DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

8X4 KAMYONA AİT KABİN SÜSPANSİYONUNUN YORULMA ÖMRÜNÜN SAYISAL İNCELEMESİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI

Berk ÖZMEN

Mayıs, 2022

İZMİR

8X4 KAMYONA AİT KABİN SÜSPANSİYONUNUN YORULMA ÖMRÜNÜN SAYISAL İNCELEMESİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI

Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Yüksek Lisans Tezi

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon-İmalat Programı

Berk ÖZMEN

Mayıs, 2022

İZMİR

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

BERK ÖZMEN, tarafından DR. ÖĞR. ÜYESİ MEHMET MURAT TOPAÇ yönetiminde hazırlanan "8X4 KAMYONA AİT KABİN SÜSPANSİYONUNUN YORULMA ÖMRÜNÜN SAYISAL İNCELEMESİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI" başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi Mehmet Murat TOPAÇ

Yönetici

Doç. Dr. Fatih KAHRAMAN

Dr. Öğr. Üyesi Serdar KARAOĞLU

Jüri Üyesi

Jüri Üyesi

Prof. Dr. Okan FISTIKOĞLU Müdür Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

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

Tez süresince, benden yardımlarını esirgemeyen ve kinematik simülasyon ve tam taşıt modellemesinde katkılarından dolayı Makine Mühendisi Ezgi Zeynep Sarıkaya'ya 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.

Berk ÖZMEN

8X4 KAMYONA AİT KABİN SÜSPANSİYONUNUN YORULMA ÖMRÜNÜN SAYISAL İNCELEMESİ VE DENEYSEL DOĞRULAMASI

ÖΖ

Bu tez kapsamında, bir ticari taşıt kabin süspansiyonunun ön bölgesinde bulunan ve kabinin düşey yönde yaylanma hareketini sağlayan salıncak kolunun, kavramsal tasarım çalışmaları gerçekleştirilmiş ve kabin süspansiyonunda kullanılan amortisör sönüm karakteristiklerinin, salıncak kolunun yorulma ömrü üzerine etkisi incelenmiştir. Kavramsal tasarım aşamasında, literatürde bulunan statik yükleme koşulları kullanılarak, topoloji optimizasyonu yardımıyla salıncak kolunun geometrisi belirlenmiş ve doğrulama analizleri sonucunda hedeflenen emniyet katsayısına göre parçanın malzemesi belirlenmiştir. Salıncak kolu ve torsiyon mili bağlantı bölgesinin üretim aşamasında meydana gelen problemler nedeniyle, yol testlerinden elde edilen veriler kullanılarak, kaynaklı bağlantı yerine sıkı geçme bağlantı olacak şekilde tasarım değişikliği gerçekleştirilmiştir.

Çalışmanın ikinci aşamasında tam taşıt modeli kurulmuş ve belirlenen yol parkuru üzerinde gerçekleştirilen çoklu cisimler dinamiği analizleri sonucunda, farklı amortisör sönüm karakteristikleri kullanılarak toplam beş farklı taşıt modeli için salıncak kolu üzerine etkiyen dinamik yükler elde edilmiştir. Bu dinamik yükler kullanılarak yorulma analizleri gerçekleştirilmiş ve amortisör karakteristiklerinin değişiminin salıncak kolunun yorulma ömrü üzerine etkisi değerlendirilmiştir.

Anahtar kelimeler: Ticari araç, kabin süspansiyonu sistemi, topoloji optimizasyonu, yol testi, yorulma analizi,

NUMERICAL INVESTIGATION AND EXPERIMENTAL VERIFICATION OF THE FATIGUE LIFE OF A CAB SUSPENSION FOR AN 8x4 TRUCK

ABSTRACT

In this thesis, conceptual design studies of the swing arm of a commercial vehicle cab suspension system that provides the vertical springing movement of the cab were carried out and the effect of the damping characteristics used in the system on the fatigue life of the swing arm was investigated. In the conceptual design stage, the geometry of the swing arm was determined with the help of topology optimization using the static load conditions in the literature, and the material of the swing arm was determined according to the target safety factor as a result of the finite element analyses. Due to the problems that occurred during the manufacturing process of the swing arm and torsion bar assembly, a design change was made using the data obtained from the road tests.

In the second stage of the study, a full vehicle model was established and as a result of the multibody dynamics analyses performed on the determined road track, dynamic loads acting on the swing arm were obtained for a total of five different vehicle models by using different shock absorber damping characteristics. Fatigue analyses were carried out using obtained dynamic loads and the effect of the different shock absorber characteristics on the fatigue life of the swing arm was obtained.

Keywords: Commercial vehicle, cab suspension system, topology optimization, road load test, fatigue analysis

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU	ii
ſEŞEKKÜR	iii
ĎZ	iv
ABSTRACT	v
SEKİLLER LİSTESİ	ix
TABLOLAR LİSTESİ	xiii
BÖLÜM BİR - GİRİŞ	1
1.1 Calismanin Amaci	1
1.2 Literatür Arastırması	1
1.3 Süspansivon Sistemleri	2
1.4 Kabin Süspansiyon Sistemleri	3
1.5 Kabin Süspansiyon Sistemi Yapı Elemanları	5
BÖLÜM İKİ - TEORİ VE METOD	7
2.1 Giriş	7
2.2 Çalışma Akış Şeması	7
2.3 Yarım Taşıt Modeli	8
2.4 Optimizasyon	10
2.4.1 Topoloji Optimizasyonu	13
2.5 Yorulma	15
2.5.1 Yükleme Çeşitleri	17
2.5.2 Yorulma Ömrü Hesaplama Metotları	18
2.5.2.1 S-N (gerilme-ömür) metodu	19
2.5.2.2 Ortalama gerilmenin etkisi	21
2.5.3 Yorulma Ömrünü Etkileyen Faktörler (Marin Faktörler)	23
2.5.4 Birikimli Hasar Teorisi	24

BÖLÜM ÜÇ •	• KAVRAMSAL TASARIM SÜRECİ	
3.1 Giriş		
3.2 Salınc	ak Kolu Tasarımı	
3.2.1	Tasarım Zarfı ve Ön Tasarım	
3.2.2	Sonlu Elemanlar Analizleri	
3.2.2.	1 Analizlerde Kullanılan Yüklerin Belirlenmesi	
3.2.2.2	2 Analiz Modeli ve Sınır Şartları	
3.2.2.	3 Modeli Elemanlara Ayırma (Mesh)	
3.2.2.4	4 Analiz Sonuçları	
3.2.3	Topoloji Optimizasyonu	
3.2.4	Tasarım Doğrulama Analizleri	41
3.2.5	Malzemenin Belirlenmesi	45
3.3 Salınc	ak Kolu ile Torsiyon Mili Bağlantı Bölgesinin Tasarımı	47
3.3.1	Mevcut Tasarım	47
3.3.2	Yol Testleri	
3.3.3	Sonlu Elemanlar Analizleri	
3.3.3.	1 Analiz Modeli ve Sınır şartları	51
3.3.3.	2 Test ve Analiz Sonuçları Değerlendirmesi	51
3.3.4	Tasarım Alternatifleri	53
3.3.5	Sıkı Geçme Bölgesinin İncelememesi	54
3.3.6	Alternatif Tasarımlar İçin Analiz Sonuçları	56

4.1	Giriş		. 59
4.2	Dina	mik Sonlu Elemanlar Analizleri	. 59
4.	2.1	Dinamik Yüklerin Belirlenmesi	. 60
4.	2.2	Sınır Şartları ve Analiz Modeli	. 65
4.	2.3	Analiz Sonuçları	. 65
4.3	Yoru	lma Analizleri	. 69
4.4	Yoru	lma Analizi Sonuçları	. 70

4.5 Sönüm Karakteristiklerinin Parça Ömrüne Etkisinin Değerlendirilmesi71
4.5.1 Amortisör Sönüm Karakteristiklerinin Elde Edilmesi
4.5.2 Farklı Sönüm Karakteristiklerine Göre Dinamik Yüklerin Değişimi 73
4.5.3 Farklı Sönüm Karakteristiklerine Göre Gerilmelerin Değişimi
4.5.4 Farklı Sönüm Karakteristiklerine Göre Yorulma Hasarının Değişimi

KAYNAKLAR

ŞEKİLLER LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Ticari taşıt üzerinde bulunan süspansiyon sistemleri	3
Şekil 1.2 Kabin süspansiyonu sistemi	4
Şekil 1.3 Kabin süspansiyonu yapı elemanları	5
Şekil 2.1 Çalışma akış şeması	7
Şekil 2.2 Üç serbestlik dereceli kütle yay sistemi	9
Şekil 2.3 Geleneksel tasarım süreci	11
Şekil 2.4 Optimizasyon yardımıyla tasarım süreci	11
Şekil 2.5 Braket için gerçekleştirilen boyut optimizasyonu çalışması	12
Şekil 2.6 Sac levha için gerçekleştirilen şekil optimizasyonu çalışması	12
Şekil 2.7 Braket için gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu çalışması	13
Şekil 2.8 Yapısal optimizasyon yöntemleri	13
Şekil 2.9 SIMP-metodu kullanılarak gerçekleştirilen topoloji optimizasyonun	un akış
şeması	14
Şekil 2.10 Tahrik milinin yorulma sonucu kırılan kesiti	16
Şekil 2.11 Bağlantı kolunun yorulma sonucu kırılan kesiti	16
Şekil 2.12 Farklı yükleme tipi örnekleri	18
Şekil 2.13 Örnek hidrolik test düzeneği	20
Şekil 2.14 S-N (Wöhler) diyagramı	20
Şekil 2.15 Ortalama gerilme hesaplama yöntemleri eğrileri	22
Şekil 2.16 Birikimli hasar hesaplama yöntemi	25
Şekil 3.1 Salıncak kolu tasarım hacmi	27
Şekil 3.2 Optimizasyon aşamasında kullanılacak olan ön tasarım	
Şekil 3.3 Taşıt gövdesi sabit eksen takımı	29
Şekil 3.4 Kabin süspansiyonu sistemi şematik görseli	31
Şekil 3.5 Kabin süspansiyonu sistemi ÇCD modeli (Adams View)	31
Şekil 3.6 Sonlu elemanlar analiz modeli	33
Şekil 3.7 Bushing elemanların kullanıldığı elastik burç bölgeleri	34
Şekil 3.8 Salıncak kolu torsiyon mili bağlantı bölgesi kesit görüntüsü	35
Şekil 3.9 Analiz sınır şartları	35

Şekil 3.10 Modelin elemanlara ayrılmış görünümü
Şekil 3.11 Viraj Dönme durumu deformasyon sonuçları
Şekil 3.12 Virajda frenleme durumu deformasyon sonuçları
Şekil 3.13 Viraj Dönme durumu Von Mises gerilme sonuçları
Şekil 3.14 Virajda frenleme durumu Von Mises gerilme sonuçları
Şekil 3.15 Topoloji optimizasyonu süreci
Şekil 3.16 Topoloji optimizasyonu adımları44
Şekil 3.17 Optimizasyon sonucu elde edilen final tasarım4
Şekil 3.18 Tasarım doğrulama sonlu elemanlar analizleri modeli
Şekil 3.19 Tasarım doğrulama viraj dönme durumu Von Mises gerilme sonuçları 4
Şekil 3.20 Tasarım doğrulama viraj dönme durumu maksimum asal gerilme sonuçlar
Şekil 3.21 Tasarım doğrulama virajda frenleme durumu Von Mises gerilme sonuçlar
Şekil 3.22 Tasarım doğrulama virajda frenleme durumu maksimum asal gerilm
sonuçları
Şekil 3.23 Salıncak kolu torsiyon mili kaynaklı bağlantı bölgesi
Şekil 3.24 Bağlantı bölgesi detay4
Şekil 3.25 8x4 kamyonun test parkurunda görüntüsü4
Şekil 3.26 Torsiyon mili strain gauge bağlantısı ve test sonuçları
Şekil 3.27 Yayların ivme ölçer bağlantısı ve test sonuçları
Şekil 3.28 Sonlu elemanlar analiz modeli5
Şekil 3.29 Sonlu elemanlar analizi sonucu torsiyon mili üzerindeki gerilme değerler
Şekil 3.30 Yol testleri sonucu torsiyon mili orta bölgesindeki gerilme değerleri 52
Şekil 3.31 Tasarım alternatifleri
Şekil 3.32 Sıkı geçme bölgesi için oluşturulan alt model
Şekil 3.33 Freze yüzeylerinde meydana gelen plastik deformasyon değerleri 5
Şekil 3.34 Freze yüzeylerinde meydana gelen değişken deformasyon değerleri 5
Şekil 3.35 Tasarım alternatifleri için statik emniyet katsayıları
Şekil 3.36 Sıkı geçme bölgesinde meydana gelen gerilme sonuçları5'

Şekil 3.37 Sıkı geçme bölgesinde her bir tasarım alternatifi için statik emniyet
katsayıları
Şekil 4.1 Tek kütleli kütle yay sistemi
Şekil 4.2 Tam taşıt modeli
Şekil 4.3 Belçika kaldırımı (Belgian Pave) yol profili
Şekil 4.4 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen
deplasmanlar (sağ-sol)62
Şekil 4.5 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen
deplasmanların farkı
Şekil 4.6 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen
deplasman değerlerinin tamamı (sağ-sol)
Şekil 4.7 Analizlerde kullanılan dinamik yük girdileri (sağ-sol)
Şekil 4.8 Zamana bağlı sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan analiz modeli 65
Şekil 4.9 Parça üzerindeki en yüksek asal gerilmenin zamana bağlı değişimi 66
Şekil 4.10 Salıncak kolu üzerinde yüksek gerilme görülen kritik noktalar (En yüksek
asal gerilme sonuçları)
Şekil 4.11 Kritik bölge 1 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu
Şekil 4.12 Kritik bölge 2 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu
Şekil 4.13 Kritik bölge 3 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu
Şekil 4.14 Kritik bölge 4 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu
Şekil 4.15 GGG60 SN eğrisi
Şekil 4.16 Yorulma analizleri sonucu parça üzerinde hasar meydana gelen bölgeler71
Şekil 4.17 Sistemde kullanılan amortisör sönüm karakteristikleri
Şekil 4.18 Farklı sönüm karakteristiklerinde dinamik yüklerin değişimi
Şekil 4.19 Farklı sönüm karakteristiklerinde dinamik yüklerin farklarının değişimi 74
Şekil 4.20 Farklı sönüm karakteristiklerine göre en yüksek asal gerilmenin zaman bağlı
değişimi74
Şekil 4.21 Her bir sönüm oranı için meydana gelen gerilmelerin RMS değerleri 75
Şekil 4. 22 Farklı sönüm katsayıları için meydana gelen hasar sonuçları (0.5c ve 0.8c)
Şekil 4.23 Farklı sönüm katsayıları için meydana gelen hasar sonuçları (1.2c ve 1.5c)

Şekil 4.24 Fa	ırklı amortisör	karakteristiklerine	göre yapıda	meydana	gelen	maksimum
has	sar değerleri					78



TABLOLAR LİSTESİ

	Sayia
Tablo 3.1 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları	30
Tablo 3.2 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana	gelen
deplasman değerleri	32
Tablo 3.3 GGG60 malzeme mekanik özellikleri	46

C - _ _ _



BÖLÜM BİR GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Amacı

Bu tez kapsamında kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan ve araç düşey ekseninde çalışan salıncakların tasarım süreci ele alınmış ve kabin süspansiyonunda kullanılan amortisörlerin sönüm değerlerinin salıncak ömrü üzerine etkisi incelenmiştir. Topoloji optimizasyonu ile tasarlanan parçanın, yüksek statik emniyet katsayısı koşulunu sağlamasına rağmen, sistemde kullanılan farklı sönüm değerlerinin parçanın kullanım ömrünü etkilediği ve tasarım aşamasında dikkate alınması gerektiği ortaya konulmuştur.

1.2 Literatür Araştırması

Literatürde benzer yöntem kullanılarak gerçekleştirilen çalışmalar bulunmaktadır. Larocca, Youssef, Gadbois, Zamfir ve Kubo (2020), bir ticari taşıtta şasi süspansiyonunda kullanılan amortisörlerin sönüm karakteristiklerinin viraj denge çubuğu tasarımının ömrüne etkisi üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Breytenbach ve Els (2011), bir binek aracın süspansiyon karakteristiklerinin aracın yorulma ömrü üzerine etkisini çalışmışlardır. Zeiler ve Barkey (2001), gerçekleştirdikleri analitik çalışmada süspansiyon karakteristiklerinin aracın yorulma ömrüne etkisini incelemişler ve yay ve sönüm oranlarının azalmasının aracın yorulma ömrünü azalttığını ortaya koymuştur. Vidal, Baptista ve Infante (2019), çalışmalarında sonlu elemanlar metodunu kullanarak, parça üzerinde gerilme yığılması görülen bölgelerin yorulma ömrü üzerine etkisini değerlendirmiştir. Mi, Gu, Yang ve Nie (2012), sonlu elemanlar metodu ve çoklu cisim dinamiği metodunu kullanarak bir bozuk yolda kullanılan bir damperli kamyonun şasisinin yorulma ömrünü çalışmışlardır. Kong, Omar, Chua ve Abdullah (2014), parabolik yaprak yayın değişken yol yükleri altıda yorulma analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Kabin süspansiyonu karakteristiklerinin, topoloji optimizasyonu ile üretilmiş yapı elemanlarının yorulma ömrü üzerine etkisine dair çalışmalara literatürde çok fazla rastlanmamaktadır.

1.3 Süspansiyon Sistemleri

Taşıtlarda kullanılan süspansiyon sistemleri, şasi ve tekerlekleri birbirine bağlayarak yoldan gelen yüklerin şasiye iletilmesini sağlar. Bu sistemlerin temel görevleri taşıtın sürüş dinamiklerini iyileştirerek seyahat güvenliğini sağlamak ve yoldan gelen yüklerin seviyesini azaltarak sürüş konforunu arttırmaktır. Bu sistemlerin tasarım süreçlerinde taşıtın tipi, hız sınıfı ve kullanılacağı yol durumu gibi parametreler göz önüne alınarak, her iki koşulu da optimum seviyede gerçekleştirilecek tasarım hedeflenmektedir (Blundell ve Harty, 2004; Reimpell, Stoll, ve Betzler, 2001).

Zaman içerisinde araştırmacılar seyahat konforunu iyileştirmek adına çok sayıda çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bir ticari taşıtta yoldan gelen yüklerin sürücüye olan etkisini azaltmak için üç farklı süspansiyon sistemi kullanılmaktadır. Bunlar tekerlek ve şasileri birbirine bağlayan taşıt süspansiyon sistemi, şasi ve kabini birbirine bağlayan kabin süspansiyon sistemi ve sürücü koltuğunda bulunan süspansiyon sistemidir (Dai ve Liang, 2012).

Yoldan gelen yükleri en etkili şekilde azaltan sistem tekerlek ve şasi arasında bulunan taşıt süspansiyon sistemidir. Literatürde araç sınıfı ve kullanım durumlarına göre farklı tipte taşıt süspansiyon sistemi uygulamaları bulunmaktadır fakat yapıları karmaşık ve maliyetlidir. Sürücü koltuğunda bulunan süspansiyon sistemleri basit yapılı ve düşük maliyetlidir fakat düşey titreşimi azaltma yeteneği sınırlıdır. Kabin süspansiyon sistemlerinin de yapısı karmaşık olabilmekte fakat üretim ve maliyeti tekerlek süspansiyon sistemi kadar yüksek değildir ve ayrıca düşey titreşimi iyi şekilde izole edebilmeye olanak sağlar. Kabin süspansiyon sistemleri üzerine gerçekleştirilen çalışmalar günümüzde yoğun bir şekilde devam etmekte ve bu sistemler ticari araç sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır (Forster, 1978; Wang, Jiang, Lu ve Liu,



2016). Şekil 1.1' de bir ticari taşıt üzerinde bulunan süspansiyon sistemleri gösterilmiştir.

Şekil 1.1 Ticari taşıt üzerinde bulunan süspansiyon sistemleri

1.4 Kabin Süspansiyon Sistemleri

Kabin süspansiyonu sistemleri, ticari taşıtlarda şasi ve kabini birbirine bağlayan yapılardır. Bu sistemler şasiden gelen girdileri sönümleyerek kabine iletirler. Kabin süspansiyonu sisteminin ana görevi sürücü emniyetini göz önünde bulundurarak istenen seyahat konforunu sağlamaktır (Hoepke ve diğer., 2008).

Kabin süspansiyonu sistemlerinde, sürücü kabini dört noktadan şasiye bağlanır. Bu dört noktanın her birinde yaylanma ve sönüm elemanı kullanılması durumunda meydana gelen süspansiyon sistemine tam yüzer (full-floating) kabin süspansiyonu denir. Bazı durumlarda kabinin şasiye bağlantısında sadece ön taraftaki bağlantı noktalarında yay ve sönüm elemanı kullanılmaktadır. Bu tür sistemlere de yarı yüzer (semi-floating) kabin süspansiyon sistemi denir. Tam yüzer kabin süspansiyonları, yarı yüzer kabin süspansiyonlarına göre daha maliyetli olduğundan, hedeflenen konfor ve maliyet kriterlerine göre hangi tip sistemin kullanılacağı belirlenmektedir (Wang ve Gao, 2018; Tang, Zhu, Zhang ve Sun, 2015). Şekil 1.2' de bir ticari taşıta ait tam yüzer kabin süspansiyon sistemi gösterilmiştir.



Şekil 1.2 Kabin süspansiyonu sistemi

Kabin süspansiyonu sistemleri, araç şasisi ile yolcuyu taşıyan kabini birbirine bağladığından sistemi oluşturan parçaların dayanımı sürücü emniyetini direk etkilediği için kritik öneme sahiptir. Sürüş sırasında, sistemi oluşturan parçalarda meydana gelebilecek bir hasar kabinin araç şasisinden bağımsız hareket etmesine sebep olacak ve dolayısıyla sürücünün hayatını tehlikeye atacaktır. Bu sebeple kabin süspansiyonu sistemi parçalarının tasarım aşamasında yüksek emniyet katsayıları göz önünde bulundurulmalıdır.

1.5 Kabin Süspansiyon Sistemi Yapı Elemanları



Şekil 1.3 Kabin süspansiyonu yapı elemanları

Şekil 1.4'de bir 8x4 kamyona ait tam yüzer kabin süspansiyon sistemi görülmektedir. Süspansiyon sisteminin ön tarafı, kabini tutan kabin bağlantı braketi, düşey yönde hareket eden yay ve sönüm elemanları, kabinin yalpa direncini sağlayan burulma mili ve düşey hareketi sağlayan salıncak kollarından oluşmaktadır. Arka tarafta ise düşey hareket eden yay ve sönüm elemanları yatay yönde hareket eden sönüm elemanları, kabin kilitleri ve şasiye bağlandıkları braketler bulunmaktadır.

Kabin, ön tarafta bulunan kabin bağlantı braketleri ve arka taraftaki kabin kilitlerine oturmaktadır. Ön tarafta bulunan salıncak kolları sistemin düşey yönde hareket etmesini sağlamaktadır. Salıncak kolları braketler yardımıyla araç şasisine bağlanmaktadır. Salıncak kolları arasında bulunan torsiyon mili, salıncaklara sıkı geçme olacak şekilde bağlanmaktadır. Bu parçanın amacı yalpa hareketi sırasında sağ ve sol taraftaki yaylarda meydana gelen deplasman farkı sonucu burularak kabinin yalpa direncini arttırmak için kullanılmaktadır. Bu parça çalışma durumu bakımından taşıt süspansiyonlarında bulunan stabilizatörlere benzemektedir.

Sistemin arka tarafında bulunan kabin kilitleri açılıp kapanabilen bir mekanizmadır ve kilitlerin açılmasıyla beraber kamyonun kabini torsiyon milinin ekseninde öne doğru devrilebilmektedir. Arka tarafta bulunan yanal damperler kabinin yalpa hareketini sönümleyerek sürüş konforunu sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Kabin kilit bağlantı barı, kabin ön devrildiği durumda boşta kalan kabin kilitlerinin konumlarının değişmesini önleyerek, devrilmiş haldeki kabinin tekrar yerine oturmasını sağlamak amacıyla kullanılmaktadır. Yanal ve düşey yönde çalışan yay ve amortisörler, braketler yardımıyla şasiye bağlanmaktadır.



BÖLÜM İKİ TEORİ VE METOD

2.1 Giriş

Bu bölümde çalışmanın akış şeması genel hatlarıyla incelenmiş ve çalışma süresince kullanılan teorik bilgiler özetlenmiştir. İlk olarak yarım taşıt modeli, yaylandırılmamış kütle, şasi ve kabinin kütleleri dikkate alınarak 3 serbestlik dereceli kütle yay sistemi modeli oluşturulmuş ve matematiksel modele göre hareket denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra salıncak kolu tasarımında kullanılan topoloji optimizasyonu metodu özetlenmiştir. Son kısımda ise yorulma teorisi genel hatlarıyla özetlenmiştir.

2.2 Çalışma Akış Şeması



Şekil 2.1 Çalışma akış şeması

Şekil 2.1' de çalışmanın akış şeması gösterilmektedir. Çalışmanın ilk aşamasında kabin süspansiyonu sisteminin ADAMS View programı yardımıyla Çoklu Cisimler Dinamiği (ÇCD) modeli kurulmuştur. Literatürde bulunan farklı sürüş koşullarında araç üzerine etkiyen statik ivme yükleri kullanılarak, ÇCD modelinde süspansiyon yaylarında meydana gelen anlık deplasman değerleri elde edilmiştir. Bu deplasman değerleri ANSYS Workbench programı yardımıyla gerçekleştirilen optimizasyon sürecinde, sonlu elemanlar analizleri için girdi olarak kullanılmış ve topoloji optimizasyonu yöntemi yardımıyla salıncak kolunun tasarımı gerçekleştirilmiştir. Elde edilen tasarım için tekrar aynı yükler altında doğrulama amaçlı sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve uygun malzeme seçilmiştir.

İkinci bölümde ise 8x4 kamyon için tam taşıt modeli ADAMS Car programı yardımıyla oluşturularak, aracın belirli bir yol parkurundaki hareketi sırasında kabin süspansiyonu yaylarında meydana gelen zamana bağlı deplasman değerleri elde edilmiştir. Daha sonra zamana bağlı deplasman değerleri kullanılarak 'full transient' sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen dinamik gerilme geçmişleri girdi olarak kullanılarak Ncode programı yardımıyla parçanın yorulma analizleri gerçekleştirilmiş ve salıncak kolu üzerinde meydana gelen hasarlar incelenmiştir.

Çalışmanın son aşamasında ise kabin süspansiyonu sisteminde kullanılan amortisörlerin sönüm karakteristikleri değiştirilerek, her bir sönüm karakteristiği için zaman bağlı deplasman değerleri tekrar elde edilerek her bir zamana bağlı deplasman geçmişi kullanılarak yorulma analizleri tekrarlanmış ve süspansiyon sönüm karakteristiğine bağlı salıncak kolu üzerinde meydana gelen hasarlar incelenmiştir.

2.3 Yarım Taşıt Modeli

Çalışma içerisinde sonlu elemanlar analizlerinde girdi olarak kullanılan kabin süspansiyonu yaylarında meydana gelen deplasman değerleri, taşıtın matematiksel modeli kullanılarak hareket denklemlerinden elde edilmektedir. Kabin süspansiyonu için 3 serbestlik dereceli kütle-yay sistemi modeli Şekil 2.2'de gösterilmektedir.



Şekil 2.2 Üç serbestlik dereceli kütle yay sistemi

Matematiksel modelde Mw, Mb, Mc sırasıyla yaylandırılmamış kütle, araç şasisinin kütlesi ve kabinin kütlesini temsil etmektedir. Kt, Ct lastik yaylanma ve sönüm parametreleri, Ks, Cs araç süspansiyon elemanları yaylanma ve sönüm parametreleri, Kc ve Cc ise kabin süspansiyonu yay ve sönüm parametrelerini göstermektedir. Zw, Zb ve Zc sırasıyla yaylandırılmamış kütlenin, araç gövdesinin ve kabinin düşey yöndeki (z ekseni) deplasman değerleridir. Zr ise yoldan gelen düşey yöndeki deplasman girdilerini göstermektedir.

Sistemin hareket denklemleri aşağıdaki gibidir (Jazar, 2008).

$$M_c \ddot{Z}_c = -K_c (Z_c - Z_b) - C_c (\dot{Z}_c - \dot{Z}_b)$$
(2.1)

$$M_b \ddot{Z}_b = -K_c (Z_b - Z_c) - C_c (\dot{Z}_b - \dot{Z}_c) - K_s (Z_b - Z_w) - C_s (\dot{Z}_b - \dot{Z}_w)$$
(2.2)

$$M_{w}\ddot{Z}_{w} = -K_{s}(Z_{w} - Z_{b}) - C_{s}(\dot{Z}_{w} - \dot{Z}_{b}) - K_{t}(Z_{b} - Z_{r}) - C_{t}(\dot{Z}_{b} - \dot{Z}_{r})$$
(2.3)

Yoldan gelen düşey deplasman girdilerinin tekerlekler aracılığıyla taşıta ilettiği kuvvetler f değeri ile gösterilmektedir. Lastiklerin yay ve sönüm katsayıları kullanılarak hesaplanan f değeri aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$f = K_t Z_r + C_t \dot{Z}_r \tag{2.4}$$

Sistemin genel hareket denklemini yazacak olursak;

$$[M]\ddot{z} + [C]\dot{z} + [K]z = f \tag{2.5}$$

Hareket denklemlerini matris formunda yazacak olursak:

$$\begin{bmatrix} M_{c} & 0 & 0 \\ 0 & M_{b} & 0 \\ 0 & 0 & M_{w} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Z}_{c} \\ \ddot{Z}_{b} \\ \dot{Z}_{w} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{c} & -C_{c} & 0 \\ -C_{c} & C_{s}C_{c} & C_{s} \\ 0 & C_{t} - C_{s} & C_{s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Z}_{c} \\ \dot{Z}_{b} \\ \dot{Z}_{w} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{c} & -K_{c} & 0 \\ -K_{c} & K_{c} + K_{s} & -K_{s} \\ 0 & K_{t} - K_{s} & K_{s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z_{c} \\ Z_{b} \\ Z_{w} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_{t}Z_{r} + C_{t}\dot{Z}_{r} \end{bmatrix}$$
(2.6)

Yukarıda verilen hareket denklemlerini kullanarak, yol yüklerinden kaynaklanan kabinin düşey yönlü yer değiştirmesi (Z_c) elde edilebilmektedir.

2.4 Optimizasyon

Günümüzde, sanayide üretilen ürünlerin tamamında, istenen tasarım kriterlerini sağlarken ağırlık ve maliyet parametrelerinin göz önünde bulundurması gerekmektedir. Bu hedef doğrultusunda, ürün tasarımı aşamasında efektif malzeme kullanımı önemli hale gelmektedir. Otomotiv ve havacılık sektörleri başta olmak üzere parça tasarım süreçlerinde optimizasyon adımı önemli bir rol oynamaktadır.

Optimizasyon, bir sistemin belirlenen kısıtlara göre amaç fonksiyonu değerinin en iyisine ulaşılması amacıyla, sistem değişkenlerinin değerlerinin belirlenmesidir. Başka bir ifade ile hedeflenen çıktıyı elde etmek amacıyla sistem girdilerinin ve bu girdilerin değerlerinin belirlenmesi sürecidir. Amaç fonksiyonun en iyi değerinin belirlenmesi, problem tanımına göre en küçüklenmesi (minimizasyon) veya en büyüklenmesi (maksimizasyon) şeklinde olabilir (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Optimizasyon, matematiksel problemlerin çözümünde olabildiği gibi tasarım problemlerinin çözümünde de kullanılan bir yöntemdir. Örneğin, bir ankastre kirişin, uygulanan yüklere ve kullanılan malzemeye göre uygun kesit ölçülerinin belirlenmesi bir tasarımsal optimizasyon problemidir. Malzemenin akma mukavemetine göre belirlenen emniyet katsayısı optimizasyon kısıtı, kesitin ölçüleri optimizasyon değişkenleridir. Gerçekleştirilen işlem adımları sonucunda ideal kesit ölçüleri elde edilebilir. Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 ' de geleneksel tasarım süreci ve optimizasyon yardımıyla gerçekleştirilen tasarım süreçleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.3 Geleneksel tasarım süreci (Johnsen, 2013)



Şekil 2.4 Optimizasyon yardımıyla tasarım süreci (Johnsen, 2013)

Günümüzde tasarım süreçlerinde boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu gibi farklı yöntemler kullanılmaktadır. Örneğin, bir kirişin kalınlığının, gerilme, deplasman veya farklı bir parametrenin uygun bir aralıkta kalması sağlanarak elde edilmesi tipik bir boyut optimizasyonudur. Bu yöntemde girdi ve çıktılar net olarak bilindiğinden daha kolay kontrol edilebilmektedir. Şekil optimizasyonunda ise amaç uygun tasarım hedeflerini sağlayacak şekilde parçanın hacminin belirlenmesidir. Bu yöntemde elde edilen çıktılar boyut optimizasyonundaki kadar analitik olarak ifade edilememektedir. Topoloji optimizasyonu yönteminde ise şekil ve boyut optimizasyonunda kullanılan değişkenlerin tamamı optimizasyon sürecine dahil edilebilmektedir (Olason ve Tidman, 2010). Şekil 2.5' de bir ticari araç süspansiyon sisteminde kullanılan braketin boyut optimizasyonu gösterilmiştir. Şekil 2.6' da bir sac levha için örnek şekil optimizasyonu çalışması ve Şekil 2.7' de ise bir braket için gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu çalışması gösterilmektedir.



Şekil 2.5 Braket için gerçekleştirilen boyut optimizasyonu çalışması (Topaç, Karaca, Aksoy, Deryal ve Bilal, 2020)



Şekil 2.6 Sac levha için gerçekleştirilen şekil optimizasyonu çalışması (Free ebook: Practical aspects of structural optimization with altair optistruct. Altair University, 2021)



Şekil 2.7 Braket için gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu çalışması (Free ebook: Practical aspects of structural optimization with altair optistruct. Altair University, 2021)

2.4.1 Topoloji Optimizasyonu

Günümüzde tasarım çalışmalarında, topoloji optimizasyonu yöntemi çok sık tercih edilmektedir. Yapısal optimizasyon yöntemlerinin en önemlilerinden olan topoloji optimizasyonunun temeli, optimizasyonu gerçekleştirilecek olan yapı elemanının belirlenen hacmin dış boyutlarında değişiklik yapılmadan, direngenliği en yüksek seviyede olacak şekilde malzeme çıkartılmasına dayanmaktadır. Kısaca topoloji optimizasyonunun amacı, direngenliği maksimum yapan malzeme dağılımını elde etmektir (Cavazzuti, 2013). Şekil 2.8' de yapısal optimizasyon yöntemleri örnekler halinde gösterilmektedir. Burada a. boyut optimizasyonu, b. Şekil optimizasyonu, c. topoloji optimizasyonu yöntemini ifade etmektedir.



Şekil 2.8 Yapısal optimizasyon yöntemleri (Bendsøe ve Sigmund, 2003)

Literatürde farklı topoloji optimizasyonu yöntemleri bulunmaktadır. Bu tez kapsamında en yaygın yöntemlerden biri olan SIMP (Solid isotropic microstructure with penalization) metodu tercih edilmiştir. Şekil 2.9'da tekil yüke maruz dolu ankastre bir kirişin SIMP metodu kullanılarak gerçekleştirilen topoloji optimizasyonu adımları görülmektedir.



Şekil 2.9 SIMP-metodu kullanılarak gerçekleştirilen topoloji optimizasyonunun akış şeması (Johnsen, 2013)

SIMP metodu aşağıdaki matematiksel denklemler ile açıklanabilir:

$$E_{ijk}(\rho = 0) = 0, \qquad E_{ijkl}(\rho = 1) = 1$$
 (2.7)

$$E_{ijkl}(x) = \rho(x)^p E_{ijkl}^0 \qquad p > 1$$
 (2.8)

$$\int_{\Omega} \rho(x) d\Omega \le V; \quad 0 \le \rho(x) \le 1, \ x \in \Omega$$
(2.9)

Algoritma (2.7) numaralı denklemde belirtilen minimum ve maksimum değerler arasında interpolasyon yaparak çalışmaktadır. Bu denklemlerde ρ malzemenin yoğunluğunu, E ise elastisitesini tanımlamaktadır. SIMP ilk aşamada, belirlenen tasarım hacmindeki eşdeğer dağılımlı eleman dağılımı ile işleme başlar. İkinci adımda programa girilen sınır koşulları ve yükleri kullanarak sonlu elemanlar analizlerini gerçekleştirir. Her analiz adımı sırasında algoritma, direngenliği maksimize etmek için malzeme yoğunluğundaki değişimin hedef fonksiyon üzerindeki etkisini değerlendirmek adına bir hassasiyet analizi gerçekleştirir. Matematiksel açıdan hassasiyet analizi, malzeme yoğunluklarına göre hedef fonksiyonun türevi olarak ifade edilebilir. Optimizasyon sürecinde yaygın olarak belirlenen hedef, kütleyi minimize ederek yapının genel direngenliğini maksimuma çıkarmaktır. Gerçekleştirilen analiz adımları sonucunda hedeflenen eleman yoğunluğuna ulaşıldığında optimizasyon süreci tamamlanır (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

2.5 Yorulma

Makine elemanları statik ve dinamik olarak farklı yük koşullarında çalışmaktadırlar. Statik olarak tek seferde yapı üzerinde hasar meydana getiremeyecek seviyede olan bir yükleme, yapıya tekrarlı şekilde uygulandığında, parçanın akma mukavemetinin çok daha altında hasara neden olabilmektedir. Bu şekilde değişken yükleme sonucu yapıda meydana gelen hasara yorulma hasarı adı verilmektedir (Schijve, 2008).

Hasar öncelikle parçanın yüzeyinde meydana gelen mikro çatlak oluşumuyla başlar. Daha sonra elastik-plastik gerilme ortamında yüzeyde meydana gelen mikro çatlak büyümeye başlar. Tekrarlı yükleme devam ettikçe parça üzerinde makro düzeyde çatlak büyümesi görülür ve sonunda kırılma gerçekleşir (Stephens, Fatemi, Stephens ve Fuchs, 2001).

Şekil 2.10' da AISI 4320 çelik malzemeye sahip bir tahrik milinin yorulma sonucunda kırılan yüzeyi gösterilmektedir. Çatlak, kamanın iç yüzeyinde B noktası

ile gösterilen bölgede başlamış zamanla ilerleyerek C noktasında kopma gerçekleşmiştir. Şekil 2.11' de ise AISI 8640 çelik malzemeye sahip bir bağlantı kolunun yorulma hasarı görülmektedir. Çatlak görselin sol alt köşesinden başlayıp yağlama kanalının yanından devam etmiş ve kesitin sağ tarafta kopma gerçekleşmiştir.



Şekil 2.10 Tahrik milinin yorulma sonucu kırılan kesiti (Budynas, Nisbett, ve Shigley, 2011)



Şekil 2.11 Bağlantı kolunun yorulma sonucu kırılan kesiti (Budynas ve diğer., 2011)

Yorulma üzerine çalışmalar ilk olarak 1852' de August Wöhler tarafından, tren akslarında meydana gelen hasarların incelenmesiyle başlamıştır. Wöhler burada parçanın çalışma ömrünün uygulanan gerilmenin genliğinin yanı sıra tekrar sayısına da bağlı olduğunu ortaya koymuştur. Wöhler çalışmaları sırasında ilk rotasyonel test sistemini geliştirmiş ve yorulma dayanımı tanımını ortaya koymuştur. Daha sonra Wöhler' in çalışmalarını inceleyen O.H. Basquin yorulma eğrilerini logaritmik ölçekte çizdirerek eğriyi formüle dökmüştür. 1890 yılında Goodman değişken yüklemeler sonucu meydana gelen ortalama gerilmenin parça ömrüne etkisini ampirik incelemelerle değerlendirmiştir. 1945 yılında ise Miner birikimli hasar teorisini ortaya koymuştur.

2.5.1 Yükleme Çeşitleri

Makine elemanlarında, dönen cisimlerin doğası gereği yapıda meydana gelen gerilmeler genellikleri sinüs formundadır. Bazı istisnai durumlarda farklı mekanizma çıktıları sonucunda başka formlarda gerilmeler meydana gelebilmektedir. Şekil 2.12' de farklı yükleme koşullarında parça üzerinde meydana gelen gerilmelerin zamana bağlı değişimleri verilmektedir. Grafiklerde σ_{min} minimum gerilmeyi, σ_{max} maksimum gerilmeyi, σ_m ortalama gerilmeyi, σ_a gerilme genliğini, σ_s statik gerilmeyi ve σ_r gerilme aralığını belirtmektedir. Şekil 2.12.a' da yüksek frekansta bir sinyal tipi, Şekil 2.12.b ve Şekil 2.12.c' de rastgele sinyal tipleri, Şekil 2.12.d' de ise sinüs formunda, R oranı pozitif olan düzenli bir sinyal tipi gösterilmiştir. Şekil 2.12.e' de yapıda meydana gelen minimum gerilme değeri 0 olmaktadır. Bu yükleme tipinde R oranı 0 olmaktadır. Şekil 2.12.f' de ise tamamen tersinir sinüs formunda bir yükleme tipi görülmektedir. R oranı -1 olmaktadır. Bu yükleme tipinde yapıda meydana gelen ortalama gerilme değeri 0 olmaktadır.



Şekil 2.12 Farklı yükleme tipi örnekleri (Budynas ve diğer., 2011)

2.5.2 Yorulma Ömrü Hesaplama Metotları

Yorulma ömrü hesaplamalarında, S-N (gerilme ömür) ve E-N (gerinim ömür) metotları kullanılmaktadır. Bu yöntemlerin amacı belirli bir yükleme tipinde parçanın hasara uğrayacağı çevrim sayısını elde etmektir. Hesaplamada kullanılan çevrim sayısı $1 \le N \le 10^3$ olduğunda düşük çevrim yorulma hesaplaması, $N > 10^3$ olduğu durumda ise yüksek çevrim yorulma hesaplaması olarak adlandırılmaktadır (Schijve, J. 2008).

Parça üzerinde meydana gelen gerilmeler kullanılarak gerçekleştirilen S-N (gerilme ömür) hesaplama yöntemi, hesaplama sırasında kullanılacak olan girdilere kolay ulaşılması açısından, tasarım uygulamalında çok sık kullanılan bir yöntemdir fakat yüksek çevrim yorulma hesaplarında daha tutarlı sonuçlar vermektedir.

E-N (gerinim ömür) yöntemi parça üzerinde meydana gelen plastik deformasyonun daha ayrıntılı analiz edilmesini sağlar. Bu hesaplama sırasında parça üzerinde meydana gelen gerinim ve gerilmeler dikkate alınır. Bu yöntem daha çok düşük çevrim yorulma hesaplarında kullanılmaktadır.

2.5.2.1 S-N (gerilme-ömür) metodu

Yorulmanın istatiksel bir doğası olması nedeniyle, bir malzemenin mukavemetini belirleyebilmek için çok sayıda test gerçekleştirilmesi gerekmektedir. Sabit kuvvet altındaki bir yükleme ile test edilen numunenin, farklı gerilme genliklerine karşılık hasar gözlenen çevrim sayılarının gösterildiği grafiklere S-N (Wohler) eğrileri denir.

İlk test malzemenin kopma mukavemetindeki gerilme değeri yapıya uygulanarak gerçekleştirilir. Sonrasında gerçekleştirilen her bir test, uygulanan gerilme genliği azaltılarak devam eder ve tüm test sonuçları değerlendirilerek S-N grafiği elde edilir. Grafiğin yatay ekseni test numunesinin hasar uğradığı çevrim sayısını, düşey ekseni ise uygulanan gerilmenin genliğini göstermektedir. Kolay anlaşılabilmesi için gerilme ve tekrar sayısı logaritmik ölçekte verilmektedir. Eğrinin belirli bir çevrim sayısından sonra yataylaştığı kısma sonsuz ömür kısmı denir. Şekil 2.13' de çekme testi düzeneği ve örnek bir test numunesi gösterilmektedir. Şekil 2.14' de ise basitleştirilmiş şekilde S-N (Wöhler) eğrisi gösterilmektedir (Stephens ve diğer, 2001).



Şekil 2.13 Örnek hidrolik test düzeneği (Stephens ve diğer, 2001)



Şekil 2.14 S-N (Wöhler) diyagramı (Budynas ve diğer., 2011)

Testler sonucu elde edilen S-N diyagramları matematiksel olarak da aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$S_a = \sigma'_f (2N_f)^b \tag{2.10}$$

Formülde S_a gerilme genliğini, σ'_f statik durumda parça üzerinde hasara neden olan gerilme büyüklüğünü, N_f gerilme genliğine göre hasar meydana gelen çevrim sayısını, b ise grafiğin başlangıç noktasından sonsuz ömür noktasına kadar olan kısmın eğimini ifade etmektedir (Schijve, 2008).

S-N metodunda kullanılan gerilmeler elastik bölgededir. Parça yüzeyinde meydana gelen kılcal çatlaklar çeki gerilmeleri sonucu oluştuğundan, hesaplamalarda nominal gerilmeler kullanılır. Malzeme mukavemeti ön plandadır. Geometrinin çentik etkilerinin hesaplamalara dahil edilmesi gerekir. Literatürde bulunan malzeme veri tabanı geniş olduğundan bu yöntem sıklıkla kullanılmaktadır.

2.5.2.2 Ortalama gerilmenin etkisi

Ortalama gerilme, değişken yüklemeler sonucu parça üzerinde meydana gelen en yüksek ve en düşük gerilmelerin matematiksel ortalaması anlamına gelir. Yorulma analizlerinde kullanılan dataların çoğunda ortalama gerilmenin sıfır olduğu varsayımı yapılmaktadır. Bunun anlamı çeki ve bası yönünde meydana gelen gerilmelerin aynı büyüklükte olduğu varsayılır. R oranı olarak kullanılan tanımlama, ortalama gerilmenin elde edilmesinde kullanılır. Bu oran değişken gerilme durumunda en düşük gerilme değerinin en yüksek gerilme değerine bölünmesi ile elde edilir. Gerilme oranının -1 olması yüklemenin tamamen tersinir olduğunu gösterir (Schijve, 2008).

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \tag{2.11}$$

Mühendislik çalışmalarında karşılaşılan yükleme durumlarında genelde karmaşık yükler kullanılmaktadır. Ortalama gerilmenin sıfır olduğu durumlarla nadiren

karşılaşılmaktadır. Bu sebeple hesaplamalar sırasında ortalama gerilmenin etkisinin değerlendirilmesi gerekmektedir. Şekil 2.15' de literatürde bulunan farklı ortalama gerilme hesaplama yöntemleri gösterilmiştir.



Şekil 2.15 Ortalama gerilme hesaplama yöntemleri eğrileri (Budynas ve diğer., 2011)

Soderberg eğrisi;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \tag{2.12}$$

Goodman eğrisi;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \tag{2.13}$$

Gerber eğrisi;

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \tag{2.14}$$
ASME eğrisi;

$$\left(\frac{S_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \tag{2.15}$$

Langer eğrisi;

$$S_a + S_m = S_y \tag{2.16}$$

Şekil 2.14' de farklı ortalama gerilme hesaplama yöntemleri için kullanılan eğriler ve bu eğrilerin matematiksel formülleri gösterilmektedir. Formüllerde S_a gerilme genliğini, S_m ortalama gerilmeyi, S_e sonsuz ömür gerilme değerini, S_y akam gerilmesini ve S_{ut} kopma gerilmesini ifade etmektedir. Parça üzerinde meydana gelen gerilmenin genliği ve ortalama gerilmeye bağlı olarak, parçanın hasara uğrayıp uğramayacağı bu eğriler ile belirlenmektedir. Eğrinin altında kalan bölgede parça emniyetli iken, eğrinin üzerinde kalan bölgede parça hasara uğramaktadır.

2.5.3 Yorulma Ömrünü Etkileyen Faktörler (Marin Faktörler)

Laboratuvar ortamında gerçekleştirilen testlerde parlatılmış numuneler kullanılmakta ve test sırasında uygulanan yükler kontrollü bir şekilde uygulanmaktadır. Gerçek hayatta karşılaştığımız mühendislik uygulamalarında ise bu koşulların sağlanması pek gerçekçi değildir. Hesaplamalarda kullanılan malzemenin yapısı, üretim yöntemleri, çalışma koşulları, çevresel faktörler ve tasarımın geometrisinden kaynaklanan faktörler yorulma dayanımını etkilemektedir. Bu faktörlerin tümüne Marin Faktörler adı verilmektedir. Bu etkilerin her biri bir katsayısı olarak formüle edilerek hesaba dahil edilir. Marin faktör denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir (Budynas ve diğer., 2011):

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \tag{2.17}$$

 k_a = yüzey faktörü

 k_b = boyut faktörü

 k_c = yükleme durumu faktörü

 $k_d =$ sıcaklık faktörü

 k_e = yüzey faktörü

 k_d = güvenilirlik faktörü

 $k_f = \text{diğer etkiler faktörü}$

 S'_e = test sonucu elde edilen dayayanım limiti

 S_e = incelenen parçanın modifiye edilmiş dayanım limiti

İncelenecek olan parça için ideal test koşullarında elde edilen dayanım limiti, bu faktörler göz önünde bulundurularak tekrar hesaplanmalı ve çözüm aşamasında bu değer kullanılmalıdır.

2.5.4 Birikimli Hasar Teorisi

Sabit genlikli yükleme altında gerçekleştirilen yorulma testlerinde, yükleme sonucunda parçanın ömrünün % x kadarının azaldığını düşünelim. Parçanın toplam ömrünün N olduğu düşünülürse, parça üzerinde gözle görülür bir hasar olmamasına rağmen son durumda parça ömrü %100-x' e düşmektedir.

Değişken genlikli yükleme durumu incelendiğinde aslında farklı sabit genlikli blok yüklemelerin birleşiminden meydana geldiği görülebilir. 1924 yılında Palmgren yayınladığı hipotezinde, değişken yükleme durumunda, her bir blok çevrimde parça üzerinde meydana gelen hasarların, aynı yükleme durumunda parçanın dayanabileceği en yüksek hasar değerine oranlarının toplamının %100'e ulaşması durumunda parçanın hasara uğrayacağını söylemektedir. Palmgren-Miner kuralı olarak bilinen bu yöntemin formülü aşağıdaki gibidir (Schijve, 2008):

$$\frac{N_1}{N_{f1}} + \frac{N_2}{N_{f2}} + \frac{N_3}{N_{f3}} + \dots = \sum \frac{N_J}{N_{fj}} = 1$$
(2.18)

Bu formülde N_j her bir çevrimdeki sabit genlikli yüklemelerin sayısını, N_{fj} ise aynı sabit genlikli yükleme için SN diyagramındaki hasara sebep olan çevrim sayısını ifade etmektedir. Yapı üzerinde meydana gelen hasarlar toplamı 1'e ulaştığında parçanın ömrünü tamamladığı değerlendirilir. Şekil 2.16' da birikimli hasar hesaplama yöntemi özet olarak gösterilmiştir.



Şekil 2.16 Birikimli hasar hesaplama yöntemi (Larocca ve diğer., 2020)

BÖLÜM ÜÇ KAVRAMSAL TASARIM SÜRECİ

3.1 Giriş

Kabin süspansiyonu sistemi tasarım sürecinde dikkat edilmesi gereken iki ana başlık bulunmaktadır. Bunlar sürüş sırasında istenen seyahat konforunun sağlanması ve aracın kullanımı süresince sistemi oluşturan alt birimlerin istenen dayanım kriterlerini sağlamasıdır. Bu iki parametre göz önünde bulundurularak optimum tasarım hedeflenmektedir.

Bu bölümde 8x4 kamyona ait kabin süspansiyonu sisteminin ön bölgesinde bulunan ve düşey yönde yaylanma hareketini sağlayan salıncak kolunun, farklı sürüş koşullarında yapı üzerine etkiyen statik yükler kullanılarak, topoloji optimizasyonu metodu yardımıyla tasarım süreci ele alınmıştır. Gerçekleştirilen tasarım için doğrulama amaçlı sonlu elemanlar analizleri tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar göz önünde bulundurularak parça için kullanılacak olan malzeme belirlenmiştir. Son kısımda ise tasarımı gerçekleştirilen salıncak kolunun torsiyon mili bağlantı bölgesi, üretim sürecinde meydana gelen zorluklar nedeniyle kaynaklı birleştirmeden sıkı geçme birleştirme yöntemine geçilmiştir.

3.2 Salıncak Kolu Tasarımı

Salıncak kolunun tasarımında öncelikli olarak tasarım hacmi belirlenmiştir. Belirlenen tasarım hacmine göre önce parçanın ön tasarımı oluşturulmuş ve daha sonra topoloji optimizasyonu yardımıyla parçanın son geometrisi elde edilmiş ve doğrulama analizleri sonuçlarına göre kullanılacak olan malzeme seçimi gerçekleştirilmiştir.

3.2.1 Tasarım Zarfı ve Ön Tasarım

Tasarım zarfı veya paketleme hacmi, tasarımı gerçekleştirilecek olan yapının sistemde kaplayacağı hacmin geometrik olarak sınırlarını belirtir. Süspansiyon

sistemleri hareketli çalışan yapılardır. Bu sebeple salıncak kolu tasarımında parçanın statik konumunun yanında, kabinin düşey eksende yaylanması sırasında parçanın hareketi sonucu tarayacağı hacim de zarfa dahil edilmelidir. Tasarım hacminin belirlenmesinin nedeni sistemin çalışması sırasında herhangi bir engel karşısında girişim meydana gelmesini önlemektir. Şekil 3.1' de salıncak kolu için belirlenmiş tasarım hacmi görülmektedir.



Şekil 3.1 Salıncak kolu tasarım hacmi

Salıncak kolunun final tasarımı topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen geometri baz alınarak gerçekleştirilecektir. İlk aşamada parçanın optimizasyon sırasında girdi olarak kullanılacak olan tasarım sınırlarını tarif etmek amacıyla ön tasarımı gerçekleştirilmiştir. Ön tasarımın dış sınırları tasarım zarfına uygun olacak şekilde belirlenmiş ve içi dolu prizmatik bir yapı olarak tasarlanmıştır (Şekil 3.2). Sonraki aşamada sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek bu yapı üzerinde gerilme taşıyan bölgeler belirlenmiş ve bu bölgeler kullanılarak salıncak geometrisi elde edilmiştir.



Üst görünüm

Şekil 3.2 Optimizasyon aşamasında kullanılacak olan ön tasarım

3.2.2 Sonlu Elemanlar Analizleri

Bu kısımda salıncak kolu ön tasarımı için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek, yapı üzerindeki gerilme dağılımları elde edilmiştir. Daha sonra elde edilen gerilme dağılımları optimizasyon sırasında yapının yük taşıyan ve yük taşımayan bölgelerinin belirlenmesinde kullanılacaktır.

3.2.2.1 Analizlerde Kullanılan Yüklerin Belirlenmesi

Ticari taşıtların yoldaki seyri esnasında kabin süspansiyon sistemi üzerine farklı yol koşullarında farklı yükler etki etmektedir. Bu yükler engelin durumuna göre farklı yön ve büyüklüklerde olabilir. Örneğin bir tümsekten geçildiğinde taşıt düşey ekseninde bir ivme yükü sisteme etki ederken, frenleme durumunda taşıt boyuna ekseninde bir ivme yükü sisteme etki etmektedir.

Otomotiv sektöründeki firmalar tarafından gerçekleştirilen testlerde taşıtlar farklı ölçüm sistemleri ile enstrümante edilerek, seyir esnasında taşıta gelen yükler belirlenebilmektedir. Geçmişten günümüze gerçekleştirilen testler sonucu kaydedilen veriler değerlendirilerek farklı yol durumları için bir standart yükleme tablosu oluşturulmuştur (Tablo 3.1) (Ersoy ve Heissing, 2011). Şekil 3.3' de ise taşıt gövdesine göre belirlenmiş olan sabit eksen takımı gösterilmektedir.



Şekil 3.3 Taşıt gövdesi sabit eksen takımı (Topaç, 2010)

Tablo 3.1' de gösterilen yükler farklı sürüş koşulları için testler sonucu elde edilen anlık en yüksek ivme değerlerini ve araç eksen takımına göre yönlerini göstermektedir. Bu bilgiler literatürde bulunan ve süspansiyon tasarımı için kullanılan standart yüklerdir. Tabloda gösterilen yükleme koşullarından 1'den 10'a kadar olanlar kırılma mukavemeti için, 11' den 16' ya kadar olanlar ise yorulma ömrü için kullanılmaktadır (Ersoy ve Heissing, 2011).

	Standard Load Cases- Structural Strength	Accelerations [G]			
		х	У	z	
1	stationary vehicle	0,00	0,00	1,00	
2	vertical bump (3.0 G)	0,00	0,00	3,00	
3	longitudinal bump (2.50 G)	2,50	0,00	1,00	
4	lateral bump (2.50 G)	0,00	2,50	1,00	
5	cornering right (1.25 G)	0,00	1,25	1,00	
6	braking & cornering	0,75	0,75	1,00	
7	breaking in reverse (1.0 G)	1,00	0,00	1,00	
8	acceleration (-0.5 G)	-0,50	0,00	1,00	
9	accelerating & cornering (0.7 G)	-0,50	0,50	1,00	
10	diagonal load (front % rear)	0,00	0,00	1,75	
11	vertical bump (2.25 G)	0,00	0,00	2,25	
12	vertical rebound (0.75 G)	0,00	0,00	0,75	
13	cornering right (0.75 G)	0,00	0,75	1,00	
14	cornering left (0.75 G)	0,00	-0,75	1,00	
15	braking (0.75 G)	0,75	0,00	1,00	
16	acceleration (0.5 G)	-0,50	0,00	1,00	

Tablo 3.1 Farklı yol durumları için standart yükleme koşulları (Ersoy ve Heissing, 2011)

Sistemin çalışma durumunda gerçekleştirdiği hareket düşünüldüğünde, tasarımı gerçekleştirilecek olan kabin süspansiyonu sistemi ön bölgesinde bulunan salıncaklarda meydana gelen yüksek gerilmelerin, kabinin yalpa hareketi sonucu torsiyon milinin burulması nedeniyle meydana geldiği bilinmektedir. Bu durum göz önüne alındığında literatürde bulunan, kabine yanal yönde etkiyen en yüksek ivme değerlerinin bulunduğu sürüş koşullarında kabin süspansiyonu sistemi ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen deplasman değerleri analiz girdisi olarak belirlenmiştir. Bu statik yüklemeler, dinamik sürüş koşullarında kabin üzerinde meydana gelen ivme yüklerinin üzerinde olduğu için ilk tasarımın gerekli emniyeti sağlayacağı ön görülmektedir.

Kabin süspansiyonu sistemi ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen deplasman değerlerinin elde edilmesi amacıyla 8x4 kamyona ait kabin ve kabin süspansiyonu sisteminin Çoklu Cisim Dinamiği (ÇCD) modeli ADAMS View programı yardımı ile kurulmuştur. Kurulan modelde yanal ivme sonucu yapıda meydana gelen yüklerin daha fazla olması sebebiyle kabinin dolu ağırlığı kullanılmış ve ağırlık merkezi araç üzerindeki hassas ölçümler sonucu elde edilmiştir. Şekil 3.4' de kabin süspansiyonu sisteminin şematik görseli gösterilmektedir. Şekil 3.5' de ise sistemin ÇCD modeli gösterilmektedir.



Şekil 3.4 Kabin süspansiyonu sistemi şematik görseli



Şekil 3.5 Kabin süspansiyonu sistemi ÇCD modeli (Adams View)

Kabin süspansiyonu sisteminde mekanik yaylar kullanılmaktadır. Bu tip yaylar doğrusal karakteristiğe sahiptir. Kabin süspansiyonu sisteminde kullanılacak yay ve amortisörlerin sahip olması gereken katsayılar (K_c, C_c), matematiksel model yardımıyla elde edilebilir. Bu katsayılar kabinin düşey titreşim frekansı ve sönüm faktörüne bağlı olarak basitleştirilmiş şekilde aşağıdaki gibi ifade edilebilir (Topaç ve diğer., 2018).

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_c}{M_c}} \tag{3.1}$$

$$D_c = \frac{K_c}{2\sqrt{C_c M_c}} \tag{3.2}$$

Denklemlerde f_c kabinin düşey titreşim frekansını, D_c ise kabinin sönüm faktörünü ifade etmektedir. Bu değerler kabinin ağırlığı (M_c) ile kabin süspansiyonu yay ve sönüm katsayılarına (K_c , C_c) bağlı olarak ifade edilmektedir. Matematiksel denklemler kullanılarak hesaplanan bu kabin süspansiyonu yay ve amortisör katsayıları ÇCD modelinde tanımlanmıştır.

Modele bu yükler uygulanarak gerçekleştirilen analizler sonucunda, kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen yer değiştirmeler Tablo 3.2' de gösterilmektedir.

Sürüs kosulları	Yay deplasmanı [mm]		
Sul uş Köşülları	Sağ	Sol	
Cornering (viraj dönme)	28,5	-27,08	
Braking and Cornering (virajda frenleme)	13,12	-20,49	

Tablo 3.2 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen deplasman değerleri

Tablo incelendiğinde kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen yer değiştirme miktarı, viraj dönme yükleme durumu için sağ yayda 28.5mm, sol yayda ise 27.08mm olmaktadır. Virajda frenleme yükleme durumunda ise sağ yayda 13.12mm, sol yayda isem 20.49mm deplasman meydana gelmektedir.

3.2.2.2 Analiz Modeli ve Sınır Şartları

Sonlu elemanlar analizlerinde kabin süspansiyonu sistemi ön bölgesi modellenmiştir. Model simetrik olduğundan aracın sağ tarafına ait bölgesi incelenmiştir (Şekil 3.6).



Şekil 3.6 Sonlu elemanlar analiz modeli

Analiz modelinde kullanılan yaylar iki parçadan oluşan, doğrusal hareket edebilen rijit piston şeklinde modellenmiştir. Bu pistonların amacı sisteme deplasman girdisi sağlayarak yapının hareketini sağlamaktır. Şekil 3.6' da model üzerindeki bağlantı bölgeleri gösterilmektedir. 1 numaralı bölge, braketin şasiye cıvatalar yardımıyla bağlandığı bölgedir. 2 numaralı bölgede braketler 4 adet cıvata yardımıyla birbirine bağlanmaktadır. Cıvatalar beam eleman olarak modellenmiş ve malzemesi yapısal çelik olarak girilmiştir. Salıncak kolunun brakete bağlandığı 3 numaralı bölge ile yayın alt ve üst (5 ve 7 numaralı bölge) mafsal noktalarında elastik burçlar kullanılmaktadır

(Şekil 3.7). Kullanılan elastik burçlar bushing elemanlar ile modellenmiştir. Bushing elemanlar 6 yönde serbestlik derecesine sahip elemanlar. Her bir serbestlik derecesi için rijitlik ve sönüm değerleri tanımlanabilmektedir.



Şekil 3.7 Bushing elemanların kullanıldığı elastik burç bölgeleri

Salıncak kolunun pistona ve torsiyon miline bağlandığı bölge (4,5 ve 6 numaralı bölgeler) daha iyi anlaşılması için kesit olarak incelenmiştir (Şekil 3.8).

Kesit alınan bölgede, torsiyon milinin içerisine diş açılarak bu bölgeye manşon bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Manşon ve torsiyon mili komplesi salıncak parçasına tek koldan kaynaklı bağlantı yardımıyla bağlanmıştır. Kaynak bağlantısı salıncak kolunun her iki yüzeyinden çepeçevre olacak şekilde tanımlanmıştır. Kaynak dikişi katı modellenerek yapıya eklenmiş ve rijit kontaklar yardımıyla bağlanmıştır. Salıncağın diğer kolundan manşona bir burç yardımıyla cıvata bağlantısı gerçekleştirilmiştir. Aynı burç üzerine piston üst mafsalı yataklanmıştır.



Şekil 3.8 Salıncak kolu torsiyon mili bağlantı bölgesi kesit görüntüsü

Şekil 3.9' da analizde kullanılan sınır şartları gösterilmektedir. Model şasi bağlantı braketleri ve pistonların alt mafsal bölgelerinden uzaya 6 serbestlik derecesinde sabitlenmiştir. Analiz yük girdisi olarak pistonlarda kullanılan doğrusal mafsallara zorlanmış deplasman değerleri uygulanmıştır.



Şekil 3. 9 Analiz sınır şartları

3.2.2.3 Modeli Elemanlara Ayırma (Mesh)

Şekil 3.10' da modelin elemanlara ayrılmış hali gösterilmektedir. Salıncak kolu ön tasarımı ve torsiyon mili geometrik süpürülebilir hacimler olduğu için Hexahedron mesh elemanları kullanılmıştır. Hexahedron eleman tipi geometrik açıdan sivrilik bulundurmadığı için integrasyon noktalarından okunan gerilme değerleri daha tutarlı olduğundan, bu eleman tipi analizlerde tercih edilmiştir. Braketler üzerinden gerilme değerleri okunmayacağı için bu geometrilere mesh işlemi yapılmadan rijit body olarak kullanılmışlardır. Modelde kullanılan pistonlar da yine aynı şekilde yalnızca sisteme deplasman girdisi uygulamak amacıyla kullanılmaktadır. Bu sebeple pistonlar da rijit body olarak tanımlanmışlardır.



Şekil 3.10 Modelin elemanlara ayrılmış görünümü

3.2.2.4 Analiz Sonuçları

Sonlu elemanlar analizleri sonucunda Şekil 3.11 ve Şekil 3.12' de viraj dönme ve virajda frenleme durumları için iki farklı yükleme koşulunda sistemin çalışma şeklinin daha iyi anlaşılabilmesi için deformasyon sonuçları paylaşılmıştır. Deformasyon

sonuçlarına göre yaylarda meydana gelen zıt yönlerdeki deplasmanlar sonucu torsiyon mili burulmakta ve yapı üzerinde gerilmeler meydana gelmektedir. Kabinin yaptığı yalpa açısının artışı yaylarda daha fazla deplasman meydana getirmekte ve bunun sonucunda salıncak kolu üzerinde meydana gelen gerilmeler artmaktadır.



Şekil 3.12 Virajda frenleme durumu deformasyon sonuçları

Şekil 3.13 ve Şekil 3.14' de iki farklı yükleme senaryosu için salıncak kolu ön tasarımı üzerinde meydana gelen Von Mises gerilme dağılımları gösterilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde gerilme dağılımının salıncak kolunun torsiyon miline bağlandığı bölgede yoğunlaştığı görülmektedir. Bunun sebebi torsiyonun milinin burulması sonucu salıncak kolu bağlantı bölgesini eğme ve burulmaya maruz bırakmasıdır. Bu sonuçlarda önemli olan gerilmenin büyüklüğü yerine parça üzerindeki gerilme dağılımıdır. Bunun sebebi topoloji optimizasyonu sonucunda bu gerilme dağılımı referans alınarak salıncak geometrisinin belirlenecek olmasıdır.



Şekil 3.13 Viraj Dönme durumu Von Mises gerilme sonuçları



Şekil 3.14 Virajda frenleme durumu Von Mises gerilme sonuçları

3.2.3 Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu yöntemi, sınırları belli olan bir malzeme hacminin yük taşımayan bölgelerinden malzeme çıkartılarak, kütle azaltma veya gerilme değeri sınırlaması vb. hedeflere göre istenen kriterleri sağlayan ve direngenliği maksimum olan yapının elde edilmesi prensibine dayanmaktadır. Şekil 3.15' de salıncak kolunun topoloji optimizasyonu yöntemi yardımıyla tasarım süreci özetlenmiştir.



Şekil 3.15 Topoloji optimizasyonu süreci

Çalışmanın ilk fazında, salıncak kolu ön tasarımının sonlu elemanlar analizleri sonucu iki farklı yükleme koşulu için elde edilen gerilme dağılımları topoloji optimizasyonu için girdi olarak kullanılarak, minimum kütle maksimum rijitlik kriterlerini sağlayan optimum salıncak kolu geometrisi elde edilmiştir. Optimizasyon çalışması ANSYS Workbench sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon algoritmasının döngüsü süresince gerçekleştirilen adımlarda malzeme yoğunluğuna göre elde edilen geometriler Şekil 3.16' da gösterilmektedir.



Şekil 3.16 Topoloji optimizasyonu adımları

Çalışmanın ikinci fazında, optimizasyon sonuçları ışığında salıncak kolu geometrisinin tasarımı gerçekleştirilmiştir. Elde edilen geometri CATIA v5 programı yardımıyla üretilebilir bir parça geometrisi haline getirilmiştir. Parça üzerinde düşey eksendeki boşaltmalar optimizasyon sonuçlarına göre gerçekleştirilmiştir. Parçanın keskin köşelerine gerekli yuvarlatmalar eklenmiştir. Salıncak kolunun torsiyon miline kaynaklı bağlantısının yapıldığı bölgede, analizlerde görülen yüksek gerilmeleri azaltmak amacıyla malzeme eklemesi yapılarak güçlendirilmeye gidilmiştir. Parçanın ideal kalınlığı doğrulama amaçlı gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizlerinin çıktılarına göre belirlenmiştir. Elde edilen final tasarım Şekil 3.17' de gösterilmektedir.



Şekil 3.17 Optimizasyon sonucu elde edilen final tasarım

3.2.4 Tasarım Doğrulama Analizleri

Topoloji optimizasyonu yardımıyla ideal salıncak kolu geometrisi elde edildikten sonra doğrulama amacıyla sonlu elemanlar analizleri tekrarlanmıştır. Doğrulama analizlerinde kullanılan yöntem, yük girdileri ve sınır koşulları, salıncak kolu ön tasarımı için gerçekleştirilen analizler ile birebir aynıdır. Modelde yapılan tek değişiklik salıncak kolu ön tasarımı yerine salıncak kolu final tasarımının eklenmesidir. Tasarım doğrulama için kurulan sonlu elemanlar analizi modeli Şekil 3.18' de gösterilmektedir.

Şekil 3.19' de viraj dönme senaryosunda salıncak kolu üzerinde meydana gelen Von Mises gerilmeleri gösterilmektedir. Gerilme dağılımı incelendiğinde, beklendiği gibi salıncak kolu ve torsiyon milinin bağlantı bölgesinde yüksek Von Mises gerilmeleri görülmektedir. En yüksek Von Mises gerilmesi ise salıncağın orta bölgesinde gerçekleştirilen boşaltmanın köşe bölgesinde görülmekte ve değeri 266,54MPa olmaktadır.



Şekil 3.18 Tasarım doğrulama sonlu elemanlar analizleri modeli



Şekil 3.19 Tasarım doğrulama viraj dönme durumu Von Mises gerilme sonuçları

Bu tip yapılarda hasar genelde parçanın yüzeyinde meydana gelen çatlaklar sebebiyle oluşur. Yüzeyde meydana gelen mikro çatlaklar zamanla ilerleyerek parçada

hasara sebep olabilir. Bu sebeple parçanın yüzeyinde meydana gelen maksimum asal gerilmelerin incelenmesi önemlidir. Elemanlar üzerinde meydana gelen maksimum asal gerilmeler bize çatlağın yönü ve konumu hakkında bilgi vermektedir. Şekil 3.20' de viraj dönme durumunda parça üzerinde meydana gelen maksimum asal gerilme sonuçları gösterilmektedir. Yüksek Von Mises gerilmesi görülen torsiyon mili bağlantı bölgesinde ve orta boşaltma bölgesinde yine yüksek seviyelerde asal gerilme görülmektedir. Bu sonuçlara göre yüksek gerilme görülen bölgelerin yüzeylerinde çeki gerilmeleri olduğu ve bu noktaların parça emniyeti açısından kritik olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 3.20 Tasarım doğrulama viraj dönme durumu maksimum asal gerilme sonuçları

Şekil 3.21' de virajda frenleme durumunda salıncak kolu üzerinde meydana gelen Von Mises gerilmeleri gösterilmektedir. Salıncak kolu üzerinde meydana gelen en yüksek Von Mises gerilmesi değeri orta boşaltma bölgesinde 161.09MPa olmaktadır. Gerilme dağılımı viraj dönme senaryosuna benzer şekildedir fakat virajda frenleme senaryosunda kabin üzerine etkiyen yanal ivme değeri daha düşük olduğundan torsiyon mili daha az çalışmakta ve salıncak kolu üzerinde meydana gelen Von Mises gerilmelerinin büyüklükleri, viraj dönme senaryosuna göre daha düşük olmaktadır.



Şekil 3.21 Tasarım doğrulama virajda frenleme durumu Von Mises gerilme sonuçları

Şekil 3.22' de virajda frenleme senaryosuna ait, salıncak kolu üzerinde meydana gelen maksimum asal gerilme sonuçları incelendiğinde, gerilme dağılımının yine Von Mises gerilme dağılımına benzer olduğu ve yüksek Von Mises gerilmesi görülen bölgelerin yüzeyinde çeki gerilmeleri meydana geldiği görülmektedir.



Şekil 3.22 Tasarım doğrulama virajda frenleme durumu maksimum asal gerilme sonuçları

3.2.5 Malzemenin Belirlenmesi

Salıncak kolu kabin süspansiyonu sistemi için kritik bir parça olduğundan ve doğrudan sürücü güvenliğini etkilediğinden tasarımın istenen emniyet hedeflerini sağlaması çok önemlidir. Süspansiyon sistemi yapı elemanlarının tasarımında tasarımcının hedefi genelde parçanın deformasyona uğramadan istenen ömür hedefini sağlamasıdır. Bu sebeple tasarım aşamasında parça üzerinde meydana gelen gerilmelerin, malzemenin akma mukavemetine göre belirli bir emniyetli sınırda olması gerekmektedir. Parça üzerinde meydana gelen en yüksek Von Mises gerilmesinin parçanın akma mukavemetine oranı emniyet katsayısını vermektedir.

Emniyet katsayısı (s) =
$$\frac{\sigma_{akma}}{\sigma}$$
 (3.3)

Optimizasyon sonucu elde edilen tasarımın geometrisinden dolayı parçanın döküm olarak üretilmesi gerekmektedir. Analizler sonucunda parça üzerinde meydana gelen gerilme değerlerine göre istenen emniyet katsayısını sağlanması açısından malzeme seçimi önemlidir. Döküm malzemelerin akma değerlerinin daha yukarılara çıkması sonucu % uzama değerleri azaldığı için optimum malzeme seçimi dikkat edilmesi gereken bir parametredir.

Dökme demirler, geniş aralıkta değişen mukavemet değerleri, sertlik, korozyon direnci, aşınma dayanımı ve titreşimi yutma gibi özelliklerinden dolayı parça tasarımlarında sıklıkla tercih edilen malzeme türüdür. Bunun yanı sıra maliyet açısından avantajı da dökme demirlerin tercih edilmesinin sebeplerindendir. Karbon katılaştıktan sonra iç yapıda meydana getirdiği şekil ve biçim dökme demirin tipini belirler. Farklı dökme demir gruplarının oluşumunda kimyasal kompozisyon, soğuma hızı, üretim yöntemi ve uygulanan ısıl işlem belirleyici olmaktadır (Çavuşoğlu, 1981)

Ergimiş haldeki demire magnezyum veya seryum gibi küreselleştirici ilaveler yapılması sonucu karbonun grafit küre şeklini aldığı dökme demir türüne küresel grafitli dökme demir (KGDD) denir. KGDD'ler yüksek mukavemet, tokluk ve süneklik gibi özellikleri açısından büyük avantaj sağladığından en çok tercih edilen malzemelerdendir (Fredriksson ve diğer., 2005). Bu dökme demir ailesinden olan GGG60, yüksek aşınma direnci ve mukavemet değerlerine sahip olması sebebiyle salıncak kolu tasarımında tercih edilmiştir.

					%0,2		
	Duvar			Elastisite	dayanımı	Çekme	
DIN EN	kalınlığı t	Yoğunluk	Poisson	Modulu	[MPa]	mukavemeti	Uzama
1693	[mm]	[kg/m^3]	Oranı	[GPa]	(Rp0,2)	[MPa] (Rm)	[%]
GGG 60	$t \leq 30$	7200	0,275	170	370	600	3
GGG 60	$30 < t \le 60$	7200	0,275	170	360	600	2
GGG 60	$60 < t \le 200$	7200	0,275	170	340	550	1

Tablo 3.3 GGG60 malzeme mekanik özellikleri (R. Ulewicz, F. Nový, J. Selejdak. Fatigue strength of ductile iron in ultra-high cycle regime. Advanced Materials Research, 874 (2014), 43–48.)

Tablo 3.3' de GGG60 malzemenin mekanik özellikleri gösterilmektedir. Malzeme mekanik özellikleri farklı kalınlıklara sahip numuneler kullanılarak gerçekleştirilen çekme testleri sonucu elde edilmektedir. Bu sebeple tabloda gösterilen değerler test sırasında kullanılan numunelerin kalınlıklarına göre farklılık göstermektedir. GGG60 malzeme için akma mukavemeti 340-370MPa aralığında, kopma mukavemeti ise 550-600MPa aralığında olmaktadır. Döküm malzemeler gevrek olduğundan, malzemenin uzama miktarı %1-3 aralığındadır.

3.3 Salıncak Kolu ile Torsiyon Mili Bağlantı Bölgesinin Tasarımı

Torsiyon milleri, düşük tasarım hacmi avantajından dolayı kabin süspansiyonu uygulamalarında sıklıkla tercih edilen, sistemde burulma yayı görevini üstlenen yapısal elemanlardır. Söz konusu parçanın tasarımı aşamasında, sistem gereklilikleri doğrultusunda önceden belirlenmiş yay katsayısını sağlayacak bir burulma direngenliğinin yanı sıra, mukavemet yönünden emniyetli ve olabildiğince hafif bir tasarım ortaya konması beklenmektedir.

Çalışmanın bu bölümünde, 8x4 kamyonların kabin süspansiyonlarında kullanılan salıncak kolunun torsiyon mili ile bağlantı bölgesinin, yol testlerinden elde edilmiş veriler kullanılarak statik yükler altında yapısal analizleri gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak kullanılmakta olan tasarımın dayanım durumu ortaya konmuş ve bu tasarım, alternatif tasarımlarla aynı yük koşulu için karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, salıncak kolu ve torsiyon mili bağlantı bölgesi için bir final tasarım belirlenmiştir.

3.3.1 Mevcut Tasarım

Kabin süspansiyonunda kullanılan mevcut burulma mili tasarımının salıncak kolu ile bağlantısı Şekil 3.23'de, bağlantı bölgesinin kesit detayı ise Şekil 3.24'de gösterilmektedir. Salıncak kolu ile torsiyon milin birleştirilmesinde kaynak dikişi ile bağlama öngörülmüştür. Manşon ve torsiyon mili komplesi salıncak koluna tek koldan kaynaklı bağlantı yardımıyla bağlanmıştır. Kaynak bağlantısı salıncak kolunun her iki yüzeyinden çepeçevre olacak şekilde tanımlanmıştır. Salıncağa torsiyon milinin bağlandığı ucundan bağlanan piston, sisteme deplasman girdisini sağlamaktadır. Yapılan yapısal hesaplamalar esnasında, bu pistonların rijit olduğu kabulü yapılmıştır. Kesit alınan bölgede, torsiyon milinin içerisine diş açılarak bu bölgeye manşon bağlantısı gerçekleştirilmiştir.





Şekil 3.24 Bağlantı bölgesi detay

3.3.2 Yol Testleri

BMC Otomotiv bünyesinde, 8x4 kamyonun belirlenen parkurlarda yol testleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.25' de 8x4 kamyonun test parkuru üzerindeki görseli gösterilmiştir. Gerçekleştirilen testlerde torsiyon milinin orta noktasına 'Strain Gauge' bağlanarak, bu noktadaki birim şekil değiştirme değerleri ölçülmüştür (Şekil 3.26). Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylardaki deplasman değerlerinin elde edilmesi amacıyla, yayların alt ve üst bağlantı noktalarına aktif ve pasif ivme ölçerler bağlanmıştır. Yol testleri boyunca bu ivme ölçerlerden alınan zamana bağlı ivme geçmişleri, integral alma operasyonuyla deplasmana dönüştürülmüş, yayların alt ve üst noktalardaki deplasman değerlerinin farkı alınarak yayların sıkışma miktarları belirlenmiştir (Şekil 3.27).



Şekil 3.25 8x4 kamyonun test parkurunda görüntüsü



Şekil 3.26 Torsiyon mili strain gauge bağlantısı ve test sonuçları



Şekil 3.27 Yayların ivme ölçer bağlantısı ve test sonuçları

3.3.3 Sonlu Elemanlar Analizleri

Yol testleri gerçekleştirildikten sonra elde edilen veriler kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz sonuçları test sonuçları ile karşılaştırılarak modelin doğruluğu değerlendirilmiştir.

3.3.3.1 Analiz Modeli ve Sınır şartları

Sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan analiz modeli ve sınır şartları salıncak kolu tasarımında kullanılan analiz modeli ve sınır şartlarıyla birebir aynıdır. Model daha önce olduğu gibi braketlerin cıvata deliklerinden ve yayların alt mafsal noktalarından uzaya sabitlenmiştir. Analizlerde, gerçekleştirilen yol testlerinden elde edilen dinamik yükler sonucu torsiyon mili gövdesinde meydana gelen en yüksek şekil değişiminin gerçekleştiği zaman adımında, yaylarda meydana gelen deplasman değerleri girdi olarak kullanılarak yapının quasi static analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.28'de sonlu elemanlar modeli ve sınır şartları gösterilmektedir.



Şekil 3.28 Sonlu elemanlar analiz modeli

3.3.3.2 Test ve Analiz Sonuçları Değerlendirmesi

Yol testleri sonucunda torsiyon mili üzerinde meydana gelen birim şekil değiştirmeleri elastik bölgede kaldığından, parçanın elastisite modülü kullanılarak, yapı üzerinde meydana gelen gerilme değerleri elde edilmiştir. Yol testlerinden elde edilen sonuçlara göre, torsiyon milinin orta noktasında kritik yükleme anında ortaya çıkan gerilme değeri 157.3 MPa olarak görülmektedir (Şekil 3.29). Yapısal analizler sonucunda, torsiyon milinin orta noktasından okunan Von-Mises gerilmesi değeri

153.13 MPa olarak elde edilmiştir (Şekil 3.30). Bu değer, bilgisayar desteği ile yapılan yapısal analiz ile %97,3 oranında örtüşmektedir. Bu sonuçlara göre analizlerde kullanılan modelin doğruluğu kabul edilmiştir.



Şekil 3.29 Sonlu elemanlar analizi sonucu torsiyon mili üzerindeki gerilme değerleri



Şekil 3.30 Yol testleri sonucu torsiyon mili orta bölgesindeki gerilme değerleri

3.3.4 Tasarım Alternatifleri

Doğrulanmış analiz modeli elde edildikten sonra sıkı geçme bağlantı tipinde toplam 6 adet alternatif torsiyon mili tasarımı gerçekleştirilmiştir. Her bir tasarım için doğrulanmış analiz modeli kullanılarak, aynı koşullarda yapısal analizler gerçekleştirilmiş ve yapıda meydana gelen gerilme değerleri kıyaslanarak dayanım durumları incelenmiştir. Torsiyon milinin dış çapının iç çapına oranı dd/di = 1.59 olarak sabit tutulmuş, tasarımsal değişiklik sadece sıkı geçme bölgesi için gerçekleştirilmiştir. Alternatif tasarım-1' de 2 adet freze yüzeyi kullanılmış ve köşelerdeki gerilmeyi azaltmak amacıyla pah kırılmıştır. Alternatif tasarım-2' de köşelerde bulunan pahlar eş yuvarlatmalara dönüştürülerek dairesel toleranslık sağlanmıştır. Burada torsiyon milinin salıncak koluna daha iyi temas sağlayarak kuvvet aktarması hedeflenmiştir. Alternatif tasarım-3' de freze yüzeylerinin yüzey alanı arttırılmış ve gerilmenin dağılması hedeflenmiştir. Alternatif tasarım-4' de 2 adet freze yüzeyi yerine 4 adet freze yüzeyi kullanılmış ve alternatif tasarım-5' de yine bu yüzeylerin yüzey alanı arttırılarak gerilmenin dağıtılması amaçlanmıştır. Son olarak alternatif tasarım-6'da cıvatalı bağlantı denenmiştir. Şekil 3.31' de tüm tasarım alternatifleri gösterilmektedir.



Şekil 3.31 Tasarım alternatifleri

3.3.5 Sıkı Geçme Bölgesinin İncelememesi

Tasarım alternatifleri için gerçekleştirilen yapısal analizlerde, yük girdileri ve sınır şartları doğrulanmış model ile aynı olarak kullanılmıştır. Burada ilk aşamadaki analizlerden tek farkı kullanılan torsiyon mili tasarımına göre modelin güncellenmesidir. Yapısal analizler sırasında sıkı geçme bölgesinde, torsiyon milinin burulması sonucu oluşan yüzey basıncı nedeniyle, freze yüzeyleri üzerinde yüksek gerilmeler meydana geldiği görülmüştür. Böyle bir durumda sıkı geçme bölgesinde freze yüzeyleri ezilerek yüzeyi kavrayamamaya ve burulma momentini salıncak koluna aktaramamaya başlar. Bu sebeple freze yüzeylerinde meydana gelen gerilmelerin uygun aralıkta olması tasarım hedefi olarak belirlenmiştir. Bu durumun incelenmesi amacıyla yapısal analiz modelinden farklı olarak bir alt model kurulmuştur. Kurulan alt modelde yük girdisi olarak torsiyon mili kesitinden okunan en yüksek moment değeri kullanılmıştır. Sürüş esansında meydana gelen değişken yüklemeyi temsil edebilmesi adına, moment yükü yapıya tekrarlı şekilde uygulanmıştır. Analizlerde doğrusal olmayan elasto-plastik malzeme verisi kullanılarak torsiyon milinin freze yüzeylerinde meydana gelen kalıcı şekil değişimleri incelenmiştir. Şekil 3.32' de bağlantı bölgesinin incelenmesi amacıyla kurulan alt model ve freze yüzeylerinde meydana gelen gerilemeler gösterilmektedir.



Şekil 3.32 Sıkı geçme bölgesi için oluşturulan alt model

Şekil 3.33' de, analizlerde uygulanan tekrarlı yükleme soncunda freze yüzeyinde meydana gelen kalıcı (plastik) deformasyon değerleri her bir yükleme adımına bağlı olarak Şekli grafiklerde gösterilmektedir. Şekil 3.34' de ise freze yüzeylerinde meydana gelen değişken deformasyon değerleri gösterilmektedir.



Şekil 3.33 Freze yüzeylerinde meydana gelen plastik deformasyon değerleri



Şekil 3.34 Freze yüzeylerinde meydana gelen değişken deformasyon değerleri

Grafiklerden de anlaşılacağı gibi freze yüzeylerinde meydana gelen plastik şekil değişimleri her adımda artmakta ve bunun sonucunda yapıda ezilme meydana gelmektedir. Bu sebeple freze yüzeylerinde meydana gelen gerilmelerin elastik bölgede kalması tasarım hedefi olarak belirlenmiştir.

3.3.6 Alternatif Tasarımlar İçin Analiz Sonuçları

Analizler sonucunda, torsiyon milinin gövdesinde meydana gelen gerilmeler her bir tasarım alternatifi için karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma yapılırken, malzemenin akma mukavemetinin, parça üzerinde meydana gelen en yüksek Von Mises gerilmesine oranı olarak kabul edilen statik emniyet katsayıları kullanılmıştır. Şekil 3.35'de her bir tasarım alternatifi için statik emniyet katsayıları gösterilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde tüm statik emniyet katsayıları 1.5 değerinin üzerinde olduğundan tüm tasarım alternatifleri için torsiyon mili gövdesi emniyetli bölgededir.



Şekil 3.35 Tasarım alternatifleri için statik emniyet katsayıları

Torsiyon mili sıkı geçme bölgesinde, burulma momentinden kaynaklanan gerilmelere ek olarak sıkı geçme sonucu yüzey basıncından dolayı meydana gelen birleşik gerilmeler sonucu yüksek Von Mises gerilmesi değerleri gözlenmektedir. Şekil 3.36' da sıkı geçme bölgesindeki parça yüzeylerinde meydana gelen Von Mises gerilmeleri gösterilmiştir. Şekil 3.37' de ise bu gerilme değerlerine bağlı olarak belirlenen statik emniyet katsayılarının tasarım alternatiflerine göre değişimleri gösterilmektedir.



Şekil 3.37 Sıkı geçme bölgesinde her bir tasarım alternatifi için statik emniyet katsayıları

Şekil 3.37' de görüleceği gibi en yüksek statik emniyet katsayısına alternatif tasarım-5 isimli tasarım alternatifinde ulaşılmaktadır. Diğer tasarım alternatiflerinde elde edilen statik emniyet katsayıları hedeflenen 1.5 değerinin altında kalmaktadır. Analizlerde kullanılan yükleme durumu, paçanın servis ömrü boyunca maruz kalacağı

yükleme durumuna kıyasla yüksek seviyede olduğundan ve istenen statik emniyet katsayısına ulaşıldığından emniyetli bir tasarım elde edildiği görülmektedir.


BÖLÜM DÖRT DİNAMİK ANALİZLER VE ÖMÜR HESAPLARI

4.1 Giriş

Süspansiyon sistemleri dinamik çalışan yapılar olduğundan, sistemi oluşturan alt parçaların dinamik çalışma koşullarındaki dayanım durumlarının incelenmesi önemli bir kriterdir. Sistemi oluşturan her bir alt parçanın istenen ömür hedefini sağlaması tasarım hedefleri arasında yer almaktadır. Kabin süspansiyonu gibi kritik sistemler sürücü emniyetini doğrudan etkileyen yapılar olduğundan parça tasarımında emniyet kriterinin önemli bir rolü bulunmaktadır.

Bu bölümde tasarımı gerçekleştirilen salıncak kolunun dinamik yükler altında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Parça üzerinde meydana gelen zamana bağlı gerilme değerleri kullanılarak yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmanın son bölümünde ise kabin süspansiyonu sisteminde kullanılan amortisörlerin sönüm karakteristiklerinin değişiminin, salıncak kolu parçasının ömrü üzerine etkisi incelenmiştir.

4.2 Dinamik Sonlu Elemanlar Analizleri

Çalışmanın önceki bölümünde, kabine etkiyen anlık ivme yükleri sonucu, kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen anlık deplasman değerleri analiz girdisi olarak kullanılmıştır. Dinamik analizlerde ise anlık deplasman değerleri yerine, taşıtın yol parkurunda hareketi sonucu yaylarda meydana gelen zaman bağlı deplasman değişimleri analiz girdisi olarak kullanılmıştır.

Transient (zamana bağlı) analiz yöntemi, zaman bağlı yüklerin yapı üzerine etkisi sonucu sistemin dinamik cevabını belirlemeye yarayan analiz yöntemidir. Bu analiz yöntemi yapının ataletini ve sönüm etkilerini dikkate almaktadır. Ayrıca doğrusal olmayan çözüm yöntemini kullanmaktadır. Analiz sırasında çözülen denklemler daha karmaşık olduğundan çözüm süresi statik analiz yöntemine göre çok daha uzundur.



Şekil 4.1 Tek kütleli kütle yay sistemi

$$[M]{\ddot{u}} + [C]{\dot{u}} + [K(u)]{u} = \{F(t)\}$$
(4.1)

Zamana bağlı dinamik analizlerde kullanılan yöntem Şekil 4.1' de tek kütleli kütle yay sistemi ile gösterilmektedir. Bu sistemin hareket denklemi yukarıda verilmiştir. Denklemde [M] kütle matrisini, { \ddot{u} } düğüm noktasının ivme vektörünü, [C] sönüm matrisini, { \dot{u} } düğüm noktasının hız vektörünü, [K(u)] direngenlik matrisini, {u} düğüm noktasının yer değiştirmesini, {F(t)} ise zamana bağlı kuvvet vektörünü belirtmektedir. Formülden de anlaşılacağı gibi zamana bağlı dinamik analizlerin çözümünde sistemin ataleti ve sönüm etkileri de dikkate alınmaktadır (Ansys Theory Reference Release 17, 2015).

4.2.1 Dinamik Yüklerin Belirlenmesi

Dinamik sonlu elemanlar analizlerinde girdi olarak kullanılacak olan kabin süspansiyon sistemi ön bölgesinde yer alan yayların deplasman değerleri sanal taşıt simülasyonları yardımıyla elde edilmiştir. Sistemin kullanıldığı 8x4 kamyonun tam taşıt modeli ADAMS CAR yazılımı yardımıyla oluşturulmuştur. Şekil 4.2' de tam taşıt modeli gösterilmektedir. Tam taşıt modelinde tekerlek süspansiyon sistemi ve kabin süspansiyonu sistemi mafsal noktalarının koordinatları dikkate alınarak kinematik olarak modellenmiştir. Sürücü kabini rijit olarak modellenmiş, ağılık bilgisi ve ağırlık merkezi konumu modele eklenmiştir. Modelde en kötü senaryonun dikkate alınması açısından kabinin boş haldeki ağırlığı kullanılmıştır. Bunun sebebi boş ağırlıkta kabinin ataletinin daha düşük olması ve yanal ivme yükü altında daha fazla yalpa yaparak kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda daha fazla deplasman meydana gelmesidir. Tam taşıt modelinde kamyonun yük taşıyan bölgesi rijit bir kiriş olarak modellenmiş ve kirişin ağırlık merkezinin konumu aracın yüklü durumda ölçülen ağırlık merkezin konumuna göre ayarlanmıştır.



Şekil 4.2 Tam taşıt modeli

Dinamik yükleri elde etmek için kurulan tam taşıt modeli, Belçika kaldırımı (Belgian pave) yol profili üzerinde hareket ettirilerek dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Belçika kaldırımı, otomotiv sektöründe parça ömür testlerinde sıklıkla kullanılan bir yol profilidir. Bu yol profili, birbirinden farklı taş blokların rastgele ve sık bir şekilde dizilmesiyle meydana gelmektedir. Bu dizilim sonucu yol üzerinde çok sayıda küçük tümsek ve çukurlar oluşmakta ve yapıya yüksek frekanslarda yol yükleri uygulamaktadır. Şekil 4.3' de Belçika kaldırımı yol profili gösterilmektedir.



Şekil 4.3 Belçika kaldırımı (Belgian Pave) yol profili (Kanchwala, 2020)

Tam taşıt modeli kullanılarak ADAMS Car programı yardımıyla gerçekleştirilen ÇCD analizleri sonucunda elde edilen yay deplasman değerleri Şekil 4.4'de gösterilmektedir. Şekilde mavi ile gösterilen eğri sürücünün bulunduğu taraf olan aracın sol tarafında bulunan yaydaki deplasman değerlerini, kırmızı ile gösterilen eğri ise aracın sağ tarafında bulunan yaydaki deplasman değerlerini göstermektedir.



Şekil 4. 4 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen deplasmanlar (sağ-sol)

Kabin süspansiyonu ön bölgesinde, sağ ve sol tarafta bulunan yaylar arasındaki deplasman farkı torsiyon milinin burulmasına ve bunun sonucunda salıncak kolu üzerinde yüksek gerilmelerin görülmesine neden olmaktadır. Bu sebeple analizler sonucunda elde edilen sağ ve sol yaylarda meydana gelen deplasmanlar arasındaki farkın incelenmesi, yapı üzerinde meydana gelecek yorulma hasarının değerlendirilmesi konusunda belirleyici olacaktır. Şekil 4.5' de sağ ve sol tarafta bulunan yaylar arasındaki deplasman farkının zaman bağlı grafiği verilmiştir.



Şekil 4.5 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen deplasmanların farkı

Grafikteki deplasman değerleri incelendiğinde, en yüksek deplasman farkının 45mm olduğu görülmektedir. Literatürde bulunan statik ivme yükleri kullanılarak gerçekleştirilen analizler sonucu elde edilen en yüksek deplasman farkı değeri 55.6mm olmaktadır. Bu sonuçla literatürde bulunan statik ivme yüklerinin simülasyonlar sonucu elde edilen dinamik yüklerden daha yüksek olduğu görülmektedir.

Gerçekleştirilecek olan dinamik sonlu elemanlar analizleri zamana bağlı analizler olduğu için çözüm süresini kısaltmak adına deplasman farkının maksimum olduğu ve dolayısıyla salıncak üzerinde maksimum hasara sebep olan yükleme bölgesi analizlerde girdi olarak belirlenmiştir. Şekil 4.6 ve Şekil 4.7' de analizlerde girdi olarak kullanılan deplasman değerleri gösterilmektedir.



Şekil 4.6 Kabin süspansiyonu ön bölgesinde bulunan yaylarda meydana gelen deplasman değerlerinin tamamı (sağ-sol)



Şekil 4.7 Analizlerde kullanılan dinamik yük girdileri (sağ-sol)

4.2.2 Sınır Şartları ve Analiz Modeli

Analizde kullanılan sonlu elemanlar mesh modeli, bağlantı bölgeleri ve sınır şartları salıncak kolu tasarımı aşamasında gerçekleştirilen analizler ile aynı olarak belirlenmiştir. İlk durumdan farkı burada pistonlara anlık deplasman değerleri girilerek statik analizler gerçekleştirmek yerine, zamana bağlı değişken deplasman girdileri kullanılarak zamana bağlı sonlu elemanlar analizlerinin gerçekleştirilmesidir. Kullanılan analiz modeli Şekil 4.8' de gösterilmektedir.



Şekil 4.8 Zamana bağlı sonlu elemanlar analizlerinde kullanılan analiz modeli

4.2.3 Analiz Sonuçları

Zamana bağlı sonlu elemanlar analizleri sonucunda parça üzerinde meydana gelen en yüksek asal gerilmenin zamana bağlı değişimi Şekil 4.9' da gösterilmektedir. Analiz boyunca yapılan yükleme sonucu salıncak kolu üzerinde farklı noktalarda gerilme yığılmaları görülmektedir. Gerilme yığılma bölgelerinin daha iyi anlaşılabilmesi için her bir zaman adımında salıncak kolu üzerinde meydana gelen gerilme sonuçları süperpoze edilerek (üst üste görüntülenerek) tek bir görsel halinde incelenmiş ve salıncak üzerindeki kritik bölgeler belirlenmiştir. Şekil 4.10' da salıncak kolu üzerinde yüksek gerilme görülen kritik noktalar gösterilmektedir.



Şekil 4.9 Parça üzerindeki en yüksek asal gerilmenin zamana bağlı değişimi



Şekil 4.10 Salıncak kolu üzerinde yüksek gerilme görülen kritik noktalar (En yüksek asal gerilme sonuçları)

Şekil 4.11 ve Şekil 4.14 aralığında, her bir kritik gerilme bölgesi için gerilmenin meydana geldiği zaman adımındaki anlık sonuçlar paylaşılmıştır. Bu kritik noktalardan en yüksek gerilme değerine sahip olan Şekil 4.11'de gösterilen orta boşaltma bölgesinde radyusun üzerinde meydana gelmektedir. Meydana gelen en yüksek asal gerilme değeri anlık 262.61MPa olmaktadır. İkinci en yüksek gerilme değerine sahip kritik bölge Şekil 4.12'de gösterildiği gibi yine orta boşaltma radyus bölgesi üzerinde görülmektedir. Bu bölgedeki en yüksek asal gerilme değeri 255.79MPa olmaktadır.



Şekil 4.11 Kritik bölge 1 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu



Şekil 4.12 Kritik bölge 2 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu

Üçüncü kritik bölge Şekil 4.13' de gösterilen salıncak kolunun torsiyon miline bağlandığı bölgedeki yuvarlatma üzerinde meydana gelmektedir. Bu bölge için gerilme değeri 225.54MPa olmaktadır. Dördüncü ve son kritik bölge Şekil 4.14' de gösterilen salıncak kolu dış tarafında bulunan yuvarlatma üzerinde meydana gelmektedir. Bu bölge için gerilme değeri 187.93MPa olmaktadır



Şekil 4.13 Kritik bölge 3 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu



Şekil 4.14 Kritik bölge 4 için anlık en yüksek asal gerilme sonucu

4.3 Yorulma Analizleri

Zamana bağlı sonlu elemanlar analizleri sonucu salıncak kolu üzerinde meydana gelen en yüksek asal gerilmeler elde edildikten sonra, bu gerilmeler kullanılarak, NCODE yazılımı yardımı ile yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Salıncak kolu üzerinde meydana gelen gerilme değerleri, parça ömrü için belirlenen hedef kilometre değerini sağlaması açısından 1e6 çevrim kadar tekrarlanarak, her bir zaman adımında meydana gelen hasarların toplamı sonucu parça üzerinde meydana gelen eşdeğer birikimli hasar elde edilmiştir.

Parça üzerinde meydana gelen gerilmeler yüksek sayıda tekrar ettiği için SN yorulma analizi yöntemi tercih edilmiştir. Analizlerde GGG60 döküm malzeme için SN eğrisi kullanılmıştır. Şekil 4.15' de kullanılan SN eğrisi gösterilmektedir.



Şekil 4.15 GGG60 SN eğrisi (R. Ulewicz, F. Nový, J. Selejdak. Fatigue strength of ductile iron in ultrahigh cycle regime. Advanced Materials Research, 874 (2014), 43–48.)

Makine elemanlarında hasar, genelde parçanın yüzeyinde başlayan kılcal çatlaklar sonucu meydana gelmektedir. Bu çatlaklar zamanla ilerleyerek parçada hasara neden olmaktadır. Kılcal çatlaklar genelde parça yüzeyinde oluşan çeki gerilmeleri sebebi ile meydana gelmektedir. Bu nedenle yorulma analizlerinde, sonlu elemanlar analizleri sonucu her bir düğüm noktasında meydana gelen en yüksek asal gerilmeler kullanılmıştır.

Salıncak üzerinde meydana gelen gerilmeler asimetrik olduğundan, yükleme sırasında parça üzerinde ortalama gerilmeler meydana gelmektedir. Çeki yönünde çalışan ortalama gerilmeler genelde parçanın ömrünü azaltan bir etkiye sahiptir. Yükleme sırasında meydana gelen ortalama gerilemelerin parçanın ömrü üzerine etkisini analizlerde dikkate almak için Goodman ortalama gerilme teorisi kullanılmıştır.

4.4 Yorulma Analizi Sonuçları

Sabit genlikli yükleme durumu için parça üzerinde meydana gelen hasar, yüklemenin çevrim sayısının, parçanın aynı yükleme genliğindeki dayanabileceği maksimum çevrim sayısına oranı olarak ifade edilmektedir (Budynas ve diğer., 2011).

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \tag{4.2}$$

Formülde D_i parça üzerinde yüklemeden kaynaklı meydana gelen hasarı belirtmektedir. n_i Sabit bir gerilme genliği için yüklemenin çevrim sayısını, N_i ise parçanın SN eğrisine göre bu gerilme genliğinde dayanabileceği en yüksek çevrim sayısını belirtmektedir. Salıncak kolu üzerinde meydana gelen farklı genlikteki gerilmeler blok diyagramlar haline getirilmiş ve Miner teorisine göre parça üzerindeki toplam hasar elde edilmiştir.



Şekil 4.16 Yorulma analizleri sonucu parça üzerinde hasar meydana gelen bölgeler

Gerçekleştirilen SN yorulma analizleri sonucu, salıncak kolu üzerinde hasar meydana gelen 4 adet kritik bölge Şekil 4.16'da gösterilmektedir. Sonlu elemanlar analizlerinde gerilme yığılması görülen kritik bölgeler detaylı olarak gösterilmiştir. Aynı bölgelerde yüksek gerilme değerlerinden dolayı hasar meydana geldiği analiz sonuçlarında görülmektedir. Kritik bölgeler incelendiğinde parça üzerinde meydana gelen en yüksek hasarın 0.7814 olduğu görülmektedir. Salıncak kolu üzerinde meydana gelen en yüksek hasar 1'den küçük olduğundan, gerçekleştirilen yorulma analizlerinde salıncak kolunun hedeflenen çevrim sayısını karşıladığı görülmektedir.

4.5 Sönüm Karakteristiklerinin Parça Ömrüne Etkisinin Değerlendirilmesi

Bu bölümde, kabin süspansiyonu sisteminde farklı sönüm karakteristiklerine sahip amortisörler kullanılması durumunda, salıncak kolu üzerinde meydana gelen hasarlar karşılaştırılarak, kabin süspansiyonlarında amortisör seçiminin salıncak kolunun dayanımı üzerine etkisin araştırılması hedeflenmiştir.

4.5.1 Amortisör Sönüm Karakteristiklerinin Elde Edilmesi

Amortisörler için kullanılan sönüm karakteristikleri, sönüm kuvvetinin piston çalışma hızına göre değişimi olarak belirlenmektedir. Kullanılan amortisörün sönüm faktörü, eğri üzerinde belirlenen çalışma hızına ait noktaya çizilen teğetin eğimi olarak elde edilmektedir. Basitçe şu şekilde elde edilir (Kuralay, 2008):

$$c = \frac{F}{\nu^n} \quad , \qquad n < 1 \tag{4.3}$$

Kabin süspansiyonunda kullanılan amortisörün aynı hızlarda gösterdiği tepki kuvvetleri %20 ve %50 arttırılıp azaltılarak, toplamda 5 adet farklı amortisör sönüm karakteristiği elde edilmiştir. Şekil 4.17'de, elde edilen amortisör sönüm karakteristiklerinin eğrileri görülmektedir. Tam taşıt modeli ile gerçekleştirilen analizler bu farklı amortisör karakteristik eğrileri kullanılarak tekrarlanmıştır.



Şekil 4.17 Sistemde kullanılan amortisör sönüm karakteristikleri

4.5.2 Farklı Sönüm Karakteristiklerine Göre Dinamik Yüklerin Değişimi

Tam taşıt modelinde, kabin süspansiyonu sisteminde kullanılan amortisörlerin sönüm değerleri, elde edilen sönüm karakteristiklerindeki değerlere göre güncellenerek ÇCD analizleri tekrarlanmıştır. Analizler sonucunda 5 farklı sönüm karakteristiği için toplamda 5 adet dinamik yük geçmişi elde edilmiştir. Şekil 4.18'de elde edilen dinamik yükler her bit sönüm karakteristiği için ayrı ayrı gösterilmektedir.

Salıncak kolu üzerinde meydana gelen gerilmeler, yaylar arasındaki deplasman farkı sonucu yapının burulmasıyla meydana geldiği için, elde edilen yük geçmişlerinin sistem üzerindeki etkisini daha iyi anlamak adına, sağ ve sol yaylardaki deplasmanların farkları Şekil 4.19'da grafik olarak gösterilmektedir. Grafikten de anlaşılacağı üzere kullanılan amortisörün aynı çalışma hızındaki sönüm kuvvetini arttırmak (amortisörü sertleştirmek), elde edilen deplasman farkını azaltmakta, tam tersi durumda ise deplasman farkı artmaktadır.



Şekil 4.18 Farklı sönüm karakteristiklerinde dinamik yüklerin değişimi



Şekil 4.19 Farklı sönüm karakteristiklerinde dinamik yüklerin farklarının değişimi

4.5.3 Farklı Sönüm Karakteristiklerine Göre Gerilmelerin Değişimi

ÇCD ve sonlu elemanlar analizleri sonucu, farklı sönüm karakteristiklerine göre salıncak kolu üzerinde meydana gelen en yüksek asal gerilmeler, her bir sönüm karakteristiği için ayrı ayrı Şekil 4.20'de gösterilmektedir.



Şekil 4.20 Farklı sönüm karakteristiklerine göre en yüksek asal gerilmenin zaman bağlı değişimi

Sonuçlardaki gerilme geçmişlerinin karşılaştırılabilmesi, için her bir gerilme geçmişinin RMS değerleri Şekil 4.21'de gösterilmektedir. RMS değer (karekök ortalama) pozitif ve negatif yönlü dalgaların büyüklüklerinin ölçülmesinde kullanılan istatiksel bir yöntemdir (Bauer, 2022).

$$\sigma_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n}} \sum_{i=1}^{n} \sigma_i^2 = \sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \dots + \sigma_n^2}{n}}$$
(4.4)

Bağıntıda kullanılan σ değeri zamana bağlı gerilme geçmişi grafiğinde her bir zaman adımına ait gerilme değerini göstermektedir. N değeri ise her bir zaman adımına ait gerilme değerlerinin toplam sayısını ifade etmektedir. Bağıntıdan anlaşılacağı gibi karekök ortalama her bir zaman adımında meydana gelen gerilme değerlerinin karelerinin toplamının, adım sayısına bölünerek karekökünün alınması ile ifade edilmektedir.



Şekil 4.21 Her bir sönüm oranı için meydana gelen gerilmelerin RMS değerleri

Sonuçlar incelendiğinde kabin süspansiyonu sisteminde kullanılan amortisörlerin nominal sönümleme katsayısı için parça üzerinde meydana gelen gerilmelerin RMS değerinin $\sigma_{rms_{nominal}} = 131.2MPa$ olduğu görülmektedir. Sönüm katsayısı %20 ve %50 arttırıldığında RMS gerilme değerleri sırasıyla $\sigma_{rms_{c1.2}} = 122.5MPa$ ve $\sigma_{rms_{c1.5}} = 99.6MPa$ olduğu görülmektedir. Sistemde daha sert amortisörler kullanıldğında yapıda meydana gelen RMS gerilme değerleri 1.2c için %6 ve 1.5c için %24 oranında azalmaktadır. Sönüm katsayısı sırasıyla %20 ve %50 azaldığında ise parça üzerinde $\sigma_{rms_{c0.8}} = 135.2MPa$ ve $\sigma_{rms_{c0.5}} = 156.4MPa$ RMS gerilme değerleri görülmektedir. Kullanılan amortisörlerin yumuşaklaştırılması sonucu paça üzerinde meydana gelen gerilmeler 0.8c için %4 ve 0.5c için %20 artmaktadır. Sonuç olarak sistemin sönüm oranın, tasarımı gerçekleştirilen parçanın emniyeti açısından değerlendirilmesi gereken bir parametre olduğu anlaşılmaktadır.

4.5.4 Farklı Sönüm Karakteristiklerine Göre Yorulma Hasarının Değişimi

Farklı sönüm karakteristikleri kullanılarak gerçekleştirilen yorulma analizlerinin sonucunda, parça üzerinde hasar meydana gelen bölgeler ve hasarların büyüklükleri Şekil 4.22' den Şekil 4.25'e kadar her bir sönüm karakteristiği için ayrı ayrı gösterilmektedir.



Şekil 4. 22 Farklı sönüm katsayıları için meydana gelen hasar sonuçları (0.5c ve 0.8c)



Şekil 4.23 Farklı sönüm katsayıları için meydana gelen hasar sonuçları (1.2c ve 1.5c)

Farklı sönüm oranlarına sahip kabin süspansiyonu sistemlerinde, salıncak üzerinde meydana gelen en yüksek hasar değerleri Şekil 4.26'deki grafik üzerinde karşılaştırılmıştır. Grafikten de görüleceği gibi sönüm oranı %20 arttırıldığında salıncak üzerinde meydana gelen hasar 0.36 olurken, sönüm oranı %50 arttırıldığında gerilmelerin malzemenin SN eğrisinin yataylaştığı sonsuz mukavemet sınırının altına indiği ve hasarın 0 olduğu görülmektedir. Kullanılan nominal değerden %20 daha az sönüm oranına sahip amortisör kullanılması sonucu salıncak üzerinde meydana gelen hasar 7.285 olurken, sönüm oranı %50 arttırıldığında ise hasar değeri 13,86 olmaktadır.



Şekil 4.24 Farklı amortisör karakteristiklerine göre yapıda meydana gelen maksimum hasar değerleri

Yukarda belirtilen sonuçlar ışığında kabin süspansiyonu sisteminde kullanılan amortisörlerin sönüm oranının azaltılması durumunda hasar eğilimin arttığı ve bu nedenle de tasarım aşamasında kullanılacak olan amortisörlerin sönüm karakteristiklerinin salıncak kolunun emniyet katsayısına etkisinin göz önüne alınması gerekir.

BÖLÜM BEŞ SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışma kapsamında, 8x4 kamyonda kullanılan kabin süspansiyonu sistemine ait düşey yönde yaylanma hareketini sağlayan salıncak kolunun, topoloji optimizasyonu yardımıyla bilgisayar destekli tasarımı gerçekleştirilmiş ve kabin süspansiyonunda kullanılan amortisör sönüm karakteristiklerinin, tasarımı gerçekleştirilmiş parçanın ömrü üzerine etkisi incelenmiştir.

Çalışmanın ilk bölümünde, literatürde bulunan yükleme koşulları sonucu, parça üzerinde meydana gelen gerilme dağılımları girdi olarak kullanılarak, topoloji optimizasyonu yöntemi yardımı ile minimum ağırlık ve maksimum rijitlik hedefleri göz önünde bulundurularak salıncak kolunun bilgisayar destekli tasarımı gerçekleştirilmiştir.

Salıncak kolunun torsiyon mili ile bağlantı bölgesi, kaynaklı bağlantının üretim aşamasında meydana gelen zorluklar nedeniyle yeniden çalışılmış ve sıkı geçme bağlantı tipine geçilmiştir. Bu bağlantı tipi için toplamda 6 adet farklı torsiyon mili tasarımı çalışılmıştır. Yol testlerinden elde edilen yük verileri, bilgisayar destekli analizlerde girdi olarak kullanılmış ve analiz sonuçları test sonuçlarıyla doğrulanmıştır. 6 adet torsiyon mili tasarımı içeresinden en uygun tasarım doğrulanmış analiz sonuçlarına göre elde edilmiştir.

Çalışmanın ikinci bölümünde ise ADAMS Car yazılımı ile 8x4 kamyonunun tam taşıt modeli kurulmuş ve belirlenen yol profili üzerinde araç koşturularak kabin süspansiyonu yaylarında meydana gelen zamana bağlı deplasman değişimleri elde edilmiştir. Elde edilen deplasman değerleri kullanılarak salıncak kolunun zamana bağlı sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve analiz sonucu parça üzerinde meydana gelen zamana bağlı gerilme değerleri girdi olarak kullanılarak parçanın yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Son aşamada, kabin süspansiyonunda kullanılan amortisörlerin sönüm karakteristikleri değiştirilerek her bir amortisör sönüm karakteristiği için yorulma analizleri tekrarlanmış ve her bir amortisör karakteristiği için salıncak kolu üzerinde meydana gelen hasar değerleri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanabilir;

- Statik yükleme koşulları kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirildiğinde salıncak kolu üzerinde meydana gelen en yüksek asal gerilme değeri 275.06MPa olarak görülürken, sönüm oranı %50 azaltılmış olan kabin süspansiyonu sisteminde gerçekleştirilen dinamik analizler sonucu parça üzerinde meydana gelen en yüksek asal gerilme 357.1MPa olmaktadır. Bu sonuca göre literatürdeki statik ivme yükleri kullanılarak gerçekleştirilen salıncak kolu tasarımı, sistemde farklı sönüm karakteristikleri kullanılması durumunda parça üzerinde meydana gelen gerilmeler arttığından, tasarım aşamasında dinamik koşulların da göz önünde bulundurulması gerekmektedir.
- Kabin süspansiyonu sisteminde kullanılan amortisörlerin sönüm oranı %20 arttırıldığında salıncağın ömrü 2 katına çıkmakta, sönüm oranı %50 arttırıldığında ise salıncak sürekli mukavemet bölgesinde çalışmaktadır. Kullanılan nominal değerden %20 ve %50 daha yumuşak sönüm oranına sahip amortisör kullanılması durumunda salıncağı istenen çevrim oranını sağlayamadığı ve parça üzerinde hasar meydana geldiği görülmüştür. Bu sonuçlar değerlendirildiğinde kabin süspansiyonu sisteminde kullanılan amortisörler sertleştirildiğinde salıncak kolunun yorulma ömrünün arttığı, amortisörler yumuşatıldığında ise yorulma ömrünün azaldığı görülmektedir.

KAYNAKLAR

- ANSYS. (2020). Customer support and help desk. https://www.ansys.com/support
- Bauer. W. (2022). Hydropneumatic suspension systems (2. Baskı), GmbH Germany: Springer-Verlag
- Bendsøe, M. P. ve Sigmund, O. (2003). *Topology optimization theory, methods and application*. Lyngby: Springer
- Blundell, M. ve Harty, D. (2004). *The multibody systems approach to vehicle Dynamics* (1. Baskı). New York: Elsevier
- Breytenbach, B. ve Els, S. P. (2011). Optimal vehicle suspension characteristics for increased structural life. *Journal of Terramechanics*, 48, 397-408
- Budynas, R. G., Nisbett, J. K. ve Shigley, J. E. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. New York: McGraw-Hill.
- Cavazzuti M., (2013). *Optimization methods: from theory to design* (1. Baskı). Berlin: Springer-Verlag
- Çavuşoğlu, N., (1981). *Döküm Teknolojisi 1*, İstanbul Gümüşsuyu: İstanbul Teknik Üniversitesi Matbaası
- Dai, C. ve Liang, J. (2012). Experimental research on a certain light truck cab suspension system effect on ride comfort. *Applied Mechanics and Materials*, 128-129, 1460-1463.
- Ersoy, M. ve Heissing, B. (2011). Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives (1.Baskı). Berlin: Vieweg+Teubner

- Forster, A.W. (1978). A heavy truck cab suspension for improved ride. SAE Transactions, 87 (2), 1899-1916.
- Altair (2021). Free ebook: Practical aspects of structural optimization with altair optistruct. https://altairuniversity.com/free-ebooks/free-ebook-practical-aspects-of-structural-optimization-a-study-guide/
- Fredriksson, H., Stjerndahl A. ve Tinoco J., (2005), On the solidification of nodular cast iron and its relation to the expansion and contraction. *Materials Science and Engineering*, 413–414, 363-372.
- Gu, Z., Mi, C., Wang, Y. ve Jiang, J. (2012). A-type frame fatigue life estimation of a mining dump truck based on modal stress recovery method. *Engineering Failure Analysis*, 26, 89-99
- Hoepke, E., Breuer, S., Appel, W., Brähler, H., Dahlhaus, U., Esch, T., ve diğer. (2008). *Nutzfahrzeugtechnik*. Hollanda: Vieweg+Teubner
- Infante, V., Duarte, P. ve Branco. C. M., (2007). Fatigue analysis of railway coupling joint. *Engineering Failure Analysis*, *14*, *1175-1184*
- Jazar, R. N. (2008). *Vehicle dynamics: theory and applications* (9.Baskı). New York: Springer.
- Johnsen, S. (2013). *Structural topology optimisation*. Yüksek Lisans Tezi, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim / Norveç.
- Kanchwala H., (2020). *Studies in simplified dynamic modeling and characterization of vehicle suspension*. Doktora Tezi, Indian Institute of Technology, Kanpur.

- Kong Y. S., Omar M. Z., Chua L. B. ve Abdullah S. (2014). Fatigue life prediction of parabolic leaf spring under various road conditions. *Engineering Failure Analysis*, 46, 92-103
- Kuralay, N. S. (2008). *Motorlu taşıtlar cilt 1 tahrik ve sürüş sistemleri* (1. Baskı). İzmir: MMO yayınları.
- Larocca, A., Youssef, M., Gadbois, A., Zamfir, D. ve Kubo, P. (2020). Influence of shock absorber damping rates on the fatigue of anti-roll bars of a commercial vehicle. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, Vol. 27, Nos. 1/2, 180– 201.
- Mi, C., Gu, Z., Yang, Q. ve Nie, D. (2012). Frame fatigue life assessment of a mining dump truck based on finite element method and multibody dynamic analysis. *Engineering Failure Analysis*, 23, 18-26
- Olason A. ve Tidman D., (2010). *Methodology for Topology and Shape Optimization in the Design Process*. Yüksek Lisans Tezi, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
- Özmen B., Çoban U., Çanakkale K., Bilal L. ve Topaç M. M. (2022). İnşaat kamyonu kabın süspansiyonlarında kullanılan torsiyon milinin yapısal analizi ve deneysel doğrulaması, *OTEKON 2020*.
- Özmen, B. ve Topaç, M. M. (2022). Effect of damping rate on fatigue failure tendency of a topology-optimised swing arm for a heavy commercial truck cab suspension. *Engineering Failure Analysis, 137, 106276.*
- R. Ulewicz, F. Nový, J. Selejdak. Fatigue strength of ductile iron in ultra-high cycle regime. Advanced Materials Research, 874 (2014), 43–48. https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.874.43

- Reimpell, J., Stoll, H. ve Betzler, J. (2001). *The automotive chassis: engineering principles* (2.Baskı). Oxford: Butterworth-Heinemann
- Schijve, J. (2008). Fatigue of structures and materials (2.Bask1). Delft: Springer.
- Stephens, R. I., Fatemi A., Stephens R. R. ve Fuchs, H. O. (2001). Metal fatigue in engineering (2. Bask1). New York: Wiley
- Tang, G., Zhu, H., Zhang, Y., ve Sun, Y. (2015). Studies of air spring mathematical model and its performance in cab suspension system of Commercial Vehicle. SAE Technical Paper Series. https://doi.org/10.4271/2015-01-0608
- Topaç, M. M., Karaca, M., Aksoy, B., Deryal, U. ve Bilal L. (2020). Lightweight Design of a Rear Axle Connection Bracket for a Heavy Commercial Vehicle by Using Topology Optimisation: A Case Study. *Mechanika*, 26(1), 64-72
- Topaç, M. M., Günal, H. ve Kuralay, N. S. (2008). Arka aks gövdesinde oluşan yorulma hasarının sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi. *Mühendis ve Makine*, 583, 3-10.
- Topaç M. M., Özmen B., Deryal U. ve Selbes O. (2018). Özel tip bir yarı römork için bağımsız süspansiyon sistemi tasarımı: kavramsal tasarım çalışmaları, *Politeknik Dergisi*
- Topaç, M. M., (2010). Torsen diferansiyelinin taşıt seyir dinamiğine etkisinin bir matematiksel taşıt modeli yardımıyla sayısal incelenmesi. Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir.
- Vidal, C., Baptista, R. ve Infante, V., (2019). Experimental and numerical investigation on the fatigue behavior of friction stirred channel plates. *Engineering Failure Analysis*, 103, 57-69

- Wang, D., Jiang, R., Lu, W. ve Liu, H. (2016). Optimization of cab suspension Parameters of self-dumping trucks using grey relational analysis. *The Journal of Grey System*, 28 (2), 76-89.
- Wang, K., ve Gao, F. (2018). Vibration Isolation Analysis and optimization of commercial vehicle cab suspension system. SAE Technical Paper Series. https://doi.org/10.4271/2018-01-1405
- Zeiler, T. A. ve Barkey, M. E. (2001). Design sensitivities of fatigue performance and structural dynamic responses in an automotive application. *Struct Multidisc Optim*, 21, 309–315.
- Zheng, B. (2007). Topology optimization considering design dependent loadings.Doktora tezi, The State University of New Jersey, New Jersey