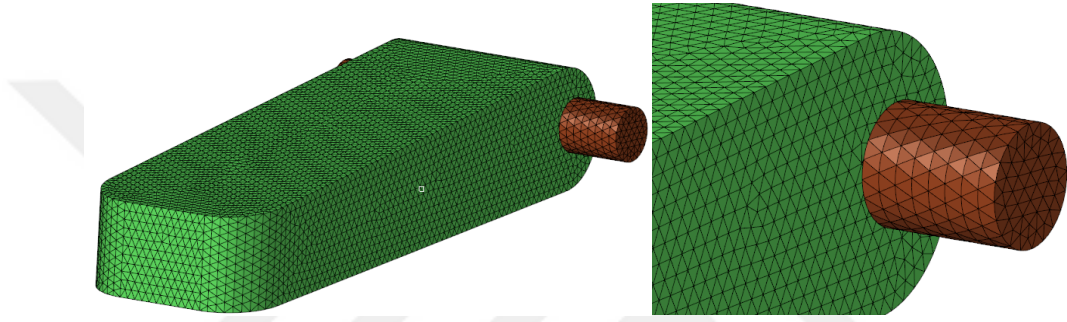
Şekil 6.5 Alt salıncak topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri

Tablo 6.2 Alt salıncak sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri

	X	Y	Z	RX	RY	RZ
Yay Bağlantı Noktası	Açık	Açık	Kapalı	Açık	Açık	Açık
Silindirik Bağlantı Noktası	Açık	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı

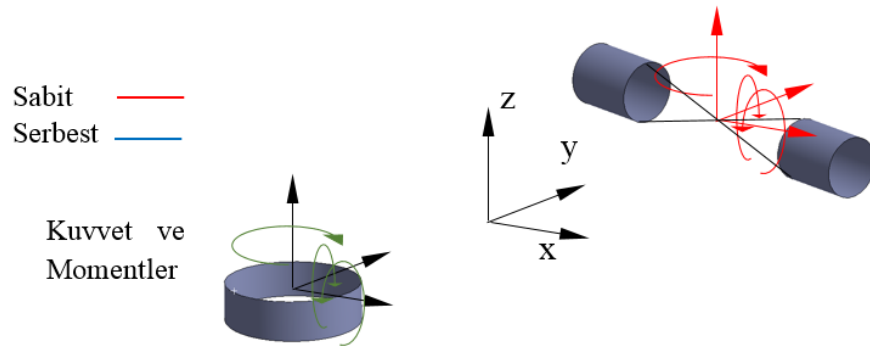
6.1.3 Üst Salıncak Topoloji Analiz Modeli

Üst salıncak, yardımcı şasi parçasına silindirik mafsallık ve tekerlek taşıyıcı olan aksone küresel mafsallık ile bağlıdır. Tekerleğe yoldan gelen yüksek kuvvetlerin taşınmasında ve aksunun desteklenmesi amacıyla kullanılmaktadır. Frenleme ve yanall kuvvetler karşısında süspansiyon sisteminin rijitliğini artırmakta ve süspansiyon kinematiğini güçlendirmektedir. Şekil 6.6'da üst salıncak parçasının topoloji optimizasyonu analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.6 Üst salıncak topoloji optimizasyonu analiz modeli

Topoloji optimizasyonunda boşaltma gerçekleştirilmesi istenen bölgeler yeşil renk ile tasarım hacmi olarak belirtilmiş iken kahverengi ile gösterilen parçalarda boşaltma işlemi gerçekleştirilmeyecektir. Şekil 6.7'de üst salıncak parçası üzerine uygulanan sabitleme ve yükler temsili olarak gösterilmiştir. Tablo 6.3'te ise sınır şartlarının detayları paylaşılmıştır.



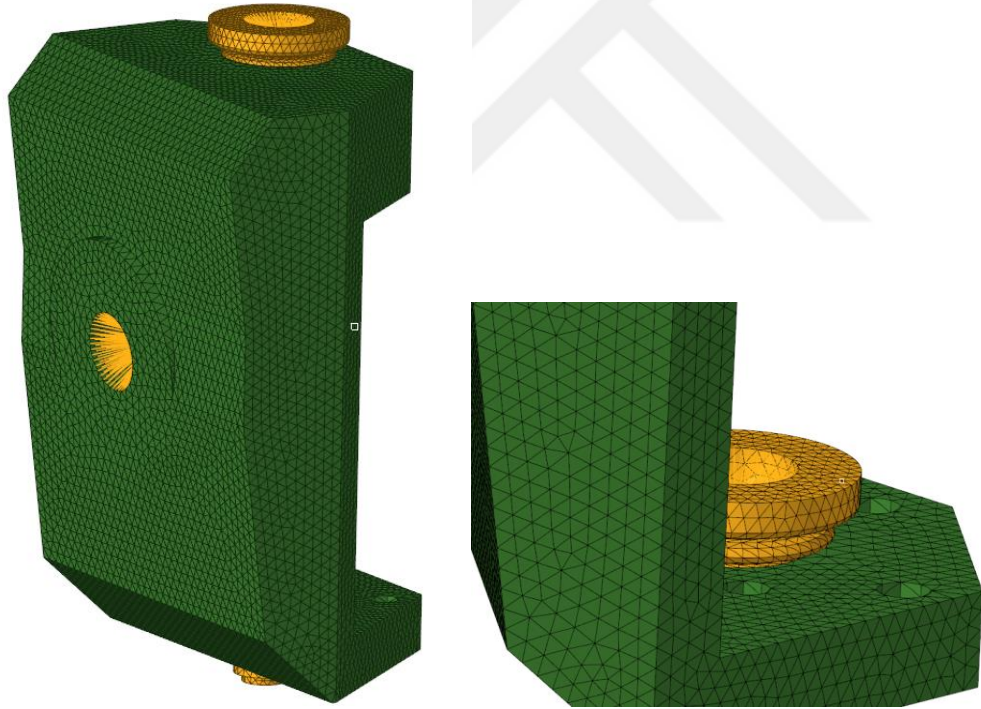
Şekil 6.7 Üst salıncak topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri

Tablo 6.3 Üst salıncak sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri

	X	Y	Z	RX	RY	RZ
Silindirik Bağlantı Noktası	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı

6.1.4 Akson Topoloji Analiz Modeli

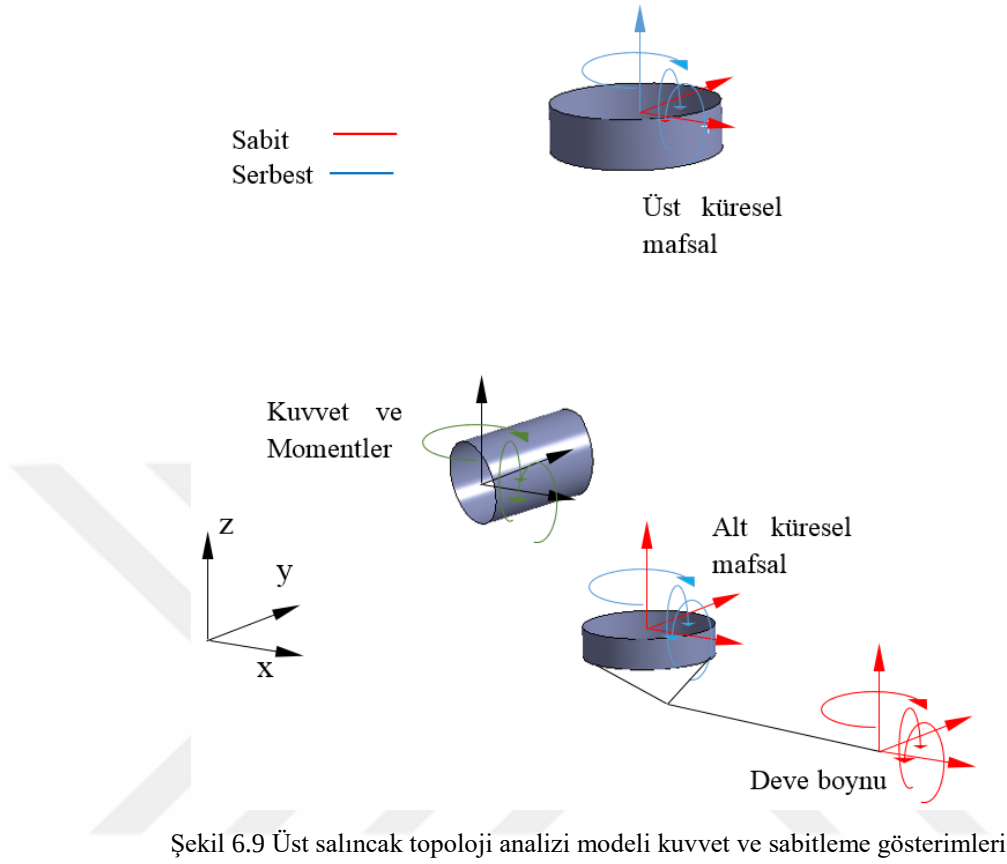
Akson, tekerlek göbeğini yerinde tutan süspansiyon elemanıdır. Fren sistemi elemanları ve kardan millerinin rulmanları akson parçası üzerine bağlanmaktadır. Üst ve alt küresel mafsalları ile salıncaklara bağlanan akson, deve boynu parçası ile yönlendirme sistemine bağlıdır. Şekil 6.8’de akson parçasının topoloji optimizasyonu analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.8 Akson topoloji optimizasyonu analiz modeli

Topoloji optimizasyonunda boşaltma gerçekleştirilmesi istenen bölgeler yeşil renk ile tasarım hacmi olarak belirtilmiş iken sarı renk ile gösterilen parçalarda boşaltma işlemi gerçekleştirilmeyecektir. Şekil 6.9’da üst salıncak parçası üzerine uygulanan

sabitlenme ve yükler temsili olarak gösterilmiştir. Tablo 6.4'te ise sınır şartlarının detayları paylaşılmıştır.



Şekil 6.9 Üst salıncak topoloji analizi modeli kuvvet ve sabitleme gösterimleri

Tablo 6.4 Akson sınır şartlarındaki serbestlik dereceleri

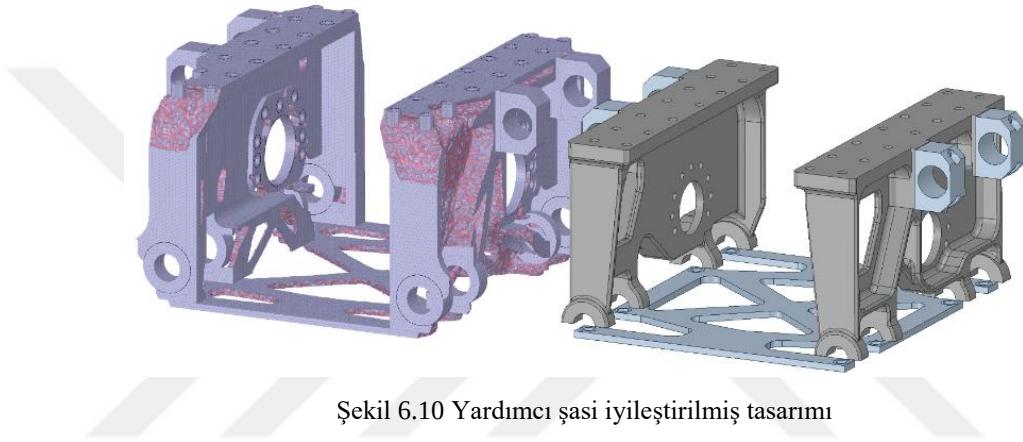
	X	Y	Z	RX	RY	RZ
Üst küresel mafsala	Kapalı	Kapalı	Açık	Açık	Açık	Açık
Alt küresel mafsala	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Açık	Açık	Açık
Deve boynuu	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı	Kapalı

6.2 İyileştirilmiş Tasarımların Oluşturulması

Bölüm 6.1'de açıklanan topolojik optimizasyon analiz modelleri ile gerçekleştirilen analizler sonrası maksimum rijitliğe sahip tasarımlar elde edilmiştir. Optimizasyon sonuçları kullanılarak her bir parça için iyileştirilmiş tasarımlar oluşturulmuştur. Üretilebilirliğe de dikkat edilerek hazırlanan tasarımlar aşağıdaki başlıklarda açıklanmaktadır.

6.2.1 Yardımcı Şasi İyileştirilmiş Tasarımı

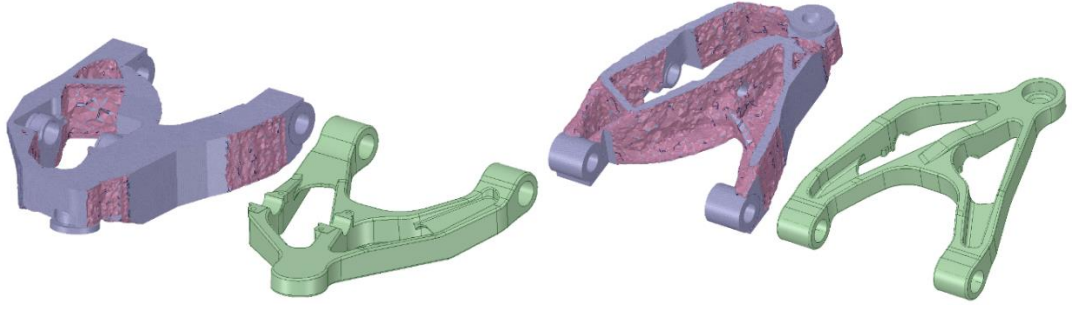
Tasarım oluşturulurken federli yapılar baz alınarak kütleyi artırmadan yeterli dayanıma sahip olacak döküme uygun geometriye ulaşılmıştır. Tasarımı iyileştirmek ve üretilebilir yapı ortaya çıkarmak amacıyla Ansys Spaceclaim programında Şekil 6.10’da gösterilen tasarım oluşturulmuştur. Optimizasyon öncesi tasarımın ağırlığı 108,5 kg iken optimizasyondan sonra elde edilen geometrinin ağırlığı 54,7 kg’dır. Tasarımda ağırlık azaltımı % 49,58 kadardır.



Şekil 6.10 Yardımcı şasi iyileştirilmiş tasarımı

6.2.2 Alt Salıncak Tasarımı

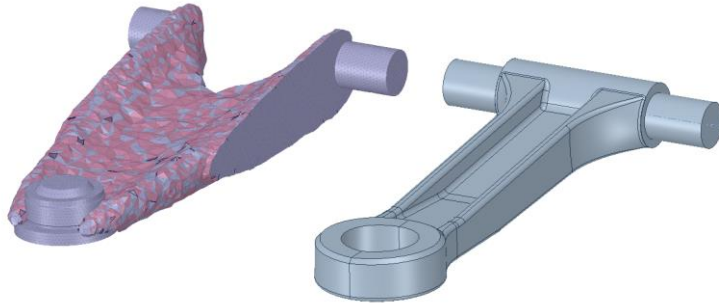
Alt salıncak parçasının tasarımı iyileştirilirken federli yapılar baz alınarak dövme yöntemine uygun şekilde salıncak tasarımı yapılmıştır. Bağlantı arayüzleri korunacak şekilde gövdenin tasarımı Spaceclaim programı ile gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon öncesi tasarımın ağırlığı 227 kg iken optimizasyondan sonra elde edilen geometrinin ağırlığı 48 kg’dır. Tasarımda ağırlık azaltımı % 78,85 kadardır. Şekil 6.11’de alt salıncak iyileştirilmiş tasarımı gösterilmektedir.



Şekil 6.11 Alt salıncak iyileştirilmiş tasarımı

6.2.3 Üst Salıncak Tasarımı

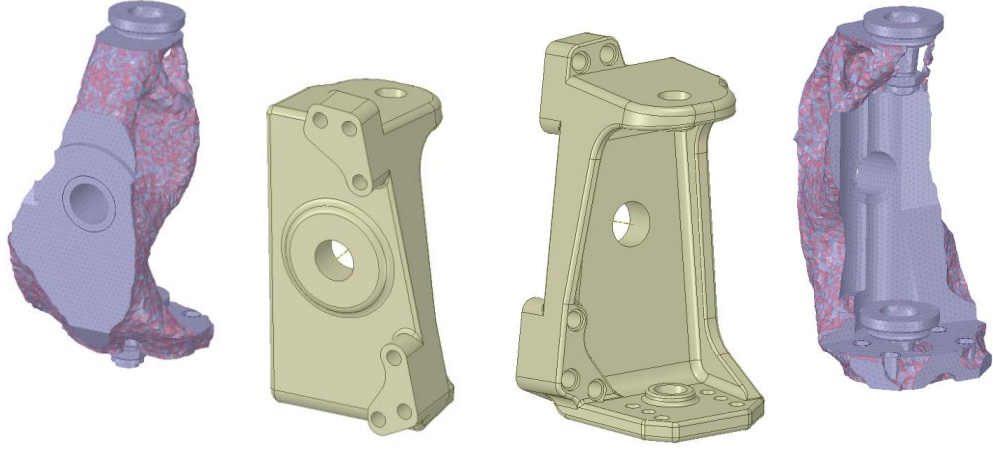
Alt salıncak tasarımına benzer şekilde “I” profilli yapıya benzer üst salıncak tasarımı oluşturulmuştur. Kütlesinin artırmamak amacıyla gövde genişliği azaltılmıştır. Bağlantı noktalarını koruyarak üst salıncığın iyileştirilmiş tasarımına ulaşılmıştır. Optimizasyon öncesi tasarımın ağırlığı 77,7 kg iken optimizasyondan sonra elde edilen geometrinin ağırlığı 18 kg’dır. Tasarımda ağırlık azaltımı % 76,83 kadardır. Şekil 6.12’de üst salıncak parçasının iyileştirilmiş tasarımı gösterilmektedir.



Şekil 6.12 Üst salıncak iyileştirilmiş tasarımı

6.2.4 Akson Tasarımı

Akson geometrisi oluşturulurken, fren sisteminin bağlantı bölgeleri de referans alınarak optimizasyon sonucuna benzer geometri oluşturulmuştur. Dövme yöntemine uygun olması için tasarımı basit tutulan akson Şekil 6.13’te gösterilmektedir. Optimizasyon öncesi tasarımın ağırlığı 99,5 kg iken optimizasyondan sonra elde edilen geometrinin ağırlığı 40,3 kg’dır. Tasarımda ağırlık azaltımı % 59,49 kadardır.



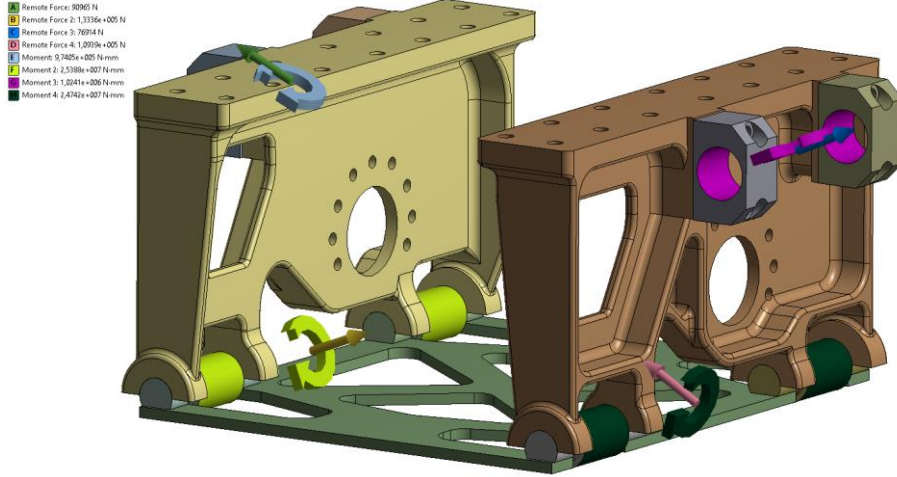
Şekil 6.13 Akson iyileştirilmiş tasarımı

6.3 Statik Yükleme Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Modeli

İyileştirilmiş tasarımlar oluşturulduktan sonra dayanımlarının yeterli olup olmadığını değerlendirmek amacıyla, topoloji optimizasyonlarında da kullanılan statik yük tipleri Ansys Workbench programında analiz modelleri oluşturularak uygulanmıştır. Aşağıdaki başlıklarda her bir elemanın analiz modeli ve sınır şartları anlatılmıştır.

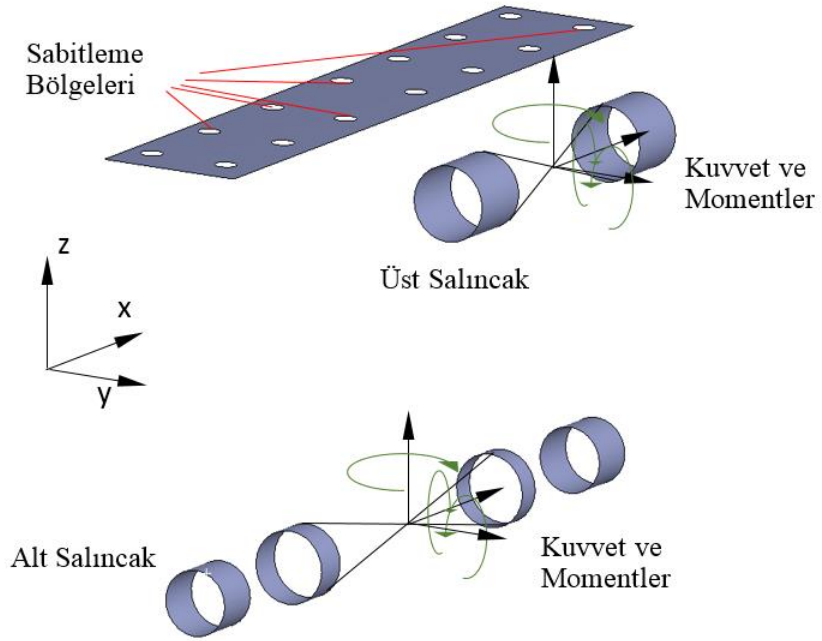
6.3.1 Yardımcı Şasi Statik Analiz Modeli

İyileştirilmiş tasarıma sahip yardımcı şasinin yapısal analiz modeli Şekil 6.14’te gösterilmektedir. Sağ ve sol yardımcı şasi üzerine gelen kuvvetler ve momentler üst ve alt salıncak bağlantı bölgelerinden uygulanmıştır. Kuvvet ve momentler üst ve alt salıncağı birlikte tutan parçalara momenti ve kuvveti aktarabilen rijit eleman ile uygulanmaktadır. Örneğin alt salıncağın ortasına uygulanan kuvvet ve momentler salıncak bağlantılarına paylaştırılmaktadır. Sabitleme sınır şartı ise, yardımcı şasinin araç gövdesine bağlantısı için kullanılan üst yüzeyindeki cıvata bölgelerinde kullanılmıştır. Yardımcı şasi kollarının malzemesi GGG60 ve alt kısımdaki pleyt malzemesi S700MC olarak tanımlanmıştır.



Şekil 6.14 Yardımcı şasi statik analiz modeli

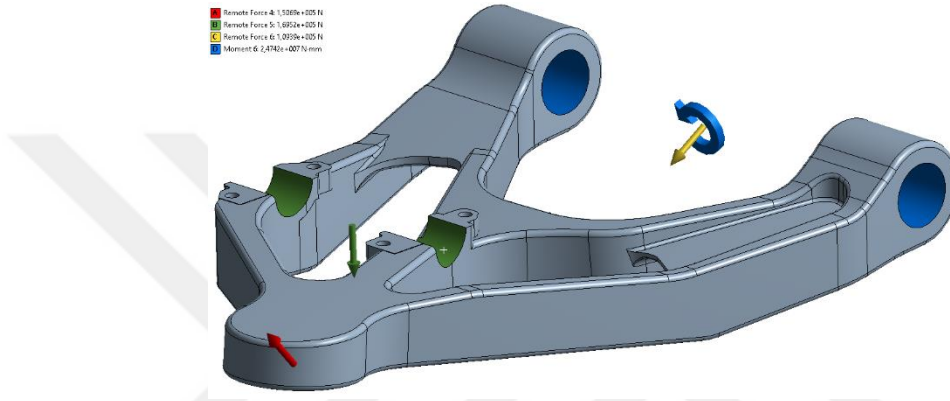
Şekil 6.15'te yardımcı şasinin statik analizinde uygulanan sınır şartları ve yüklemeler gösterilmiştir. Yardımcı şasinin statik analizinde bölüm 6.4'te anlatılan 'inertia relief' metodu kullanılmamıştır.



Şekil 6.15 Yardımcı şasi statik analiz sınır şartları

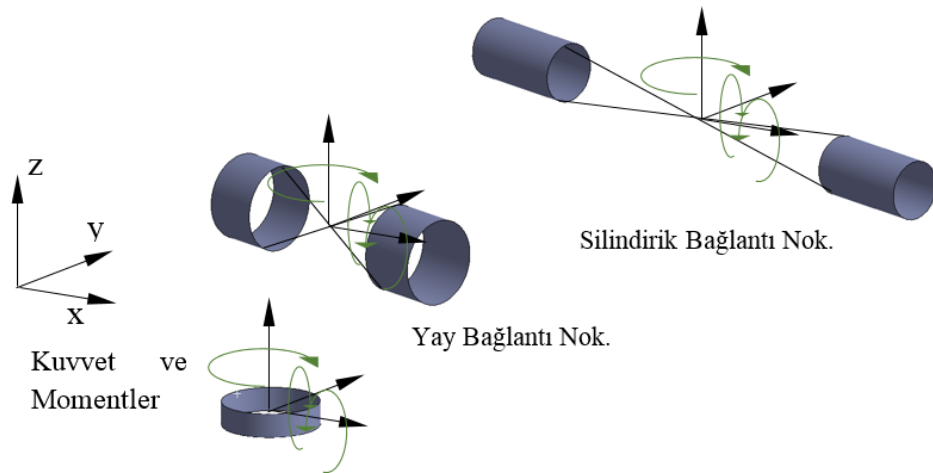
6.3.2 Alt Salıncak Statik Analiz Modeli

İyileştirilmiş tasarıma sahip alt salıncakın analiz modeli Şekil 6.16’da gösterilmektedir. Alt salıncak bağlantı noktalarına gelen kuvvetler silindirik mafsals, küresel mafsals ve yay bağlantı bölgesine uygulanmıştır. Alt salıncakın bağlantı noktaları birlikte tutularak kuvvet ve momentleri aktarabilen rijit eleman ile uygulanmıştır. Şekil 6.16’da alt salıncakın statik analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.16 Alt salıncak statik analiz modeli

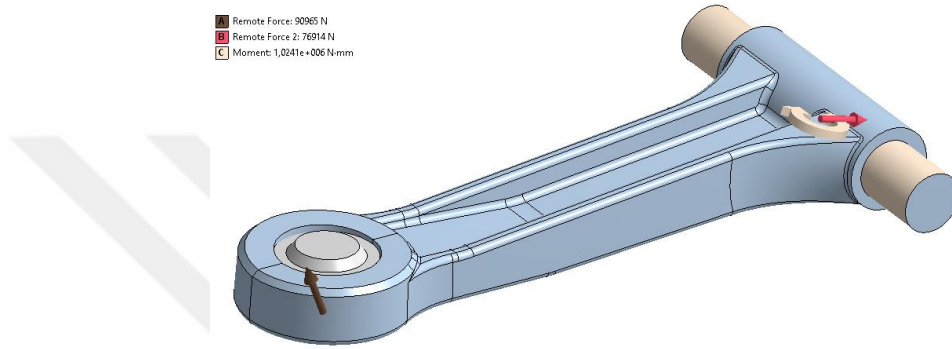
Şekil 6.17’de alt salıncakın statik analizinde kullanılan yüklemeler gösterilmektedir. Bölüm 6.4’te anlatılan inertia relief metodu kullanılarak uygulanan yüklemeler ile analizler gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem kullanıldığı için alt salıncak parçası üzerinde sabitleme kullanılmamıştır.



Şekil 6.17 Alt salıncak statik analiz sınır şartları

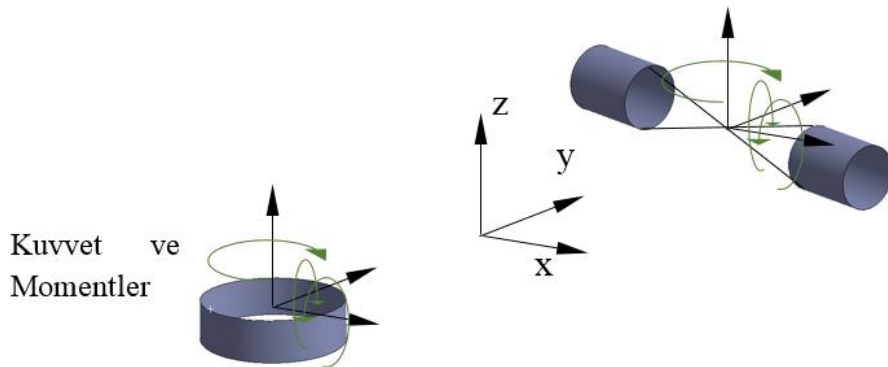
6.3.3 Üst Salıncak Statik Analiz Modeli

İyileştirilmiş tasarıma sahip üst salıncakın analiz modeli Şekil 6.18’de gösterilmektedir. Üst salıncak bağlantı noktalarına gelen kuvvetler silindirik ve küresel mafsal bölgelerine uygulanmıştır. Üst salıncakın silindirik mafsal bölgesindeki yüzeyler birlikte kuvvet ve momentleri aktarabilen rijit elemanlarla bağlanarak yükler uygulanmıştır. Şekil 6.18’de üst salıncakın statik analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.18 Üst salıncak statik analiz modeli

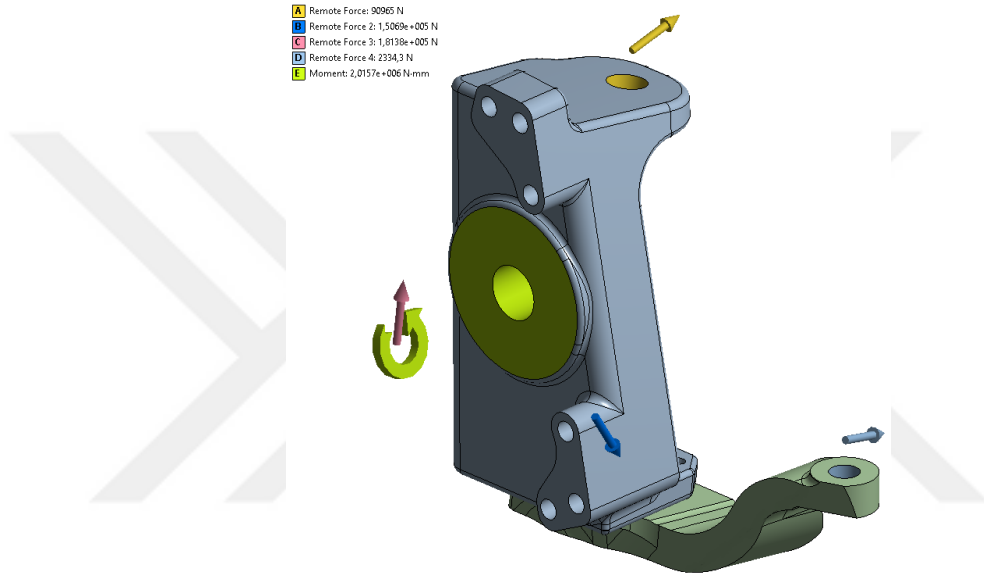
Şekil 6.19’da üst salıncakın statik analizinde kullanılan yüklemeler gösterilmektedir. Bölüm 6.4’te anlatılan inertia relief metodu kullanılarak uygulanan yüklemeler ile analizler gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem kullanıldığı için üst salıncak parçası üzerinde sabitleme uygulanmamıştır.



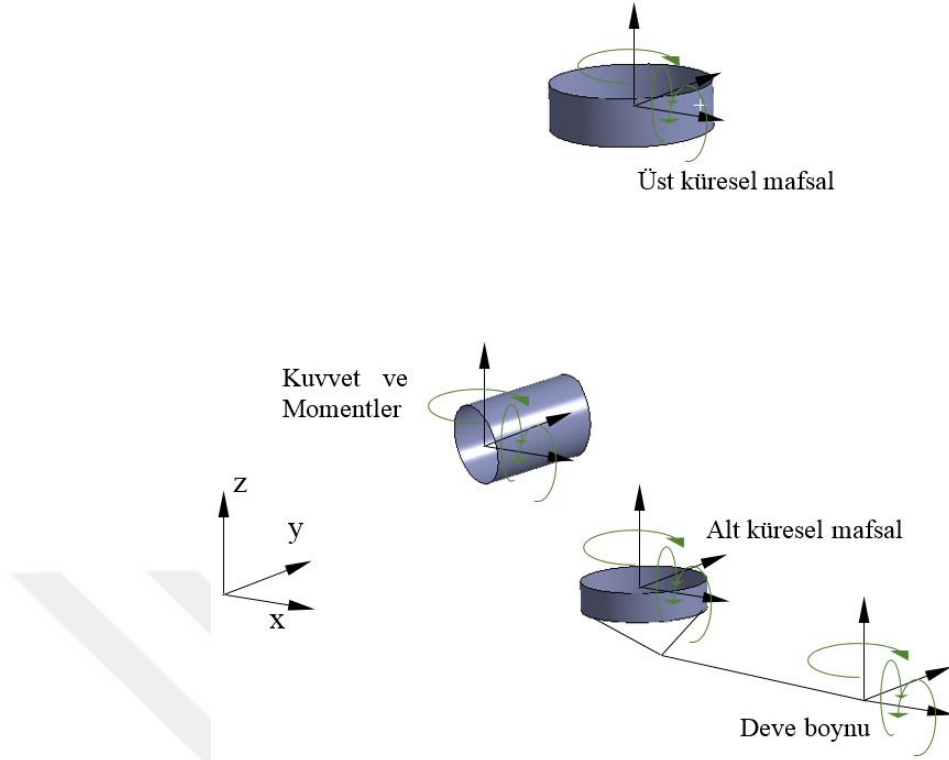
Şekil 6.19 Üst salıncak statik analiz sınır şartları

6.3.4 Akson Statik Analiz Modeli

İyileştirilmiş tasarıma sahip aksonun analiz modeli Şekil 6.20’de gösterilmektedir. Akson bağlantı noktalarına gelen kuvvetler küresel mafsal ve tekerlek merkezi bölgelerine uygulanmıştır. Tekerlek merkezine gelen yükü uygulamak için akson parçasından rijit elemanlar ile tekerlek ofseti kadar uzağa yük tanımı yapılmıştır. Şekil 6.20’de aksonun statik analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.21’de aksonun statik analizinde kullanılan yüklemeler gösterilmektedir. Bölüm 6.4’te anlatılan inertia relief metodu kullanılarak uygulanan yüklemeler ile analizler gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem kullanıldığı için akson parçası üzerinde sabitleme uygulanmamıştır.



Şekil 6.21 Akson statik analiz sınır şartları

6.4 Inertia Relief

Sabitlenmemiş bir yapıya dış kuvvetler uygulandığında, tüm yapı sabitlenmemiş yönlerde ivmelenerek serbest cisim hareketi yapmaktadır. Bunun yanında her sabitlenmemiş yön için yapının kütesinden dolayı atalet kuvvetleri oluşmaktadır. Ayrıca, yapıdaki her bir eleman büyük serbest cisim hareketlerinin yanında küçük elastik deformasyonlara uğrayacaktır. Tanımı yapılan bu hareketin denklemi aşağıdaki gibi açıklanabilmektedir:

$$[m]\ddot{\Delta} + [k]\Delta = -[\tilde{m}]\ddot{R} + \vec{F} \quad (6.1)$$

Bu formülde Δ küçük elastik deformasyonu, $[m]$ ve $[k]$ ise bu deformasyon ile alakalı kütle ve rijitlik matrislerini temsil etmektedir. $[\tilde{m}]$ ise serbest cisim hareketi yapan toplam kütle ve atalet momentlerini temsil etmekte ve $\ddot{R}$ serbest cisim ivmesini göstermektedir. $\vec{F}$ yapıyı oluşturan elemanların birbirleri arasındaki etkileşimi sonucu oluşan kuvvet vektörüdür.

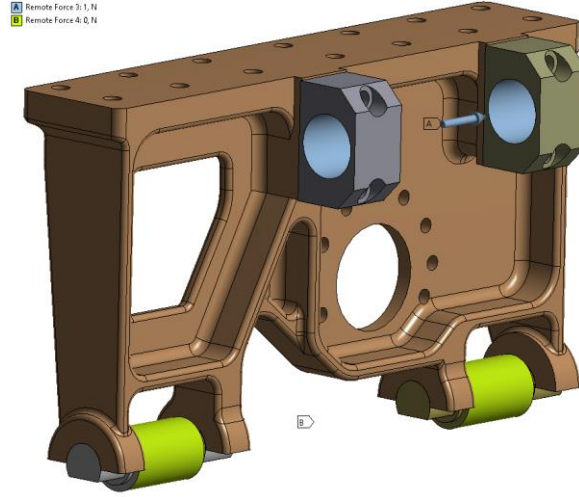
Sonlu elemanlar analizlerinde, öncelikle dış kuvvetler yapıya uygulanmaktadır ve sonrasında kuvvetlere denk gelen serbest cisim ivmesi hesaplanmaktadır. İvme ve yapının kütlesi kullanılarak yapıdaki tüm noktalar için atalet kuvvetleri hesaplanmaktadır. Sonrasında bu kuvvetler orijinal kuvvetler doğrultusunda uygulanarak serbest cisim hareketi önlenmekte ve geleneksel statik analizler gerçekleştirilmektedir. [Anvari, 1999]

Bu çalışmada da statik analizler, inertia relief tekniği kullanılarak modellenmiş ve sabitleme uygulanmayacak yapılarda kullanılmıştır.

6.5 Yorulma Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Modeli

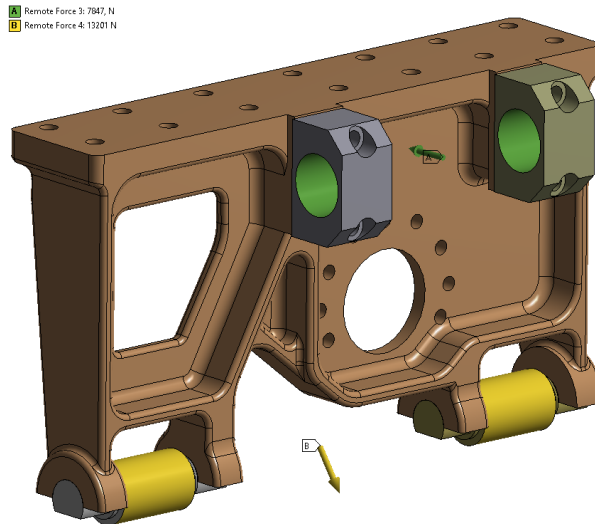
6.5.1 Yardımcı Şasi Yorulma Analiz Modeli

Yardımcı şasi parçasının yol profili ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için yardımcı şasi, araç gövdesi ile bağlandığı cıvatalardan sabitlenmiştir. Üst ve alt salıncak bağlantı bölgelerinden ise mafsallık yükleri uygulanmıştır. Bu yükler karmaşık yol profillerinin nCode programında lineer süperpozisyonu ile uygulanacağından dolayı, statik analiz modelinde üst ve alt salıncak bağlantı noktalarına birim yükler uygulanmış ve ardından nCode programında birim kuvvet yönüne göre yol profili girilerek parçanın yorulma ömrü belirlenmiştir. Şekil 6.22’de yardımcı şasinin yol profili ile yorulma analizi modeli gösterilmektedir.



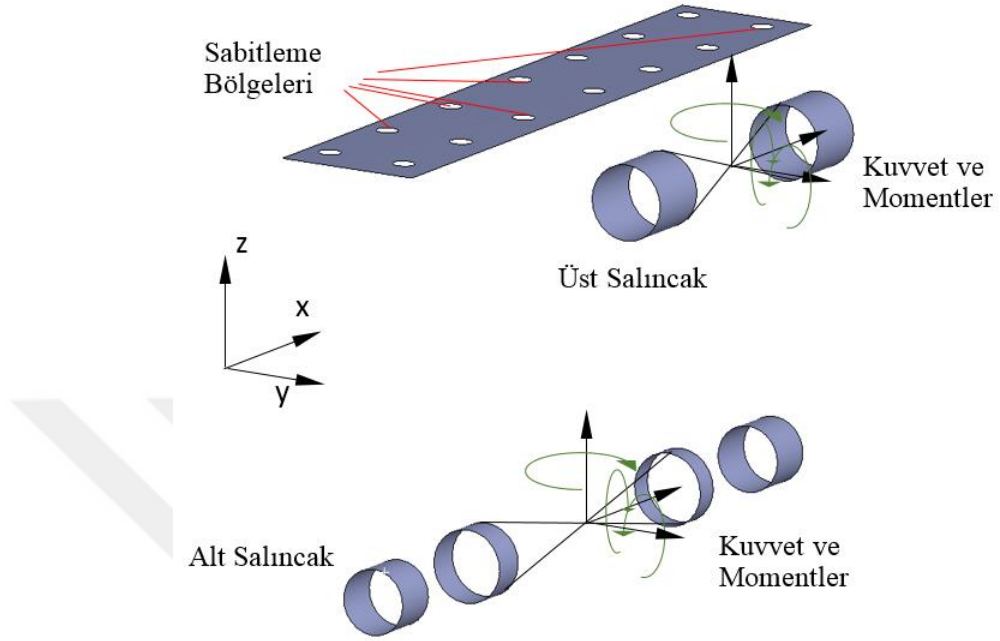
Şekil 6.22 Yardımcı şasi yol profili ile yorulma analizi modeli

Yardımcı şasi parçasının sinüsoidal yükler ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için yardımcı şasi aynı şekilde araç gövdesine sabitlendiği civatalardan sabitlenerek üst ve alt salıncak bağlantı noktalarından sinüsoidal mafsallık yükleri uygulanmıştır. Zaman adımı ile gerçekleştirilecek yorulma analizi için nCode programında herhangi bir yük uygulanmadan, statik analizde gerçekleştirilen yüklemenin kaç defa daha tekrarlanabileceği hesaplanmıştır. Şekil 6.23'te yardımcı şasinin sinüsoidal yorulma analizi modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.23 Yardımcı şasi sinüsoidal yorulma analiz modeli

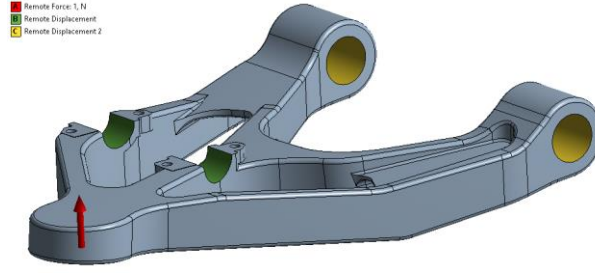
Şekil 6.24'te yardımcı şasi parçasının yorulma analizinde kullanılan yüklerin ve sabitlemelerin temsili gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 6.24 Yardımcı şasi yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi

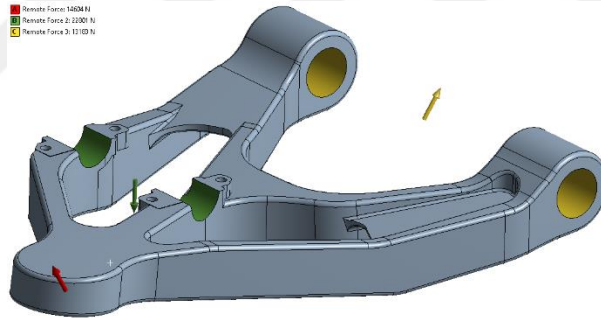
6.5.2 Alt Salıncak Yorulma Analiz Modeli

Alt salıncak parçasının yol profili ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için alt salıncak, herhangi bir sabitleme kullanılmadan Bölüm 6.4'te anlatılan inertia relief tekniği ile birim yükler tüm bağlantı noktalarından uygulanarak analiz edilmiştir. Yol yükleri nCode programında lineer süperpozisyon ile uygulanacaktır. Ardından nCode programında birim kuvvet yönüne göre yol profili girilerek parçanın yorulma ömrü belirlenmiştir. Şekil 6.25'te alt salıncak parçasının yol profili ile yorulma analizi modeli gösterilmektedir.



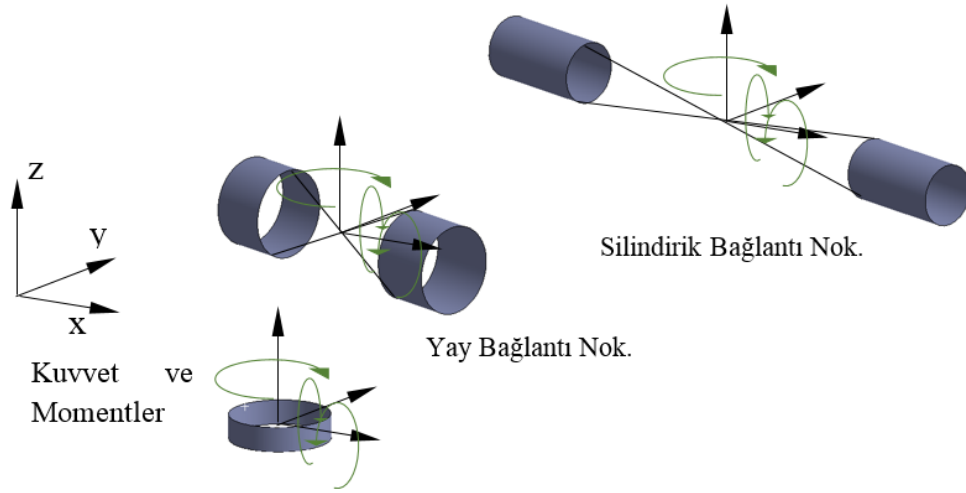
Şekil 6.25 Alt salıncak yol profili ile yorulma analizi modeli

Alt salıncak parçasının sinüsoidal yükler ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için sabitleme kullanılmadan Bölüm 6.4’te anlatılan inertia relief tekniği ile tüm mafsallara sinüsoidal mafsallık yükleri uygulanmıştır. Zaman adımı ile gerçekleştirilecek yorulma analizi için nCode programında herhangi bir yük uygulanmadan, statik analizde gerçekleştirilen yüklemenin kaç defa daha tekrarlanabileceği hesaplanmıştır. Şekil 6.26’da alt salıncak parçasının sinüsoidal yükleme yorulma analiz modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.26 Alt salıncak sinusoidal yükleme yorulma analiz modeli

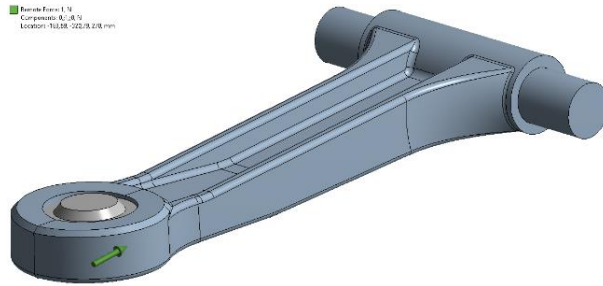
Şekil 6.27’de alt salıncak parçasının yorulma analizinde kullanılan yüklerin temsili gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 6.27 Alt salıncak yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi

6.5.3 Üst Salıncak Yorulma Analiz Modeli

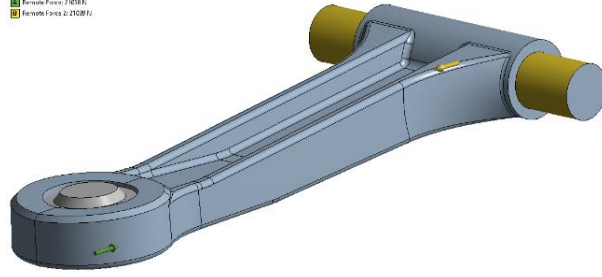
Üst salıncak parçasının yol profili ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için üst salıncak, herhangi bir sabitleme kullanılmadan Bölüm 6.4'te anlatılan inertia relief tekniği ile birim yükler tüm bağlantı noktalarından uygulanarak analiz edilmiştir. Yol yükleri nCode programında lineer süperpozisyon ile uygulanacaktır. Ardından nCode programında birim kuvvet yönüne göre yol profili girilerek parçanın yorulma ömrü belirlenmiştir. Şekil 6.28'de üst salıncak parçasının yol profili ile yorulma analizi modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.28 Üst salıncak yol profili ile yorulma analizi modeli

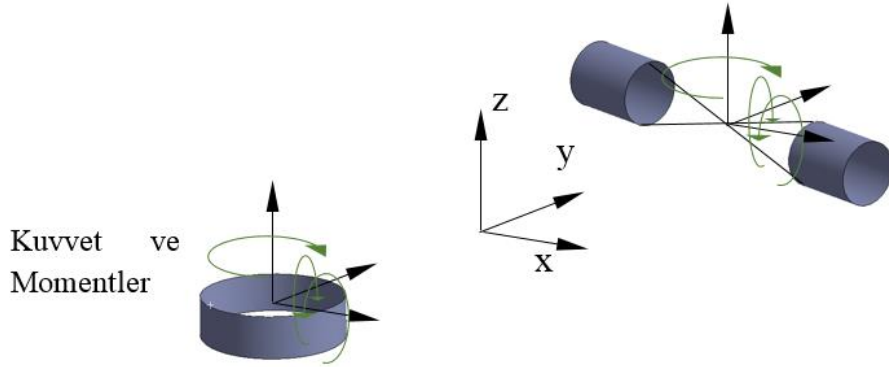
Üst salıncak parçasının sinüsoidal yükler ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için sabitleme kullanılmadan Bölüm 6.4'te anlatılan inertia relief tekniği ile tüm mafsallara sinüsoidal mafsallık yükleri uygulanmıştır. Zaman adımı ile

gerçekleştirilecek yorulma analizi için nCode programında herhangi bir yük uygulanmadan, statik analizde gerçekleştirilen yüklemenin kaç defa daha tekrarlanabileceği hesaplanmıştır. Şekil 6.29’da üst salıncak parçasının sinüsoidal yükleme yorulma analizi modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.29 Üst salıncak sinüsoidal yükleme yorulma analiz modeli

Şekil 6.30’da üst salıncak parçasının yorulma analizinde kullanılan yüklerin temsili gösterimi bulunmaktadır.

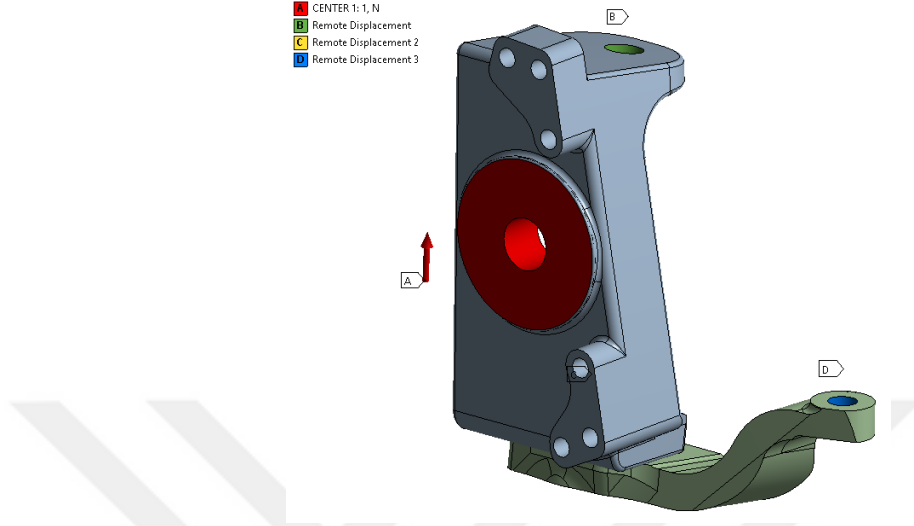


Şekil 6.30 Üst salıncak yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi

6.5.4 Akson Yorulma Analiz Modeli

Akson parçasının yol profili ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için akson, herhangi bir sabitleme kullanılmadan Bölüm 6.4’te anlatılan inertia relief tekniği ile birim yükler tüm bağlantı noktalarından uygulanarak analiz edilmiştir. Yol yükleri nCode programında lineer süperpozisyon ile uygulanacaktır. Ardından nCode programında birim kuvvet yönüne göre yol profili girilerek parçanın yorulma ömrü

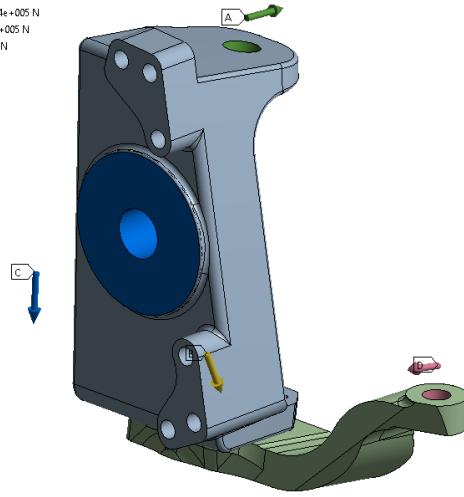
belirlenmiştir. Şekil 6.31’de akson parçasının yol profili ile yorulma analizi modeli gösterilmektedir.



Şekil 6.31 Akson yol profili ile yorulma analizi modeli

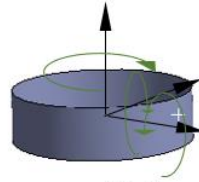
Akson parçasının sinüsoidal yükler ile yorulma analizlerini gerçekleştirmek için sabitleme kullanılmadan Bölüm 6.4’te anlatılan inertia relief tekniği ile tüm mafsallara sinüsoidal mafsallık yükleri uygulanmıştır. Zaman adımı ile gerçekleştirilecek yorulma analizi için nCode programında herhangi bir yük uygulanmadan, statik analizde gerçekleştirilen yüklemenin kaç defa daha tekrarlanabileceği hesaplanmıştır. Şekil 6.32’de akson parçasının sinüsoidal yükleme yorulma analizi modeli gösterilmektedir.

A Remote Force: 73602 N
 B Remote Force 2: 1,2404e+005 N
 C Remote Force 3: 1,00e+005 N
 D Remote Force 4: 2694, N

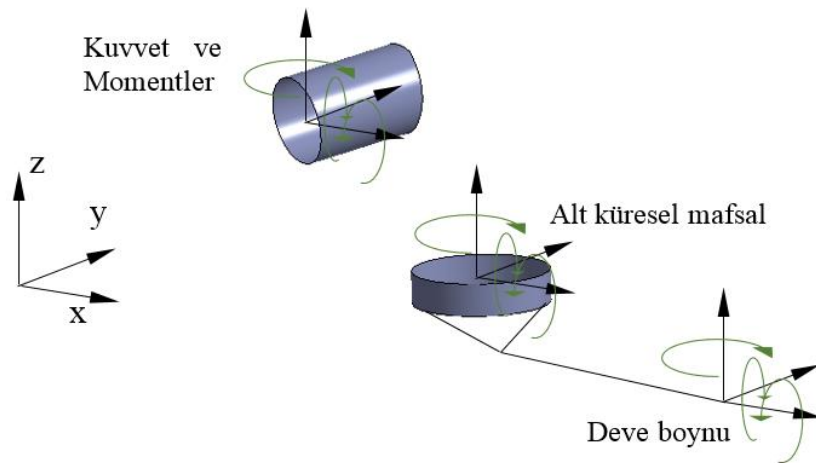


Şekil 6.32 Akson sinüsoidal yükleme yorulma analizi modeli

Şekil 6.33'te akson parçasının yorulma analizinde kullanılan yüklerin temsili gösterimi bulunmaktadır.



Üst küresel mafs



Şekil 6.33 Akson yorulma analizi yük uygulama bölgeleri gösterimi

BÖLÜM YEDİ

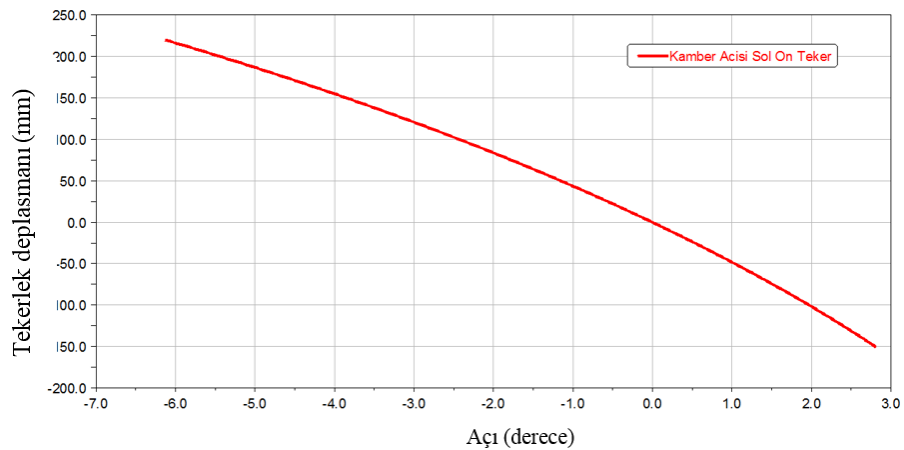
SONUÇLAR VE TARTIŞMA

7.1 Kinematik Modelleme Sonuçları

7.1.1 Kinematik Özellikler Simülasyonları Sonuçları

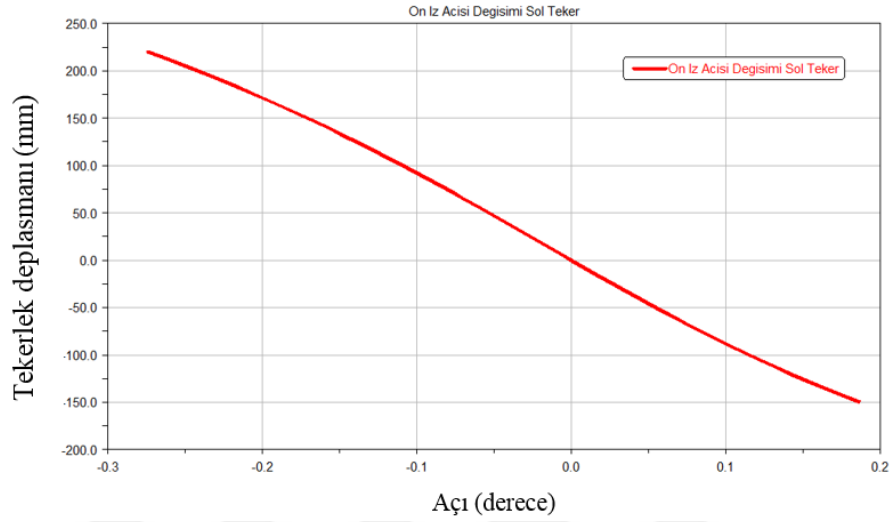
Süspansiyon sistemlerinde tekerlek aşıntısı ve tümsekte yönlenme gibi özellikleri etkileyen kinematik özellikler belirli alt ve üst limitler arasında olmalıdır. Bunu sağlayabilmek için bağlantı noktaları uygun konumlandırılmalıdır. Bağlantı noktaları seçimi sonrasında en iyileme çalışmaları deneme yanılma yoluyla yapılabileceği gibi MSC Adams programında bulunan çeşitli optimizasyon yöntemleri ile de noktaların uygun pozisyonları belirlenebilmektedir. Bu çalışmada ise herhangi bir kinematik optimizasyon gerçekleştirilmemiş olup ilk konumlandırmanın istenen kriterleri sağladığı belirlenmiştir.

Şekil 7.1’de düşey tekerlek deplasmanına karşı sol ön tekerde oluşan kamber açısı değişimi gösterilmektedir. Paralel tekerlek deplasmanı simülasyonunda kamber açısı değişiminin tekerleğin pozitif deplasmanında -6,1 derece değeri ile negatif deplasmanında 2,8 derece değeri arasında olduğu belirlenmiştir.



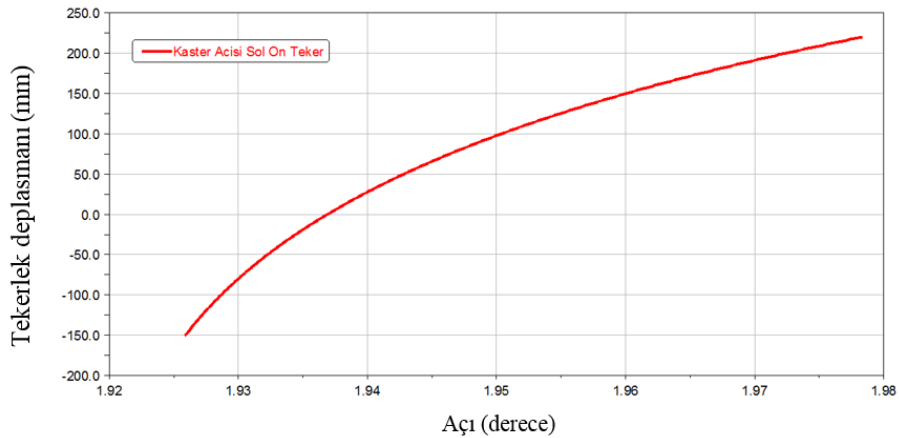
Şekil 7.1 Düşey tekerlek deplasmanına karşı sol teker kamber açısı değişimi

Şekil 7.2’de düşey tekerlek deplasmanına karşı sol ön tekerde oluşan ön iz açısı değişimi gösterilmektedir. Paralel tekerlek deplasmanı simülasyonunda ön iz açısı değişiminin tekerleğin pozitif deplasmanında 0,27 derece değeri ile negatif deplasmanında 0,19 derece değeri arasında olduğu belirlenmiştir.



Şekil 7.2 Düşey tekerlek deplasmanına karşı sol teker ön iz açısı değişimi

Şekil 7.3’te düşey tekerlek deplasmanına karşı sol ön tekerde oluşan kamber açısı değişimi gösterilmektedir. Paralel tekerlek deplasmanı simülasyonunda kaster açısı değişiminin tekerleğin pozitif ve negatif deplasmanında yaklaşık 2 derece değerinde olduğu belirlenmiştir.

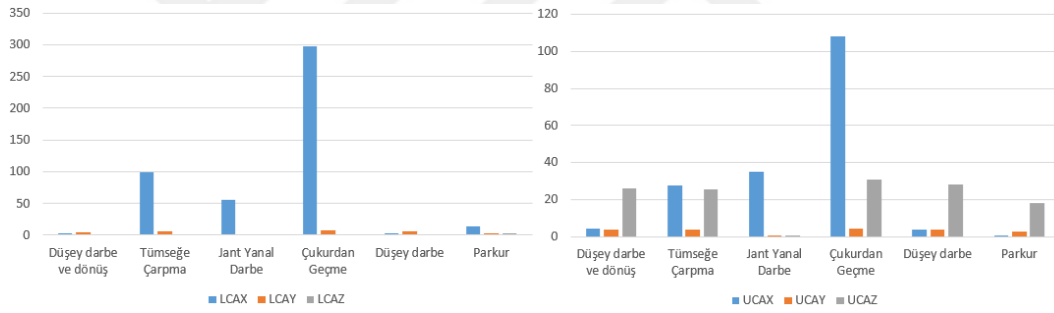


Şekil 7.3 Düşey tekerlek deplasmanına karşı sol teker kaster açısı değişimi

7.1.2 Statik Yükleme Simülasyonları Sonuçları

Statik yükleme senaryoları için tekerlek temas noktasından uygulanan üç yöndeki kuvvetlerin süspansiyon sistemi bağlantı noktalarında oluşturduğu reaksiyon kuvvetleri elde edilmiştir. Simülasyonlar sanki statik olarak gerçekleştirildiği için simülasyon sonucu olarak her bir mafsalda tek bir kuvvet değeri elde edilmiştir. Uygulanan tüm simülasyonlar için mafsallardaki yükler kaydedilerek statik analizler ve topoloji optimizasyonu analizlerinde kullanılmıştır.

Aracın yükleme senaryolarında oluşan kuvvetlerin durağan haline göre kaç kat yükseldiğini gösterebilmek için Şekil 7.4'teki grafik oluşturulmuştur. Buradan da anlaşılacağı gibi çukurdan geçme yük koşulunda üst ve alt salıncak mafsalları üzerinde maksimum artış görülmektedir.

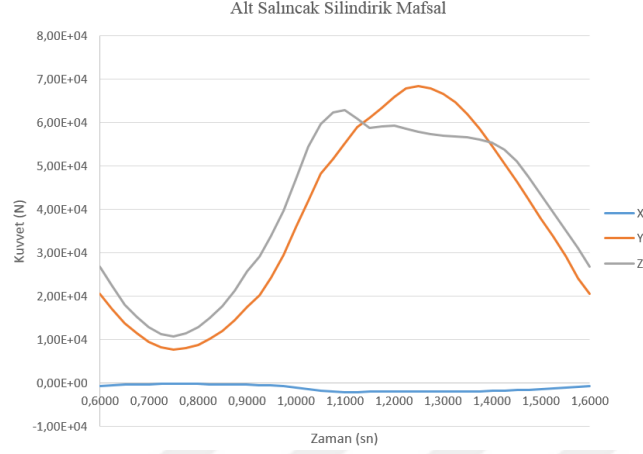


Şekil 7.4 Statik senaryolarda oluşan kuvvetlerin araç durağan yüklerine göre oranı

7.1.3 Sinüsoidal Yükleme Simülasyonları Sonuçları

Sinüsoidal yorulma yüklemesi simülasyonları yarım araç modeli ile gerçekleştirilmiş ve süspansiyon mafsallarında oluşan reaksiyon kuvvetleri elde edilmiştir. Bu yükler kullanılarak zaman adımı ile yorulma analizleri

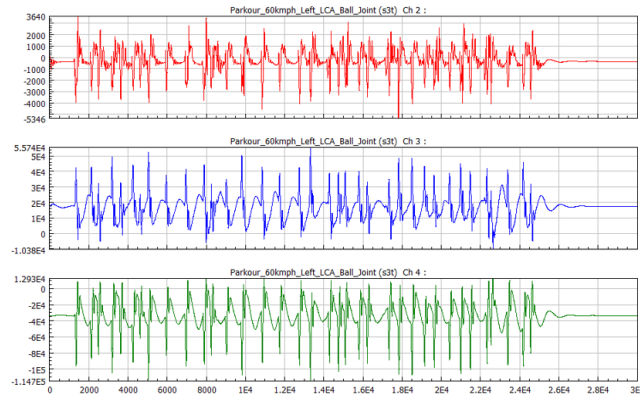
gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.5'te örnek olarak alt salıncak silindirik mafsallarda oluşan reaksiyon kuvvetinin üç yöndeki bileşenine ait grafik gösterilmektedir.



Şekil 7.5 Sinüsoidal yorulma yüklemesi alt salıncak silindirik mafsallarda reaksiyon kuvveti

7.1.4 Dinamik Yükleme Simülasyonları Sonuçları

Tam taşıt modeli kullanılarak gerçekleştirilen simülasyonlarda ise, süspansiyon sisteminin bağlantı noktalarında karmaşık ve düzensiz reaksiyon kuvvetleri elde edilmiştir. Bu kuvvetler kullanılarak zaman serisi ile yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.6'da parkur simülasyonunda elde edilen zamana bağlı mafsallarda kuvveti grafikleri gösterilmektedir.



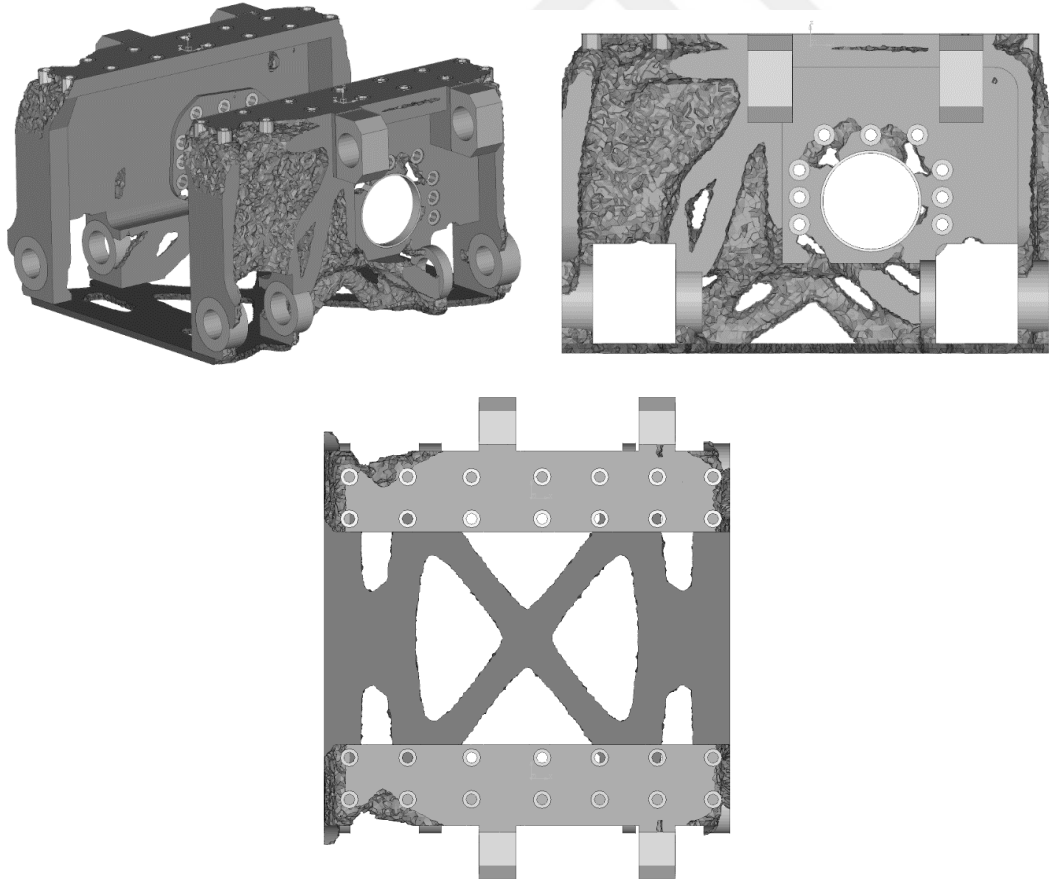
Şekil 7.6 Parkur simülasyonu zamana bağlı mafsallarda kuvveti grafikleri

7.2 Sonlu Elemanlar Analizleri Sonuçları

7.2.1 Topoloji Optimizasyon Sonuçları

7.2.1.1 Yardımcı Şasi Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları

Topoloji optimizasyonu sonrasında yardımcı şasi geometrisi için elde edilen tasarım incelendiğinde üst salıncak ve alt salıncağı birleştiren hatlarda boşaltmaların yapılmadığı ve federe benzer yapıların oluşturulduğu belirlenmiştir. Yük aktarımının üst ve alt salıncak bağlantılarından araç gövdesine sabitlemelerin yapıldığı üst yüzey cıvatalarına doğru olduğu düşünülürse sınır şartlarının doğru verildiğine karar verilmektedir. İki yardımcı şasiyi birleştiren alt pleyt parçasında ise maksimum rijitliğe sahip olan üçgen şekilli boşaltmaların yapıldığı görülmektedir. Şekil 7.7’de yardımcı şasinin topoloji optimizasyonu sonucu oluşan geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 7.7 Yardımcı şasi topoloji optimizasyonu sonucu

7.2.1.2 Alt Salıncak Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları

Alt salıncak topoloji optimizasyonu sonuçları incelendiğinde genellikle süspansiyon sistemi tasarımlarında görülen “A” şekline benzer boşaltmaların yapıldığı belirlenmiştir. Kuvvet akışının gerçekleştiği kısımlarda ise feder yapılarına benzer yapıların oluştuğu görülmektedir. Alt salıncak küresel mafsallardan gelen yüklemenin bir kısmı yay bağlantı noktası tarafından karşılanırken, diğer yandan alt salıncanın silindirik mafsallının bulunduğu bölgeler de kuvvetlerin akışının gerçekleştiği kısımlardır. Bu nedenle alt salıncak küresel mafsalları ile silindirik mafsalları arasında köprüye benzer bir yapı oluşmaktadır. Tüm yükleme koşullarını aynı anda sağlayacak rijitlikte yapı optimizasyon sonrası elde edilmiştir. Üç noktalı eğilmeye çalışan çubuk modeline de benzetilebilecek yapıda boşaltmalar Şekil aa’da gösterilmektedir. Şekil 7.8’de alt salıncak parçasının topoloji optimizasyonu sonucu oluşan geometrisi gösterilmektedir.

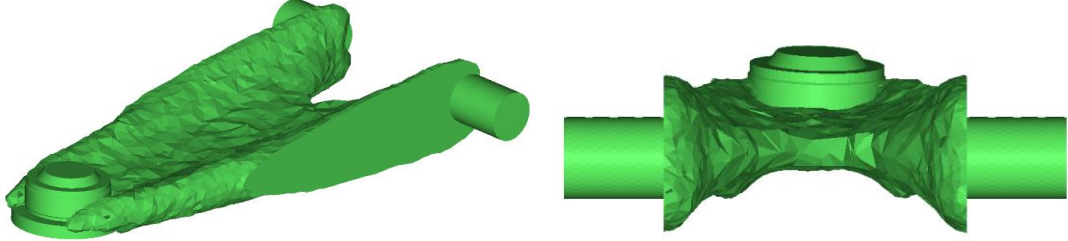


Şekil 7.8 Alt salıncak topoloji optimizasyonu sonucu

7.2.1.3 Üst Salıncak Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları

Üst salıncak topoloji optimizasyonu sonuçlarına göre yapı üzerine uygulanan frenleme kuvvetleri ve yanıl kuvvetlerin etkisinde “I” biçimli yapının oluştuğı belirlenmiştir. Düşey kuvvetlerin etkisinin genellikle alt salıncak üzerinde oluştuğı bilinmektedir. Bu nedenle üst salıncak yapısının daha hafif tasarımı mümkündür. Şekil

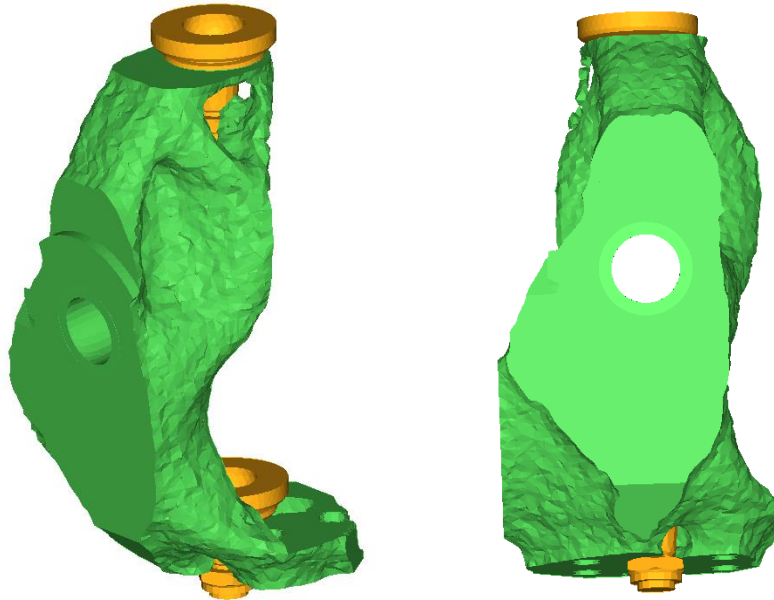
7.9’da üst salıncak parçasının topoloji optimizasyonu sonucu oluşan geometrisi gösterilmektedir.



Şekil 7.9 Üst salıncak topoloji optimizasyonu sonucu

7.2.1.4 Akson Topoloji Optimizasyon Analizi Sonuçları

Akson üzerinde gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu sonuçlarına göre yük taşımayan bölgelerin oldukça fazla olduğu belirlenmiştir. Tekerlekten gelen yükün üst ve alt küresel mafsalları arasında akışı gerçekleşmektedir. Akson parçası da orta kısmından eğilmeye çalışan bir çubuğa benzetilirse orta kısmının kalın, uç kısımlarının da daha ince tasarlanması mümkündür. Şekil 7.10’da akson parçasının topoloji optimizasyonu sonucu oluşan geometrisi gösterilmektedir.

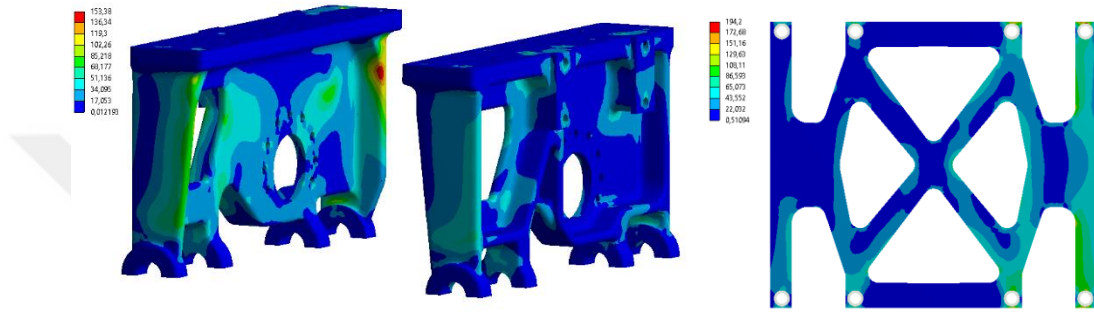


Şekil 7.10 Akson topoloji optimizasyonu sonucu

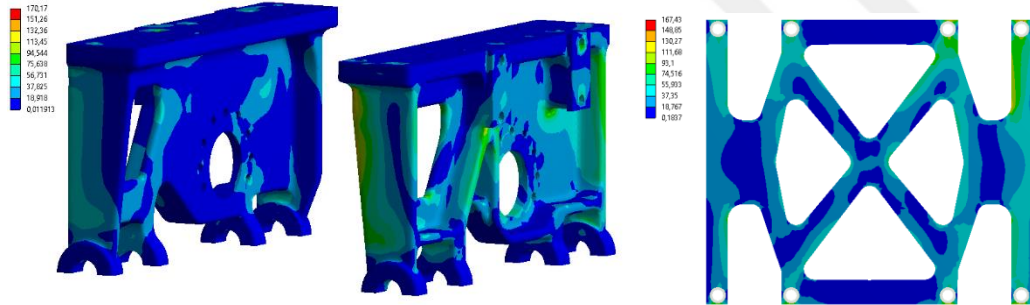
7.2.2 Statik Yükleme Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Bu bölümde statik yükleme koşulları için tasarımı topoloji optimizasyonlarından yararlanılarak oluşturulmuş parçaların statik yükleme senaryoları için üzerlerindeki gerilme dağılımları gösterilmektedir.

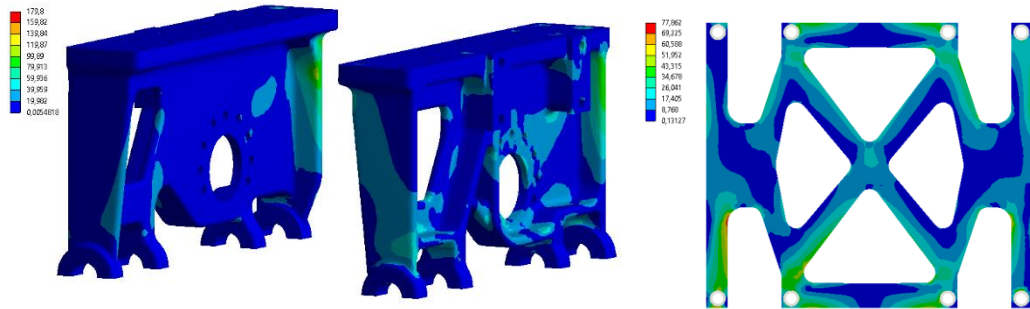
7.2.2.1 Yardımcı Şasi Statik Analiz Sonuçları



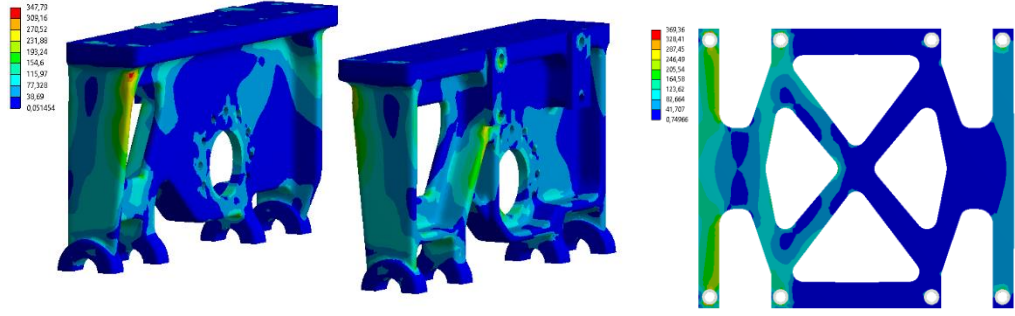
Şekil 7.11 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt



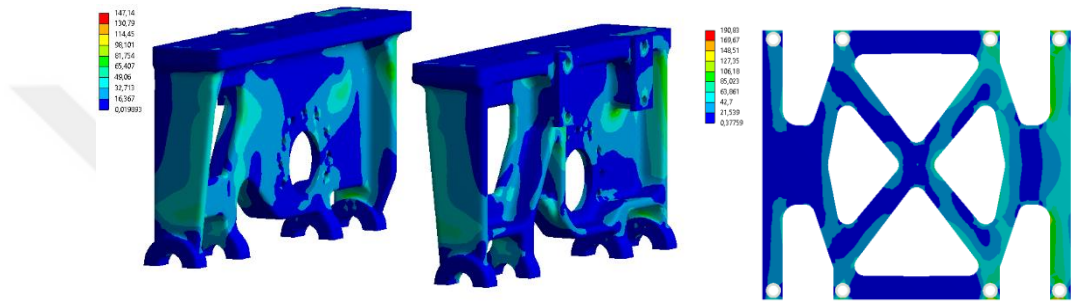
Şekil 7.12 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt



Şekil 7.13 Jant yanıl darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt



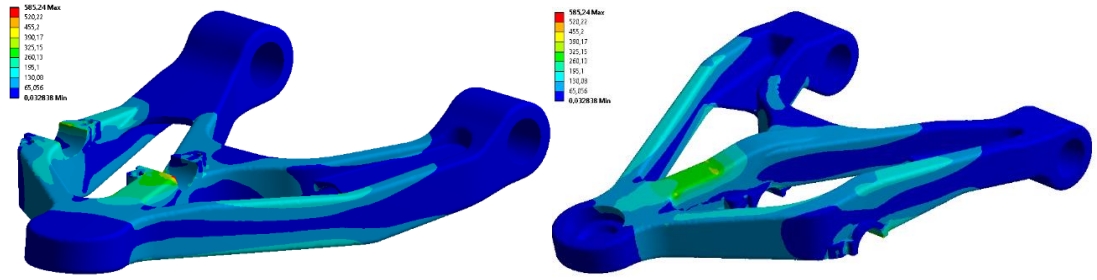
Şekil 7.14 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt



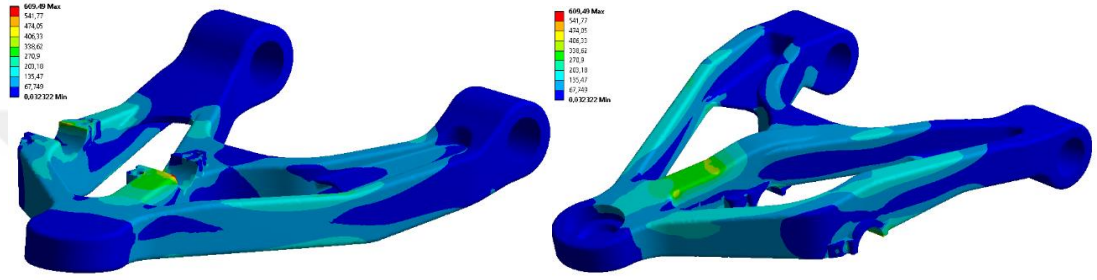
Şekil 7.15 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı (a) yardımcı şasi, ve (b) pleyt

Yardımcı şasi parçasının farklı yükleme koşulları için statik analiz sonuçları incelendiğinde parça akma mukavemeti olan 412 MPa değerine göre gerilme emniyet katsayılarının minimum 1,4 olarak elde edildiği belirlenmiştir. Yardımcı şasi parçasının maksimum zorlandığı yük durumu çukurdan geçme yük durumu olarak belirlenmiştir.

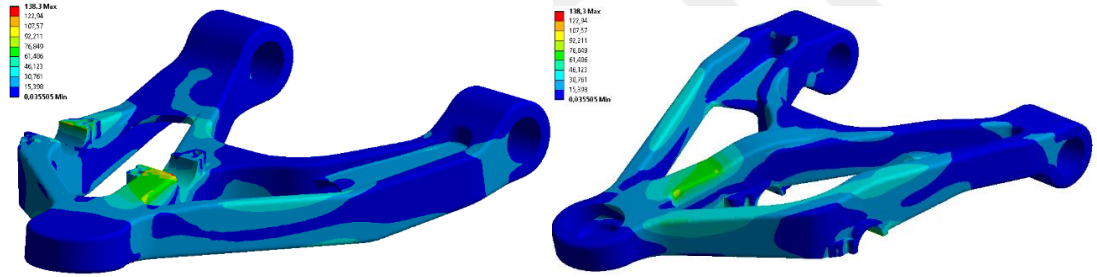
7.2.2.2 Alt Salıncak Statik Analiz Sonuçları



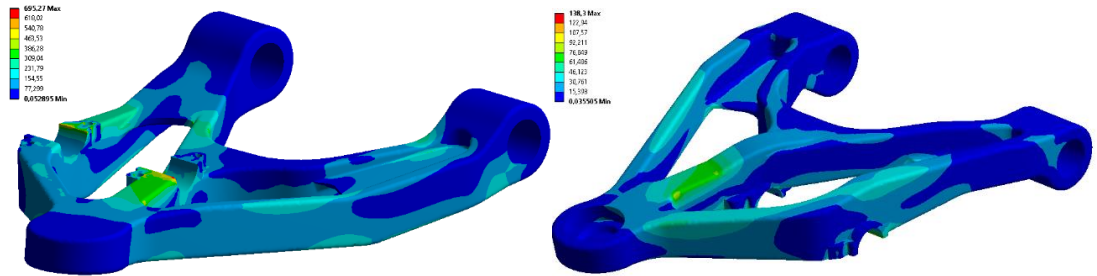
Şekil 7.16 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



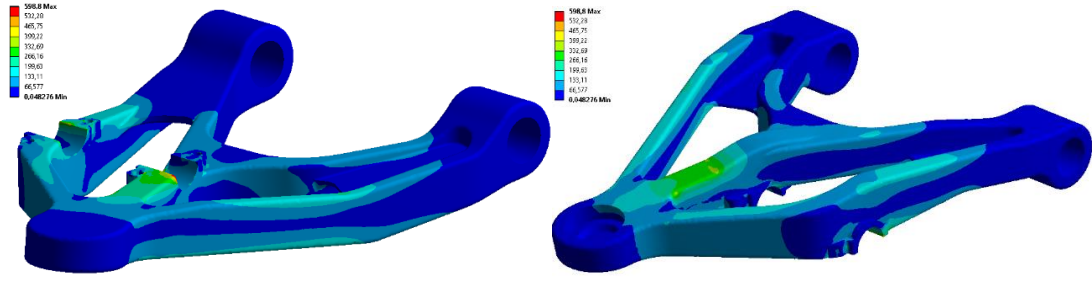
Şekil 7.17 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



Şekil 7.18 Jant yanal darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



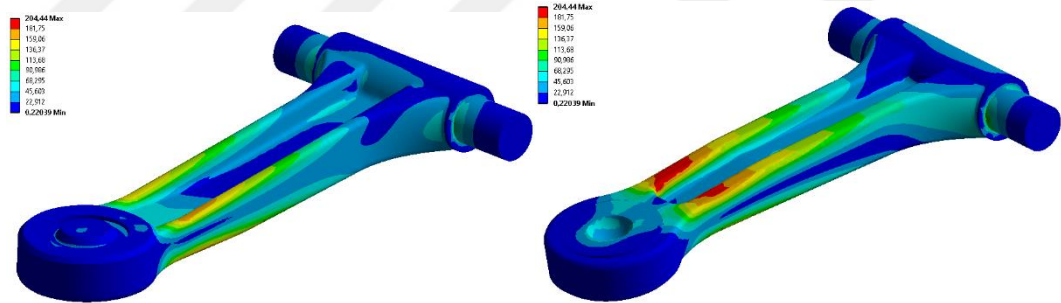
Şekil 7.19 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



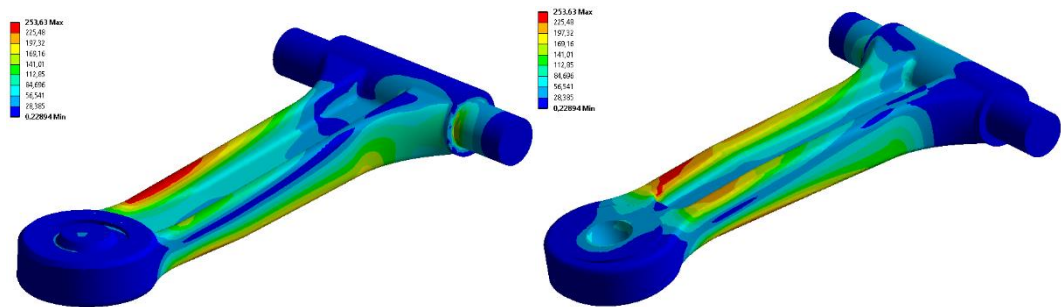
Şekil 7.20 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı

Alt salıncak parçasının farklı yükleme koşulları için statik analiz sonuçları incelendiğinde parça akma mukavemeti olan 928 MPa değerine göre gerilme emniyet katsayılarının minimum 2,1 olarak elde edildiği belirlenmiştir. Emniyet katsayısı belirlenirken gerilme yığılması olan tekil gerilmeler göz ardı edilmiştir. Alt salıncak parçasının maksimum zorlandığı yük durumu çukurdan geçme yük durumu olarak belirlenmiştir.

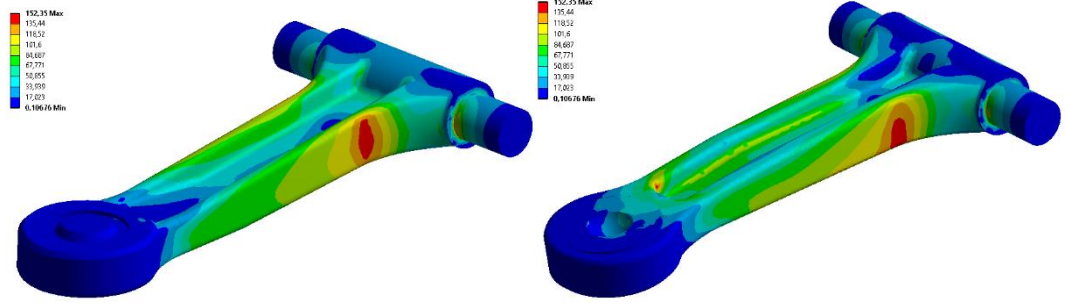
7.2.2.3 Üst Salıncak Statik Analiz Sonuçları



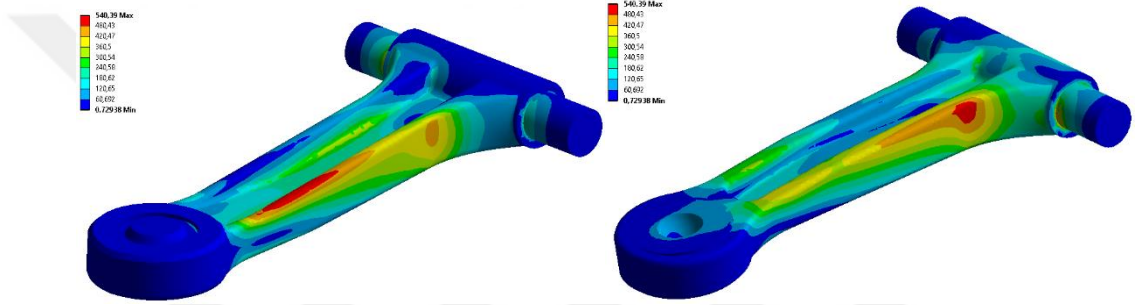
Şekil 7.21 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



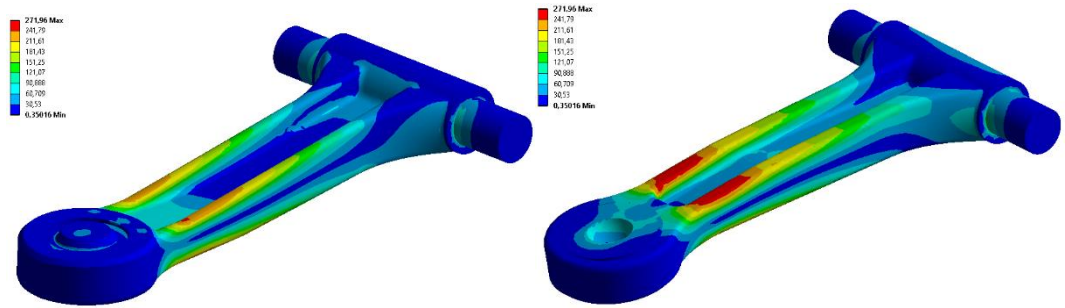
Şekil 7.22 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



Şekil 7.23 Jant yanall darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



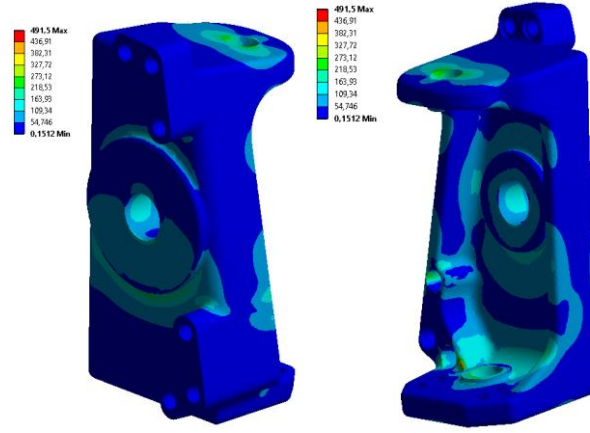
Şekil 7.24 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



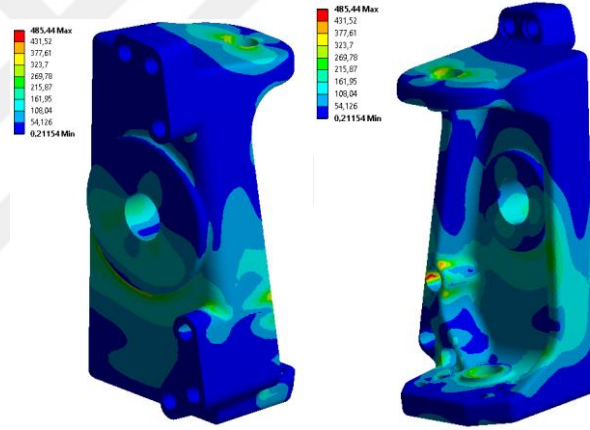
Şekil 7.25 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı

Üst salıncak parçasının farklı yükleme koşulları için statik analiz sonuçları incelendiğinde parça akma mukavemeti olan 928 MPa değerine göre gerilme emniyet katsayılarının minimum 1,8 olarak elde edildiği belirlenmiştir. Emniyet katsayısı belirlenirken gerilme yığılması olan tekil gerilmeler göz ardı edilmiştir. Üst salıncak parçasının maksimum zorlandığı yük durumu çukurdan geçme yük durumu olarak belirlenmiştir.

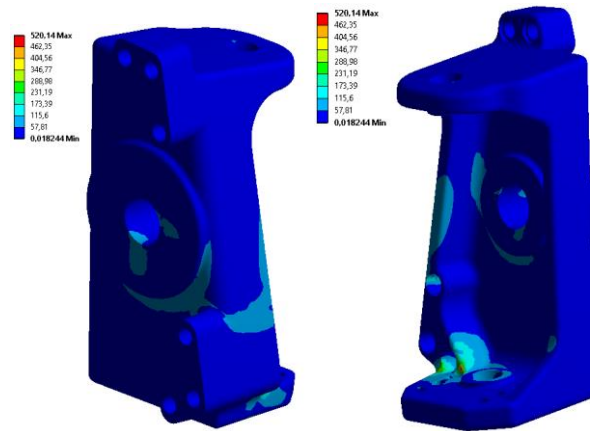
7.2.2.4 Akson Statik Analiz Sonuçları



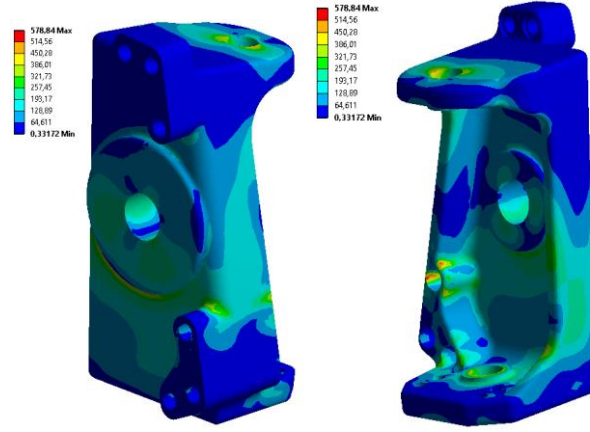
Şekil 7.26 Düşey darbe ve dönüş yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



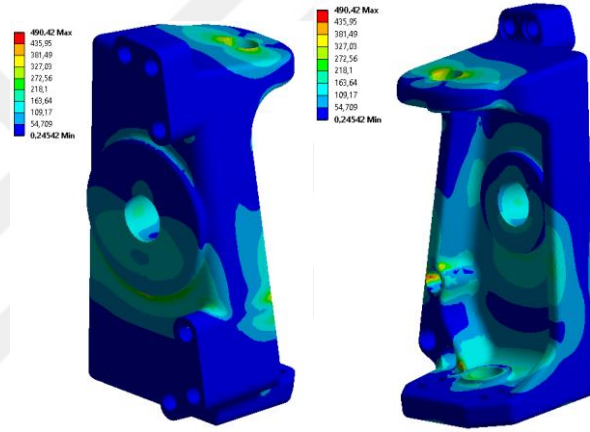
Şekil 7.27 Tümseğe çarpma yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



Şekil 7.28 Jant yanal darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



Şekil 7.29 Çukurdan geçme yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı



Şekil 7.30 Düşey darbe yüklemesi için von-Mises gerilme dağılımı

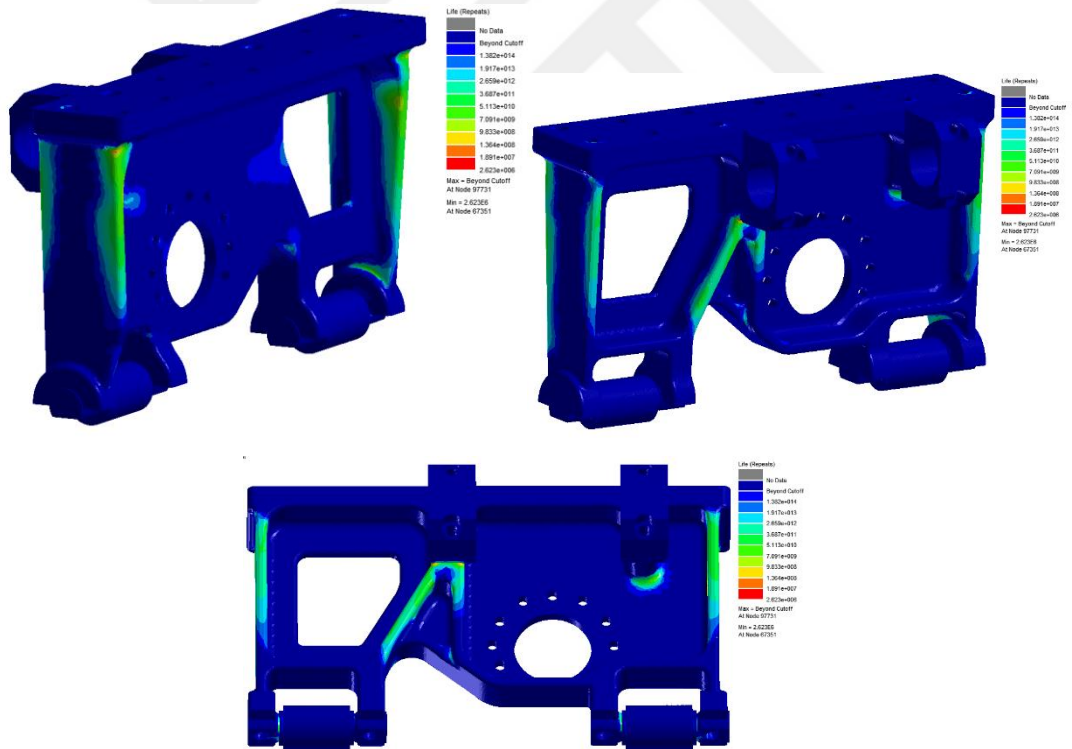
Akson parçasının farklı yükleme koşulları için statik analiz sonuçları incelendiğinde parça akma mukavemeti olan 928 MPa değerine göre gerilme emniyet katsayılarının minimum 2,2 olarak elde edildiği belirlenmiştir. Emniyet katsayısı belirlenirken gerilme yığılması olan tekil gerilmeler göz ardı edilmiştir. Akson parçasının maksimum zorlandığı yük durumu çukurdan geçme yük durumu olarak belirlenmiştir

7.2.3 Yorulma Koşulları İçin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

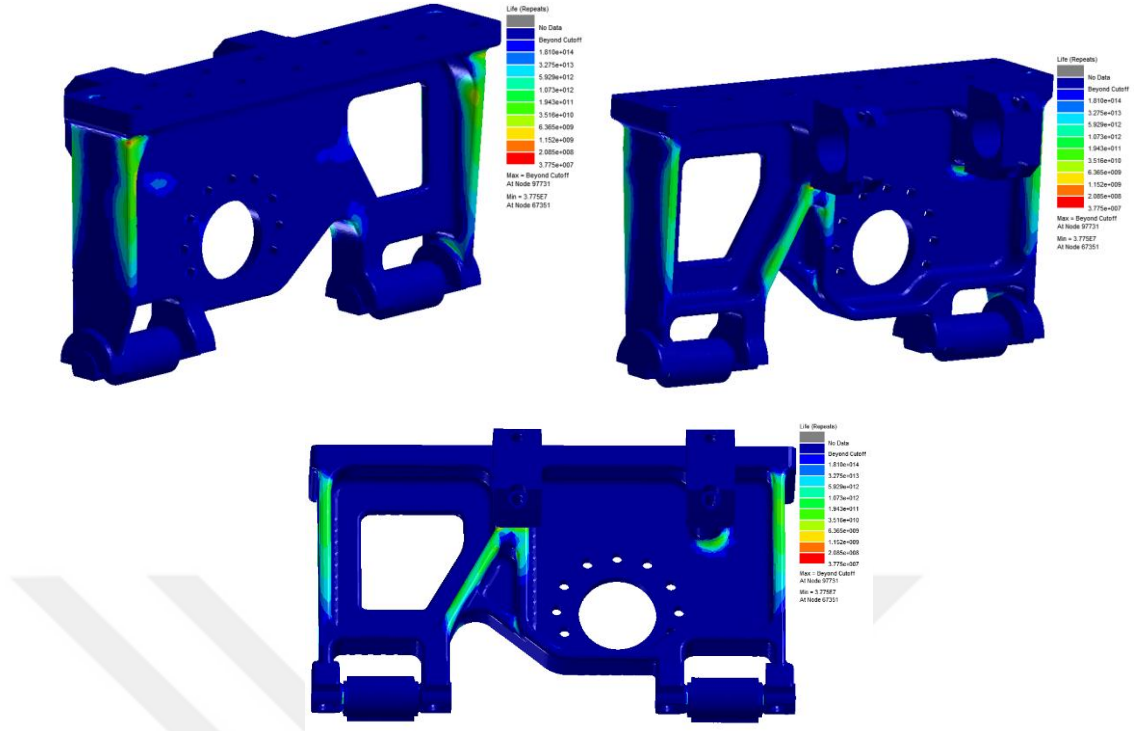
Bu bölümde, süspansiyon sistemi parçalarının yol profili ve sinüsoidal yükleme ile gerçekleştirilen yorulma analizi sonuçları paylaşılmaktadır.

7.2.3.1 Yardımcı Şasi Analiz Sonuçları

Yardımcı şasi parçası üzerine yol profili ve sinüsoidal yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Parça üzerindeki ömür dağılımları Şekil 7.31 ve Şekil 7.32’de verilmektedir. Ömür sonuçları incelendiğinde yardımcı şasi parçasını maksimum zorlayan yorulma koşulu yol profili ile yorulma olarak belirlenmiştir. Buna rağmen yardımcı şasi parçası üzerindeki ömür değerinin 1 milyon çevrimden yüksek olduğu belirlenmiştir.



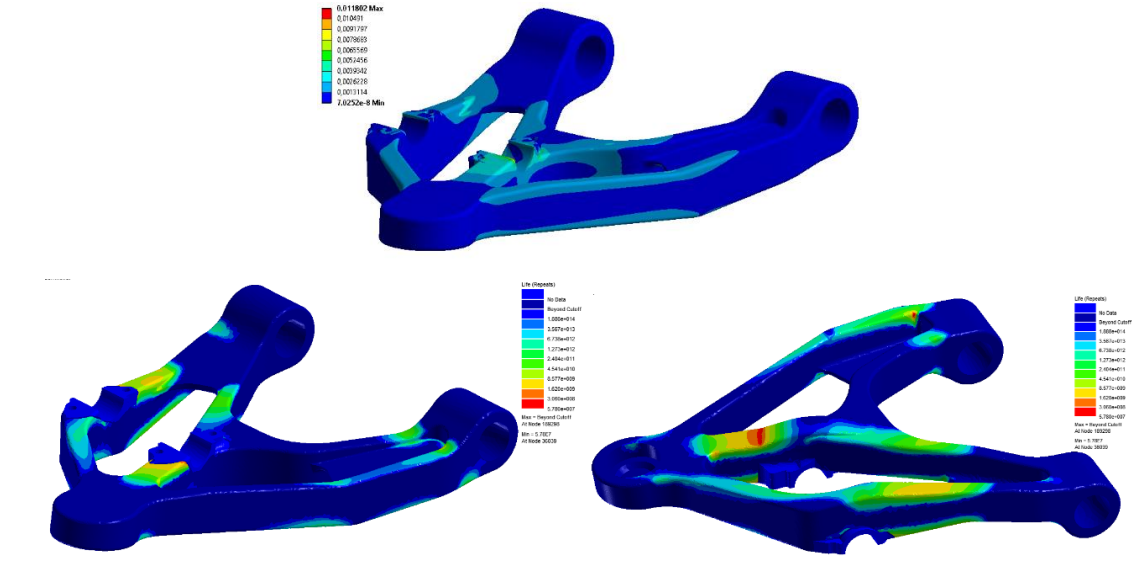
Şekil 7.31 Yol profili ile yorulma analizi ömür sonucu



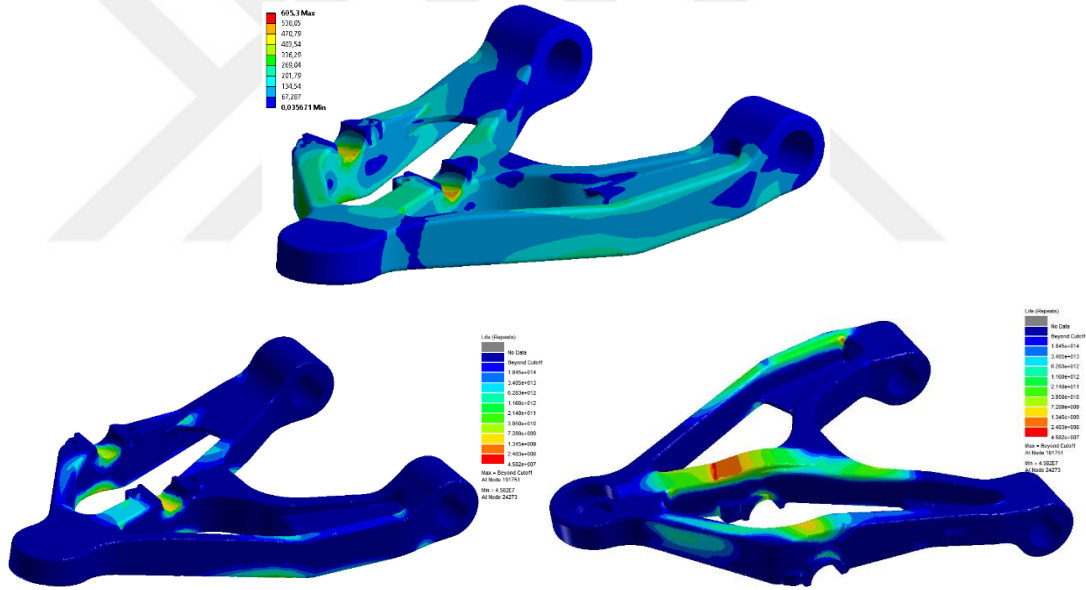
Şekil 7.32 Sinusoidal yorulma analiz sonucu

7.2.3.2 Alt Salıncak Analiz Sonuçları

Alt salıncak parçası üzerine yol profili ve sinüsoidal yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Parça üzerindeki ömür dağılımları ve statik analiz için elde edilen birim gerilme görünümü Şekil 7.33 ve Şekil 7.34’te verilmektedir. Ömür sonuçları incelendiğinde alt salıncak parçasını maksimum zorlayan yorulma koşulu yol profili ile yorulma olarak belirlenmiştir. Buna rağmen alt salıncak parçası üzerindeki ömür değerinin 1 milyon çevrimden yüksek olduğu belirlenmiştir.



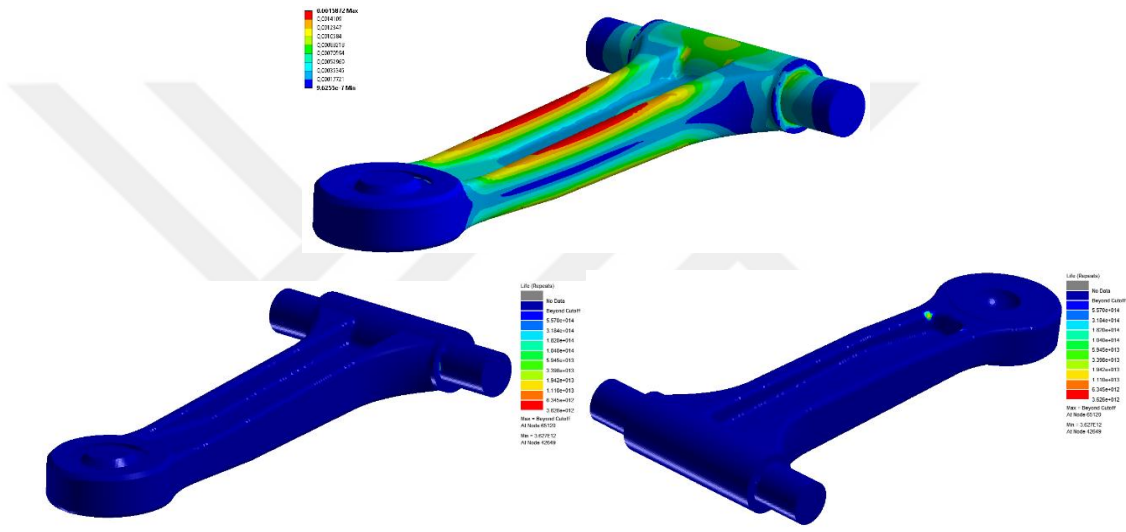
Şekil 7.33 Yol profili ile yorulma analizi ömür sonucu



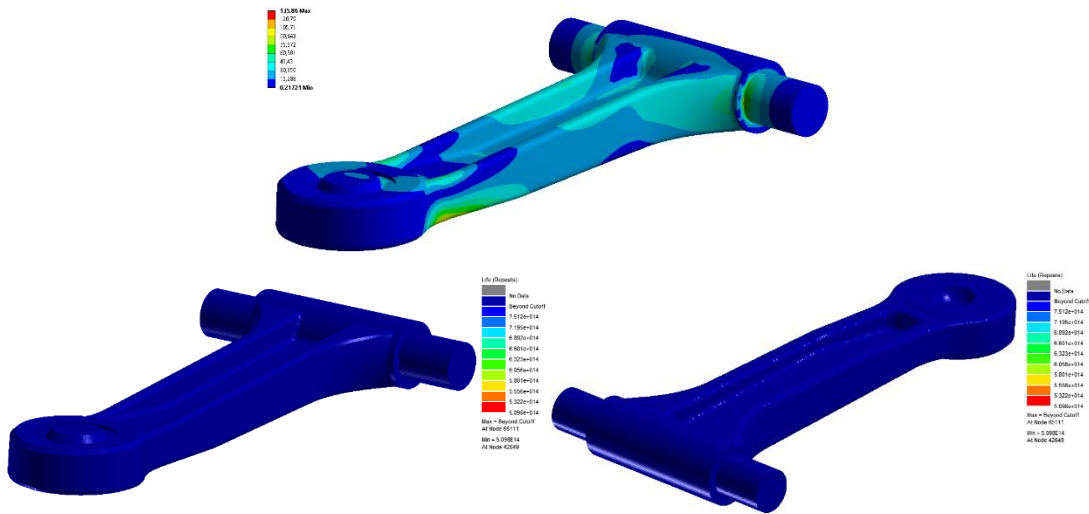
Şekil 7.34 Sinusoidal yorulma analiz sonuçları

7.2.3.3 Üst Salıncak Analiz Sonuçları

Üst salıncak parçası üzerine yol profili ve sinüsoidal yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Parça üzerindeki ömür dağılımları ve birim yük ile oluşan gerilme dağılımları Şekil 7.35 ve Şekil 7.36’da verilmektedir. Ömür sonuçları incelendiğinde üst salıncak parçasını maksimum zorlayan yorulma koşulu yol profili ile yorulma olarak belirlenmiştir. Buna rağmen üst salıncak parçası üzerindeki ömür değerinin 1 milyon çevrimden yüksek olduğu belirlenmiştir.



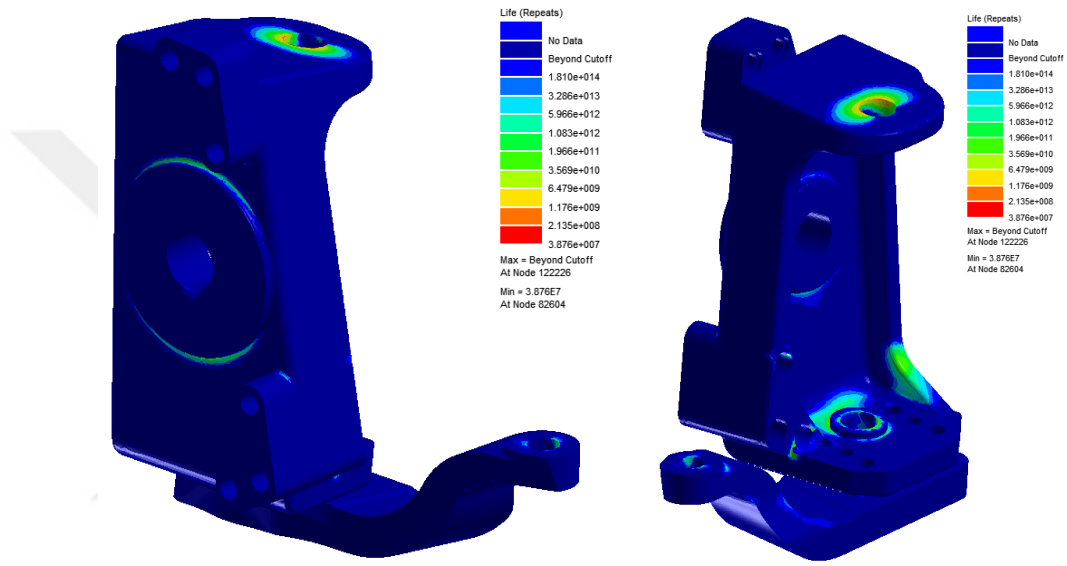
Şekil 7.35 Yol profili ile yorulma analizi ömür sonucu



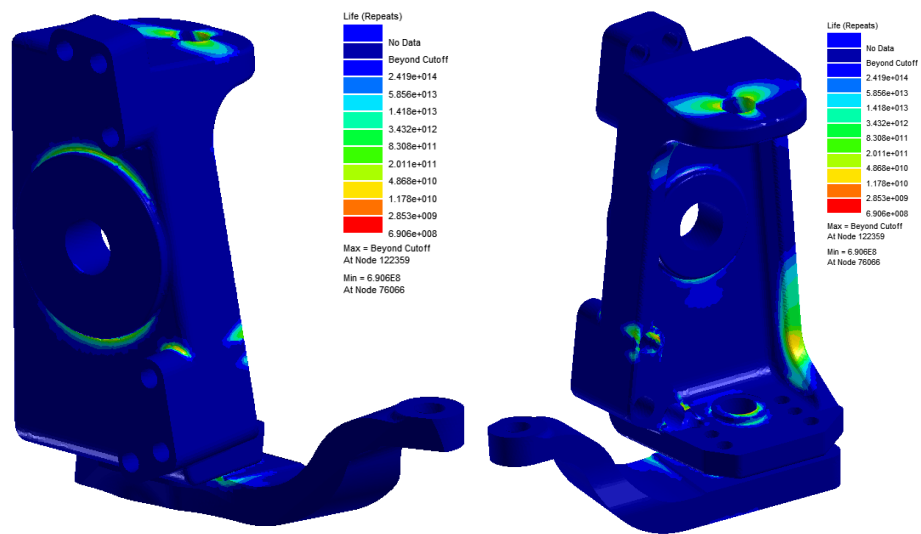
Şekil 7.36 Sinüsoidal yükleme yorulma analiz sonuçları

7.2.3.4 Akson Analiz Sonuçları

Akson parçası üzerine yol profili ve sinüsoidal yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Parça üzerindeki ömür dağılımları Şekil 7.37 ve Şekil 7.38’de verilmektedir. Ömür sonuçları incelendiğinde akson parçasını maksimum zorlayan yorulma koşulu yol profili ile yorulma olarak belirlenmiştir. Buna rağmen akson parçası üzerindeki ömür değerinin 1 milyon çevrimden yüksek olduğu belirlenmiştir.



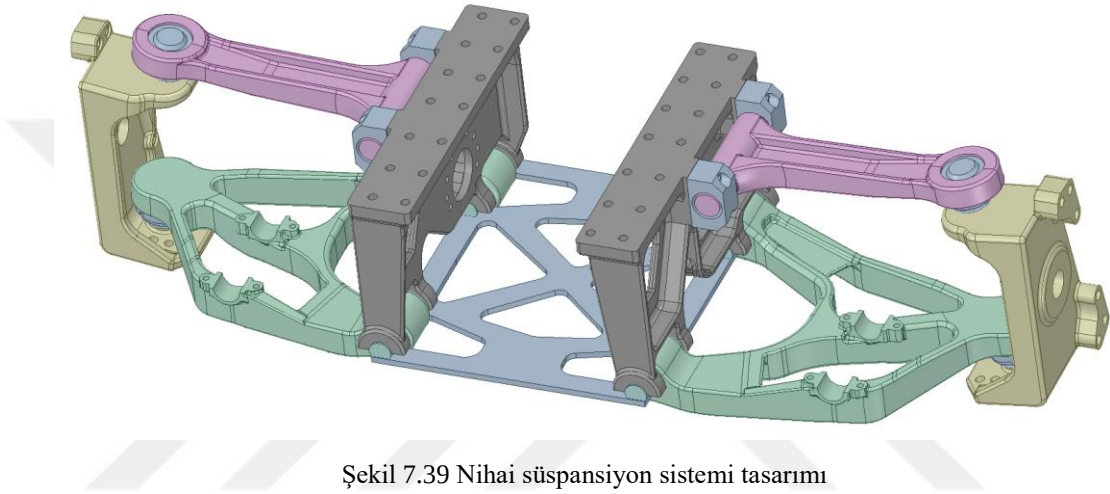
Şekil 7.37 Yol profili yorulma analiz sonuçları



Şekil 7.38 Sinusoidal yükleme yorulma analiz sonuçları

7.3 Nihai Bağımsız Süspansiyon Sistemi Tasarımı

Şekil 7.39’da optimizasyon ve mukavemet analizleri sonucu elde edilen nihai geometri gösterilmektedir. Parçaların mukavemet analizleri gerçekleştirildikten sonraki kütleleri Tablo 7.1’de optimizasyon öncesi kütleleri ile karşılaştırmalı olarak paylaşılmıştır. 8x8 askeri taşıt dört aksa sahip olduğundan araç kütlesine göre tasarımı yapılan parçaların toplam kütlesindeki azalış da Tablo 7.1’de verilmektedir.

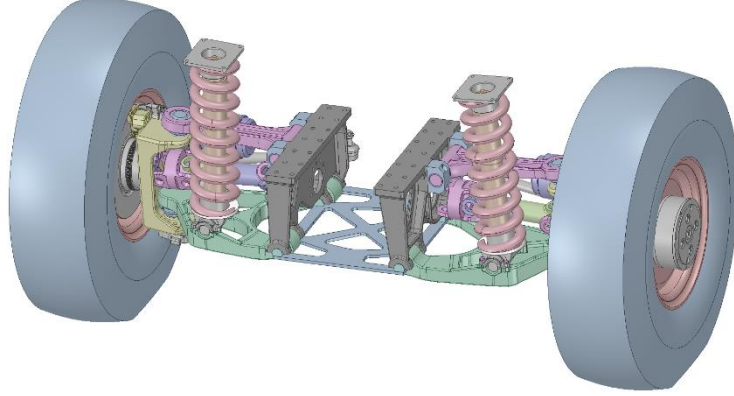


Şekil 7.39 Nihai süspansiyon sistemi tasarımı

Tablo 7.1 Parça tasarımlarının kütle karşılaştırmaları

	Optimizasyon Öncesi Kütle	Optimizasyon Sonrası Kütle	Yüzde Azalma %
Üst Salıncak	77,7 kg x 2	18 kg x 2	76,83
Alt Salıncak	227 kg x 2	48 kg x 2	78,85
Akson	99,5 kg x 2	40,3 kg x 2	59,49
Yardımcı Şasi	108,5 kg x 2	54,7 kg x 2	49,58
Pleyt	38 kg x 1	16,5 kg x 1	56,58
Bir aks toplam kütlesi	1063 kg	338,5 kg	68,15

Şekil 7.40'ta nihai süspansiyon sisteminin montajlı görünümü gösterilmiştir. Tablo 7.2'de süspansiyon sisteminin toplam kütlesinin araç ağırlığına oranları gösterilmiştir.

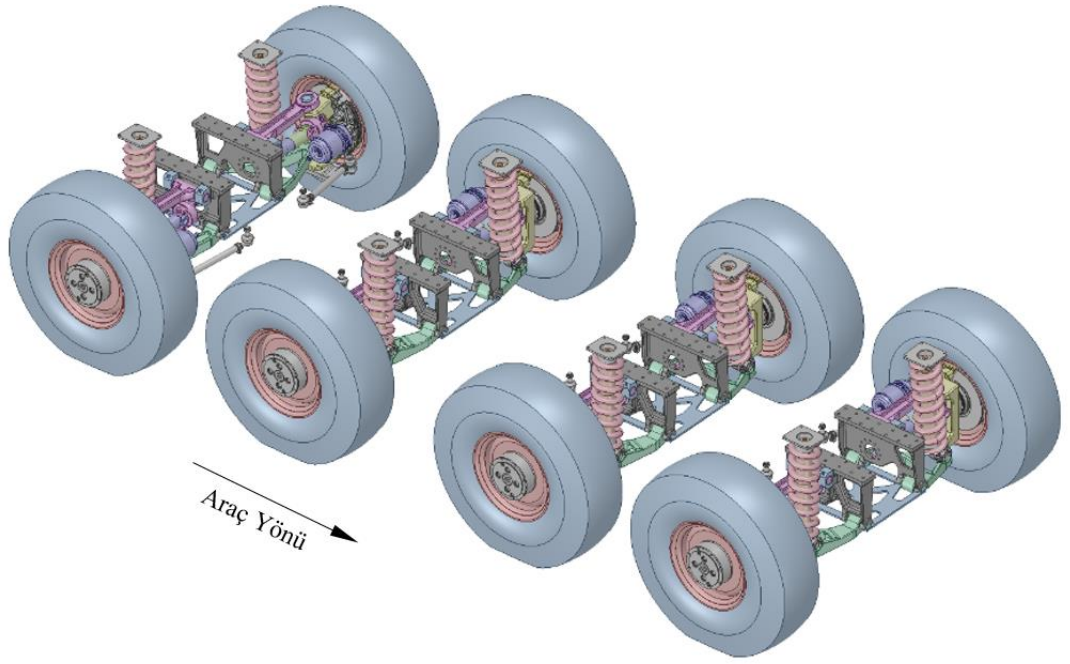


Şekil 7.40 Nihai süspansiyon sistemi montajlı görünümü

Tablo 7.2 Süspansiyon sisteminin araç ağırlığına oranları

Toplam araç ağırlığı (30 ton)	Optimizasyon öncesi dört aks toplam kütlesi	Optimizasyon sonrası dört aks toplam kütlesi	Yüzde Azalma %
	1063 kg x 4 aks	338,5 kg x 4 aks	
Araç ağırlığına oranları	% 14,17	% 4,51	% 9,66

Tablodaki değerler incelendiğinde bir aksın topoloji öncesi ön tasarım ağırlığı 1063 kg iken, topoloji optimizasyonları sonrası 338,5 kg'a düşürülerek %68,15 ağırlık kazancı sağlanmıştır. Böylece topoloji optimizasyonu yardımıyla yük taşımayan bölgeler tasarım hacminden çıkartılmıştır. Dört aksın toplam ağırlığı ise ön tasarım ağırlığı olan 4252 kg'dan optimize edilmiş ağırlık olan 1354 kg'a düşürülmüş ve toplam araç ağırlığına göre %9,66 ağırlık azaltılması sağlanmıştır. Şekil 7.41'de araçtaki dizilişlerine göre aksların düzenlenmiş hali gösterilmektedir.



Şekil 7.41 Araç komple süspansiyon sistemi görünümü

BÖLÜM SEKİZ

SONUÇLAR

Bu tez kapsamında, 8x8 askeri zırhlı taşıta ait bağımsız süspansiyon sisteminin kinematik ve mekanik tasarımı gerçekleştirilmiştir. Öncelikle süspansiyon sisteminin çalışabileceği hacim belirlenerek bağlantı noktaları konumlandırılmıştır. Seçilen bağlantı noktalarının uygunluğu MSC Adams programında gerçekleştirilen simülasyonlar ile belirlenmiştir. Yarım araç modeli ile gerçekleştirilen simülasyon sonuçlarına göre süspansiyon sisteminin bağlantı noktalarında oluşan reaksiyon kuvvetleri çeşitli yükleme koşulları için elde edilmiştir. Ardından tam taşıt modeli oluşturularak dinamik parkur simülasyonlarında süspansiyon bağlantı noktalarında oluşan kuvvetler belirlenmiştir.

Kinematik noktaları belirli olan süspansiyon sistemi için süspansiyon sisteminin ön mekanik tasarımı yapılmıştır. Ön mekanik tasarım ve süspansiyon bağlantı noktalarındaki yükler kullanılarak parçaların topoloji optimizasyonları Altair Hyperworks programında gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonuçlarına göre parça tasarımları iyileştirilmiş ve çeşitli yükleme senaryoları için statik mukavemet analizleri uygulanmıştır. Son olarak parça tasarımlarının yorulma dayanımlarını da belirleyebilmek için sinüsoidal statik yükler ve dinamik parkur yükleri kullanılarak nCode programında parçaların yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Elde edilen nihai geometrilere göre seçilen kinematik noktaların çeşitli süspansiyon karakterleri için uygun değer aralıklarında olduğu belirlenmiştir. Statik analiz sonuçlarına göre parçaların kendi akma mukavemetlerine göre gerilme emniyet katsayılarının 1,5 değerinden yüksek olduğu belirlenmiştir. Parçaların ön tasarım ağırlıklarına göre alt salıncak parçasında %78,85, üst salıncak parçasında %76,83, akson parçasında %59,49 ve yardımcı şasi parçasında %49,58 kadarlık ağırlık azaltımı gerçekleştirilmiştir. Askeri taşıtın toplam kütlesine göre süspansiyon sisteminin toplam ağırlığının tasarımı yapılan parçalar için %14,17 değerinden %4,51 değerine indirilerek toplam %9,66 azaltıldığı belirlenmiştir. Yapılan yorulma analizlerine göre

parçaların minimum ömür değerlerinin sinüsoidal yükleme ve yol profili yüklemesi için 1 milyon çevrimden yüksek olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu tez kapsamında topoloji optimizasyonu yardımıyla 8x8 askeri araç için bağımsız süspansiyon sisteminin tasarımı yapılmıştır. Sonraki aşamada uygun mafsalları seçmelerinin yapılması, direksiyon sistemi parçalarının tasarlanması, gövde bağlantı bölgelerinin tasarımı konularında çalışmalar yapılması hedeflenmektedir.



KAYNAKLAR

Altair: What is Altair Optistrukt?, (b.t). 8 Ağustos 2019, www.altair.com/optistrukt.

Anvari, M., & Beigi, B. (1999). Automotive Body Fatigue Analysis–Inertia Relief or Transient Dynamics? *SAE Technical Paper*, (No. 1999-01-3149).

Baysal, B. (2012). *Altı taktik tekerleği tahrikli (6x6) zırhlı askeri aracın titreşim analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

Best practices for fatigue calculations on FE models. (b.t). 11 Aralık 2019, <https://www.slideshare.net/AltairHTC/best-practices-for-fatigue-calculations-on-fe-models>.

Can, M., Karakurt, C. ve Taşkın, K. (2018). S700 MC tipi çelikte kaynak ağız geometrisinin mekanik davranışa etkisi. 2. *Uluslararası Mersin Sempozyumu*, 22.03.2018, <https://metaldunyasi.com.tr/tr/guncel/89/s700-mc-tipi-celikte-kaynak-agiz-geometrisinin-mekanik-davranisa-etkisi.html>.

Çoban, U. (2015). *Çift enine yön vericili askı sisteminin tasarımı ve nümerik yorulma analizi*. Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.

Demirezen, M., Bayrak, M. ve Öztürk, F. (2006). DIN 41Cr4 ve DIN 42CrMo4 çeliklerinde ısıtılma işlemin mekanik özelliklere etkisinin araştırılması. *Teknoloji*, 9(2), 77-83.

Heiβing, B. ve Ersoy, M. (Eds.). (2010). *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. Germany: Springer Science & Business Media.

Jacobson, B. (2016). *Vehicle Dynamics Compendium for Course MMF062*. Chalmers University of Technology.

Jazar, R. N. (2008). *Vehicle Dynamics: Theory and application. Vehicle roll dynamics* içinde (665-725). Boston, MA: Springer.

Küresel Grafitli Dökme Demir, (b.t). 31 Aralık 2019,
<http://www.atacelik.com/sferodokumnedir.html>.

Larsson, R. (2016). *Methodology for topology and shape optimization: application to a rear lower control arm*. Yüksek Lisans Tezi, Chalmers University, Göteborg, Sweden.

Material Properties For Ductile Cast Iron GGG-60 (DIN 1693), (b.t). 31 Aralık 2019,
<https://www.rupbox.com/material-properties/information/ductile-cast-iron-ggg-60>.

Mila, T. (2019). *Calculating damage with Miner's Rule*, 29 Ağustos 2019,
<https://community.sw.siemens.com/s/article/calculating-damage-with-miner-s-rule>.

Montgomery, D. C. (2017). *Design and analysis of experiments*. New York: John Wiley & Sons.

Oh, M. C., Yeom, H., Jeon, Y. ve Ahn, B. (2015). Microstructural characterization of laser heat treated aisi 4140 steel with improved fatigue behavior. *Archives of Metallurgy and Materials*, 60(2), 1331-1334.

Paraschoudis, A. (2013). Creation and evaluation of part envelopes through an automated process. *5th ANSA & μ ETA International Conference*, 9 Eylül 2019,
www.beta-cae.com/events/c5pdf/9A_1_paraschoudis.pdf.

Parks, L. (2014). *Total control: high performance street riding techniques*. Motorbooks.

Stefanescu, D. M., Davis, J. R., ve Destefani, J. D. (1988). *Metals Handbook, Volume 15: Casting*. ASM International, 937.

Strenx 700 MC, (b.t). 31 Aralık 2019,

<https://www.ssab.com.tr/products/brands/strenx/products/strenx-700-mc>.

Topaç, M. M., Avcioğlu, A. E., Atak, M., & Yavuz, G. (2018). Taktik tekerlekli zırhlı taşıtta bağımsız süspansiyon uygulaması. *9th International Automotive Technologies Congress (OTEKON 2018)*, 7-8 Mayıs 2018, 1671-1680.

Topaç, M. M., Bahar, E., Kaplan, A. ve Sarıkaya, E. Z. (2017a). Topoloji optimizasyonu yardımıyla, askeri taşıt bağımsız ön süspansiyonu için alt salıncak tasarımı. *2. Uluslararası Savunma Sanayi Sempozyumu (IDEFIS 2017)*, 9 Eylül 2017, 333-342.

Topaç, M. M., Bahar, E., Olguner, C., & Kuralay, N. S. (2015a). Kinematic optimisation of an articulated truck independent front suspension by using response surface methodology. *3rd International Automotive and Vehicle Technologies Conference Proceedings (AVTECH'15)*, 23-25 Kasım 2015, 59-72.

Topaç, M. M., Bahar, İ., & Kuralay, N. S. (2016). Çok amaçlı bir taşıtın ön aks diferansiyel kovanının farklı sürüş koşulları için kütle ve gerilme optimizasyonu. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4(2), 501-513.

Topaç, M. M., Deryal, U., Bahar, E., & Yavuz, G. (2015b). Optimal kinematic design of a multi-link steering system for a bus independent suspension: An application of response surface methodology. *Mechanics*, 21(5), 404-413.

Topaç, M. M., Bahar, E., Kaplan, A., & Sarıkaya, E. Z. (2017b). Topoloji optimizasyonu yardımıyla, askeri taşıt bağımsız ön süspansiyonu için alt salıncak

tasarımı. *Uluslararası Savunma Sanayi Sempozyumu (IDEFIS-2017)*, 6-8 Nisan 2017, 333-342.

Topaç, M. M., Özmen, B., Deryal, U., & Selbes, O. (2017c). Özel tip bir yarı römork için bağımsız süspansiyon sistemi tasarımı: kavramsal tasarım çalışmaları. *Politeknik Dergisi*, 22(1), 95-102.

US Army Aberdeen Test Center (TEDT-TMB), (2009). Test Operations Procedure (TOP) 3-2-836 (2.2.3), Combat Vehicle Fire Control Systems – Coincidence, A-3, USA.

Yazar, Ö. (2013). *6x6 taktik tekerlekli askeri aracın taşıt dinamiği modellemesi ve testler ile modelin doğrulaması*. Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara.

Yıldız, A. R. (2017). Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı. *Politeknik Dergisi*, 20(2), 319-323.

Yorulma teorisi başlangıç eğitimi, (2015). 31 Aralık 2019,
https://www.bias.com.tr/imgup/Bias_Yorulma_Egitimi_Teori.pdf

EKLER

Terminoloji

Değişkenler

a	İvme, mm/s ²
E	Elastisite modülü, N/mm ²
F	Kuvvet, N
g	Yer çekimi ivmesi, 9810 mm/s ²
h	Araç ağırlık merkezi yüksekliği, mm
l	Araç aks açıklığı uzunluğu, mm
m	Araç kütlesi, kg
p	Penalize faktörü
V	Tasarım hacmi, m ³
w	Araç iz genişliği, mm

Yunan Sembolleri

Ω_{mat}	Malzeme altkütmesi temsili
ρ	Yoğunluk, kg/m ³
φ	Yokuş Eğimi, °

Alt/Üst Singeler

f	Ön aksa olan mesafe
f_z	Ön aks düşey kuvvet
r	Arka aksa olan mesafe
r_y	Yokuş eğimi
x	Boylamsal kuvvet
y	Yanal kuvvet
z	Düşey kuvvet

z_l Sol teker düşey kuvveti

