

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ZIRHLI ARAÇLARDA GÜÇ PAKETİ TAŞIYICI
YAPININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Semih İNYURT

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Neslihan ÖZSOY

Eylül 2021

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ZIRHLI ARAÇLARDA GÜÇ PAKETİ TAŞIYICI
YAPININ BİLGİSAYAR DESTEKLİ YAPISAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Semih İNYURT

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 08.09.2021 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı

Üye

Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Semih İNYURT
08.09.2021

TEŞEKKÜR

Tez hazırlığı sürecinde desteklerinden ötürü değerli danışmanım Dr.Öğr.Üyesi. Neslihan ÖZSOY'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu tez çalışmasının yürütülmesinde edindiğim bilgi ve deneyimi bana sağlayan BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına teşekkürü borç bilirim. Bu çalışmada BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına ait herhangi bir ticari ürün bilgisi kullanılmamıştır.

Hayatım boyunca yanımda olan ve desteklerini esirgemeyen annem, babam ve ağabeyime teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olduğuna inandığım meslektaşım, hayatın her anında olduğu gibi bu çalışmayı gerçekleştirirken de desteğini esirgemeyen eşime sonsuz teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ	v
TABLolar LİSTESİ	vii
ÖZET.....	viii
SUMMARY	ix
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Askeri Araçlarda Yorulma Hasarı ve Ömür	1
1.2. Literatür Araştırması	4
1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı	10
BÖLÜM 2.	
YORULMA TEORİSİ TEMELLERİ	12
2.1. Toplam Ömür Yaklaşımı	12
2.2. Gerinim Ömür Yaklaşımı.....	17
2.3. Kırılma Mekanikği Yaklaşımı.....	20
2.4. Titreşim Hakkında Genel Bilgiler.....	22
2.4.1. Serbest titreşim.....	23
2.4.2. Zorlanmış titreşim.....	25
2.4.3. Mod analizi	28

BÖLÜM 3.

TASARIM VE YÖNTEM.....	30
3.1. Askeri Araçlarda Güç Paketi	30
3.2. Güç Paketi Taşıyıcı Yapının Maruz Kaldığı Yükler.....	35
3.3. Güç Paketi Taşıyıcı Yapının Tasarımı	38
3.3.1. Kaynaklı yapı tasarımı	40
3.3.2. Döküm yapı tasarımı.....	42

BÖLÜM 4.

ANALİZLER	44
4.1. Taşıyıcı Yapının Statik Analizi.....	47
4.1.1. Kaynaklı yapının statik analizi.....	48
4.1.2. Döküm yapının statik analizi	51
4.2. Taşıyıcı Yapının Modal Analizleri	53
4.2.1. Kaynaklı yapının modal analizi	53
4.2.2. Döküm yapının modal analizi.....	54
4.3. Nihai Taşıyıcı Yapının İncelenmesi	55
4.3.1. Nihai yapının statik analizi	56
4.3.2. Nihai yapının modal analizi	58

BÖLÜM 5.

TARTIŞMA VE SONUÇ	60
KAYNAKLAR.....	63
ÖZGEÇMİŞ	66

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

AÖN	: Alt ölü nokta
NVH	: Noise Vibration Harshness
ECM	: Engine Control Module
FE	: Finite Element
FEM	: Finite Element Method
FFT	: Fast Fourier Transform
FRF	: Frequency Response Function
MBS	: Multi Body Simulation
ÜÖN	: Üst ölü nokta

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Statik hasara uğramış hidrolik pompa şaftı.....	2
Şekil 1.2. Dinamik hasara uğramış bir bağlantı elemanı	4
Şekil 2.1. Bir malzemeye ait Wöhler Eğrisi.....	13
Şekil 2.2. A) Tam Tersinir, B) Ötelenmiş, C) Rastgele gerilme çevirimleri	14
Şekil 2.3. Tekrarlı gerilme-çevrim arasındaki ilişki.....	15
Şekil 2.4. Alüminyum bir malzemenin gerilme-ömür eğrisi	16
Şekil 2.5. Birim uzama-ömür eğrisi	19
Şekil 2.6. Gerilme-birim uzama mühendislik ve gerçek eğrileri	20
Şekil 2.7. Basitleştirilmiş serbest titreşim gösterimi.....	23
Şekil 2.8. Basitleştirilmiş sönümsüz serbest titreşim gösterimi	24
Şekil 2.9. Basitleştirilmiş sönümlü serbest titreşim gösterimi	25
Şekil 2.10. Basitleştirilmiş sönümlü zorlanmış titreşim gösterimi	26
Şekil 3.1. Çeşitli amaçlarla kullanılan askeri araçlar	30
Şekil 3.2. Farklı konfigürasyonlarda güç paketleri	31
Şekil 3.3. A) I-tipi motor, B) V-tipi motor.....	32
Şekil 3.4. Askeri araçlara ait şanzıman ve transmisyon örnekleri	33
Şekil 3.5. Güç paketi konsepti	34
Şekil 3.6. Güç paketi dönme eksen ve takoz yerleşimi.....	35
Şekil 3.7. Güç paketi takozlarının yerleşimi	39
Şekil 3.8. Taşıyıcı yapı bağlantı arayüzleri.....	41
Şekil 3.9. Kaynaklı güç paketi taşıyıcı yapının üç boyutlu modeli.....	42
Şekil 3.10. Kaynaklı güç paketi taşıyıcı yapının araç üzerindeki görünümü.....	42
Şekil 3.11. Döküm güç paketi taşıyıcı yapının araç üzerindeki görünümü	43
Şekil 4.1. Mesh atılmış model.....	45
Şekil 4.2. Analiz modeli mesh detayları	46
Şekil 4.3. Nokta kütle ve bağlantı arayüzleri ilişkisi	46

Şekil 4.4. Pasif yapıların tanımlanması.....	47
Şekil 4.5. Çarpma senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı	49
Şekil 4.6. Çarpma senaryosunda kaynaklı taşıyıcı yapı gerilme dağılımı	49
Şekil 4.7. Çukura girme senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı	50
Şekil 4.8. Çukura girme senaryosunda kaynaklı taşıyıcı yapı gerilme dağılımı.....	50
Şekil 4.9. Çarpma senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı	51
Şekil 4.10. Çarpma senaryosunda döküm taşıyıcı yapı gerilme dağılımı	51
Şekil 4.11. Çukura girme senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı	52
Şekil 4.12. Çukura girme senaryosunda döküm taşıyıcı yapı gerilme dağılımı.....	52
Şekil 4.13. Kaynaklı taşıyıcı yapı varlığında yedinci moddaki mod şekli ve deformasyon	54
Şekil 4.14. Döküm taşıyıcı yapı varlığında yedinci moddaki mod şekli ve deformasyon	55
Şekil 4.15. Çarpma senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı	56
Şekil 4.16. Çarpma senaryosunda nihai taşıyıcı yapı gerilme dağılımı	57
Şekil 4.17. Çukura girme senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı	57
Şekil 4.18. Çukura girme senaryosunda döküm taşıyıcı yapı gerilme dağılımı.....	58
Şekil 4.19. Nihai taşıyıcı yapının yedinci moddaki mod şekli ve deformasyonu...	59
Şekil 5.1. Nihai taşıyıcı yapının tasarım iyileştirmesi	62

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 3.1. İçten yanmalı motorlardaki kuvvetler, nedenleri ve etkiler.....	36
Tablo 3.2. St52 malzeme özellikleri	40
Tablo 3.3. GGG50 malzeme özellikleri	43
Tablo 4.1. Güç paketi ağırlık kırılımı.....	46
Tablo 4.2. Takoz rijitlikleri	47
Tablo 4.3. Yapısal dayanımda bazı standart yüklemeler	48
Tablo 4.4. Kaynaklı taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri.	53
Tablo 4.5. Döküm taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri ...	55
Tablo 4.6. Nihai taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri	58

ÖZET

Anahtar kelimeler: Güç paketi taşıyıcı yapı, askeri araçlar, tasarım ve analiz, yapısal analiz

Günümüzün otomotiv endüstrisinde müşteri ihtiyaçlarının ve bu ihtiyaçları karşılamak için gerekli test maliyetlerinin artması üreticileri daha etkin mühendislik çalışmaları gerçekleştirmeye yönlendirmektedir. Bu doğrultuda askeri araç üreticileri personel güvenliği artırmak, araç üzeri sistem ve alt sistem parça dayanımını iyileştirmek ve binek araçlara göre çok daha yüksek olan test maliyetlerini düşürmek için tasarım ve tasarım doğrulama süreçlerine ziyadesiyle önem vermektedir. Bu tez çalışmasında motor, şanzıman ve transfer kutusunu taşıyan güç paketi taşıyıcı yapının, askeri bir aracın çalışma koşulları ve görev profilleri göz önünde bulundurularak tasarım ve bilgisayar destekli analizlerle incelenmesi anlatılmaktadır. Kaynaklı ya da döküm üretim yöntemi ile üretilmesi planlanan güç paketi taşıyıcı yapıda analiz sonuçlarına göre tasarım iyileştirmesi yapılmıştır. Tez çalışmasında ilk olarak literatür araştırmalarında benzer problemleri ele alan çalışmalar incelenmiş, araç üzerindeki parçaların hangi yüklere maruz kaldığı, bu yüklerin tespiti ve malzeme üzerine etkisinin nasıl incelendiği belirlenmiştir. Askeri bir aracın görev profilleri kapsamında yüksek sıklıkla karşılaştığı çarpma ve çukura girme senaryolarında görülen yükler için statik analizler gerçekleştirilmiştir. Statik analiz sonuçlarına göre yaklaşık 48 kg ağırlığındaki St52 malzemeden üretilmesi planlanan kaynaklı taşıyıcı yapıda çarpma senaryosunda 231MPa gerilme görülmüş olup yapı 1,53 emniyet katsayısına sahiptir. GGG50 malzemeden üretilmesi planlanan ve yaklaşık 46kg ağırlığındaki döküm taşıyıcı yapıda ise yine çarpma senaryosunda 122MPa gerilmeler görülmüştür ve yapı 2,62 emniyet katsayısına sahiptir. Titreşim altında sistemin rezonansa girip girmeyeceğinin anlaşılması için yapılan modal analizlerde ise iki üretim yöntemine göre tasarlanan taşıyıcı yapının da motorun tahrik frekansı olan 29 – 124 Hz aralığı dışında kaldığı görülmüştür. İncelenen iki yapının da sistem performansını karşılaması neticesinde maliyet, ağırlık ve güvenilirlik göz önünde bulundurularak döküm yapının tasarım iyileştirilmesine karar verilmiştir. Yapılan tasarım değişiklikleri ile taşıyıcı yapının ağırlığı 38kg'a düşürülmüş ve 8kg hafifletme sağlanmıştır. İyileştirilmiş nihai taşıyıcı yapıda gerçekleştirilen statik analizler neticesinde diğer yapıların aksine en yüksek gerilme çukura girme senaryosunda 192MPa olacak şekilde görülmüştür ve yapı 1,67 emniyet katsayısına sahiptir. Modal analizler kapsamında ise ilk altı rijit gövde modundan sonra yedinci modda doğal frekansın 214Hz olduğu görülmüştür. Bu değer motor tahrik frekansları dışında olmasından sistemin rezonansa girmeyeceği ve güvenli olacağı sonucu çıkarılmıştır.

COMPUTER AIDED STRUCTURAL ANALYSIS OF POWER PACK CARRIER STRUCTURE IN ARMORED VEHICLES

SUMMARY

Keywords: Power pack carrier structure, military vehicles, design and analysis, structural analysis

In today's automotive industry, the increase in customer needs and the test costs required to meet these needs lead manufacturers to perform more effective engineering studies. Accordingly, military vehicle manufacturers attach great importance to design and design verification processes in order to increase personnel safety, improve on-vehicle system and subsystem component strength and reduce test costs which are much higher than passenger vehicles. In this thesis, the design and computer aided analysis of the power pack carrier structure carrying the engine, transmission and transfer case of a military vehicle, taking into account the operating conditions and mission profiles are explained. According to analysis results, a design improvement has been made on the power pack carrier structure, which is planned to be produced by welded or casting production method. In this thesis study, firstly, studies dealing with similar problems in literature research were examined; it has been determined that the parts on the vehicle are exposed to which loads, the determination of these loads and how their effects on the material are examined. Static analysis were carried out for the loads in crash and bump scenarios that a military vehicles encounter with high frequency within the scope of its mission profiles. According to the static analysis results of the welded carrier structure which is planned to be produced from St52 material weighing approximately 48kg, 231MPa stress was observed in the crash scenario and the structure has a safety factor of 1,53. For the cast carrier structure, which is planned to be produced from GGG50 material weighing approximately 46kg, 122MPa stress was observed in the crash scenario and the structure has a safety factor of 2,62. In the modal analyzes carried out to understand whether the system will resonate under vibration, it has been observed that the carrier structure designed according to the two production methods is out of the range of 29 – 124 Hz, which is driving frequency of the engine. As the two structures examined meet the system performance, it was decided to improve the design of the cast structure by considering the cost, weight and reliability. With the design changes, the weight of the carrier structure has been reduced to 38kg and 8kg of lightening has been achieved. As a result of the static analyzes carried out on the improved final carrier structure, unlike other structures, the highest stress was found as 192MPa in the bump scenario and the structure has a safety factor of 1,67. Within the scope of modal analysis, after the six rigid body modes, the natural frequency in the seventh mode was found as 214Hz. Since this value is out of the engine drive frequencies, it is concluded that the system will not resonate and will be safe.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Askeri Araçlarda Yorulma Hasarı ve Ömür

Otomotiv endüstrisinde yaşanan rekabet, müşterilerin ihtiyaçları ve talepleri doğrultusunda her geçen gün artmakta ve üreticileri daha kaliteli ürün üretmeye zorlamaktadır. Bu nedenle üreticiler müşteri taleplerini karşılayabilmek ve daha iyi ürünler ortaya çıkarabilmek için kendilerini sürekli geliştirmektedir. Daha iyi ürün ve hizmet sağlayabilmek için ihtiyaç duyulan mühendislik hesaplamalarının artışı ürünlerin güvenilirliğini ve servis ömrünü artırmıştır.

Kullanım koşulları ve görev profilleri göz önünde bulundurulduğunda askeri araçlar ömürleri boyunca çok farklı yüklere maruz kalmaktadır. Bu yükler aracın kullanım amacına, kullanıldığı ortamdaki yol tipine ve sürücü davranışlarına göre önemli ölçüde değişkenlik göstermektedir.

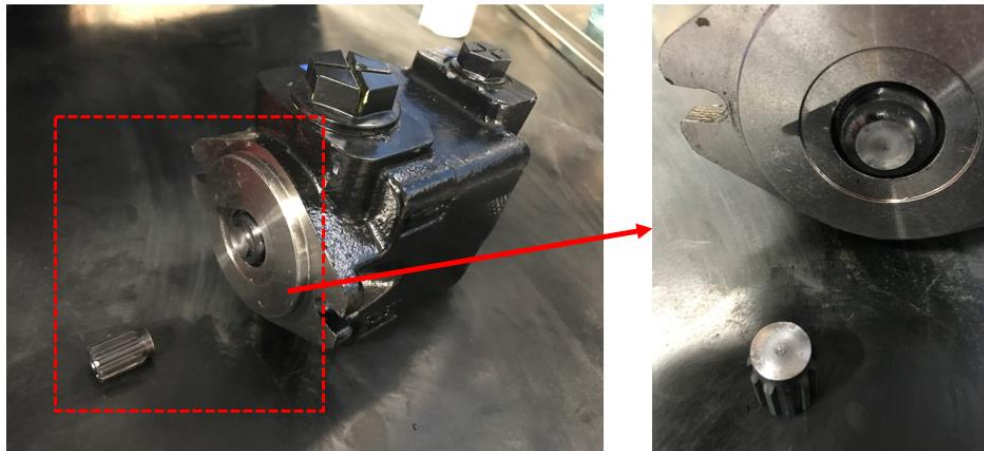
Askeri araçlar üzerinde bulunan parçalar üreticinin verdiği garanti boyunca beklenen performansı sağlayacak şekilde tasarlanır. Askeri araçlar doğası gereği kullanım esnasında mayın ve balistik şok tehditi ile karşı karşıyadır. Bu yüzden araç üzerindeki parçaların tasarım, test ve doğrulamaları bu tehditler göz önünde bulundurularak yapılır. Binek araçlar ve ağır ticari araçlar için ortalama bir kullanım ömrü belirtilse de, askeri araçlar için ortalama bir ömür belirtmek mümkün değildir.

Araçlarda meydana gelen hasarlar kullanıcı hatasından kaynaklanabileceği gibi, aracın kullanımı esnasında da meydana gelebilir. Gerek araç gövdesi, gerekse alt sistem ve alt sistem parçaları yalnızca tekil yüklere maruz kalmayıp, tekrarlı yüklere de maruz kalırlar. Aracın kullanımı esnasında yoldan gelen yüklere ek olarak motor ve aktarma organlarından gelen yükler yapısal parçaları, alt sistem ve alt sistem parçalarını

deformasyona uğratarak bu parçalarda hasara sebep olabilir. Hasara uğrayan parçaların tespit edilmesi, özellikle askeri araçlarda can kaybını önlemek için kritik önem arz etmektedir.

Kara araçlarında bulunan sistem ve bileşenlerinde genellikle statik ve dinamik olmak üzere iki tip hasar meydana gelir.

Askeri araçlarda mayın etkisi ve isabet alma gibi durumlar göz önünde bulundurulduğunda özellikle bağlantı elemanlarında ve taşıyıcı yapılarda statik hasar görülür. Statik hasar, parçanın akma ya da kopma mukavemetinin üzerinde bir yüke maruz kalması neticesinde meydana gelir. Statik hasarlar dış etmenler kaynaklı olabileceği gibi, parçanın montajlanması esnasında bağlantı elemanlarının olması gereken değerden yüksek değerlere torklanması neticesinde de görülebilir. Şekil 1.1.'de aşırı yüke maruz kalma sonucu deformasyona uğramış bir pompa shaftı görülmektedir.



Şekil 1.1. Statik hasara uğramış hidrolik pompa shaftı

Statik hasarlara ek olarak, görev yaptığı koşullar göz önüne alındığında askeri araçlar daha çok dinamik hasarlara maruz kalırlar. Özellikle arazi koşullarında askeri araçların tekerleklerine ya da paletlerine gelen yol yüklerine ek olarak sürekli bir titreşim kaynağı olarak kabul edilen motor ve aktarma organları kaynaklı yükler araç üzerindeki parçalarda deformasyona sebep olur. Bu deformasyonların aracın kullanım ömrü boyunca etkimesi parçalarda hasar meydana getirebilir.

Araç üzerindeki farklı kaynaklı yüklerin oluşturduğu titreşim her ne kadar parçanın akma mukavemetinden düşük olsa da bir hasara sebep olur ve buna yorulma hasarı denir. Parçaların servis ömrünü belirleyen ve hasarların oluşmasındaki en önemli faktörlerden biri yorulmadır. Parça üzerinde herhangi bir bölgede oluşan çatlak zamanla ilerleyerek büyür ve hasar meydana gelir. Askeri araçların yapısal parçalarında meydana gelen hasarların çoğu yorulma kaynaklıdır.

Yorulma hasarı tipi her parçanın fonksiyonuna ve maruz kaldığı yüke göre değişkenlik gösterir. Motor kompartımanı içerisinde yer alan ve motordan kaynaklanan ısıya maruz kalan dişli kutusu, egzoz bağlantı elemanı gibi parçalar termal yorulmaya maruz kalırken, yoldan gelen titreşimlerin doğrudan etkisi altında kalan süspansiyon, şasi, araç gövdesi gibi sistemlerde ise statik yorulma meydana gelir. Bu sistemler üzerindeki parçalara gelen yükler genellikle etkiyen yük frekansının parçanın doğal frekansına göre düşük seviyelerde olduğu görülmektedir.

Statik yorulma dışında araç üzerindeki parçalarda görülen bir diğer yorulma ise titreşim yorulmasıdır. Araç üzerine bağlantı elemanları ya da braketler vasıtasıyla montajlanmış soğutma paketi, filtreler, sis havanları, yakıt tankları gibi sistem ve parçaların taşıyıcı yapılarında görülen yorulma türüdür. Statik hasarın tam tersine, araç üzerine etkiyen yüklerin frekansı ile hasara uğrayan sistemlerin doğal frekanslarının birbirine çok yakın olması, parçaların ve dolayısıyla sistemlerin titreşim altında hasara uğramasına neden olur. Şekil 1.2.'de belirli bir çevrimde titreşim etkisi altında hasara uğramış bir bağlantı elemanı görülmektedir.



Şekil 1.2. Dinamik hasara uğramış bir bağlantı elemanı

Parçanın birinci doğal frekansı ile üzerine etkiyen yüklerin frekansının birbirine yakınlığı parçanın maruz kaldığı yorulma tipinin belirlenmesindeki en önemli parametredir. Parça üzerine etkiyen yükün frekansı, parçanın doğal frekansının üç katından fazla ise parça statik yorulmaya, parçanın doğal frekansına yakın ise parça dinamik yorulmaya maruz kalır. Yorulma tiplerinin belirlenmesi ve parçanın beklenen seviyede güvenli olması için sonlu elemanlar modeli oluşturulur ve gerekli Noise Vibration Harshness (NVH) analizleri gerçekleştirilir.

1.2. Literatür Araştırması

Literatür araştırmaları yapılırken bu çalışmada incelenecek güç paketi taşıyıcı yapının maruz kaldığı yol, motor ve aktarma organları yükleri altında yorulma hasarına uğramış parçaların incelendiği birçok çalışma gerçekleştirildiği görülmüştür. Araştırmacılar genellikle hasara sebep olabilecek titreşim kaynaklarının anlaşılması üzerine çalışmış, bunu da NVH yaklaşımıyla ve yaptıkları modal analizler yardımıyla doğrulamaya çalışmışlardır.

Brown ve Allemang takım tezgahlarında takırtı olarak tanımlanan kendinden uyarımlı titreşim probleminin çözümü için yola çıkmış ve deneysel modal analizin tarihsel perspektifini gözden geçirmiştir. Deneysel ölçümlerin ve modal analizin başlangıcı için muhtemel bir çok seçenek olsa da Wheatstone Bridge (1843), hatta daha da geri gidilecek olursa Fourier (1822) veya Prony (1793) olarak kabul edilebilir. Ancak kuvvet ve hareket ölçümlerinin doğru bir şekilde kaydedilebilmesi, deneysel modal analiz teorisinin literatürde geliştirilmesi ve ticari uygulamaların modal analizi kullanmaya başlaması 1960'lı yılları modern deneysel modal analiz çağının başlangıcı olarak verir. Ayrıca Fast Fourier Transform (FFT) algoritması, FFT Fourier analiz sistemi, gerçek zamanlı analizör ve izleme filtresi gibi önemli teknolojik gelişmeleri tanımlamışlardır. Yapılan çalışmalarda Cincinnati Üniversitesi'nin yaptığı katkıları ve oynadığı rolü özellikle belirtilmiştir [1].

Brown ve ark. deneysel olarak ölçülen frekans tepkisinden veya birim uyarı cevabından yola çıkarak frekans, sönümlenme ve mod şekli gibi modal parametreleri belirlemek için kullanılabilen parametre tahmin teknikleri üzerine çalışmış ve bunları tek serbestlik dereceli yaklaşımlar ve çok serbestlik dereceli yaklaşımlar üzere ikiye ayırmışlardır [2].

Rahman ve ark. serbest pistonlu bir motorun silindir bloğu üzerine gelen yüklerin neden olduğu yorulma hasarını incelemişler ve silindir bloğu için en uygun malzeme ve ömür çıkarımını yapmışlardır. Bu çalışmayı yaparken zaman alanında yapılan yoğun bir geçici dinamik analize göre çözümü basitleştireceği düşüncesiyle frekans alanına dayalı bir sonlu eleman analizi gerçekleştirmişlerdir [3].

Avitabile yaptığı çalışmada basit bir plakayı ele alarak bir yapının nasıl titreştiğini ve teorik olarak açıklanmakta zorlanılan yapısal dinamik problemlerin matematiksel ifadeler kullanılmadan nasıl çözülebileceğini tanımlamıştır. Ayrıca uyumluluk, Frequency Response Function (FRF), FFT gibi modal analizde kullanılan terimleri açıklayarak yapmış olduğu sarsıcı test ve darbe testi neticesinde elde ettiği değerleri de veri toplama detayları ile incelemiştir [4].

Pandiyanayagam ve ark. çeşitli yaklaşımlarla rastgele titreşim yorulması metodolojisini bir kiriş örneği üzerinden incelemişlerdir. Oluşturdukları modelin modal yanıtı sürekli sistemlerin titreşimi teorisi ile elde edilmiş ve aynı model sonlu elemanlar yöntemiyle ve deneylerle de incelenmiştir. Parçanın modal frekansları, mode şekilleri ve dinamik özellikleri belirlenerek sonuçlar detaylı bir şekilde karşılaştırılmış ve farklı yöntemlerle alınan bu sonuçlar iyi bir korelasyon göstermiştir. Öte yandan dinamik analizlerde sönümleme oranının çok önemli olduğuna işaret ederek üç bant tekniğine göre yorulma ömrü tahmini yapmıştır [5].

Masashi ve ark. motorsiklet egzoz sistemi için yorulma ömrü tahmini yaptıkları bir çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada yorulma ömrünü tahmin edebilmek için motordan kaynaklı titreşimlerin analiz edilmesini ve egzoz sisteminin titreşim özelliklerinin modellenmesini sağlayarak kaynaklı bağlantılarda meydana gelen yorulma hasarını incelemişlerdir. İzledikleri yöntemi doğrulamak için de egzoz susturucusunun bir bileşeni üzerinde yaptıkları titreşim testi ile nümerik sonuçlarını karşılaştırarak iyi bir korelasyon elde etmişlerdir [6].

Jadhav yapmış olduğu çalışmada güç aktarma sisteminden gelen dişli takırtısı ve dişli vınlaması olarak bildirilen gürültüyü azaltmaya odaklanmıştır. Dişli tasarımı ve kavrama damper performansını optimize ederek bu gürültü ve titreşim sorununu çözmeyi hedeflemiştir. Bu optimizasyonu gürültü ve titreşim kaynaklarının tanımlamasını yaparak transmisyonun burulma titreşim ve analizlerini gerçekleştirmiştir. Analizler esnasında gelişmiş zaman alanı tabanlı, FFT, merteye ve burulma analizi tekniklerini uygulanması gerekli bilgilerin elde edilmesine yardımcı olmuştur. Bu kapsamda yapılan NVH optimizasyonun güç aktarma sistemi gürültüsünü yeterince istenen bir seviyeye düşürmede önemli bir rol oynadığı çıkarımını yapmıştır [7].

Vasudeva ve Soundararajan fren tablası titreşim yorulma ömrünü tanımlamak için frekansa dayalı yorulma hesaplamasını kullanarak bir simülasyon prosedürü oluşturmuşlardır. Oluşturdukları simülasyonun her adımını test koşullarıyla ilişkilendirerek sonlu elemanlar modelini güncellemişlerdir. Bu şekilde yaptıkları her

optimizasyonu tasarıma girdi olarak kullanmışlardır. Önerilen analiz tekniği, erken ürün arızası gibi durumları belirleme yeteneğine sahip olmakla birlikte ürün geliştirme süresini azaltabilir ve ürün dayanıklılığını artırabilir [8].

Lin d'Alembert'in sonlu elemanlar tabanlı hesaplama yönteminin doğruluğunu iki direksiyon bağlantılı sistem prototipinin titreşim yorulma ömrünün hesabını yaparak gösterecektir. Bu yöntemin bazı avantaj ve dezavantajları vardır. Bu yöntem ivme içerir ve yarı-statik sonlu elemanlar yorulma hesabına göre daha doğru yorulma tahmini tahmini yapar. Ayrıca, yarı-statik sonlu eleman tabanlı yorulma hesabının basitliğini ve etkinliğini korur. Bu yöntemin dezavantajı ise gerçek yol yükü verilerine ihtiyaç duymasıdır. Bu yüzden çalışmayı yapabilmek için benzer bir araçtan mevcut hızlanma verilerini belirlemek ve toplamak gerekmektedir [9].

Kandreegula ve ark. kardan mili montaj braketinin sonlu elemanlar yöntemine göre incelenmesi ve doğrulamasına yönelik bir araştırma yapmışlardır. Kardan mili montaj braketinin performansının kesin tahmini için üç adımda modal analiz, statik analiz ve dinamik analizlerle simülasyonlar gerçekleştirdiler. Finite Element Method (FEM) model yapısı Altair Hypermesh ve MSC Nastran ile çalışmışlardır. Parçanın davranışı modal karakteristiğe bağlı olduğundan doğal frekanslar ve mod şekilleri öncelikle modal analizle belirlenir. Statik analizler frenleme, viraj alma ve yükleme esnasında elde edilen gerilime göre yapılmıştır. Dinamik analiz koşullarını raporlamak için zamanla değişen yükler uygulanır. Ayrıca simülasyonlar doğrulanmış ve VECV standartlarına göre hazırlanan deneysel test düzeneği ile doğrulanmıştır [10].

Moon ve ark. rezonans etkisinin dikkate alınarak yorulma analizlerinin gerekliliğini gözden geçirmişlerdir. Far yükseliği ayar cihazı braketini için belirledikleri metodoloji ile gerçekleştirdikleri titreşim yorulma analizlerinde elde ettikleri hasar modu, hasar yeri ve yorulma ömrünün araç testleri neticesinde elde edilen duruma çok benzer olduğu çıkarımını yapmışlardır. Ayrıca ivmenin yönü ve büyüklüğü dikkate alınarak, araç testi koşulu ile eşdeğer arıza modu veren bileşenler için optimum yorulma testi spesifikasyonunu belirlemeye yönelik bir metodoloji önerilmiştir [11].

Chimento ve ark. şaşı üzerine monte edilen Engine Control Module (ECM) dinamik karakteristiğini belirlemek için serbest ve rastgele titreşim analiz sonuçlarını sunmuşlardır. İlk olarak doğal frekansları belirlemek için çekiç darbe deneyi ile serbest titreşim çalışmaları yapılmıştır. İlk üç doğal mod 48Hz, 210Hz ve 315Hz’de gözlenmiştir. Sonlu elemanlar modal analizi, FE modal analiz sonuçlarının sertlik değişikliğinden dolayı ön gerilim etkileriyle veya bunlar olmadan doğrudan değiştiğini gösteren deneysel modlar ile karşılaştırılmak için de gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar, ön gerilme etkilerinin dahil edilmesinin sonlu elemanlar analizi neticesinde elde edilen doğal frekansların deneysel tahminlere yakın olan 57Hz, 205Hz ve 333Hz değerlerine yakın olarak tahmin edilmesini sağlayacağını göstermiştir. Ayrıca deney ve sonlu elemanlar analizi sonuçlarını karşılaştırmak için rastgele titreşim çalışması yapılmıştır [12].

Fischer ve Witteveen oluşturdukları hesaplama prosedüründe mod bazlı bir yorulma analizi sunarak FE ve Multi Body Simulation’ın (MBS) dayanıklılık hesaplamalarına paralel bir entegrasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Modal gerilmelerin ve modal koordinatların doğrusal kombinasyonuna dayanan bir yöntem izlemişlerdir. Bu sayede bir test sürüşünün araç şasisi üzerindeki etkilerini görmek gibi uzun geçiş süreli işlemleri analiz etmek mümkün olmuştur. Modal koordinatlar ek maliyet olmaksızın MBS’nin yan ürünü olarak sağlanmıştır. Modal gerilmeler ise elastik bir MBS için gerekli olan bileşen modlarının yanında hesaplanır. Bu verileri ilave bir FE analizi olmaksızın dayanıklılık hesaplamasının girdileri olarak kullanmışlardır [13].

Khan ve ark. şaşı çerçevesine bağlı olup kullanım ömrü boyunca yoldan rastgele gelen titreşimlere maruz kalan yardımcı ısıtıcı braketinin yapısal / yorulma ömrünü rastgele titreşim analizleri ile incelemişlerdir. Bu çalışma her ne kadar aktarma organı braketi parçalarından farklı olsa da şaşı çerçevesine monte edilmiş parçaların rastgele titreşim analizlerini görmek için iyi bir örnektir. FEM modeli, Altair Hypermesh’te oluşturulmuş ve ivmeölçerlerden gelen uygulama ikazları ile korele edilmiştir. Analiz ve tasarıma göre değerlendirilen yorulma ömrü, yine FEM ile ilişkilendirilen gerekli kullanım ömrünü karşılamak için iyileştirilmiştir [14].

Mahure ve ark. üç tekerlekli bir aracın ön çamurluğunun malzeme miktarını azaltarak üretim maliyetlerini düşürmek için yaptıkları çalışmada tasarım değişikliğine giderek parçanın çalışma koşullarında maruz kaldığı yüklere ve titreşime göre sonlu elemanlar yöntemini kullanarak statik analizlerini gerçekleştirmişlerdir [15].

Prasad ve ark. pervane şaftının bilyalı rulmanlı olan ilk yarı kısmının şasi çerçevesine sarkıtılmasında önemli rol oynayan güç aktarma organı braketlerinden biri olan merkez yatak braket montajı üzerine çalışmışlardır. Bu braketten kardan milinin operasyonel arızasına yol açabilecek yorulma hasarının meydana gelip gelmediği önemli olduğu değerlendirilerek bu hasarın sonucunda transmisyonunda bir arıza olacağı için braketin arıza analizi değerlendirilmiştir. Bu çalışmada Von-Mises gerilmeleri yaklaşımına göre statik yapısal analizi yapan ANSYS yazılımı ile sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. 6mm, 7mm, 8mm ve 9mm gibi farklı kalınlıklarda olan braketler analiz edilmiş ve izin verilen maksimum gerilimden daha az bir gerilim elde edilmiştir. Brakete yüksek yükler uygulayan çalışma koşullarının nedenini belirlemek için kardan mili iletim sisteminin dinamik analizinin yapılması gerektiğini değerlendirmişlerdir [16].

Subramanian ve ark. vites kolu braketinin kalan ömre göre yapısal dayanıklılık performansına ilişkin bir araştırma yapmışlardır. Motor titreşimi ve vites değiştirme yüklerinden kaynaklanan atalet yükü altında yapılan analizlerde braket üzerindeki alanda çatlak gözlemlenebileceğini ve parçanın genel ömrünün etkileneceğini belirtmişlerdir. Yaptıkları çalışmada motorun rölanti devrinde braket üzerinde yüksek rezonans oluştuğunu gözlemlədiler. Bu uygulamada sağlanan test metodolojisi ile test numunesi karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak braketin faydalı ömrünün büyük ölçüde çatlak başlangıcından etkilenmediği gösterilmiştir. Tasarım parametreleri ile saha kullanım koşullarının korelasyonu oluşturulmuştur [17].

Alam yaptığı çalışmada kompozit malzemeden yapılmış bir kardan şaftın klasik çelik malzemeden yapılmış kardan şaftlara kıyasla yapısal ve titreşim etkisi altındaki davranışını incelemiştir. Geleneksel malzeme çeliği SM45C ve HM karbon epoksi, HS karbon epoksi, E-glass epoksi olarak bilinen üç farklı kompozit malzeme kardan

şaftının performansını ve tasarımı optimize etmek için kullanmıştır. Tahrik mili CREO 3.0 cad yazılımı kullanılarak modellenmiş ve sonlu elemanlar analizi ANSYS 14.0 yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonucunda toplam deformasyonu, eşderger Von-Misses gerilmeleri, maksimum kesme gerilmesi, doğal frekansı ve mod şekilleri belirlenmiştir. Çalışma sonunda kompozit malzemelerin tek parçalı hafif kardan şaftlarında kullanılabileceği ve HS karbon epoksi malzemenin diğer kompozit malzemelere kıyasla kardan şaft uygulamasına daha uygun olduğu sonucuna varmıştır [18].

Abdullah ve ark. otomotiv alt süspansiyon kolunun dinamik karakteristiğini deneysel ve sayısal olarak incelemek amacıyla araştırmalarını yürütmüşlerdir. Statik sonlu elemanlar analiziyle tahmin edilen gerinim datalarıyla deneysel yöntemlerle elde edilmiş yol gerilim datalarını karşılaştırmışlar ve bir titreşim yorulma analizinin en önemli kısımlarından birinin transfer fonksiyonlarının hesaplanması olduğu çıkarımını yapmışlardır. Yaptıkları titreşim analizinin en kritik titreşim modunda kullanmak üzere spesifik bir rezonans olarak belirlemek adına parçanın FRF'sini çıkarmışlar ve ömür tahmininde bulunmuşlardır. Analiz sonuçlarında birinci mod 1172Hz'de en kritik mod olarak bulunmuştur. Yapılan çalışmada alt süspansiyon kolunun gerinim dağılımının sonlu eleman modeli kullanılarak güvenli bir şekilde tahmin edildiğini kanıtladıklarını belirtmişlerdir. Ek olarak sonlu elemanlar analiz modellemesini doğrulamak ve avantajlarının en üst düzeye çıkarılmasını sağlamak için deneysel çalışmalar yapılması gerektiğine vurgu yapmışlardır [19].

1.3. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tez çalışması, zırhlı askeri bir aracın motor, şanzıman ve diferansiyel kutusunu taşıyan güç grubu taşıyıcı yapı elemanının tasarımını ve maruz kaldığı yüklerin etkisi altındaki incelenmesini kapsamaktadır. Kaynaklı imalatla ve döküm yöntemiyle üretilmesi planlanan güç paketi taşıyıcı yapının uygunluğu farklı yükleme durumları altında karşılaştırılacaktır.

İlk olarak kara araçlarında titreşim kaynaklı yorulma hasarının önemine değinilmiş, oluşan hasarın çeşitleri tanımlanmış ve literatürde yapılmış benzer çalışmalardan örnekler verilmiştir.

İkinci bölümde ise genel hatlarıyla yorulma teorisinin temellerinden bahsedilmiş ve titreşim kaynaklı yorulma analizlerinin yapılabilmesi için gerekli temel bilgiler verilmiştir. Gerilme-ömür yaklaşımı, gerinim-ömür yaklaşımı, kırılma mekaniği yöntemleri ile yapılan yorulma analizlerinin detayları ile birlikte doğal frekans hesabı gösterilmiştir.

Üçüncü bölümde askeri araçlarda kullanılan güç paketi özellikleri ve araçların görev profillerine göre güç paketi içeriğinden bahsedilmiştir. Güç paketine etkiyen, motor ve aktarma organları üzerinden aktarılan yükler tanımlanarak taşıyıcı yapının tasarımını belirleyen etmenlere değinilmiştir. Yapılacak tasarımın genel hatları ile belirlenmesinden sonra iki farklı üretim yöntemi için tasarım gerçekleştirilmiştir. Kaynaklı imalatla üretilmesi planlanan kaynaklı yapı ve döküm yöntemiyle üretilmesi planlanan döküm yapının tasarımından ve birbirlerine göre avantajlarından bahsedilmiştir.

Dördüncü bölümde farklı üretim yöntemleri ile üretilmesi planlanan güç paketi taşıyıcı yapının statik ve NVH bakış açısıyla gerçekleştirilen analizleri yer almaktadır.

Son bölümde yapılan analizler neticesinde elde edilen sonuçların değerlendirilmesine yer verilmiştir.

BÖLÜM 2. YORULMA TEORİSİ TEMELLERİ

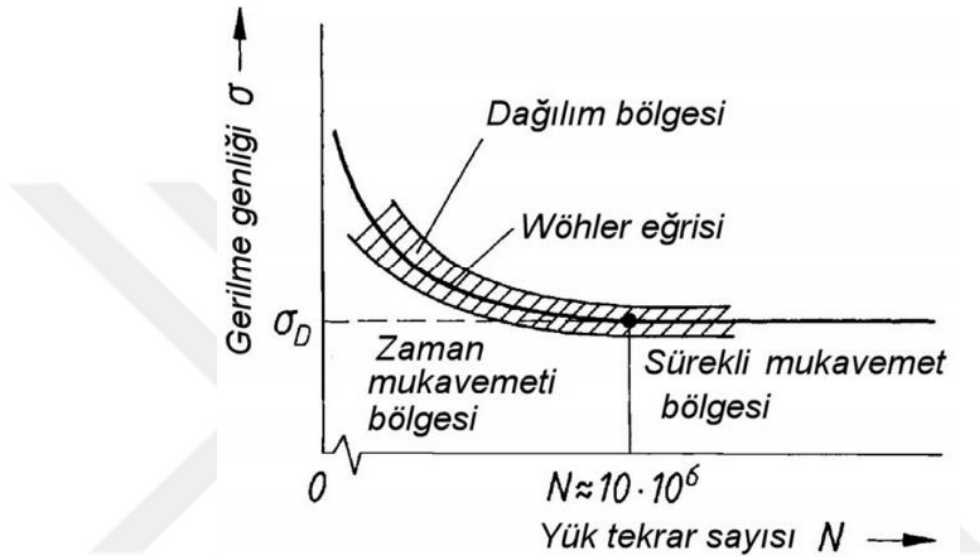
Bir makine parçası ya da bağlantı elemanı servis ömrü boyunca hem statik, hem de dinamik yükler altında çalışır. Parçalar kopma gerilmesi üzerinde uygulanan yüklerde hasarlanabileceği gibi, kopma gerilmesinin altındaki gerilme değerlerinde de hasara uğrar. Makine parçaları çoğunlukla dinamik yükler altında çalıştığı için tek seferde uygulandığında herhangi bir hasara sebep olmayan yükler belirli bir çevrim altında hasara sebep olur. Çok küçük boyutlarda meydana gelen bu hasarın zamanla büyüyerek kritik çatlak boyunu geçmesine ise yorulma denir. Makine parçalarının dinamik koşullar altında ne zaman hasara uğrayacağını ya da bir başka deyişle yorulma ömrünün belirlenmesinde toplam-ömür yaklaşımı, gerinim-ömür yaklaşımı ve kırılma mekaniği yaklaşımı olarak bilinen üç farklı yöntem kullanılır. Parça üzerine etkiyen yüklerin çevrim sayısı N olacak şekilde, $1 \leq N \leq 10^3$ olduğunda düşük çevrimli yorulma, $N > 10^3$ olduğunda ise yüksek çevrimli yorulma meydana gelecektir.

2.1. Toplam Ömür Yaklaşımı

Gerilme-Ömür yaklaşımı olarak da bilinen toplam ömür yaklaşımı, makine parçalarında yorulma hasarının tespiti için kullanılan bilinen ilk yöntemdir. Özellikle şaftlar gibi 10 milyon çevrimin üzerinde yorulma ömrü olan, malzemenin elastik bölgede kalacak yüklere maruz kaldığı ve servis ömrünün uzun olduğu uygulamalarda halen kullanılmaktadır. Ziyadesiyle basit temellere dayanan bu yaklaşım, düşük ömürlü, farklı yüklemelerin uygulandığı ve çok eksenli yüklerin etkidiği çalışmalarda sonuç vermez.

Wöhler Eğrileri (S-N eğrileri) malzemenin değişken gerilme genlikleri altında yorulma hasarının hangi çevrimde meydana geleceğini bildiren grafik verileridir ve malzemenin kristal yapısına göre farklı özellikler gösterir. Örnek olarak demir ve çelik

gibi kübik yapıya sahip metaller belirli bir gerilme genliği altındaki yüklemelerde yorulmaya uğramamaktadır. Malzemenin hangi gerilme genliği altında yorulmaya uğrayacağını belirleyen eşik değere yorulma sınırı denir ve o malzemenin yorulma dayanımını belirler. Şekil 2.1.'de malzemeye uygulanan gerilme değerinin eşik değeri aşmadığı müddetçe belirli bir noktadan sonra sonsuz ömre sahip olduğu gösterilmektedir.

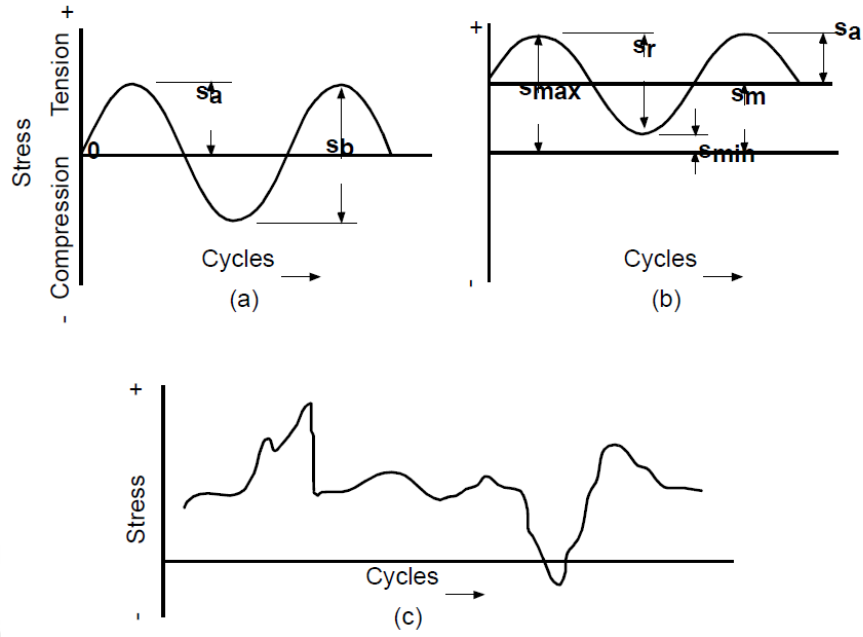


Şekil 2.1. Bir malzemeye ait Wöhler Eğrisi [20]

Toplam ömür yaklaşımında yorulma hasarının oluşmasındaki en önemli faktör tekrarlı gerilmelerdir. Dolayısıyla yüksek çevrimli yorulma görülen parçalar için iyi sonuç verir.

Yorulma hasarına sebep olan gerilme çevrim türleri Şekil 2.2.'de görüldüğü üzere tam tersinir gerilme çevrimi, ötelenmiş gerilme çevrimi ve zorlanmış gerilme çevrimi olmak üzere üçe ayrılır.

Sabit devirle dönen milleri yorulmaya zorlayan tam tersinir gerilme çevrimidir. Çekme gerilmeleri pozitif işaretlerle, basma gerilmeleri ise negatif işaretlerle ifade edilmektedir. Ötelenmiş gerilme çevrimlerinde ise maksimum ve minimum gerilmeler eşit değildir. Gerçek yapılar genellikle diğer çevrimlere göre daha karmaşık yapıda olan rastlege gerilme çevrimine maruz kalırlar.



Şekil 2.2. A) Tam Tersinir, B) Ötelenmiş, C) Rastgele gerilme çevrimleri [21]

Toplam ömür yaklaşımı ile yorulma hesabını yapabilmek için öncelikle makine parçası üzerine gelen zorlanma tiplerinin belirlenmesi gerekir. Bunun için S_{min} minimum gerilme, S_{max} maksimum gerilme, S_r gerilme aralığı, S_m ortalama gerilme ve S_a gerilme genliği olmak üzere birtakım matematiksel ifadeler kullanılabilir.

Maksimum gerilme ile minimum gerilme arasındaki fark (Denklem 2.1) gerilme aralığı olarak tanımlanır.

$$S_r = S_{max} - S_{min} \quad (2.1)$$

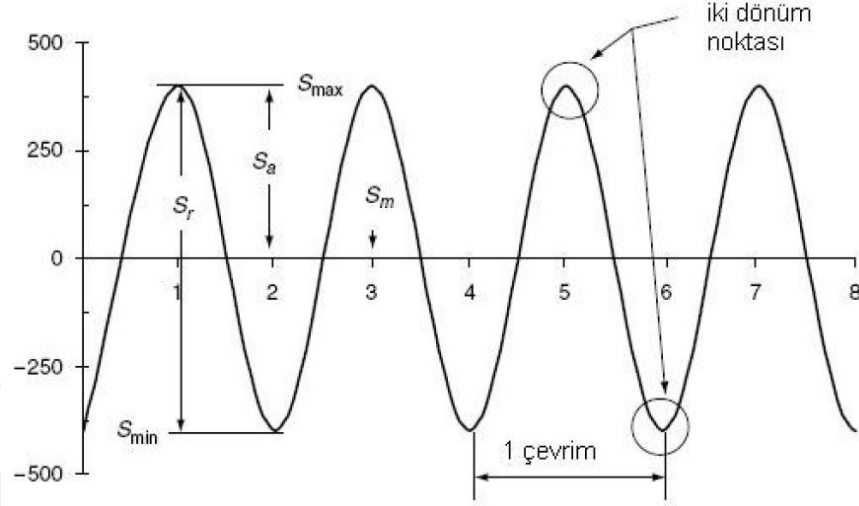
Gerilme aralığının yarısına (Denklem 2.2) gerilme genliği denir.

$$S_a = \frac{S_r}{2} = \frac{(S_{max} - S_{min})}{2} \quad (2.2)$$

Ortalama gerilme ise aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Denklem 2.3).

$$S_m = \frac{(S_{max} + S_{min})}{2} \quad (2.3)$$

Tekrarlı gerilmeler sonucu gerilme ve çevrim arasındaki ilişki Şekil 2.3.'de gösterilmektedir.



Şekil 2.3. Tekrarlı gerilme-çevrim arasındaki ilişki

Tekrarlı gerilme ve çevrim arasındaki ilişkiyi gösteren Şekil 2.3.'de her ne kadar ortalama gerilme sıfır görünse de gerçek hayatta makine elemanları ve yapısal parçalar genellikle ortalama gerilmelerin belirli bir değerin etrafında değişkenlik gösterdiği yüklemelere maruz kalırlar. Parçaya etkileyen ortalama gerilmenin sıfır olmadığı yüklemelerde ortalama gerilmeyi ifade etmek için gerilme oranı R ve genlik oranı A kullanılır. Gerilme oranı maksimum gerilmenin minimum gerilmeye oranı (Denklem 2.4) olarak ifade edilir.

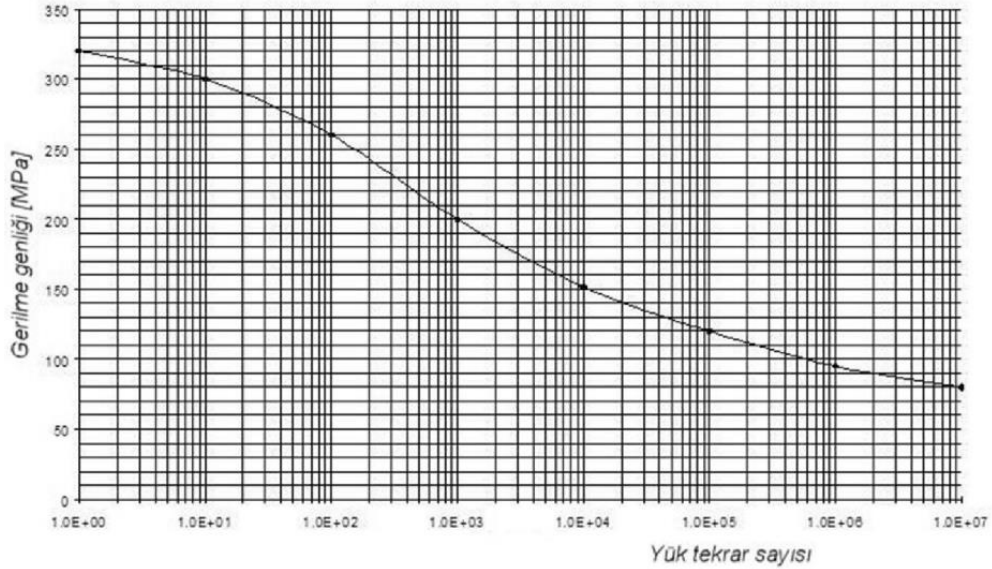
$$R = \frac{S_{min}}{S_{max}} \quad (2.4)$$

Gerilme genliğinin ortalama genliğe oranı (Denklem 2.5) ise genlik oranı olarak ifade edilir.

$$A = \frac{S_a}{S_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (2.5)$$

Bir makine elemanının ya da yapısal parçanın toplam ömür analizlerini gerçekleştirmek için çok sayıda numune farklı tam değişken yükleme genlikleri altında test edilir ve S-N eğrileri elde edilir. Testler neticesinde toplanan veriler logaritmik eksenle tanımlanmaktadır.

Bilinen ilk yorulma yorulma çalışmaları August Wöhler tarafından, 1842’de lokomotif aksının yorulma hasarına uğraması sonucu Fransa’da meydana gelen tren kazasından yola çıkarak yapılmaya başlanmıştır. Wöhler demiryolu taşıtlarında kullanılan aksların incelenmesi için geliştirdiği cihazda akslara uygulanan yükle hasar oluşana kadar olan çevrim sayısı arasındaki ilişkiyi grafik haline getirmiştir.



Şekil 2.4. Alüminyum bir malzemenin gerilme-ömür eğrisi

Şekil 2.4.’de gevrek bir alüminyum malzeme için yapılmış testler sonucunda oluşturulan Wöhler Eğrisi gösterilmektedir. Eğrilerin çıkartılması için yapılan testlerde bir ya da iki test numunesi 10^7 çevrimde kırılmadan dayanana kadar numuneye uygulanan gerilme düşürülür. Bu davranışı gerçekleştiren malzemeler için kırılmanın görülmediği en yüksek gerilme değeri “Yorulma sınırı” olarak belirlenir. Wöhler Eğrileri aşağıdaki şekilde (Denklem 2.6) ifade edilmektedir.

$$S_a = S'_f (2N_f)^b \quad (2.6)$$

b =yorulma dayanım üssü, S'_f =yorulma dayanım sabiti ve N_f =yorulma hasarına kadar olan tekrar sayısı olarak gösterilmektedir.

Toplam ömür yaklaşımı için ihtiyaç duyulan analiz ve malzeme sabitleri oldukça basittir. Bu yaklaşım uzun yorulma ömrü olan ve sabit genlik değerlerine sabit uygulamalar için rahatlıkla tanımlanabilmektedir. Değişken çevre şartları, farklı yük konfigürasyonları, boyut ve yüzey işleme gibi değişken parametreler için farklı varyasyonlar ve uygulamalar yapılabilir. Bu testler neticesinde ortaya çıkan eğriler gerçek durumdan farklılık gösterdiği için düzeltme faktörleri ile çarpılarak nihai gerilme-ömür eğrileri elde edilir. Bu düzeltme faktörlerine ise yine testler yapılarak karar verilir. Toplam ömür yaklaşımı çatlak oluşumu, bölgesel plastik şekil değişimleri ve çatlağın ilerleme safhalarının gözlenmesi konularında yetersizdir.

2.2. Gerinim Ömür Yaklaşımı

Makine parçaları çalışma ömürleri boyunca elastik şekil değişimlere neden olan yüklere maruz kaldığı gibi, plastik şekil değişimine neden olan yüksek gerilmelere de maruz kalırlar. Çoğu malzeme elastik bölgedeki yüklere maruz kalarak yoruluyor gibi gözükse de yüksek gerilmelerin varlığında plastiklik meydana gelir ve şekil değişimlerini temel alan bir yaklaşıma ihtiyaç duyulur. Gerinim ömür yaklaşımında malzemeye etkiyen gerinimler elastik ve plastik gerinim olarak sınıflandırılır ve ömür hesabı yapılır.

Plastik şekil değişimlerinin gözlemlendiği malzemelerde yorulma hasarları çoğunlukla yarık, çentik, delik ya da gerilme yoğunluğunun olduğu noktadan başlar. Çatlak oluşumuyla başlayan bu plastik şekil değişimi zamanla ilerler ve genişleyerek büyür. Yorulma hasarının görülmesi için de çatlak şeklindeki bu deformasyonların döngüsel olarak tekrarlanması gerekir. Gerinim ömür yaklaşımı, tekrarlı yüklemelere maruz kalan test numuneleri üzerinde çatlak oluşumu ve ilerleme evrelerinin belirlenmesine dayanır. Bu yöntem sayesinde test numunesinin herhangi bir bölgesindeki lokal yükleme ömrü ve birim uzama değerinden yola çıkılarak parçanın yorulma ömrü bulunur.

Gerinim ömür yaklaşımında yüksek çevrimli yorulma ile düşük çevrimli yorulma bölgeleri ayrılarak yorulma ömrünün hesaplanmasında çentik bölgesinde meydana gelecek kalıcı şekil değişimi ve ortalama gerilme etkisi dikkate alınır [22].

Plastik gerinime marız kalan parçaların ömür hesabı yapılırken gerinimi elastik ve plastik olarak sınıflandırmak ve ayrı ayrı değerlendirmek gerekir.

Malzemelerde meydana gelen elastik gerinim ε_e , Hook kanununa göre aşağıdaki şekilde (Denklem 2.7) tanımlanır;

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (2.7)$$

Burada ε_e elastik gerilim, σ gerilme ve E elastisite modülüdür.

Plastik gerinim ε_p ise Ramberg Osgood eşitliğinden aşağıdaki eşitlikle (Denklem 2.8) elde edilir. Eşitlikte K malzemeye bağlı bir sabit, n ise gerilme ile plastik gerilim arasındaki bağlantı sabitidir.

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.8)$$

Malzemelerde toplam birim uzama genliği ε , elastik ve plastik gerilimin toplamı şeklinde (Denklem 2.9) tanımlanır.

$$\varepsilon = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (2.9)$$

Çevrim sayısı ile elastik gerinim arasında aşağıdaki eşitlikteki (Denklem 2.10) gibi bir bağlantı vardır.

$$\frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\Delta\varepsilon_e E}{2} = \sigma_f (2N_f)^b \quad (2.10)$$

Burada $\frac{\Delta\sigma}{2}$ gerilme genliği, σ_f yorulma dayanım katsayısı, $2N_f$ yorulma çevrim sayısı ve b yorulma dayanım sabitidir.

Çevrim sayısı ile plastik gerinim arasında ise aşağıdaki eşitlik (Denklem 2.11) söz konusudur.

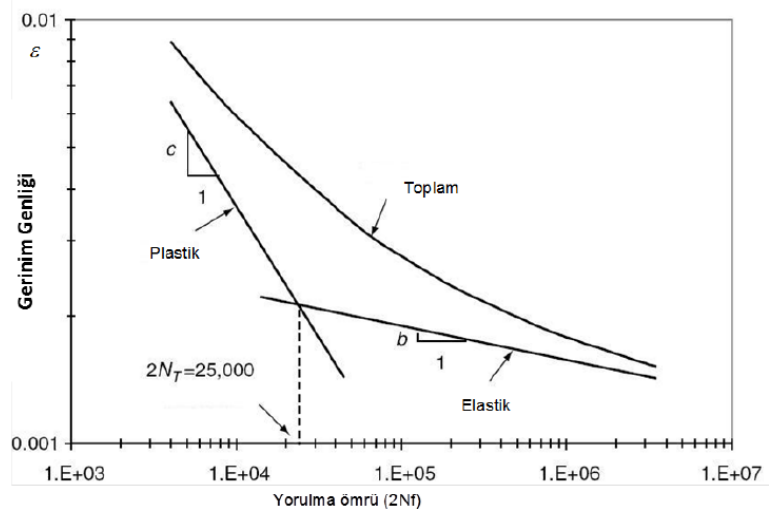
$$\frac{\Delta\epsilon_p}{2} = \epsilon_f (2N_f)^c \quad (2.11)$$

Eşitlikte $\frac{\Delta\epsilon_p}{2}$ plastik gerinim genliği, ϵ_f yorulma süneklik katsayısı ve c yorulma süneklik sabiti olarak verilmiştir.

Çevrim sayısı ile plastik ve elastik gerinim arasındaki eşitlikler denklem 2.9'a yerleştirilerek aşağıdaki eşitlik (Denklem 2.12) elde edilir.

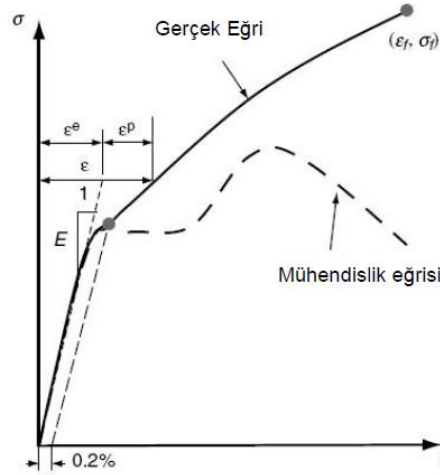
$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \epsilon_f (2N_f)^c + \frac{\sigma_f (2N_f)^b}{2E} \quad (2.12)$$

Denklem 2.12 grafik olarak ifade edilmek istenirse Şekil 2.5.'deki gibi bir eğri elde edilir.



Şekil 2.5. Birim uzama-ömür eğrisi [22]

Şekil 2.6.'de gerçek gerilme-birim uzama eğrisi ile mühendislik gerilme-birim uzama eğrisi gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Gerilme-birim uzama mühendislik ve gerçek eğrileri [22]

Gerinim ömür yaklaşımı genel itibariyle değişken yükleme koşulları ve yüksek sıcaklık altında çalışan malzemelerde birikmiş hasarın hesaplanması için uygun bir yöntemdir. Gerilmelerin hesaplanması için ihtiyaç duyulan matematiksel ifadelerin ve iterasyonların yapılabilmesi için bilgisayar ortamında çözümlere ihtiyaç duyulmaktadır.

2.3. Kırılma Mekanikliği Yaklaşımı

Kırılma, bir parçanın maruz kaldığı yükler altında birden fazla parçaya ayrılmasına denir. Malzeme üzerinde gözle görülemeyecek küçüklükte çatlaklar gerilme etkisi altında ilerleyerek daha büyük boyutlara ulaşır. Uygulanan yükler altında meydana gelen yüksek plastik şekil değişiminin belirli bir kesitte yığılması sonucu sünek kırılmalar meydana gelirken kırılan yüzey mat ve tabakalı bir görünüme sahiptir. Gevrek kırılmada ise parça üzerinde var olan ya da yük etkisi ile oluşmuş bir çatlak, yüklerin uygulanmaya devam etmesiyle daha da büyür ve kırılma gerçekleşir. Çatlağın hızla büyümesi sebebiyle plastik şekil değişimlerinin bıraktığı izler önemsiz ölçüde olduğu için gevrek kırılmada kırılan yüzey parlak ve taneli bir görünüme sahiptir.

Kırılma mekaniğinin temel amacı çatlağın uygulanan yük altında ilerleyip ilerlemeyeceğini belirlemek, ilerlemesi için ne kadar enerjiye ihtiyaç duyulduğunu ve ilerleme hızını tespit etmektir. Kırılmanın oluşma senaryosuna göre kırılma mekaniğinin hangi tipte oluştuğuna karar verilir. Kırılma akma olayından önce gerçekleşmişse elastik kırılma mekaniği, akma olayından daha sonra gerçekleşmişse elastik-plastik kırılma mekaniği altında incelenmelidir.

Kırılma mekaniğinde en önemli faktörlerden biri K gerilme şiddeti faktörüdür. K gerilme şiddeti, kritik gerilme değeri olan K_c 'yi aştığında çatlak hızla büyümeye başlar ve gevrek kırılma gerçekleşir. Bu kritik nokta ise kırılma tokluğu olarak tanımlanmaktadır.

Kırılma tokluğunu parça kalınlığı, dayanım değerleri ve sıcaklık gibi parametrelerden etkilenir. İnce kesitlerde kırılma tokluğu artarken, kalınlık arttıkça kırılma tokluğu azalmaktadır. Düşük dayanıma sahip sünek malzemeler, yüksek dayanıma sahip gevrek malzemelere göre daha yüksek kırılma tokluğuna sahiptir. Sıcaklığın düşüşü sünekliliği azaltacağı için, tokluk değerinin de azalmasına sebep olmaktadır.

Kırılma tokluğu belirlenmiş ise ve doğrusal elastik kırılma mekaniği geçerli ise kritik çatlak büyüklüğü a_{kr} aşağıdaki eşitlikteki (Denklem 2.13) gibi hesaplanmaktadır.

$$a_{kr} = \frac{1}{\pi} \left(\frac{K_{IC}}{\sigma} \right)^2 \quad (2.13)$$

Burada K_{IC} çekme türü zorlanmalar için kritik tokluk, σ ise çatlak geometrisine bağlı bir parametredir. Eşitlikte de olduğu gibi her gerilme için farklı bir kritik çatlak boyu elde edilecektir.

Çatlak boyları kritik boyun altında ise çevrim sayısı arttıkça yorulma şeklinde ilerler. Çevrimsel zorlanma esnasında çatlak dibinde gerilme şiddeti aralığı olarak adlandırılan parametre çatlak ilerleme karakterini yakından etkilemektedir. Gerilme şiddeti aralığı ΔK , yorulma esnasında görülen maksimum ve minimum gerilme şiddeti faktörü arasındaki fark (Denklem 2.13) olarak hesaplanır.

$$\Delta K = K_{max} - K_{min} \quad (2.13)$$

ΔK değerinin küçük olduğu anlarda çatlak ilerlemesi gerçekleşmezken eşik gerilme şiddeti aralığı değeri geçildikten sonra çatlak ilerlemesi başlar. ΔK değeri arttıkça çatlak kararsız bir şekilde hızla ilerlemeye devam eder ve kırılma gerçekleşir.

Kırılma mekaniği yaklaşımı yorulma çatlakları ile doğrudan ilgilenen bir yaklaşımdır. Kırılma esnasındaki çatlak bölgesinde meydana gelen son hataları karakterize edebiliyor olsa da çatlağın başlangıç anının incelenmesinde yetersiz kalmaktadır. Çatlak boyutu ile ilgili çıkarım yapabilmek için deformasyonla alakalı detaylı veriye ihtiyaç duyar. Kırılma mekaniği yaklaşımı çoğunlukla yorulma ömründe ilerleme aşamalarının kritik olduğu uygulamalarda kullanılmaktadır.

2.4. Titreşim Hakkında Genel Bilgiler

Makine elemanları gerek çalışma ortamları gerekse yapıları itibariyle çeşitli kuvvetlere maruz kalırlar. Bu kuvvetlerin bir denge noktası etrafında kendini tekrarlayacak şekilde yaptıkları salınımlara titreşim denir.

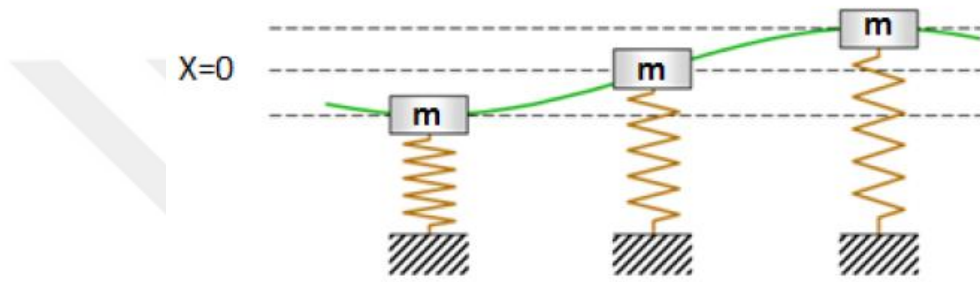
Kuvvet ya da güç ileten makine parçalarının çalışmaları esnasında yaptıkları doğrusal ya da dönme hareketi titreşimlere sebep olur. Bu titreşimler sisteme etkiyen kuvvetten kaynaklanabileceği gibi, dişli çark gruplarının hareketinden veya dengelenmemiş ağırlıkların varlığından da kaynaklanabilir.

Titreşim, vibrasyonlu yüzey işlem makineleri ve elek gibi sistemlerde istenen bir özellik olmasına rağmen çoğunlukla enerji kaybına sebep olduğu için tercih edilmez. Titreşimin varlığı makine ve sistem performansını olumsuz etkilemekle kalmayıp, dinamik yorulmaya sebep olarak parçaların istenenden daha erken deforme olmasına sebep olur. Tüm bunların yanında titreşim makine parçalarında sebep olduğu hasarın yanı sıra insan sağlığına da olumsuz etki etmektedir.

Titreşim, temel olarak serbest titreşim ve zorlanmış titreşim olarak ikiye ayrılır.

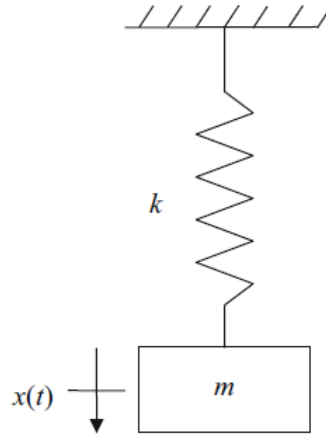
2.4.1. Serbest titreşim

Bir sistemin harici bir kuvvetin etkisi olmadan başlangıç anındaki hareketiyle yaptığı serbest salınım neticesinde meydana gelen titreşime serbest titreşim denir. Bir yay ucuna bağlanmış m kütlesi hareket ettirildikten sonra Şekil 2.7.'de görüldüğü gibi $x=0$ konumu etrafında salınımlar yapacak ve herhangi bir sönüm olmadığı takdirde bu salınım devam edecektir. Serbest titreşimler sönümlü ve sönümsüz serbest titreşim olmak üzere iki başlık altında incelenmektedir.



Şekil 2.7. Basitleştirilmiş serbest titreşim gösterimi [23]

Sistemlerin salınım esnasında herhangi bir sönüm elemanı ya da dış kuvvet etkisi altında olmadan yaptığı titreşim hareketine sönümsüz serbest titreşim denir. Şekil 2.8.'deki basitleştirilmiş sönümsüz serbest titreşim modelinde bir yaya bağlı kütlenin bulunduğu sistemde, başlangıçta uygulanan ilk hareket sonucu uzayan yay kütleyi başlangıç konumuna döndürmek isteyecektir. İvmelenen kütle bu sefer yayı sıkıştırarak ve yayda depolanan enerji tekrar kütleyi itecektir. Sistem bu salınımları yaparken kendi doğal frekansında titreşecek, herhangi bir sönüm etkisi ya da kuvvet olmadığı sürece de bu durum devam edecektir. Bu şekilde salınımlarla gerçekleşen harekete harmonik hareket denir. Genlik ise bu salınım hareketleri esnasında cismin denge noktası referans alınarak uzaklaştığı en büyük mesafe olarak tanımlanır.



Şekil 2.8. Basitleştirilmiş sönümsüz serbest titreşim gösterimi [24]

Sönümsüz serbest titreşim hareketi yapmakta olan bir cismin hareket denklemi eşitlikteki (Denklem 2.14) gibidir.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.14)$$

Bu eşitlikte m kütleyi, k yay sabitini, $x(t)$ ise kütlenin hareket miktarıdır.

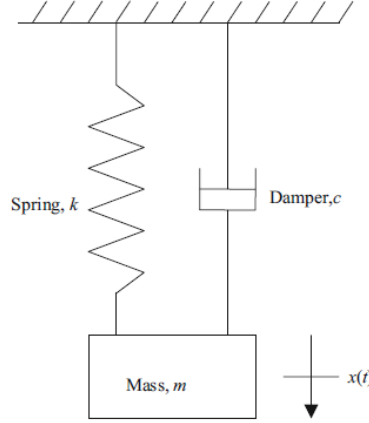
Sönümsüz serbest titreşimde sistemin titreştiği frekansa doğal frekans adı verilir ve sistemin doğası gereği oluşur. Doğal frekansı belirleyen iki temel parametre eşitlikte (Denklem 2.15) görüleceği gibi sistemin esnekliği ve kütesidir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.15)$$

Eşitlikte ω_n doğal frekans, k yay sabiti ve m kütle olarak ifade edilmektedir.

Sistemin titreşim yaptığı ortamdaki sürtünme ve dış etmenlerin varlığına ek olarak malzemelerin iç yapısı da hesaba katıldığında bir sistemin sonsuz salınım yapması mümkün değildir. Hareket halindeki sistem bu etmenlerin oluşturacağı direnç sebebiyle sahip olduğu enerjinin bir kısmını bu dirençleri yenmek için harcayacak ve belirli bir çevirim sonrasında hareket son bulacaktır. Gerçek hayatta karşımıza çıkan, hareket esnasında sürekli bir enerji kaybının olduğu bu tip titreşimlere sönümlü serbest

titreşim adı verilir. Şekil 2.9.'da basitleştirilmiş bir sönümlü serbest titreşim modeli görülmektedir.



Şekil 2.9. Basitleştirilmiş sönümlü serbest titreşim gösterimi [24]

Sönümlü serbest titreşim yapmakta olan bir cismin hareket denklemi ise eşitlikteki (Denklem 2.16) gibidir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (2.16)$$

Burada m kütle, k yay sabiti ve c ise sönüm katsayısını ifade etmektedir.

2.4.2. Zorlanmış titreşim

Bir sistemin harici bir kuvvetin etkisi altında yaptığı titreşime zorlanmış titreşim denir. Gündelik hayatta kullandığımız makine parçalarındaki titreşim çoğunlukla zorlanmış titreşimdir. Zorlanmış titreşimlerde sistemin titreşim frekansı harici kuvvetin frekansına bağlı iken titreşim genliği sistemin karakteristiğine bağlıdır. Zorlanmış titreşimler sönümlü ve sönümsüz zorlanmış titreşim olmak üzere iki başlık altında incelenmektedir.

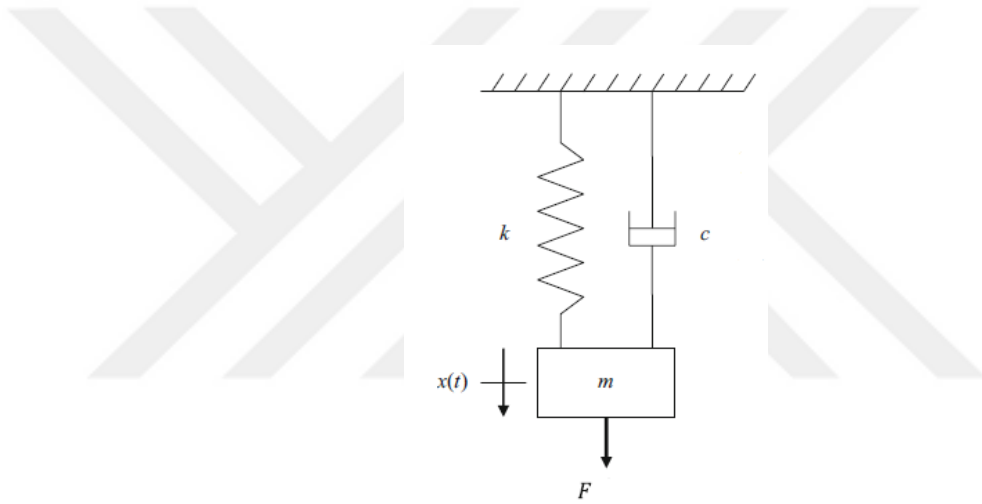
Herhangi bir sönüm elemanı kullanılmayan mekanik sistemin uygulanan kuvvetin etkisi altındaki titreşimine sönümsüz zorlanmış titreşim denir ve eşitlikteki (Denklem 2.17) gibi ifade edilir.

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (2.17)$$

Burada $F(t)$, sisteme etkiyen kuvvet olarak ifade edilmektedir.

Sönümlü zorlanmış titreşim ise harici kuvvet etkisi altındaki sistemin sönüm elemanı varlığında yaptığı titreşimdir. Sönümlü zorlanmış titreşime ait basitleştirilmiş kütle-yay sistemi Şekil 2.10.'da gösterilmiş ve eşitlikteki (Denklem 2.18) gibi ifade edilmiştir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.18)$$



Şekil 2.10. Basitleştirilmiş sönümlü zorlanmış titreşim gösterimi [24]

Uygulanan harici $F(t)$ etkisi altında sistemin nasıl reaksiyon gösterdiğini tariflemek adına kuvveti eşitlikteki (Denklem 2.19) gibi,

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.19)$$

tarif edelim. Burada ω harici kuvvetin frekansıdır. Denklem 2.19 kullanılarak sistemin hareket denklemi tekrar yazılacak olursa Denklem 2.20 elde edilir.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = F_0 \sin(\omega t) \quad (2.20)$$

Denklem 2.20 homojen olarak aşağıdaki (Denklem 2.21) gibi çözülür.

$$x_h(t) = A_1 \sin(\omega_n t) + A_2 \cos(\omega_n t) \quad (2.21)$$

Burada harici kuvvet $F(t)$ harmonik olduğu için denklem $x_o(t)$ de harmonik olarak çözülecek (Denklem 2.22) ve harici kuvvet ile aynı ω frekansına sahip olacaktır.

$$x_o(t) = X \cos(\omega t) \quad (2.22)$$

Bu eşitlikte X , $x_o(t)$ nin maksimum genliğini ifade eder. Maksimum genlik değeri aşağıdaki (Denklem 2.23) gibi yazılır.

$$X = \frac{F_0}{k - m\omega^2} \quad (2.23)$$

Bu eşitliklerden yola çıkarak harici kuvvetin frekansı ile sistemin doğal frekansının birbirine oranı frekans cevabı tanımlar. Frekans cevap için ω / ω_n ele alındığında sistem cevabında üç farklı durum söz konusu olabilir.

$0 < \omega / \omega_n < 1$ olduğunda sistemin cevabı harici kuvvet ile aynı fazdadır.

$1 < \omega / \omega_n$ olduğunda ise sistemin cevabı ile harici kuvvet arasında 180° faz farkı meydana gelmektedir.

$\omega / \omega_n = 1$ olduğu durumda maksimum genlik olarak ifade edilen X değeri sonsuz olmaktadır. Diğer bir deyişle harici kuvvetin frekansı ile sistem frekansı eşittir. Bu durum ise mekanik sistemlerde rezonans olarak ifade edilir.

Rezonans mühendislik çözümlerinde kesinlikle istenmeyen, sistemlerin tasarım aşamasında ne zaman ve hangi şekilde meydana geleceği incelenmesi gereken bir durumdur. Tasarlanan sistemlerde rezonanstan kaçınmak için sisteme sönüm elemanı ekleyerek direngenliğini değiştirmek, titreşim yapan cisimlerin kütlelerini değiştirerek sistemin doğal frekansları ile sisteme dışardan etkiyen kuvvetin frekansı arasındaki farkı artırmak gibi çözümler uygulanabilir. Tasarım parametreleri göz önüne

alındığında sistemde herhangi bir değişiklik yapılamayacaksa harici kuvvetin frekansı değiştirilerek sistem güvenli çalışma noktasına taşınabilir.

2.4.3. Mod analizi

Sistemlerin doğal frekanslarındaki titreşimleri neticesinde de hasarlar meydana gelebilir. Makine elemanlarının titreşim altında uğradığı hasarın gösterimi için mod kavramı kullanılır. Modal analiz hesapları yapılırken incelenecek sistemin modeli oluşturulur ve mod şekillerinin anlaşılabilmesi için ihtiyaç duyulan hareket denklemi eşitlikte (Denklem 2.24) verilmiştir.

$$M\ddot{X}(t) + KX(t) = 0 \quad (2.24)$$

Eşitlikte M sistemin kütlesi iken K ise sistemin esnekliğidir.

Sistemin harmonik hareket yaptığı varsayımıyla $X(t)$ eşitlikteki (Denklem 2.25) gibi ifade edilir.

$$X(t) = \varphi \sin(\omega t + \Phi) \quad (2.25)$$

Bu eşitlikte ω frekans, φ genlik ve Φ ise faz açısıdır. Denklem 2.24'ün elde edilebilmesi için Denklem 2.25'in iki kez türevi alınır ve yerine yazılırsak aşağıdaki eşitlik (Denklem 2.26) elde edilir.

$$\ddot{X}(t) = -\omega^2 \varphi \sin(\omega t + \Phi) \quad (2.26)$$

$$(K - \omega^2 M)\varphi = 0 \quad (2.27)$$

Bu denklemin çözümü ancak determinantının sıfır olduğu durumda (Denklem 2.28) mevcuttur ve özdeğer problemlerinin temelini oluşturur.

$$|K - \omega^2 M| = 0 \quad (2.28)$$

Denklem 2.28'in çözümünde serbestlik derece sayısı n kadar $\omega_1, \omega_2, \omega_3 \dots \omega_n$ şeklinde doğal frekanslar elde edilir ve bu değerler özdeğer olarak adlandırılmaktadır. Denklem 2.27'de her bir doğal frekansa karşılık gelen bir öz vektör vardır ve bu da φ_i şeklinde eşitlikteki (Denklem 2.29) gibi ifade edilir.

$$(K - \omega_i^2 M)\varphi_i = 0 \quad (2.29)$$

Öz vektör, titreşimi şeklini temsil ederken mod şekli veya doğal mod olarak da adlandırılır [25].



BÖLÜM 3. TASARIM VE YÖNTEM

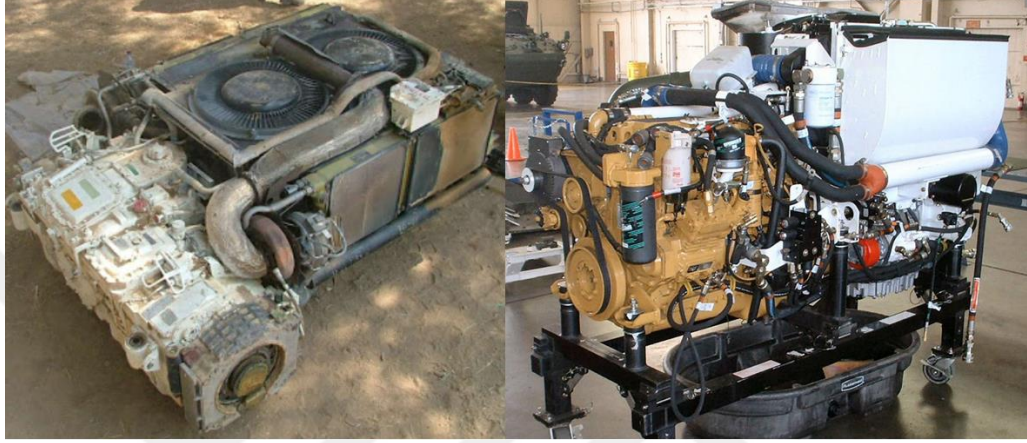
3.1. Askeri Araçlarda Güç Paketi

Dünya orduları hem günümüz ihtiyaçlarına cevap vermek, hem de gelecekte karşılaşılması muhtemel problemlere çözüm üretebilmek adına yüksek teknolojiye sahip, uygun maliyetli kara araçlarına ihtiyaç duymaktadır. Askeri araçlar muharebe alanı dışında personelin ve teçhizatın bir bölgeden başka bir bölgeye taşınması, sınır güvenliği, istihkam ve eğitim gibi farklı amaç ve görevlerde kullanılırlar. Kullanılacakları arazi şartları ve görev profilleri göz önünde bulundurularak uygun manevra kabiliyetine sahip paletli ya da tekerlekli askeri araçlar tercih edilmektedir.



Şekil 3.1. Çeşitli amaçlarla kullanılan askeri araçlar

Araç üreticileri müşterilerin ihtiyaçları doğrultusunda belirledikleri koruma seviyesi, performans, ağırlık, boyutlar ve mobilite gibi teknik isterlere uygun araç tasarımını yapmakla yükümlüdür. Ana muharebe tankları, zırhlı personel taşıyıcılar, obüs ve tank taşıyıcı çekiciler gibi farklı arazi koşullarında kullanılan araçların beklenen mobilite ve manevra kabiliyetinde olmalarını sağlayan en temel etken kullanılan güç paketidir.



Şekil 3.2. Farklı konfigürasyonlarda güç paketleri

Askeri araçların güç paketleri her aracın yapısal tasarımına göre farklı kapsam ve konfigürasyonda olabilir. Kompartıman bölgesindeki hacme göre yerleşimi yapılan güç paketleri kompakt tasarımlar olup, aracın hareket yönüne göre ön tarafında olabileceği gibi, arka tarafında da konumlanabilir. Genellikle paletli askeri araçlarda görülen bu farklılık güç paketinin araç gövdesine yerleşimini ve araç içerisindeki diğer alt sistemlerin konumlarını önemli ölçüde etkilemektedir. Tekerlekli askeri araçlarda ise güç paketi binek araçlarda olduğu gibi aracın burun bölgesindeki güç paketi kompartımanında yer alır.

Güç paketi aracın görev yapacağı çalışma koşulları göz önünde bulundurularak uygun beygir/ton oranına sahip olacak şekilde belirlenir. Ayrıca müşteri isterlerinde belirtilen araç hız limiti, eğim tırmanma kabiliyeti ve yakıt tüketimi gibi kritik önem arz eden performans değerlerini sağlamalıdır. -45°C'den +55°C'ye varan sıcaklıklarda sürekli çalışması beklenen güç paketi temelde motor ve transmisyona ya da şanzımana ek olarak soğutma, egzoz ve hava emiş sistemi olmak üzere beş alt sistemin birleşiminden oluşmaktadır.

Askeri araçlar, ağırlıkları ve arazi şartlarında sürekli tam gaz kullanımları düşünüldüğünde yüksek güce sahip, binek araç motorlarına göre daha dayanıklı malzemeden yapılmış dizel motorlara ihtiyaç duymaktadırlar. 280 beygirden 1500 beygir güce kadar geniş bir aralıkta çözüm sunan bu motorlar, ticari motorlara nazaran daha kalın bloklara sahip ve dolayısıyla daha ağırdır. I-tipi ve V-tipi seçenekleri olan bu motorların araç silüetini olumsuz etkilemeyecek şekilde güç paketi kompartımanındaki kısıtlı hacimlere yerleştirilebilmesi için çoğunlukla düşük yüksekliğe sahip olan V-tipi konfigürasyonları tercih edilir.



Şekil 3.3. A) I-tipi motor, B) V-tipi motor

Motorun ürettiği gücün paletlere ya da tekerlere aktarılması için kullanılan en önemli aktarma organı transmisyon ya da şanzımandır. Araçtan beklenen performans eğrilerine, beraber kullanılacağı motora ve araç ağırlığına göre seçilen transmisyon ya da şanzıman kabaca dişli kutuları, elektronik kontrol ünitesi ve tork konvertörden oluşur. Paletli araçlarda krank şaftından alınan gücü çift çıkışla hız azaltanlar vasıtasıyla cer dişlilerine aktaran transmisyon, tekerlekli araçlarda kullanılan ve motordan aldığı gücü aktarma organları vasıtasıyla tekerlere ileten şanzımanın gerçekleştirmiş olduğu vites geçişlerine ek olarak frenleme ve dümenlemeyi de sağlar.



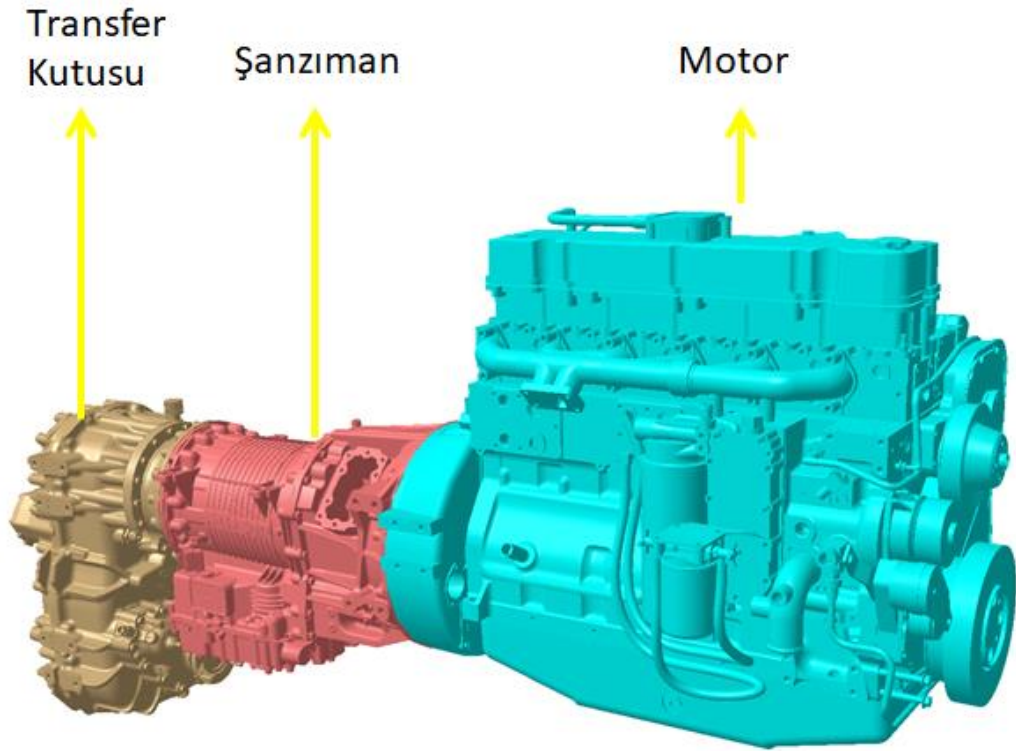
Şekil 3.4. Askeri araçlara ait şanzıman ve transmisyon örnekleri

Motorun güç üretmesi neticesinde açığa çıkardığı ısıya transmisyon ya da şanzıman dişlilerinin çalışması esnasında artan yağ sıcaklığı da eklendiğinde devasa bir soğutma ihtiyacı ortaya çıkar. Temel ısı kaynağı olan motor sadece kendini ısıtmakla kalmayıp güç paketi kompartımanı içerisindeki diğer komponentlerin de yüksek sıcaklığa maruz kalmasına ve ısınmasına sebep olacaktır. Bu yüzden motor ve transmisyonun verimli çalışabileceği rejim sıcaklıklarında tutulması ve diğer bileşenlerin de bu sıcaklıklardan etkilenmemesi için güç paketinin uygun bir soğutma sistemi ile soğutulması gerekmektedir. Soğutma sisteminin içeriği kullanılan motorun hava soğutmalı ya da su soğutmalı oluşuna göre değişir. Temel olarak soğutma sistemi radyatör, eşanjör, genleşme tankı ve fanlardan oluşur. Dış ortamdan fan ya da negatif basınç oluşturularak güç paketi kompartımanına çekilen hava eşanjörler vasıtasıyla motor suyunun ve transmisyon ya da şanzıman yağının soğutulmasını sağlar. Güç paketi ve bileşenlerini soğutan bu havanın uygun davlumbaz yapılarıyla yönlendirilerek tekrar atmosfere gönderilmesi sağlanır. Bu şekilde aracın görev profillerine ve çalışma koşullarına uygun bir güç paketi soğutma sistemi tasarlanır.

Askeri araçlar kullanım koşulları ve arazi şartları düşünüldüğünde yüksek oranda toz ve kurum gibi kirleticilerin olduğu ortamlarda çalışabilmektedir. Bu toz ve kurum motorun içerisine girdiğinde motorun silindir gömleği, motor yatakları ve subap gibi kritik önem arz eden parçalarında hasara sebep olabilir. Bu hasarlar motor performansında düşüşe sebep olabileceği gibi yakıt tüketiminin artmasına da sebep olmaktadır. Hava emiş sistemi havada bulunan toz ve kurum gibi kirleticilerin filtrelenmesini sağlayarak motora girmesini engeller. Hava emiş sistemleri temel olarak kaba toz filtresi, ince toz filtresi ve kaba toz atma fanlarından oluşmaktadır.

Egzoz sistemi ise yanma sonra oluşan atık gazların motordan ve güç paketi kompartımanından uzaklaştırılmasını sağlar. Bu esnada motorun sebep olduğu gürültünün bir kısmı da egzoz sisteminde yer alan susturucu vasıtasıyla sönümlenir. Bu sönümleme esnasında susturucunun ve egzoz hattının motor performansını olumsuz etkilemeyecek geri basınç değerlerinde olması gerekir. Askeri araçlarda istenmeyen kızıllötesi ize sebep olan egzoz gazının mümkün olduğunca soğutma havası ile karıştırılarak araçtan uzaklaştırıldığı egzoz sistemi tasarımı gerçekleştirilmeye çalışılır.

Bu çalışmada incelenen güç paketi konsepti Şekil 3.5.'te gösterildiği gibi motor, şanzıman ve transfer kutusundan oluşmaktadır.

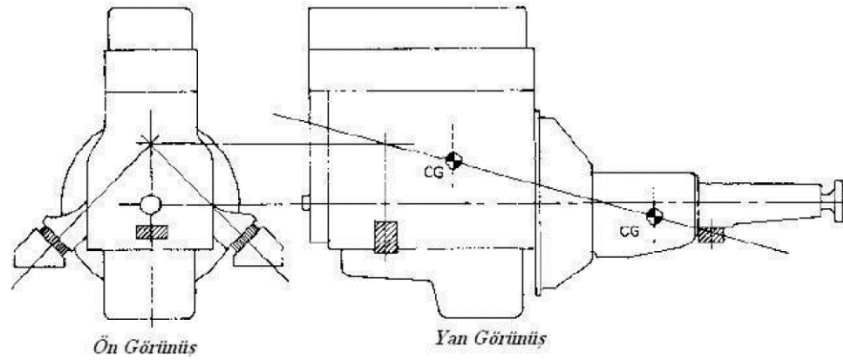


Şekil 3.5. Güç paketi konsepti

3.2. Güç Paketi Taşıyıcı Yapının Maruz Kaldığı Yükler

Askeri araçlarda muharebe etkileri dışında araç ömrünü ve personel konforunu belirleyen temel faktör ani yükler ve titreşimdir. Araç gövdesinden kaynaklanan ve yoldan gelen titreşimler de düşünüldüğünde araçtaki en büyük titreşim kaynağı motor, şanzıman ve aktarma organları olarak değerlendirilmektedir. Askeri araç üreticileri araç gövdesi ve ekipmanları üzerine etkileyen titreşim etkilerinin giderilmesi için farklı çözümler uygulamaktadırlar. Yoldan gelen titreşimlerin sönümlenmesi için kullanılan süspansiyon üniteleri, motor ve aktarma organlarından gelen titreşimlerin sönümlenmesi için kullanılan takozlar bu çözümlerden en temel olanlarıdır. Tekerlekli araçlarda en önemli titreşim kaynağının motor olduğu bilinmektedir.

Güç paketleri, konfigürasyonlarına bağlı olarak araç üzerine takozlar vasıtasıyla farklı şekilde asılabilirler. Klasik motor askı sistemlerinde genellikle motorun ön kısmında iki şanzımanın altında ise bir adet takoz kullanılır [26]. Temel olarak motor ve şanzımandan kaynaklı titreşimlerin araç gövdesine iletilmesini engellemeyi amaçlayan takozlar aynı zamanda motorun ve üzerine bağlı bileşenlerin ağırlığını da taşımaktadır [27]. Şekil 3.6.'da gösterildiği gibi güç paketi ağırlık merkezi ile takoz eksenlerinin kesişmesi hedeflenir.



Şekil 3.6. Güç paketi dönme eksenini ve takoz yerleşimi [28]

Güç paketlerinde motor ve şanzıman genellikle volan vasıtasıyla birbirine doğrudan bağlanır ve tek bir parça olarak kabul edilir. Her ne kadar askı sistemleri ile gövdeye bağlanmış olsa da motor belirli ölçüde hareket kabiliyetine sahiptir [29]. Motorun

yanma odasında yanma sonucu meydana gelen gaz kuvvetleri etkisiyle krank-biyel mekanizmasının doğası gereği gerçekleştirdiği doğrusal ve döngüsel hareketlerden kaynaklanan atalet kuvvetlerine ek olarak silindir kapağına etkiyen gaz basınç kuvveti motor bloğunun farklı eksenlerde periyodik olarak hareket etmesine sebep olur [30,31]. Tablo 3.1.'de yanma sonucu sürekli olarak meydana gelen ve titreşime sebep olan bu hareketlerin sebep olduğu zorlayıcı kuvvetler, nedenleri ve etkileri gösterilmiştir.

Tablo 3.1. İçten yanmalı motorlardaki kuvvetler, nedenleri ve etkileri [32]

Uyarım Tipi	Atalet Kuvvetleri		Gaz Kuvvetleri
Uyarım Kaynağı	Dönel hareketli parçalar	Doğrusal hareketli parçalar	Gaz Basınçları
Titreşimlere Etkileri	1. harmonik frekanslar	1., 2. ve daha düşük harmonik frekanslar	Tam ve Yarı Harmonik Frekanslar
	Blok Öteleme	Blok öteleme ve dönme	Blok Dönme
	Burulma titreşimleri		Burulma Titreşimleri

Güç paketi taşıyıcı yapının tasarımı ve uygun motor takozlarını seçmek için titreşime sebep olan kuvvet ve momentlerin doğru belirlenmesi gerekir. Tekerlekli zırlı araçlarda temel titreşim kaynağı olan motorda Tablo 3.1.'de belirtilen zorlayıcı kuvvetlere ek olarak motor üzeri bileşenlerden ve akışkanlardan kaynaklı diğer kuvvetlerin titreşime etkisi de söz konusudur. Motordan kaynaklanan titreşimlere nazaran ihmal edilebilir seviyede olsa da yoldan gelen titreşimin iletimini sağlayan aks, süspansiyon ve şaftlar da birer titreşim kaynağı olarak değerlendirilmektedir.

Yakıtın yanması sonucu açığa çıkan yüksek gaz basınçları içten yanmalı motorlarda hareketi sağlar. Dört zamanlı bir motorda yakıtın yanmasından egzozla atılmasına kadar olan her bir çevrimde silindir ve piston yüzeylerine değişken gaz basınç kuvvetleri etki eder. Gaz basınç kuvvetlerinin değişken olmasının temel nedeni pistonun yanma çevrimlerinde üst ölü nokta ile alt ölü nokta arasında yaptığı harekettir. Sıkıştırılmış hava yakıt karışımının yanma sonucu patlamasıyla ani artan gaz basıncı pistonun aşağı yönde hareket ederek silindir hacminin artmasına ve silindir içi gaz basıncının düşmesine sebep olur. Yanma sonucu açığa çıkan yüksek basınç silindir cidarlarında, piston başında ve özellikle silindir kapağında önemli ölçüde kuvvet

meydana getirir. Piston başına etkiyen gaz basınç kuvveti pistonu aşağı yönde iterken, silindir kapağına etkiyen gaz basınç kuvveti motor bloğunu yukarı yönde hareket etmeye zorlar.

Pistonun aşağı hareketiyle biyel kolu krank milini tahrik eder ve krank miline gelen kuvvet de motor bloğuna aktarılır. Pistonun silindir içerisinde ÜÖN ve AÖN arasında yaptığı hareketler esnasında gaz basıncı krank mili açısına göre farklılık göstermektedir. Gaz basıncının neden olduğu zorlama kuvvetleri ise silindir içi basıncın değişimine göre artmakta ya da azalmaktadır [33]. Yanma çevriminde pistonun yaptığı hareket kaynaklı basınç değişimlerine ek olarak çok silindirli içten yanmalı motorlarda her bir silindir içerisindeki gaz basınç profilinin farklı olması motorun diğer eksenler üzerinde de titreşimine sebep olur [34]. Rölanti devrinin doğası göre çevrimden çevrime görülen farklılıklar, vuruntu ve tekleme gibi istenmeyen durumlarda meydana gelen gaz basınç profillerindeki farklılıklar da titreşimlere önemli ölçüde etki eder. Gaz basınç kuvvetleri, yanma odası basıncının yüksek olduğu turbo şarjlı dizel motorlarda benzinli motorlara nazaran daha yüksektir.

Yanma sonucu açığa çıkan kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüşümünde pistonun hareketiyle birlikte pistonlu motorların çalışma prensibi doğrultusunda biyel kolu ve krank mili de doğrusal ve dönel hareketlerini yapar. Motorun çalışması esnasında periyodik olarak sürekli gerçekleşen bu hareketlere zıt yönde atalet kuvvetleri oluşur. Piston yanma sonucu AÖN'ya giderken motor bloğunu yukarı yönde zorlayan atalet kuvveti, pistonun ÜÖN'ya gittiği esnada motoru aşağı yönde hareketlendirir. Atalet kuvvetlerinin önemli bir kısmını oluşturan, doğrusal hareket yapan piston ve biyel kolu gibi parçaların atalet kuvvetleri bu parçaların indirgenmiş kütleleri ve ivmeleri dikkate alınarak hesaplanır. Doğrusal atalet kuvvetlerine ek olarak biyel, krank mili ve volan gibi krank mili üzerinde olan parçaların yaptığı dairesel hareketler de atalet kuvvetleri oluşturmaktadır. Piston ve biyelin dikey doğrultuda yaptığı hareket esnasında motor bloğuna dikey ataletler etkiyorken, biyelin piston pimi etrafında yaptığı dönme hareketinden kaynaklanan ve motor bloğuna yatay olarak etkiyen atalet kuvvetleri de motor bloğunun titreşimine sebep olur. Motor bloğunda

oluşan atalet kuvvetlerinin meydana getirdiği titreşimlere, biyelin krank muyluları ile yaptığı dairesel hareket neticesinde oluşan burulma titreşimleri de eklenir.

Zorlama kuvveti olarak tariflenen bu temel kuvvetlere ek olarak motor üzerindeki alternatör, dişli, pompa gibi hareketli parçaların sürtünmelerinden kaynaklanan atalet kuvvetleriyle egzoz gazı, motor yağı, motor suyu gibi sıvıların sebep olduğu kuvvetler de titreşimlere sebep olur. Bu kuvvetlere ilaveten tekerlekli zırhlı araçlarda arazi kaynaklı olarak yoldan gelen kuvvetler de önemli titreşim kaynaklarıdır.

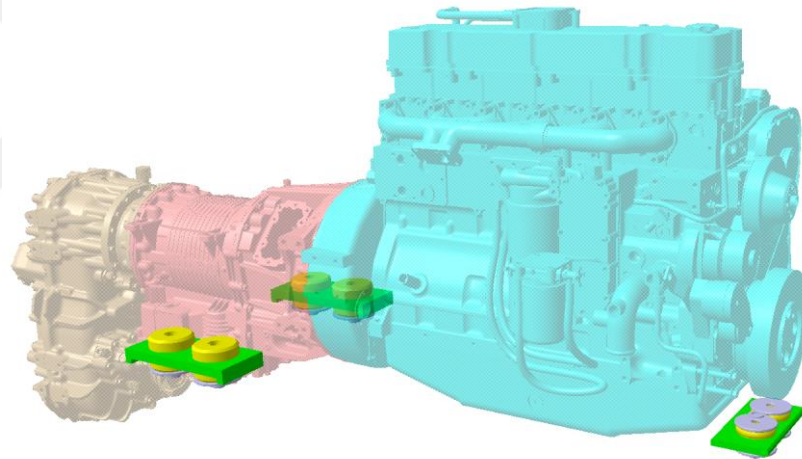
3.3. Güç Paketi Taşıyıcı Yapının Tasarımı

Güç paketinin araç içine yerleştirilmesi otomotiv alanındaki en önemli konulardan biridir. Başlarda motor ve aktarma organları güçlü civatalar yardımıyla şasiye bağlanmakta ve bu, motor ve aktarma organlarının şasinin bir parçasıymış gibi davranmasına sebep olmaktaydı. Günümüzde bu tip bağlantı tipi bazı yarış araçlarında görülse de binek araçlarda ve özellikle arazi şartlarından kaynaklı çok farklı yüklerle maruz kalan askeri araçlarda sebep olduğu mukavemet ve NVH sorunları nedeniyle artık tercih edilmemektedir. Yapılan çalışmalar ve karşılaşılan problemler neticesinde bu bağlantılarda rijid montajlardan kaçınılarak kauçuk rondela ve helezon yay ara parçaların kullanıldığı yarı esnek montajlara geçildi. Bu çözümler dayanıklılık açısından faydalı olsa da NVH problemlerinin çözülmesinde beklenen iyileşme sağlanamamıştır [35]. Nitekim otomobil üreticileri titreşim izolasyonu için kauçuğun özelliğinden faydalanarak rijid bağlantı anlayışını büyük oranda terk etmişlerdir. Daha sonraki yapılan çalışmalarda ise takozları yükün merkezinde olacak şekilde konumlayıp tork dönme eksenini ile elastik takoz eksenini hizalayarak NVH sorunlarını çözmeye çalışmışlardır.

Güç paketinin araç üzerindeki konumunu ve yerleşimini belirleyen temel faktör motordur. Motorun güç paketi kompartımanına aracın hareket doğrultusunda ya da enlemesine yerleştirilmesi motor bağlantısını, dolayısıyla da güç paketinin yerleşimini doğrudan etkiler. Motorun konumu belirlendikten sonra şanzıman ve diğer güç aktarma organlarının konumları da belirlenmiş olur. Bağlantı konumları belirlendikten

sonra güç paketi ağırlığını taşımak ve motordan ve yoldan gelen titreşimlerin araç gövdesine iletilmesini engellemek için uygun takozlar vasıtasıyla titreşim yalıtımı sağlanmaktadır. Titreşimin önlenmesi için takozlar kadar takozların bağlı olduğu braketler ya da taşıyıcı yapılar da sistemin performansı açısından kritik önem arz etmektedir. Takozlar ve braketlerden oluşan klasik motor askı sistemlerinin aksine askeri araçlarda güç paketi takozlarının bağlantıları çok daha farklı ve kompakt yapılarla sağlanmaktadır.

Bu çalışmada incelenen güç paketi, konsept aracın yapısı gereği araç üzerine üç noktadan bağlanacak şekilde çalışılmıştır. Şekil 3.7.'de görüleceği gibi güç paketi motorun ön kısmında krank kasnağının altından ve şanzımanın sağ ve sol yanından takozlar üzerine taşıyıcı yapı vasıtasıyla bağlanmaktadır.



Şekil 3.7. Güç paketi takozlarının yerleşimi

Titreşim sönümlenmenin yanısıra güç paketinin araç gövdesine girme ve çıkma senaryolarında tek bir bileşen gibi davranmasını sağlıyor oluşu, düzenli bakım faaliyetleri esnasında sağladığı erişim ve bir yerden başka bir noktaya taşınma kolaylığını, güç paketinin hazırlanması esnasında sağladığı rahat montaj kabiliyeti gibi avantajlar askeri araç üreticilerini güç paketi taşıyıcı yapılar tasarlamaya sevk etmiştir. Titreşim, ağırlık, maliyet, güç paketi hacmi, üretilebilirlik ve sürüş konforu gibi temel parametreler güç paketi taşıyıcı yapının tasarımına yön veren tasarım girdileridir.

Güç paketi taşıyıcı yapıların tasarımı esnasında sistemin doğal frekansı ile güç paketi tahrik frekanslarının üst üste gelmemesine dikkat edilmelidir. Her ne kadar taşıyıcı yapının doğal frekansından bağımsız olarak güç paketi titreşimleri uygun yay katsayısı ve sönüm özelliklerine sahip, kullanım ömrü boyunca güvenilirliği sağlayacak takozların tasarlanmasıyla giderilebilecek olsa da bu çözüm maliyet açısından çok uygun değildir. Bu yüzden detay tasarım esnasında genellikle belirli aralıktaki titreşim genliğini ve frekansını sönümleyebilen raf ürünü takozlar kullanılır. Tahrik frekansları ve sistem frekanslarının çakışmaması, bir başka deyişle sistemin rezonansa girmemesi adına seçilen takozların sönüm kabiliyetleri göz önünde bulundurularak taşıyıcı yapının tasarım hedefi belirlenir. İlk bakışta taşıyıcı yapının doğal frekansının düşük olması için büyük kütleli rijid yapıların tasarlanması çözüm olarak düşünülse de güç paketi kompartımanındaki hacimsel kısıtlamalar, taşıyıcı yapının ağırlığının araç ağırlığına etkisi, montaj yapılabilirlik ve üretilebilirlik gibi girdiler taşıyıcı yapının kompakt bir tasarım halini almasına sebep olur. Bu doğrultuda sistem gereksinimleri göz önünde bulundurularak kaynaklı ve döküm üretim yöntemi ile üretilecek iki tip taşıyıcı yapı konsepti belirlenmiştir. İlk başta hem mukavemet, hem de NVH yaklaşımı açısından üç noktadan bağlantıyı sağlayan tek bir taşıyıcı yapı uygun bir çözüm olarak değerlendirilse de yapının ağırlığı ve hacimsel kısıtlamalar göz önüne alındığında üç nokta için de ayrı taşıyıcı yapı tasarımının daha etkin olduğu değerlendirilmiştir. Bu çalışmada incelenecek olan taşıyıcı yapı şanzıman yanlarında olanlardan aracın sağ tarafında bulunmaktadır.

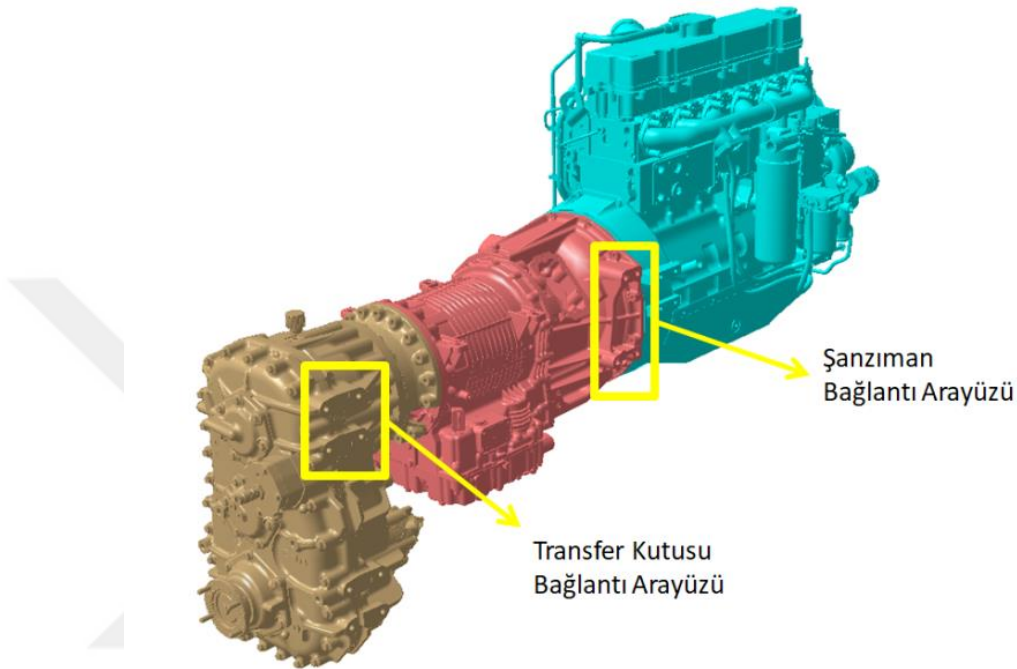
3.3.1. Kaynaklı yapı tasarımı

Üretim kolaylığı, tedarik edilebilirlik ve malzeme davranışının sektörde iyi bilinmesi nedeniyle kaynaklı taşıyıcı yapının malzemesi St52 olarak belirlenmiştir. St52 malzeme özellikleri Tablo 3.2.'de gösterilmiştir.

Tablo 3.2. St52 malzeme özellikleri

Elastisite modülü	210 GPa
Yoğunluk	$7900 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Akma dayanımı	355 MPa
Poisson oranı	0,3

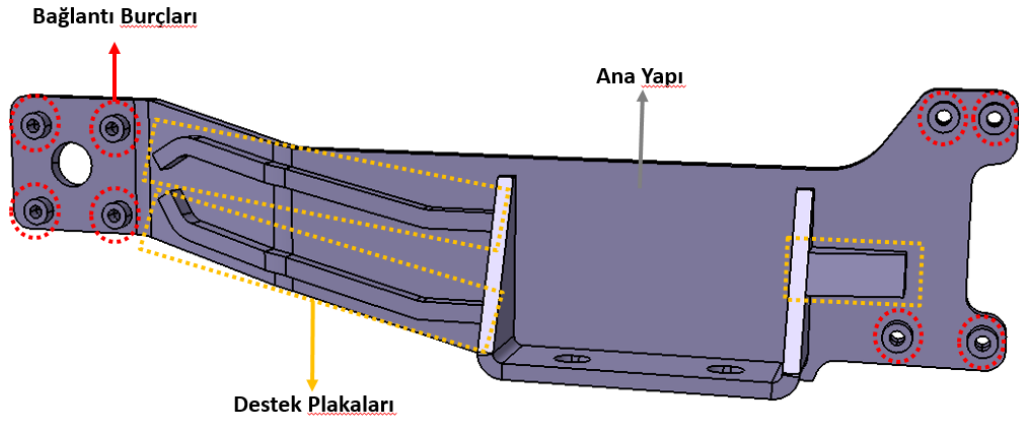
Malzeme belirlendikten sonra kaynaklı üretim için uygun, kaynağı yapacak personelin rahat çalışabileceği taşıyıcı yapı tasarımı CATIA V5 ortamında üç boyutlu olarak modellenecektir. Kaynaklı taşıyıcı yapı Şekil 3.8.'de gösterilen şanzıman ve transfer kutusu üzerindeki bağlantı arayüzlerine civatalar vasıtasıyla montajlanmaktadır.



Şekil 3.8. Taşıyıcı yapı bağlantı arayüzleri

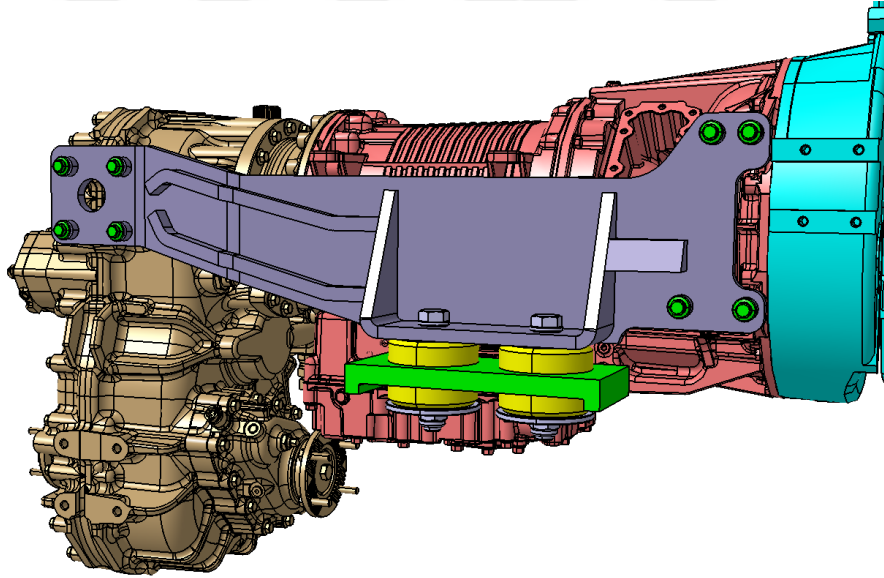
Taşıyıcı yapının bağlantısı yapılırken şanzıman ve transfer kutusu bağlantı arayüzlerini kullanmasının temel sebebi motor ve şanzıman bağlantısının güvenilirliği ve güç paketinin üç noktadan bağlanıyor oluşudur.

Bağlantı noktalarının da belirlenmesi ile taşıyıcı yapının yapısal formu genel hatlarıyla belirlenmiş olur. Form verilmiş büyük boyutlu plakaların mukavemetinin düz plakalara göre daha yüksek olduğu bilindiği için ana plakanın formlu yapıda olması avantaj sağlayacaktır. Ana plaka üzerine civata bağlantılarının yapılacağı burçlar yerleştirilir ve yapının istenen mukavemete sahip olması için destek plakaları eklenir. Şekil 3.9.'da kaynaklı taşıyıcı yapının üç boyutlu modeli gösterilmektedir.



Şekil 3.9. Kaynaklı güç paketi taşıyıcı yapının üç boyutlu modeli

Şekil 3.10.'da ise taşıyıcı yapının güç paketi ile birlikte araç üzerindeki montajlı hali görülmektedir. Konsept aracın gövde formu nihai olarak oluşturulmadığı için takozlar gövdeyi simüle edecek bir yapı üzerine konumlandırılmıştır. Üç boyutlu modeli oluşturulan taşıyıcı yapının ağırlığı yaklaşık 48kg'dır.



Şekil 3.10. Kaynaklı güç paketi taşıyıcı yapının araç üzerindeki görünümü

3.3.2. Döküm yapı tasarımı

Döküm yöntemi ile üretilecek taşıyıcı yapının üretim ve tasarım sürecinin karmaşıklığı kaynaklı yapıya nazaran daha fazladır. Döküm kalıbın hazırlanması, hazırlanan taşıyıcı yapı modelinin kalıptan çıkmaya uygunluğu, döküm hataları ve üretim süreleri ele

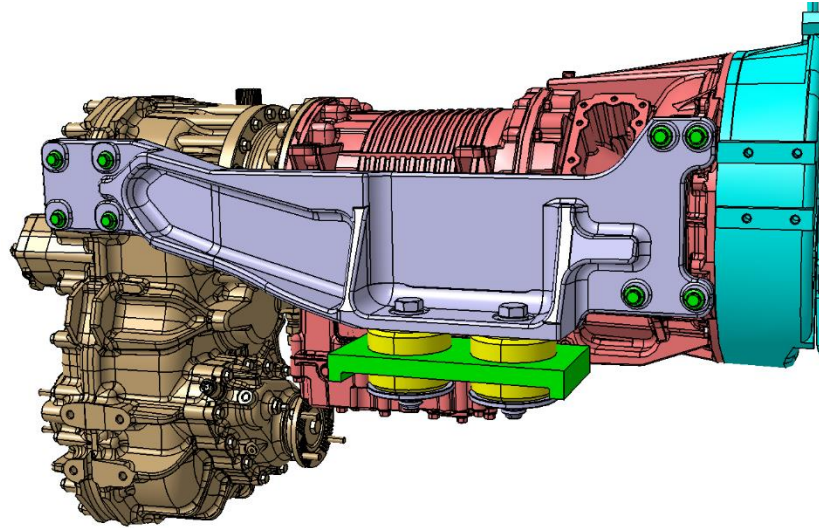
alındığında zor bir süreç olarak görünse de nihai ürünün tek parça olması avantaj sağlamaktadır. Döküm yöntemi ile üretilecek taşıyıcı yapının malzemesi GGG50 olarak belirlenmiştir. Kaynaklı yapı malzeme belirleme sürecinde olduğu gibi döküm yöntemi malzemesi belirlenirken de bulunabilirlik, üretici kabiliyetleri ve maliyetler göz önünde bulundurulmuştur. GGG50 malzeme özellikleri Tablo 3.3.'de gösterilmiştir.

Tablo 3.3. GGG50 malzeme özellikleri

Elastisite modülü	169 GPa
Yoğunluk	7300 x10 ⁻⁶ kg/mm ³
Akma dayanımı	320 MPa
Poisson oranı	0,275

Döküm taşıyıcı yapı bağlantıları da şanzıman ve transfer kutusu bağlantı arayüz noktaları kullanılarak yapılmış, karşılaştırmanın sağlıklı olması adına kaynaklı yapı formunu korumaya özen gösterilmiştir.

Şekil 3.11.'de döküm taşıyıcı yapı modelinin araç üzerindeki montajlı hali gösterilmektedir. Tasarlanan döküm taşıyıcı yapının ağırlığı yaklaşık 46kg'dır.



Şekil 3.11. Döküm güç paketi taşıyıcı yapının araç üzerindeki görünümü

BÖLÜM 4. ANALİZLER

Endsütrinin her sektöründe olduğu gibi askeri araç geliştirme süreçlerinde de test ve doğrulama maliyetlerini düşürmek, yapılan çalışmayı doğrulamak ve nihai tasarıma ulaşmak adına bilgisayar destekli mühendislik (CAE) uygulamalarından faydalanılmaktadır. Bilgisayar destekli mühendislikte temel amaç gerçek duruma en yakın şekilde modellenen parçaların çalışma koşulları altında nasıl davranacağı bilgisayar ortamında tespit ederek dayanım sorunlarını ortadan kaldırmaktır.

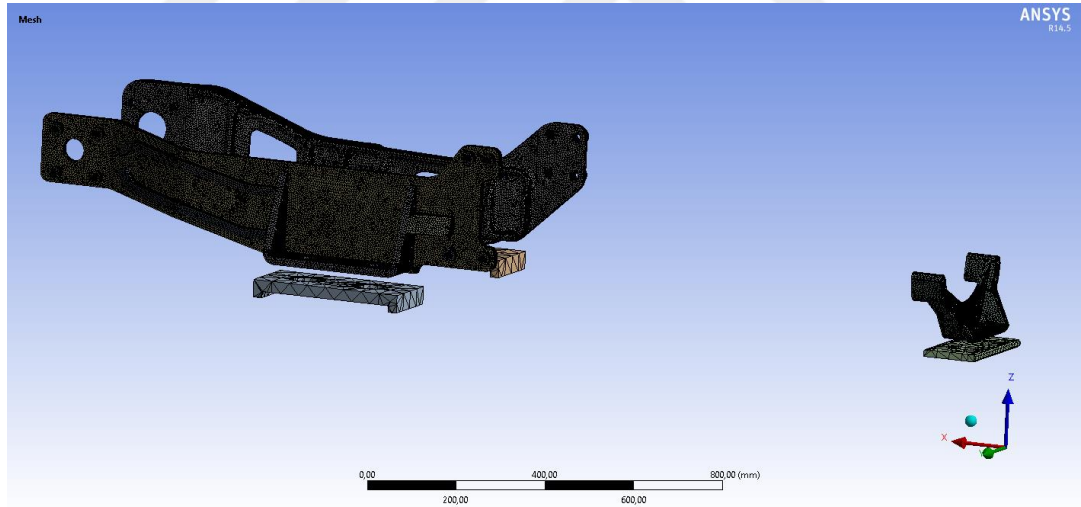
Sistem ve alt sistem doğrulama testleri için harcanan zaman ve maliyetin azaltılması için bilgisayar destekli mühendislik çalışmalarıyla elde edilen çıktıların test sonuçlarıyla uyuşması beklenmektedir. Bu sayede bazı parça ve sistemler, uygulanan yöntemin güvenilirliğine göre test edilmeden onaylanabilir ve kullanılabilirler. Askeri araçlardan beklenen dayanıklılık ve güvenilirlik düşünüldüğünde özellikle mayına dayanıklılık ve balistik testlerinin zaman ve maliyet yükü bilgisayar destekli mühendislikle azaltılabilir.

Bilgisayar destekli mühendislikte kullanılan en etkili yöntemlerden biri sonlu elemanlar yöntemidir (FEM). Bu yöntemde incelenen yapı boyutları belirlenerek birçok elemana bölünür ve bu elemanların birleştirilmesiyle elde edilen denklemler kullanılan paket programlar yardımıyla çözülür.

Bu bölümde kaynaklı ve döküm yöntemine göre tasarlanan güç paketi taşıyıcı yapının sonlu elemanlar yöntemi ile sırasıyla statik ve modal analizleri yapılmıştır. Bu analizler yapılırken “ANSYS” yazılımı kullanılmıştır. ANSYS statik, dinamik, akışkan ve ısı transferi analizlerinde tercih edilen, dünya çapında kabul görmüş bir programdır.

Tez çalışması kapsamında yapılacak analizler için hazırlanan model kullanılan program vasıtasıyla mesh atılarak 961034 adet orta kaliteli tetrahedral sonlu elemana ayrılmış ve bu elemanların denklemlerinin çözüleceği 1427412 adet düğüm noktası oluşmuştur. Mesh eleman sayısına ve bu problemin çözümü için doğruluğuna karar verebilmek için elde edilen analiz sonuçlarıyla mesh eleman sayısının artırılması sonucu elde edilen sonuç arasındaki farkın %5'ten az olmasına dikkat edilmiştir. Belirlenen bu farkın sağlandığı eleman sayısının yeterli olduğuna karar verilmiş ve bu mesh modeli ile sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir.

Analizler gerçekleştirilirken tez çalışmasında incelenen taşıyıcı yapıya ek olarak diğer taşıyıcı yapılara da aynı şekilde mesh atarak karşılaştırma yapabilmek için analiz modeline dahil edilmiştir. İnceleme kapsamında olmadığı ve analizin çözüm süresini çok uzattığı için araç gövdesini simule eden yapılarla takozlara otomatik mesh atılmıştır. Şekil 4.1.'de mesh atılmış modele ait görsel görülmektedir.



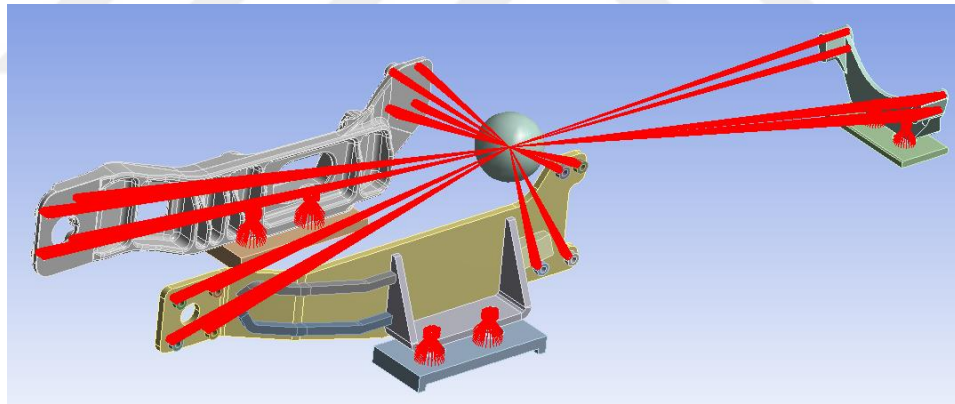
Şekil 4.1. Mesh atılmış model

Şekil 4.2.'de ise mesh detayları gösterilmektedir.

Details of "Mesh"	
[-] Defaults	
Physics Preference	Mechanical
☐ Relevance	0
+ Sizing	
+ Inflation	
[-] Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
+ Advanced	
+ Defeaturing	
[-] Statistics	
☐ Nodes	1427412
☐ Elements	961034
Mesh Metric	None

Şekil 4.2. Analiz modeli mesh detayları

Analizler gerçekleştirilirken güç paketi daha önce belirtildiği gibi üç noktadan, her bir taşıyıcı yapıyı iki takoz üzerine konumlandırarak şekilde gövde üzerine yerleştirilmiştir. Güç paketi tek bir kütle halinde güç paketi ağırlık merkezine nokta kütle olarak tanımlanmıştır. Nokta kütlenin bağlantı arayüzleri ile olan ilişkisi Şekil 4.3.'te gösterilmektedir.



Şekil 4.3. Nokta kütle ve bağlantı arayüzleri ilişkisi

Toplam ağırlığı 1478kg olan güç paketi analiz modelinde rijit olarak kabul edilmiş ve ağırlık kırılımı Tablo 4.1.'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1. Güç paketi ağırlık kırılımı

Bileşen	Ağırlık [kg]
Motor	835
Şanzıman	318
Transfer Kütüsü	325

Motorun ön kısmında olan krank kasnağı takozu ile şanzımanın sağ ve sol yanlarında olan şanzıman takozları sonlu elemanlar modelinde yay eleman olarak tanımlaması yapılmış ve rijitlik değerleri Tablo 4.2.'de verilmiştir. Verilen rijitlik değerleri takozların üzerinde taşıyacağı yüke, sistemin tahrik frekanslarına ve genliğine göre seçimi yapılan güç paketi takozlarının değerleridir.

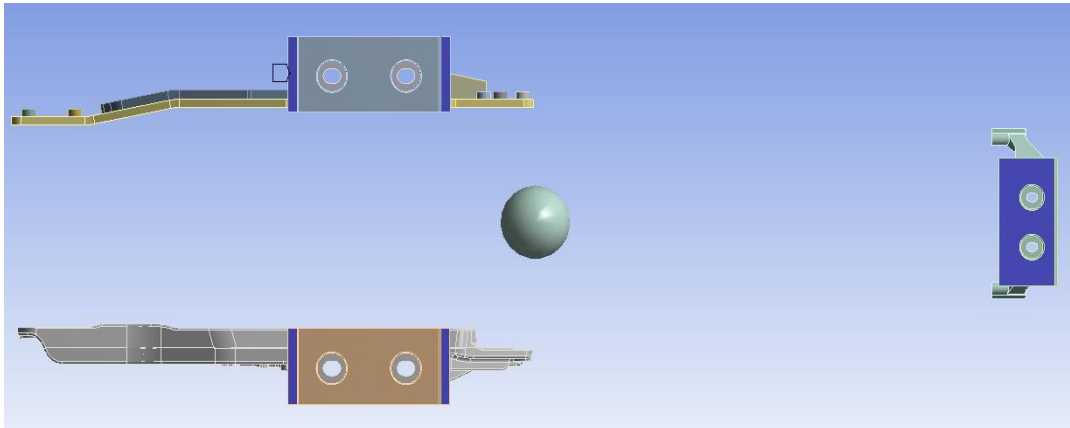
Tablo 4.2. Takoz rijitlikleri

		Motor Ön Takozu	Şanzıman Yan Takozları
Rijitlik Değeri [N/mm]	T_x	420	270
	T_y	420	270
	T_z	3100	2300

4.1. Taşıyıcı Yapının Statik Analizi

Sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra taşıyıcı yapının statik olarak incelenmesi için maruz kalacağı yüklerin ve sınır koşullarının tanımlanması gerekmektedir.

Güç paketi taşıyıcı yapı tıpkı klasik motor askı sistemlerinde olduğu gibi aktif eleman olarak tanımlanmaktadır. Bu yüzden sonlu elemanlar modelinde araç gövdesini simüle eden pasif yapılar Şekil 4.4.'da görüldüğü gibi “fixed support” olarak tanımlanmıştır.



Şekil 4.4. Pasif yapıların tanımlanması

Genel otomotiv uygulamalarında statik yükleme senaryoları için yapısal dayanım incelenirken tanımlanan standart yükler Tablo 4.3.'de gösterilmektedir.

Tablo 4.3. Yapısal dayanımda bazı standart yüklemeler [36]

Standart Yükleme Durumu – Yapısal dayanım	İvme [G]		
	x	y	z
Dikey tümsek	0.00	0.00	3.00
Yatay tümsek	2.00	0.00	1.00
Yanal tümsek	0.00	2.50	1.00
Frenleme & Viraj	0.75	0.75	1.00

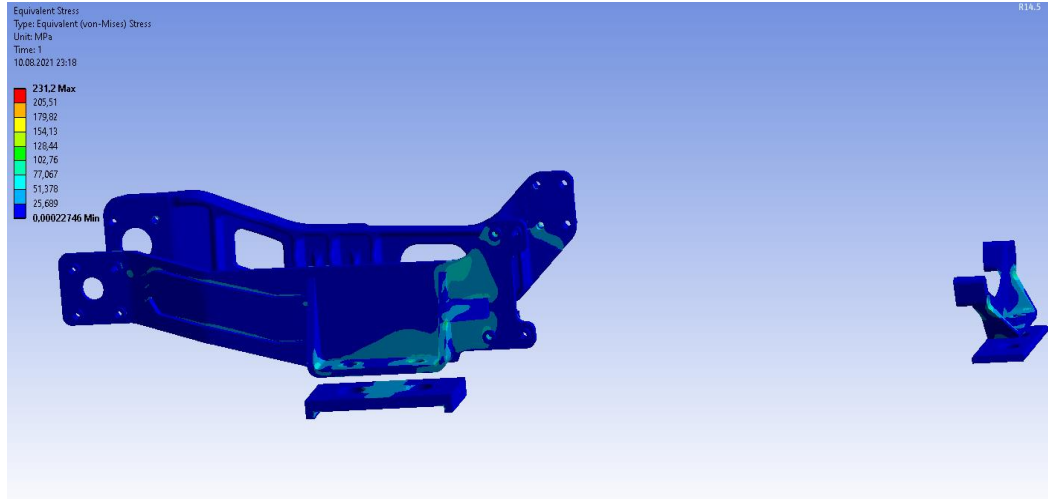
Askeri araçlarda güç paketi standart uygulamalarda olduğundan çok daha farklı ve fazla yüklere maruz kaldığı için yükleme koşulları olarak tanımlanması gereken ivme değerlerinin standart uygulamalardan fazla olması doğaldır. Literatürde askeri araçların güç paketlerine gelen yüklerle ilgili doğrudan bir bilgi olmadığı için bu çalışmada daha önceki çalışmalarda en kritik iki senaryo olarak değerlendirilen çarpma ve çukura girme senaryolarından elde edilen ivme değerleri referans alınacaktır.

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulup sınır ve yükleme koşullarının belirlenmesiyle sırasıyla kaynaklı ve döküm yapının statik analizleri gerçekleştirilmiştir.

4.1.1. Kaynaklı yapının statik analizi

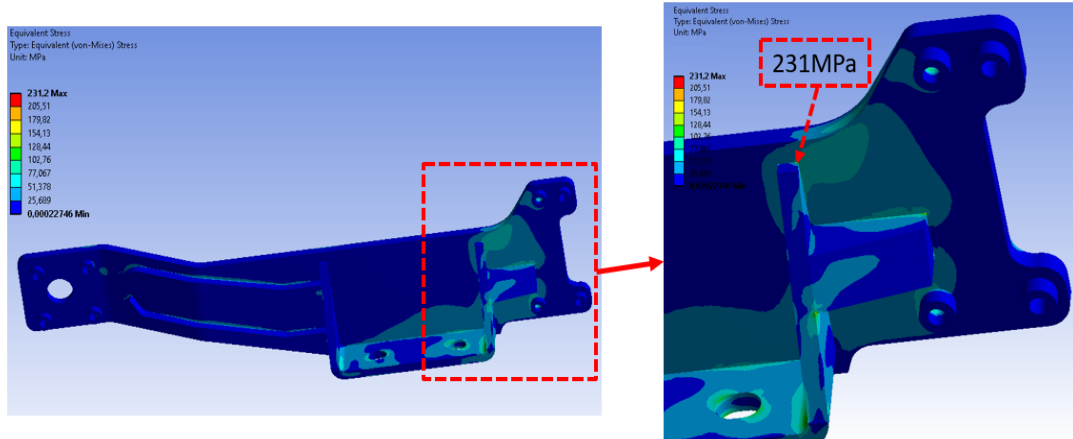
Kaynaklı taşıyıcı yapının statik analiz sonuçları incelendiğinde kaynak bölgelerinde ve bağlantı noktalarındaki gerilmelerin yapının geri kalanına göre bölgesel olarak yüksek çıktığı görülmüştür. Ana yapı ile destek plakalarının kaynak bölgesindeki gerilmelerinin yüksek olması her ne kadar beklense de bu etkinin minimum seviyede olması istenir. Bu doğrultuda kaynak zafiyetini azaltmak için kaynak boyu ve tipi değiştirilebilir.

Şekil 4.5.'te çarpma senaryosunda kaynaklı taşıyıcı yapının varlığında, bütün taşıyıcı yapılarda açığa çıkan gerilme dağılımı görülmektedir.



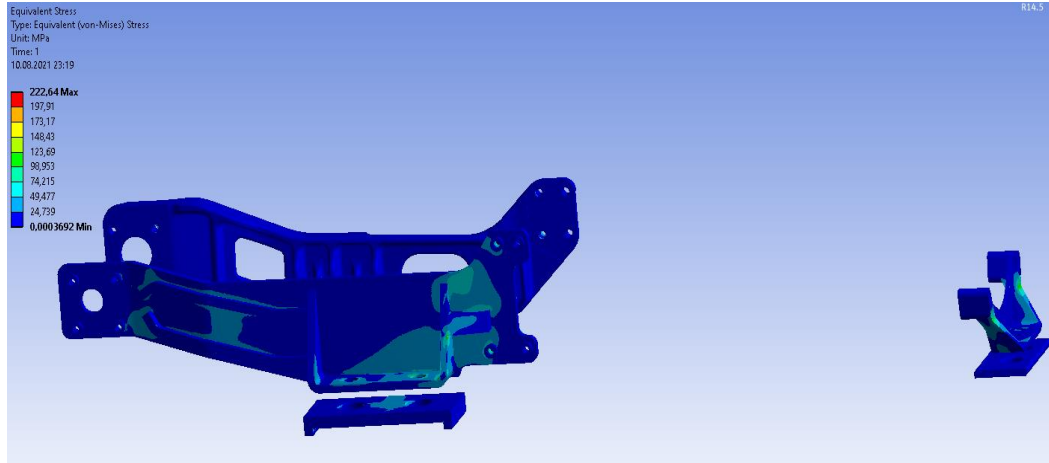
Şekil 4.5. Çarpma senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı

Çarpma senaryosunda inceleme kapsamındaki yapının gerilme dağılımı ise Şekil 4.6.'da gösterilmektedir. Kaynaklı taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme 231MPa'dır.



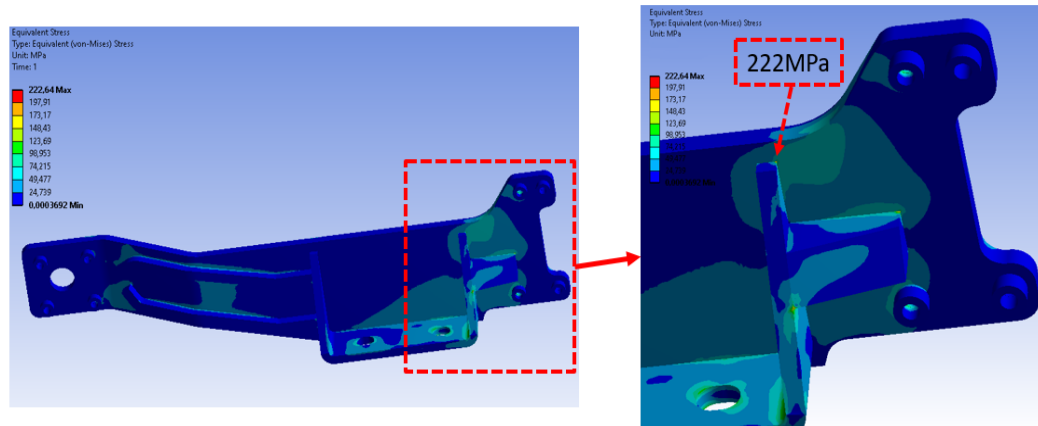
Şekil 4.6. Çarpma senaryosunda kaynaklı taşıyıcı yapı gerilme dağılımı

Şekil 4.7.'de ise çukura girme senaryosunda bütün taşıyıcı yapılarda açığa çıkan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.7. Çukura girme senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı

Çukura girme senaryosunda inceleme kapsamındaki yapının gerilme dağılımı ise Şekil 4.8.'de gösterilmektedir. Kaynaklı taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme 222MPa'dır.



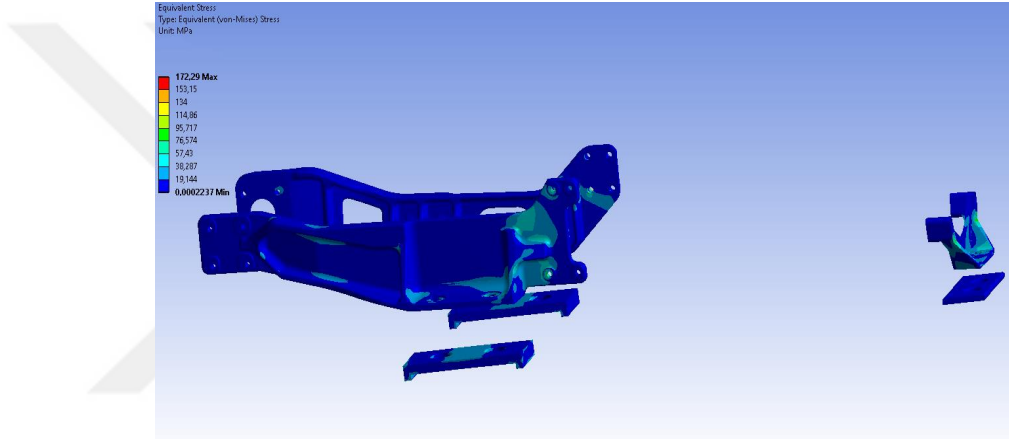
Şekil 4.8. Çukura girme senaryosunda kaynaklı taşıyıcı yapı gerilme dağılımı

St52 malzemenin akma dayanımının 355MPa olduğu bilgisinden yola çıkarak kaynaklı taşıyıcı yapı çarpma ve çukura girme senaryoları için sırasıyla 1,53 ve 1,59 emniyet katsayısına sahiptir. Statik analiz sonuçlarına göre güç paketi kaynaklı taşıyıcı yapının yapısal dayanım açısından emniyetli olacağı değerlendirilmektedir.

4.1.2. Döküm yapının statik analizi

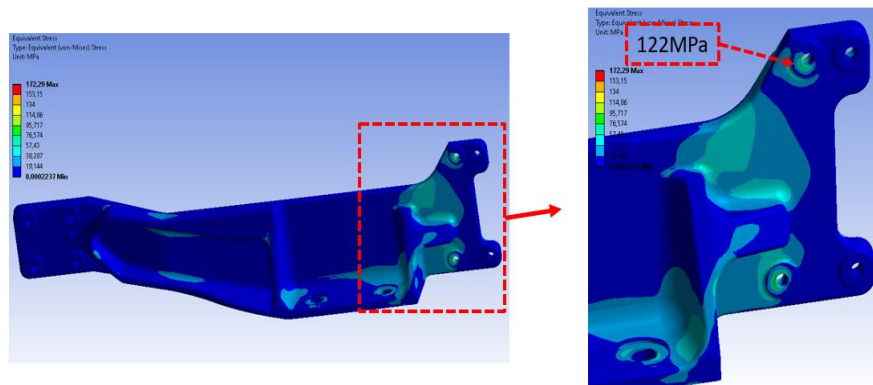
Döküm taşıyıcı yapının statik analiz sonuçlarında ise gerilmelerin beklenildiği gibi bağlantı bölgelerinde yoğunlaştığı görülmüştür. Yapının formlu olduğu bölgelerde gerilme yığılmalarını önlemek adına geniş radyusler kullanılarak keskin dönüşlerden kaçınılmıştır.

Şekil 4.9.'da çarpma senaryosunda döküm taşıyıcı yapının varlığında, bütün taşıyıcı yapılarda açığa çıkan gerilme dağılımı görülmektedir.



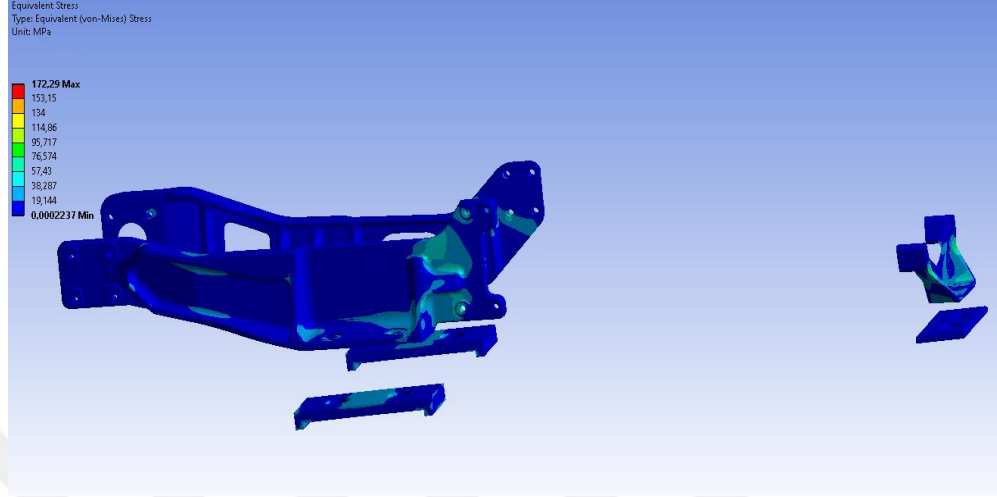
Şekil 4.9. Çarpma senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı

Çarpma senaryosunda inceleme kapsamındaki yapının gerilme dağılımı ise Şekil 4.10.'da gösterilmektedir. Döküm taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme 122MPa'dır.



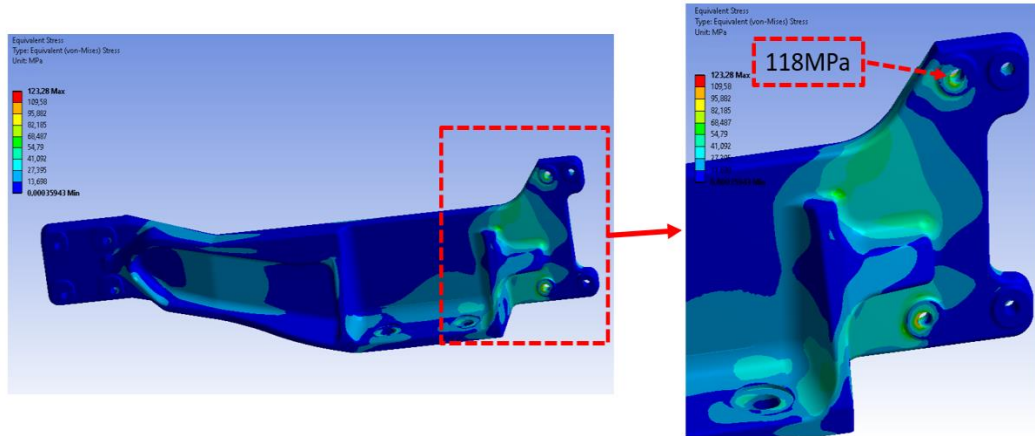
Şekil 4.10. Çarpma senaryosunda döküm taşıyıcı yapı gerilme dağılımı

Şekil 4.11.'de ise çukura girme senaryosunda bütün taşıyıcı yapılarda açığa çıkan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.11. Çukura girme senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı

Çukura girme senaryosunda inceleme kapsamındaki yapının gerilme dağılımı ise Şekil 4.12.'de gösterilmektedir. Döküm taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme 118MPa'dır.



Şekil 4.12. Çukura girme senaryosunda döküm taşıyıcı yapı gerilme dağılımı

GGG50 malzemenin akma dayanımının 320MPa olduğu bilgisinden yola çıkarak döküm taşıyıcı yapı çarpma ve çukura girme senaryoları için sırasıyla 2,62 ve 2,71 emniyet katsayısına sahiptir. Statik analiz sonuçlarına göre güç paketi döküm taşıyıcı yapının yapısal dayanım açısından emniyetli olacağı değerlendirilmektedir.

4.2. Taşıyıcı Yapının Modal Analizleri

Taşıyıcı yapının NVH analizleri gerçekleştirilirken güç paketinde temel titreşim kaynağı olan motorun tahrik frekansları referans alınmıştır. Bu çalışmada ele alınan dört zamanlı ve 6 silindirli motorun rölanti devri 700rpm, maksimum devri ise 2100rpm'dir. Motor tahrik frekansı ise eşitlikteki (Denklem 4.1) gibi hesaplanmaktadır.

$$f = \frac{\text{Motor Devri (rpm)}}{60} \times \frac{\text{Silindir Sayısı}}{2} \quad (4.1)$$

Denklem 4.1'den yola çıkarak motor tahrik frekansını 35 – 105 Hz aralığında olduğu hesaplanır. Sonlu elemanlar modelinde yapılan hatalar ve analiz kabulleri göz önünde bulundurulduğunda güvenli alanda kalmak için elde edilen tahrik frekansı aralığının 1,18 emniyet katsayısıyla genişletilmesi doğru olacaktır. Bu doğrultuda motor tahrik frekans aralığı 29 – 124 Hz olarak güncellenir.

Mesh kalitesi modal analiz sonuçlarını önemli ölçüde etkilemediği için çözümün hızlı olması adına birim eleman boyutları modal analiz kapsamında büyütülmüştür.

4.2.1. Kaynaklı yapının modal analizi

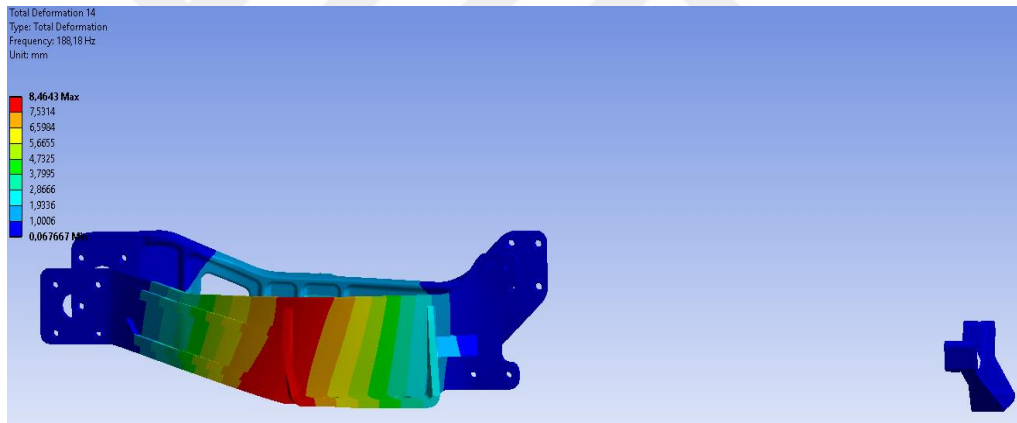
ANSYS Workbench ortamında oluşturulan sonlu elemanlar modeli ile bütün taşıyıcı yapılarda oluşan doğal frekanslar incelenmiş olup bu frekansların motor tahrik frekans aralığının dışında olması hedeflenmiştir.

Tablo 4.4. Kaynaklı taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]	Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]
1	0	3,06	7	188,18	8,46
2	0	0,96	8	217,61	7,52
3	1,68E-04	0,83	9	319,33	15,64
4	5,75E-04	1,62	10	390,12	12,84
5	9,16E-04	3,46	11	528,35	12,23
6	2,34E-02	2,90	12	607,61	9,39

Tablo 4.4.'de modal analiz sonucu kaynaklı yapının varlığında elde edilen güç paketi taşıyıcı yapının frekans ve deformasyon değerleri gösterilmektedir. Doğal frekans değişimini göstermek adına incelenen 20 moddan sadece 12 mod tabloya yansıtılmıştır. İlk altı mod güç paketinin x,y,z eksenleri doğrultusunda ve bu eksenlerin etrafında dönme neticesinde oluşan takozlar üzerindeki rijit gövde modlarıdır. Aracın gövde yapısından bağımsız olarak gerçekleştirilen bu analizde yedinci moddan itibaren kaynaklı yapının varlığında bütün taşıyıcı yapının ve ona bağlı bileşenlerin lokal modları oluşmaktadır.

Yapılan modal analiz sonucuna göre sistemin motor tahrik frekans aralığı dışında kaldığı, bu frekanslarda yapının rezonansa girmeyeceği ve titreşim açısından güvenli olacağı değerlendirilmektedir. Şekil 4.13.'de bütün taşıyıcı yapının yedinci moddaki mod şekli ve deformasyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.13. Kaynaklı taşıyıcı yapı varlığında yedinci moddaki mod şekli ve deformasyon

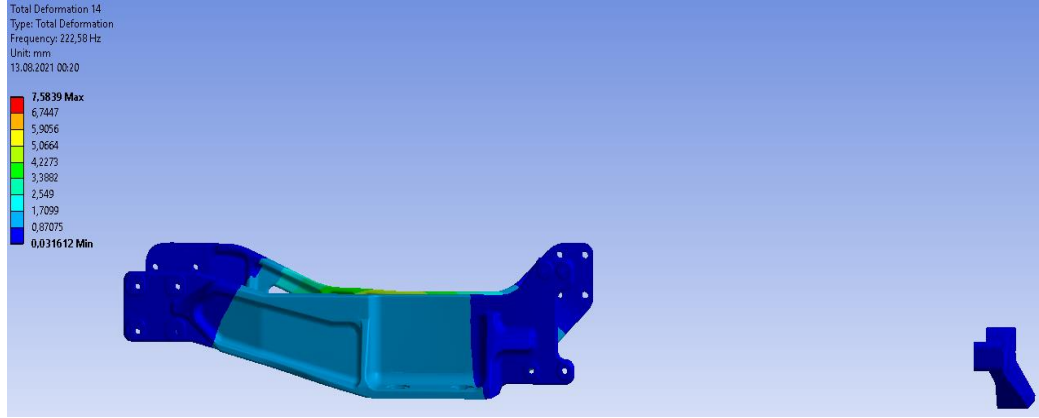
4.2.2. Döküm yapının modal analizi

Döküm yapının modal analizi de kaynaklı yapının modal analizinde olduğu gibi aynı yöntemler iznelerek gerçekleştirilmiştir. Tablo 4.5.'te modal analiz sonucu döküm yapının varlığında elde edilen güç paketi taşıyıcı yapının frekans ve deformasyon değerleri gösterilmektedir. Doğal frekans değişimini göstermek adına incelenen 20 moddan sadece 12 mod tabloya yansıtılmış, kaynaklı yapıda analizinde olduğu gibi yedinci moddan itibaren döküm taşıyıcı yapının varlığında bütün taşıyıcı yapının lokal modları oluşmaktadır.

Tablo 4.5. Döküm taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]	Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]
1	0	2,77	7	222,58	7,58
2	0	3,15	8	289,11	8,36
3	3,69E-04	0,89	9	363,67	12,31
4	4,21E-04	2,44	10	408,13	12,41
5	9,05E-04	2,52	11	637,09	9,13
6	1,38E-02	2,78	12	655,17	13,19

Yapılan modal analiz sonucuna göre sistemin motor tahrik frekans aralığı dışında kaldığı, bu frekanslarda yapının rezonansa girmeyeceği ve titreşim açısından güvenli olacağı değerlendirilmektedir. Şekil 4.14.'de bütün taşıyıcı yapının yedinci moddaki mod şekli ve deformasyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.14. Döküm taşıyıcı yapı varlığında yedinci moddaki mod şekli ve deformasyon

4.3. Nihai Taşıyıcı Yapının İncelenmesi

Kaynaklı taşıyıcı yapı ve döküm taşıyıcı yapının statik ve modal analizleri sonuçlarına göre döküm taşıyıcı yapının hem statik yüklemelerde daha iyi dayanıma sahip olduğu, hem de kaynaklı yapıya göre motor tahrik frekanslarından daha yüksek frekanslarda tahrik edildiği görülmüştür. Bu nedenle döküm taşıyıcı yapının tasarımı iyileştirilerek döküm üretim yöntemi ile üretilecek nihai bir taşıyıcı yapı tasarımına gidilmiştir. Bu iyileştirmedeki temel motivasyon mukavemet ve titreşim açısından uygun olmakla kalmayıp, daha hafif ve maliyet etkin, güvenilir bir taşıyıcı yapı elde etmektir.

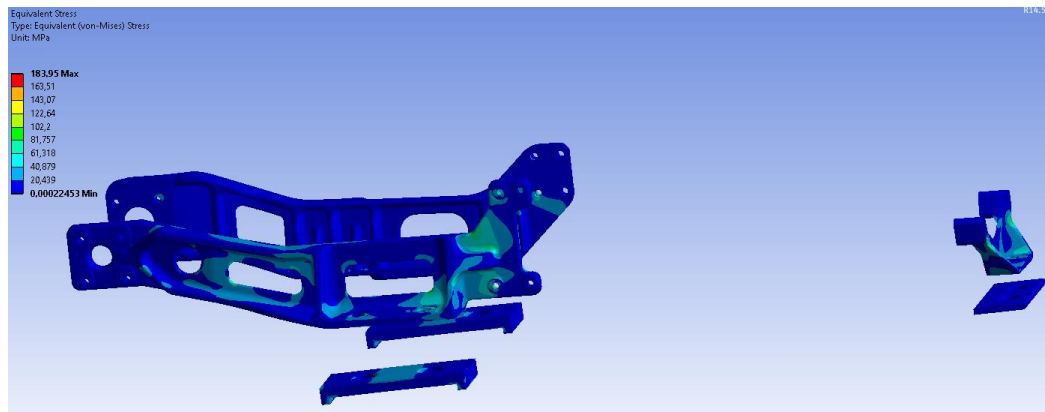
Bu doğrultuda öncelikle döküm yapının ağırlığını azaltmak amacıyla statik yüklemelerde düşük olduğu, yapının mukavemetine olumsuz etki etmeyecek bölgelerde boşaltmalar yapılmıştır. Ek olarak bağlantı noktaları sabit kalacak şekilde arayüzler küçültülerek hem ağırlık kazanılmış, hem de döküm sonrası işleme süresi azaltılarak maliyet etkinliği sağlanmıştır.

Döküm taşıyıcı yapının ağırlığı yaklaşık 46kg iken yeni tasarım nihai taşıyıcı yapının ağırlığı yaklaşık 38kg'dır. Tasarım iyileştirme kapsamında 8kg hafifletme sağlanmıştır.

4.3.1. Nihai yapının statik analizi

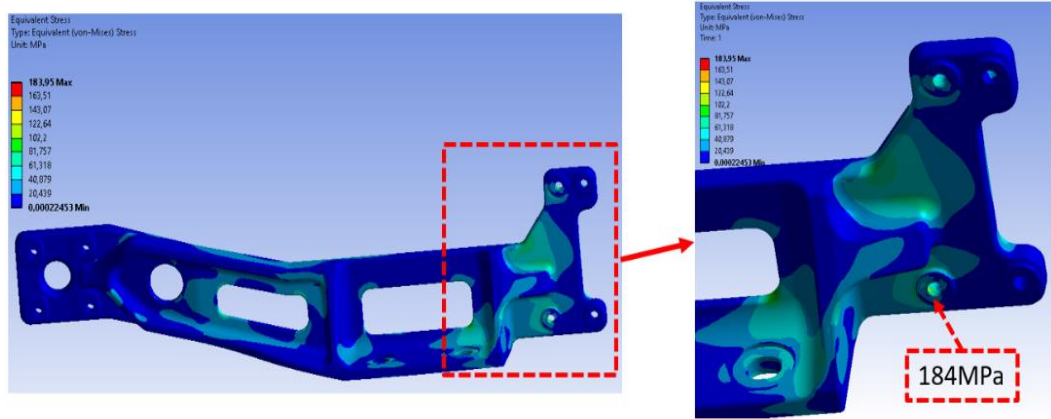
Nihai taşıyıcı yapının statik analiz sonuçlarında da gerilmelerin bir önceki döküm yapı tasarımıda olduğu gibi bağlantı bölgelerinde yoğunlaştığı görülmüştür. Yeni tasarımda yapılan boşaltmalar fazla yük taşıması muhtemel formlu bölgelerinden uzak tutulmuş, keskin radyuslerden kaçınılmıştır.

Şekil 4.15.'de çarpma senaryosunda nihai taşıyıcı yapının varlığında, bütün taşıyıcı yapılarda açığa çıkan gerilme dağılımı görülmektedir.



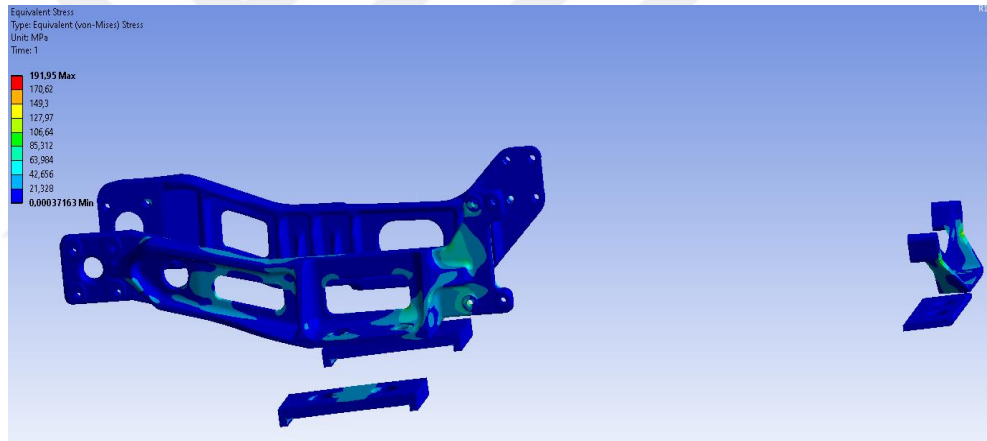
Şekil 4.15. Çarpma senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı

Çarpma senaryosunda inceleme kapsamındaki nihai yapının gerilme dağılımı ise Şekil 4.1.6'da gösterilmektedir. Nihai taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme yaklaşık 184MPa'dır.



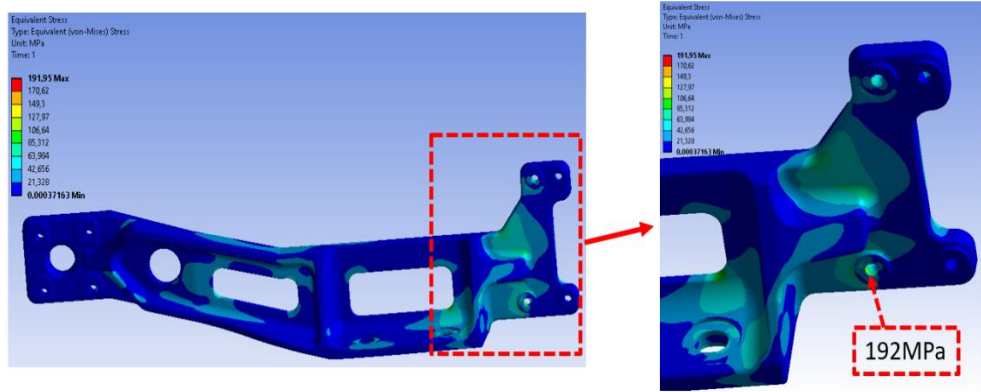
Şekil 4.16. Çarpma senaryosunda nihai taşıyıcı yapı gerilme dağılımı

Şekil 4.17.'de ise çukura girme senaryosunda bütün taşıyıcı yapılarda açığa çıkan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.17. Çukura girme senaryosunda meydana gelen gerilme dağılımı

Çukura girme senaryosunda inceleme kapsamındaki yapının gerilme dağılımı ise Şekil 4.18.'de gösterilmektedir. Nihai taşıyıcı yapıda açığa çıkan en yüksek gerilme yaklaşık 192MPa'dır.



Şekil 4.18. Çukura girme senaryosunda döküm taşıyıcı yapı gerilme dağılımı

GGG50 malzemenin akma dayanımının 320MPa olduğu bilgisinden yola çıkarak yeni tasarım nihai taşıyıcı yapı çarpma ve çukura girme senaryoları için sırasıyla 1,74 ve 1,67 emniyet katsayısına sahiptir. Statik analiz sonuçlarına göre yeni tasarım güç paketi nihai taşıyıcı yapının yapısal dayanım açısından emniyetli olacağı değerlendirilmektedir.

4.3.2. Nihai yapının modal analizi

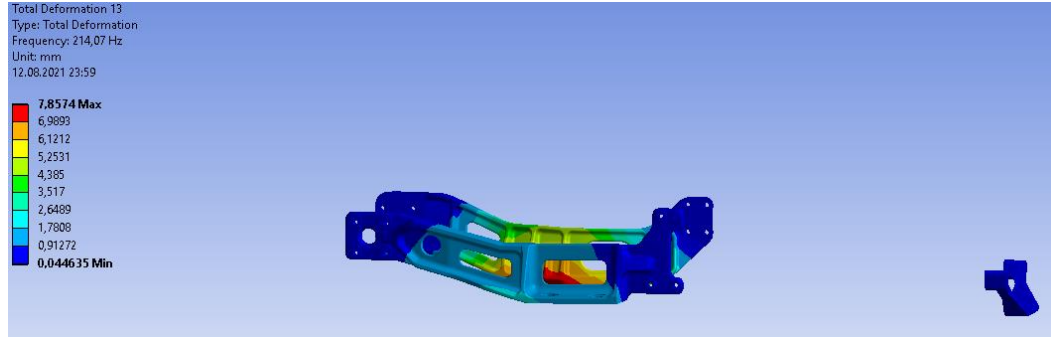
Nihai taşıyıcı yapının varlığında elde edilen güç paketi taşıyıcı yapının frekans ve deformasyon değerleri Tablo 4.6.'da gösterilmiştir. Doğal frekans değişimini göstermek adına incelenen 20 moddan sadece 12 mod tabloya yansıtılmış, diğer yapıların analizinde olduğu gibi yedinci moddan itibaren bütün taşıyıcı yapının lokal modları oluşmaktadır.

Tablo 4.6. Nihai taşıyıcı yapı varlığında bütün taşıyıcı yapı frekans değerleri

Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]	Mod	Frekans [Hz]	Maksimum Deformasyon [mm]
1	0	3,61	7	214,07	7,86
2	0	2,81	8	294,87	9,95
3	0	1,40	9	355,99	17,99
4	1,39E-04	2,19	10	389,97	12,81
5	3,46E-04	2,57	11	603,5	8,54
6	7,59E-02	2,33	12	620,86	10,13

Yapılan modal analiz sonucuna göre sistemin motor tahrik frekans aralığı olan 29 – 124 Hz aralığının dışında kaldığı, bu frekanslarda yapının rezonansa girmeyeceği ve

titreşim açısından güvenli olacağı değerlendirilmektedir. Şekil 4.19.'da bütün taşıyıcı yapının yedinci moddaki mod şekli ve deformasyonu gösterilmiştir.



Şekil 4.19. Nihai taşıyıcı yapının yedinci moddaki mod şekli ve deformasyonu

BÖLÜM 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu tez çalışmasında konsept tasarım aşamasında olan zırhlı askeri bir aracın güç paketi taşıyıcı yapısının tasarımı ve incelenmesi anlatılmıştır. Bunun için literatürde geniş bir tarama yapılmış, daha önce bu kapsamda yapılan benzer çalışmalarda araştırmacıların izlediği yöntemler belirlenerek tasarım ve analizler gerçekleştirilmiştir.

Yapılan araştırmalarda parçaların hangi yüklere maruz kaldığı, bu yüklerin tespiti ve malzeme üzerine etkisinin analiz ortamında incelendiği görülmüştür. Bu doğrultuda önce askeri araçların görev profilleri ve maruz kaldığı yüklerden bahsedilmiş, farklı senaryolarda açığa çıkan statik yüklemelerle taşıtlarda temel titreşim kaynağı olarak kabul edilen motordan gelen titreşimler göz önünde bulundurularak modal ve statik analizlerin sınır koşulları belirlenmiştir.

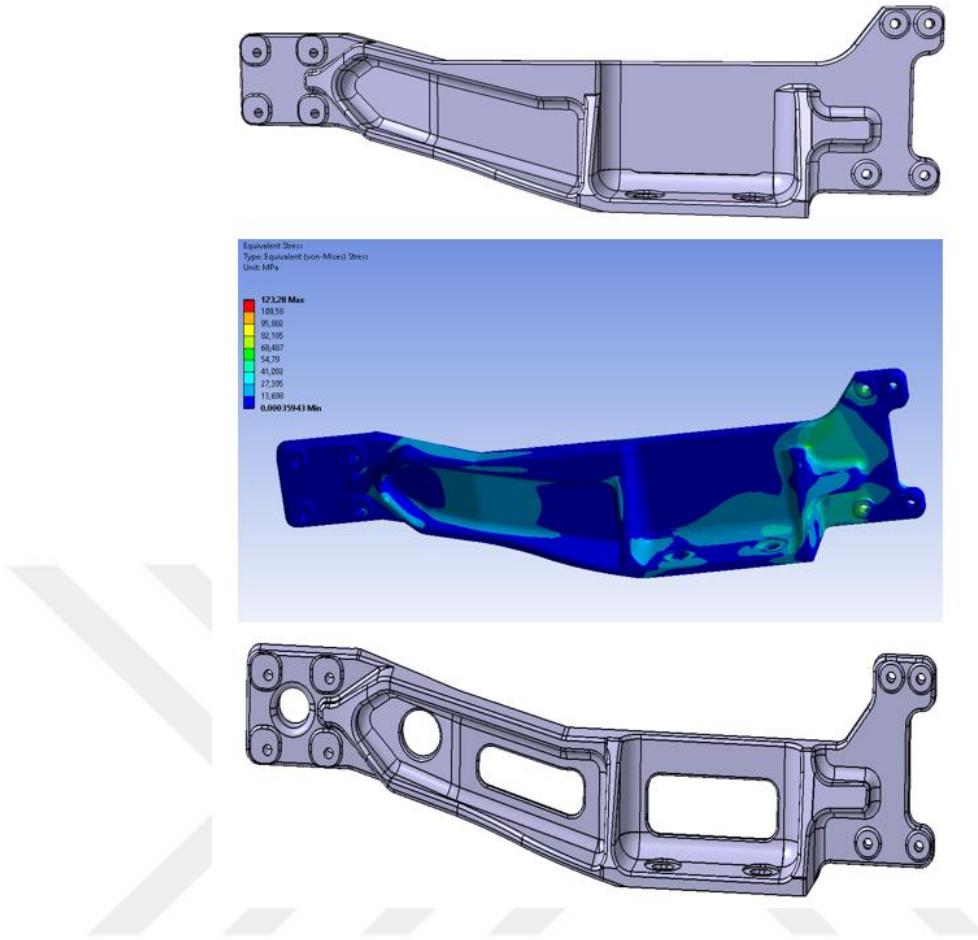
Kaynaklı ya da döküm üretim yöntemiyle üretilmesi planlanan taşıyıcı yapının belirlenen sınır koşullarıyla güvenilirliğini değerlendirebilmek adına ilk olarak statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda aracın çarpma ve çukura girme senaryolarında statik yüklemelere maruz kalacak, St52 malzemedan üretilmesi planlanan ve yaklaşık 48kg ağırlığındaki kaynaklı taşıyıcı yapıda maksimum 231MPa gerilme meydana gelmiştir. Kaynaklı taşıyıcı yapının yapısal dayanım açısından 1,53 emniyet katsayısına sahip olduğu ve güvenli olacağı değerlendirilmiştir. Aynı sınır koşulları ile GGG50 malzemedan üretilmesi planlanan döküm taşıyıcı yapının statik analizleri gerçekleştirilmiş, yaklaşık 46kg ağırlığındaki yapıda maksimum 122MPa gerilme meydana gelmiştir. Döküm taşıyıcı yapının 2,62 emniyet katsayısına sahip olduğu ve kaynaklı taşıyıcı yapıya göre daha güvenli olacağı değerlendirilmiştir.

Statik analizlerin ardından motordan gelen titreşimlerin etkisinin değerlendirilmesi adına modal analizler gerçekleştirilmiştir. Modal analizlerin gerçekleştirilmesindeki

temel amaç güç paketi tahrik frekansları ile taşıyıcı yapının frekanslarının üst üste gelip rezonans oluşup oluşmayacağının incelenmesidir. Kaynaklı ve döküm taşıyıcı yapıların doğal frekanslarının motorun tahrik frekans aralığı olan 29 – 124 Hz aralığı dışında kaldığı ve sistemde herhangi bir rezonansın görülmeyeceği öngörülmüştür.

Her iki yapının da yapının analizler neticesinde sistem performansını karşıladığı görülmüştür. Bu yüzden tasarım iyileştirilmesi yapılacak yapıya karar vermek için yapının maliyet, ağırlık ve güvenilirlik kriterleri göz önünde bulundurulmuştur. Her ne kadar ilk ürün elde etme süreci döküm üretim yöntemine göre daha hızlı olsa da kaynaklı yapılar güvenilirlik açısından risklidir. Kaynak operasyonunun uygunluğu, kaynağı yapan kişinin tecrübeli olup olmayışı ve kaynak sonrası kaplama operasyonu düşünüldüğünde yapının kullanım ömründen daha kısa sürede hasara uğraması muhtemel riskler arasındadır. Döküm taşıyıcı yapının kalıp maliyetleri ve ilk ürün elde etme süreci dolayısıyla kaynaklı yapıya göre dezavantajlı gibi görünse de seri üretimde hata olasılığının sıfıra yakın olması ve birim maliyetler hesaba katılarak döküm üretim yönteminin bu yapı için uygun yöntem olduğu değerlendirilmiştir.

Döküm üretim yöntemi ile üretilecek güç paketi taşıyıcı yapıda tasarım iyileştirmeleri yapılarak ağırlığı 38kg'a düşürülmüş ve 8kg hafifletme sağlanmıştır. İyileştirilmiş tasarım nihai taşıyıcı yapının da statik ve modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan statik analizler sonucu diğer yapıların aksine en yüksek gerilmeler çukura girme senaryosunda ve güç paketi ağırlık merkezine yakın bağlantı noktalarında meydana gelmiştir. İlk tasarım döküm taşıyıcı yapıda çukura girme senaryosunda görülen en yüksek gerilme 118MPa iken, nihai taşıyıcı yapıda bu değer yaklaşık %63 artmış ve 192MPa'lık bir gerilme meydana gelmiştir. GGG50 malzemenin akma dayanımının 320MPa olduğu bilgisiyle sistemin 1,67 emniyet katsayısına sahip olduğu ve emniyetli olacağı değerlendirilmiştir.



Şekil 5.1. Nihai taşıyıcı yapının tasarım iyileştirmesi

Modal analizler kapsamında taşıyıcı yapıların doğal frekansları 20 modda incelenmiş ve yedinci moddan itibaren bütün taşıyıcı yapıların sistem lokal modlarının oluşturduğu görülmüştür. Kaynaklı taşıyıcı yapı için yedinci doğal frekans değeri 188Hz, ilk tasarım döküm taşıyıcı için 222Hz'dir. Yedinci moddan itibaren de doğal frekans değerleri artmaktadır. İyileştirilmiş tasarım nihai taşıyıcı yapıda 214Hz olan yedinci doğal frekans, motor tahrik frekans aralığının dışında olduğu için de sistemin rezonansa girmeyeceği ve güvenli olacağı sonucuna varılmıştır.

İlerleyen süreçte belirli arazi şartlarında yapılacak yol testlerinde elde edilen sistem sönüm oranının en uygun tasarımla analiz ortamına yansıtılarak doğrulanması hedeflenmektedir. Ayrıca bu tez çalışmasında incelenen yapının mayın patlatma testleri neticesinde elde edilecek yüklerle de incelenmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Brown, D. L. and Allemang, R. J., The Modern Era of Experimental Modal Analysis, One Historical Perspective, University of Cincinnati, 2007.
- [2] Brown, D. L., Allemang, R. J., Zimmerman, R., ve Mergeay, M., Parameter Estimation Techniques for Modal Analysis. SAE Technical Paper 790221, 1979.
- [3] Rahman, M. M., Finite Element Based Vibration Fatigue Analysis for a New Free Piston Engine. The Arabian Journal for Science and Engineering, Volume 34, Number 1B, 2009.
- [4] Avitabile, P., Experimental Modal Analysis, A Simple Non-Mathematical Presentation. University of Massachusetts Lowell, 2001.
- [5] Pandiyanayanam, G., Experimental ve Modeling Studies Towards Random Vibration. SAE International, 260118, 2011.
- [6] Michiue, M., Prediction of Vibration Fatigue Life for Motorcycle Systems. SAE 20119642 / SAE 2012-28-0015, 2011.
- [7] Jadhav, S., Powertrain NVH Analysis Including Clutch and Gear Dynamics. SAE Technical Paper 2014-01-1680, 2014.
- [8] Vasudeva Rao, S., Soundararajan, S., ve Graf, G., Simulation of Vibration Fatigue for Brake Shield. SAE Technical Paper 2012-28-0015, 2012.
- [9] Lin, B., A New Method of d'Alembert's Principle Finite Element Based Fatigue Calculation with Input of Loads and Accelerations. SAE Technical Paper 2013-01-1003, 2013.
- [10] Kandregula, S., Rohilla, K., Sukumar, N., ve Kamal, K., Simulation and Validation of Propeller Shaft Mounting Brackets for Heavy Duty Commercial Vehicles. SAE Technical Paper 2017-28-1947, 2017.
- [11] Moon, SI., Cho, IJ. & Yoon, D., Fatigue life evaluation of mechanical components using vibration fatigue analysis technique. Journal of Mechanical Science and Technology, 25(3):631~637, 2011.

- [12] Chimento, J., Kumar, D., ve Kumar, A., FEM Simulation Methodology for Accurately Capturing the Experimental Vibration Response of ECM Assembly on a Commercial Vehicle. SAE Technical Paper 2018-01-0467, 2018.
- [13] Fischer, P., Witteveen, W., Durability Analysis Of Truck Frame Components by Modal Stresses. ADAMS User Meeting, 2000.
- [14] Khan, A., Sarkar, D., Ahmar, R. ve Patel, H., Random Vibration Analysis and Fatigue Life Evaluation of Auxiliary Heater Bracket. Larsen and Toubro Integrated Engineering Services, SIMULIA India Regional Users Meeting, 2011.
- [15] Mahure, A.G., Design and Analysis of Front Fender of Three Wheeler Vehicle. International Journal of Advanced Innovative Technology in Engineering, Volume 1, Issue 6, 2016.
- [16] Prasad, M., J., Mahesh, G., G. and Raju, D., K., M., Failure Analysis of a Center Bearing Bracket Mount of a Propeller Shaft in BS-II Buses. International Journal of Current Engineering and Technology, Vol.5, No.2 (April 2015), <http://inpressco.com/category/ijcet>, 2015.
- [17] Subramanian, D., A., Mathaiya, S. ve Chandra, V., S., Remnant Life Estimation of Automotive Components by Resonance Fatigue Method. SAE Technical Paper 2017-01-0387, 2017.
- [18] Alan, S., Uniyal, A., Bajaj, A., Evaluation of Structural and Vibrational Characteristic of Composite Drive Shaft for Automobile Using FEM. International Journal of Engineering Sciences & Research Technology, 5(4), 702-714, 2016.
- [19] Abdullah, S., Kadhim, N., A., Ariffin, A., K. ve Hoseini, M., Dynamic Analysis of an Automobile Lower Suspension Arm Using Experiment and Numerical Technique. New Trends and Developments in Automotive System Engineering, Marcello Chiaberge, IntechOpen, 2011.
- [20] Kaya, E., Kamyon yan eteklerinin titreşim kaynaklı yorulma analizi. İstanbul Üniversitesi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2019.
- [21] MSC Fatigue User's Guide, Chapter 14, Fatigue Theory, 2017.
- [22] Yung-Li Lee, Jwo P., Richard B. H., Mark E. B., Fatigue Testing and Analysis. Elsevier Buuerworth-Heinemann 200 Wheeler Road, Burlington, 2005.
- [23] Çimen, M., Bilyeli rulman hasarlarının titreşim analizi ile tespiti ve gemi makinelerinde kestirimci bakım uygulaması. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2015.

- [24] Schmitz T.L., Smith K.S., Single Degree of Freedom Free Vibration. İçinde: Mechanical Vibrations, Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-52344-2_2, 2021.
- [25] Qu, Z.Q., Theory of Modal Analysis, Modal Order Reduction Techniques. İçinde: Qu, Z.Q., Chapter 3, Springer-Verlag, London, UK, ISBN: 978-1-4471-3827-3, 31-46, 2004.
- [26] Korkmaz, İ., Araçlarda motor askı sistemlerinin incelenmesi. İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 2007.
- [27] Solmaz, H., Dört Silindirli Dört Zamanlı Bir Dizel Motorun Dinamik Modeli Ve Titreşimlerinin İncelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 2014.
- [28] Heisler, H., Advanced Vehicle Technology, Second Edition, Butterworth Heinmann, Oxford, 2002.
- [29] Öztürk, E., Karabulut, H., Tek silindirli bir motorun dinamik ve titreşim analizi. Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi, 27: 491-500, 2012.
- [30] Karabulut, H., Dynamic model of a two-cylinder four-stroke internal combustion engine and vibration treatment. International Journal of Engine Research, 13: 616-627, 2012.
- [31] Wang, R., A study of vibration isolation of engine mount system. M. Sc Thesis, Concordia University, 25-74, 2005.
- [32] Öztürk, E., İçten Yanmalı Motorlarda Titreşimlerin İncelenmesi. Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, 2011.
- [33] Carlucci, A.P., Chiara, F.F. ve Laforgia, D., Analysis of the relation between injection parameter variation and block vibration of an internal combustion diesel engine. Journal of Sound and Vibration, 295, 141-164, 2006.
- [34] Wannatong, K., Chanchaona, S. Ve Sanitjai, S., Simulation algorithm for piston ring Dynamics. Simulation Modelling Practice and Theory, 16, 127-146, 2008.
- [35] Sui, J., Hoppe, C., ve Hirshey, J., Powertrain Mounting Design Principles to Achieve Optimum Vibration Isolation with Demonstration Tools. SAE Technical Paper 2003-01-1476, 2003.
- [36] Heißing, B. ve Ersoy, M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. Springer Science & Business Media, 2010.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Semih İNYURT

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Yüksek Lisans	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü / Makine Mühendisliği	Devam ediyor
Lisans	İstanbul Teknik Üniversitesi / Makina Fakültesi / Makina Mühendisliği	2015
Lise	Çankaya Milli Piyango Anadolu Lisesi	2009

İŞ DENEYİMİ

Yıl	Yer	Görev
2018-Halen	BMC Otomotiv ve Tic. A.Ş	Ar-Ge Mühendisi
2016-2018	Otokar Savunma San. ve Tic. A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2016-2016	Ortadoğu Rulman Sanayi	Kalite Mühendisi

YABANCI DİL

İngilizce