

**T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**AĞIR TONAJLI KAMYON SÜSPANSİYONLARINDA YAPRAK
YAY BRAKETLERİNİN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çağdaş KAYA

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Kemal ERMİŞ

Şubat 2024

T.C.
SAKARYA UYGULAMALI BİLİMLER ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

AĞIR TONAJLI KAMYON SÜSPANSİYONLARINDA YAPRAK
YAY BRAKETLERİNİN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Çağdaş KAYA

Enstitü Anabilim Dalı : OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 29/02/2024 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.

JÜRİ	BAŞARI DURUMU
Jüri Başkanı: Doç. Dr. Ahmet DEMİRER	BAŞARILI
Üye: Prof. Dr. Kemal ERMİŞ	BAŞARILI
Üye: Dr. Öğr. Üyesi Osman İYİBİLGİN	BAŞARILI

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.

Çağdaş Kaya

29/02/2024

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof Dr. Kemal ERMİŞ'e teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmamı yapmama destek veren ve gerekli tüm olanakları sağlayan BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. yöneticilerime, yaptıkları yorumlar, paylaştıkları fikirler ve tüm katkıları için Aktarma Organları Müdürlüğü ekibinden Onur Can ARSLAN'a, Yapısal Analiz Müdürlüğü ekibinden Doğan KOÇ'a teşekkür ederim. Bu çalışmada BMC Otomotiv Sanayi ve Ticaret A.Ş. firmasına ait herhangi bir ticari ürün bilgisi kullanılmamıştır.

En çok da Tez çalışmalarım ve bütün hayatım boyunca desteğini esirgemeyen sevgili eşim Meral KAYA'ya ve aileme, bana her zaman inandıkları ve güvendikleri için sonsuz teşekkürlerimi iletiyorum.

İÇİNDEKİLER

BEYAN.....	ii
TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
KISALTMALAR	iv
SİMGELER	v
TABLolar LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vii
ÖZET.....	x
ABSTRACT	xi
BÖLÜM 1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı	1
1.2. Literatür Araştırması	2
1.3. Hipotez	7
BÖLÜM 2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ	8
2.1. Süspansiyon Sistemlerine Genel Bakış	8
2.2. Süspansiyon Sisteminin Görevleri	10
2.3. Süspansiyon Sistemlerinin Çeşitleri.....	12
2.3.1. Sabit Süspansiyon Sistemi	12
2.3.1.1. Paralel yaprak yaylı sabit süspansiyon sistemi	13
2.3.1.2. Yatay kontrol kollu helezon yaylı sabit süspansiyon sistemi.....	14
2.3.1.3. Burulma kirişli helezon yaylı sabit süspansiyon sistemi.....	15
2.3.2. Bağımsız süspansiyon sistemi.....	16
2.3.2.1. Gergi çubuklu (Mc-Pherson) tipi serbest süspansiyon sistemi	17
2.3.2.2. Çift salıncaklı (Double Wishbone) süspansiyon sistemi.....	18
2.4. Süspansiyon Sistemlerinin Elemanları	19
2.4.1. Amortisörler	20
2.4.1.1. Yüksek basınçlı tek borulu gazlı amortisörler	22
2.4.1.2. Düşük basınçlı çift borulu gazlı amortisörler.....	23
2.4.1.3. Çift borulu hidrolik amortisörler.....	23
2.4.2. Yaylar.....	24
2.4.2.1. Yayların görevleri	25
2.4.2.2. Yay çeşitleri	25
2.4.3. Viraj denge çubukları.....	28
2.5. Yaprak Yay Bağlantı Braketleri	30
2.5.1. Yaprak yay bağlantı braketlerinin görevleri	30

2.5.2. Yaprak yay bağlantı braketlerinin montaj şekilleri.....	31
2.5.3. Yaprak yay bağlantı braketlerinde kullanılan malzeme çeşitleri	32
2.5.4. Yaprak yay bağlantı braketlerinde tasarım optimizasyonu.....	32
BÖLÜM 3. OPTİMİZASYON, DİZAYN VE MODELLEME.....	34
3.1. Optimizasyon Kavramı	34
3.2. Yapısal Optimizasyon	36
3.3. Optimizasyon Modellerinin Oluşturulması	38
3.4. Optimizasyon Problemlerinin Sınıflandırılması.....	38
3.4.1. Deneme-yanılma optimizasyonu.....	39
3.4.2. Tek ve çok parametrelili optimizasyon	39
3.4.3. Statik ve dinamik optimizasyon	39
3.4.4. Sürekli ve ayrık parametrelili optimizasyon	40
3.4.5. Sınırlı ve sınırsız optimizasyon.....	40
3.4.6. Rastgele ve minimum arama algoritmaları	40
3.5. Tasarım Süreci.....	40
3.5.1. Bilgisayar destekli tasarım (CAD)	41
3.5.2. Sonlu elemanlar yöntemi	41
BÖLÜM 4. ANALİZ	43
4.1. Yaprak Yay Bağlantı Braketinin Statik Analizi	49
4.1.1. Kaynaklı yapının statik analizi.....	51
4.1.2. Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı yapının statik analizi	54
4.1.3. Döküm braketin statik analizi	57
4.1.4. Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braketin statik analizi	60
4.1.5. Topoloji optimizasyonu sonrası iyileştirme yapılan döküm braketin statik analizi	63
BÖLÜM 5. VERİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI	66
BÖLÜM 6. SONUÇ VE TARTIŞMA	79
KAYNAKLAR	81

KISALTMALAR

CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım
CAE	: Bilgisayar Destekli Mühendislik
CAM	: Bilgisayar Destekli Üretim
FEM	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
SUV	: Spor Amaçlı Arazi Aracı

SİMGELER

CO ₂	: Karbondioksit
g	: Gram
G	: Yerçekimi İvmesi
kg	: Kilogram
km	: Kilometre
kN	: KiloNewton
MPa	: Megapascal
N	: Newton

TABLolar LİSTESİ

Tablo 2.1 : Taşıt dinamiğindeki evrimin özeti.....	9
Tablo 5.1 : Orijinal ve final tasarımlara ait analiz sonuçları.....	66
Tablo 5.2 : Dorse yapımında kullanılan bazı malzemeler.....	71
Tablo 5.3 : Numerik değerler ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.....	72
Tablo 5.4 : Topoloji optimizasyon için belirlenen değerler.....	72
Tablo 5.5 : Topoloji optimizasyon sonucu elde edilen değerlerin karşılaştırılması. .	73
Tablo 5.6 : S355JR malzemesinin teknik özellikleri.	74
Tablo 5.7 : GGG60 malzemesinin teknik özellikleri.	74
Tablo 5.8 : Topoloji optimizasyonu sonrası ağırlık azalmaları.....	76
Tablo 5.9 : Sac ve döküm parçalar için tahmini birim maliyet tablosu.	78
Tablo 5.10 : Literatür sonuçları ile tez sonuçları karşılaştırma tablosu.	78

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1 : Araçtaki süspansiyonsuz kütlenin salınım durumları.	12
Şekil 2.2 : Sabit süspansiyon sistemi.	13
Şekil 2.3 : Paralel yaprak yaylı sabit süspansiyona ait bağlantı elemanları.	14
Şekil 2.4 : Yatay kontrol kollu helezon yaylı sabit arka süspansiyon sistemi.	15
Şekil 2.5 : Burulma kirişli helezon yaylı sabit askı sistemi.	16
Şekil 2.6 : Bağımsız süspansiyon sistemi.	17
Şekil 2.7 : Gergi çubuklu (MacPherson) süspansiyon sisteminin yapısı.	18
Şekil 2.8 : Çift salıncaklı (Double Wishbone) süspansiyon sistemi elemanları.	19
Şekil 2.9 : Süspansiyon sistemi elemanları.	20
Şekil 2.10 : Amortisörlü ve amortisörsüz araçlarda gövde ile akslarda oluşan titreşimler.	21
Şekil 2.11 : Amortisörün temel çalışma prensibi.	21
Şekil 2.12 : Yüksek gaz basınçlı tek borulu amortisörün çalışması.	23
Şekil 2.13 : Çok tesirli çift borulu hidrolik amortisör.	23
Şekil 2.14 : Çift borulu hidrolik amortisör.	24
Şekil 2.15 : Farklı tip yaprak yayların karşılaştırılması.	26
Şekil 2.16 : Helezon yay.	27
Şekil 2.17 : Viraj denge çubuğunun şematik gösterimi.	29
Şekil 2.18 : Çeşitli yaprak yay bağlantı braketleri.	30
Şekil 3.1 : Boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu grafiksel gösterimi.	35
Şekil 3.2 : Sırasıyla boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu.	35
Şekil 3.3 : Yapısal optimizasyon çeşitleri (Yukardan aşağıya boyut, şekil, topolojik optimizasyon).	36
Şekil 3.4 : Topolojik optimizasyon uygulaması.	36
Şekil 3.5 : Optimizasyon probleminin sınıflandırılması.	39
Şekil 3.6 : Parçayı elemanlara bölme.	42
Şekil 4.1 : Kaynaklı braket için mesh atılmış model.	44
Şekil 4.2 : Kaynaklı braket analiz modeli mesh detayları.	45
Şekil 4.3 : Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braket için mesh atılmış model.	45
Şekil 4.4 : Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braket analiz modeli mesh detayları.	46
Şekil 4.5 : Döküm braket için mesh atılmış model.	46
Şekil 4.6 : Döküm braket analiz modeli mesh detayları.	47
Şekil 4.7 : Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braket için mesh atılmış model.	47
Şekil 4.8 : Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braket analiz modeli mesh detayları.	48

Şekil 4.9 : Topoloji optimizasyonu sonrasında iyileştirme yapılan döküm braket için mesh atılmış model.	48
Şekil 4.10 : Topoloji optimizasyonu sonrasında iyileştirme yapılan döküm braket analiz modeli mesh detayları.	49
Şekil 4.11 : Nokta olarak uygulanan yük gösterimi.	49
Şekil 4.12 : Z yönünde uygulanan yük.	50
Şekil 4.13 : Y yönünde uygulanan yük.	51
Şekil 4.14 : Kaynak braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	52
Şekil 4.15 : Ani frenleme planlamasında kaynaklı braketin gerilme dağılımı.	52
Şekil 4.16 : Kaynak braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	53
Şekil 4.17 : Viraja girme planlamasında kaynaklı braketin gerilme dağılımı.	53
Şekil 4.18 : Topoloji optimizasyondan sonra kaynak braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	54
Şekil 4.19 : Topoloji optimizasyondan sonra ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	55
Şekil 4.20 : Topoloji optimizasyondan sonra kaynak braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	56
Şekil 4.21 : Topoloji optimizasyondan sonra viraja girme planlamasında kaynaklı braketin gerilme dağılımı.	57
Şekil 4.22 : Döküm braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	58
Şekil 4.23 : Ani frenleme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.	58
Şekil 4.24 : Döküm braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	59
Şekil 4.25 : Viraja girme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.	60
Şekil 4.26 : Topoloji optimizasyondan sonra döküm braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	61
Şekil 4.27 : Ani frenleme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.	61
Şekil 4.28 : Topoloji optimizasyondan sonra döküm braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	62
Şekil 4.29 : Topoloji optimizasyondan sonra viraja girme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.	62
Şekil 4.30 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası döküm braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	63
Şekil 4.31 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası ani frenleme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.	64
Şekil 4.32 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası döküm braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.	64
Şekil 4.33 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası viraja girme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.	65
Şekil 5.1 : Fren pedalında gerçekleştirilmiş olan topoloji optimizasyonu çeşitleri [a) Sudin b) Ingale c) Langnau d) Beker e) Albak].	67
Şekil 5.2 : a. İlk tasarıma uygulanan SE analizi için ağ yapısı b. Yük tipi 1 için eşdeğer gerilme dağılımı.	68
Şekil 5.3 : SE analizi.	69
Şekil 5.4 : a. ve b. Doğrulama incelemeleri c. en üst düzeydeki eşdeğer gerilme değerlerinin kıyaslanması.	69

Şekil 5.5 : 6 mm kalınlıklı şasinin gerilme dağılımı.	70
Şekil 5.6 : Şasi kolunun kalınlığı 4 mm için kütle boşaltması olmadan (Sol) ve olması halinde (Sağ) gerilme dağılımı.	71
Şekil 5.7 : Kaynaklı braket ile topoloji optimizasyonu sonrasındaki kaynaklı braketin görünümleri.	75
Şekil 5.8 : Döküm braket ile topoloji optimizasyonu sonrasındaki döküm braketin görünümleri.	76
Şekil 5.9 : Topoloji optimizasyonu sonrası ağırlık azalmalarının grafik gösterimi... ..	77



AĞIR TONAJLI KAMYON SÜSPANSİYONLARINDA YAPRAK YAY BRAKETLERİNİN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

ÖZET

Sürekli evrim geçiren ve teknolojiadaki değişimlere gelişen teknoloji ile ayak uyduran, yakıt sarfiyatının minimum düzeye indirilmesi ve maksimum verim elde edilmesi hedefiyle birlikte, konfor ve güvenlik sistemlerinin geliştirilmesine dair çalışmalar yürütülmektedir. Artan müşteri beklentileri ve gelişen teknolojiler ile birlikte ticari araçların da en az otomobiller kadar konforlu olması gerekliliğini ortaya çıkarmıştır.

Güvenlik, konfor ve kullanım kolaylığı alanlarında Ar-Ge faaliyetleri yürütülmektedir. Sürüş sırasında araç ve yolcu konforu son derece kritiktir. Süspansiyon sistemleri, araç ve yolcu konforunu belirgin şekilde artırır. Konfor, kişiden kişiye değişir ve aynı kişinin farklı zamanlarda yaptığı değerlendirmeler de farklılık gösterebilir. Bu nedenle, araçlar tasarlanırken subjektif yerine objektif değerlendirmelere dayalı olarak süspansiyon sistemleri şekillendirilir.

Araçların güvenli ve daha iyi bir sürüşe sahip olması, çeşitli yük ve sürüş ortamında (fren yapma, hızlanma, yüksek hız, viraja girme) isteklere hızlıca tepki vermesi, lastiklerin yol tutuşu, yalnızca birinci sınıf bir süspansiyon sistemine sahip olmakla mümkündür.

Konfor açısından araç kabin süspansiyonlarının yanı sıra süspansiyon sisteminin temel amacı, yoldan gelen etkileri azaltarak sürüş rahatlığını sağlamaktır. Süspansiyon sistemi, şasi ile yol arasındaki etkileşimde oluşan kuvvetleri süzmek ve aktarmak amacıyla, yaylar, askı kolları ve amortisörlerden oluşmaktadır. Süspansiyon sistemi araç şasisine, askı kolları, amortisör braketleri ve yaprak yay braketleri ile bağlanmaktadır. Dolayısı ile yoldan gelen etkiler şasiye aktarılırken braketler üzerinden geçmektedir. Bu da yaprak yay braketlerinin ne kadar önemli bir komponent olduğunu göstermektedir.

Bu çalışmada öncelikle süspansiyon sisteminin çalışma prensipleri ve rijit bir süspansiyon sisteminde kullanılan elemanların özellikleri verilmektedir. Aracın şasi yapısında yer alan ve montajı gerçekleştirilen rijit süspansiyon sistemine ait bileşenler detaylı bir şekilde gözden geçirilmiştir. Yaprak yay braketlerinde kullanılan malzemeler araştırılmıştır. Bu değerler temel alınarak ticari bir aracın süspansiyon sistemine yönelik farklı yaprak yay braketleri tasarlanmıştır. Bu tasarımların modellenmesi Catia V6 programında yapıldıktan sonra Ansys Sonlu Elemanlar Analizi programı ile gerilme analizleri kontrol edilmiş ve araç için en uygun yaprak yay braketinin seçimi yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Rijit süspansiyon sistemi, Yaprak yay braketleri, Askı kolları, Topoloji optimizasyonu

TOPOLOGY OPTIMIZATION OF LEAF SPRING BRACKETS IN HEAVY DUTY TRUCK SUSPENSIONS

ABSTRACT

With the continuously evolving and adapting technology in the automotive industry, efforts are being made to minimize fuel consumption and achieve maximum efficiency. In parallel, studies are also being conducted to enhance comfort and safety systems. The increasing customer expectations, coupled with advancing technologies, have underscored the necessity for commercial vehicles to be as comfortable as passenger cars.

Research and development activities are carried out in the areas of safety, comfort, and usability. Comfort for both the vehicle and passengers is crucial during driving. Suspension systems significantly enhance the comfort of both the vehicle and passengers. Comfort varies from person to person, and evaluations made by the same person at different times can also differ. Therefore, when designing vehicles, suspension systems are shaped based on objective evaluations rather than subjective ones.

For vehicles to have a safe and improved driving experience, they need to respond quickly to various demands in different load and driving conditions (such as braking, acceleration, high speed, and cornering), and have excellent tire traction, which is achievable only with a first-class suspension system.

In terms of comfort, in addition to cabin suspensions, the primary purpose of the suspension system is to provide a comfortable ride by reducing the impacts from the road. The suspension system, consisting of springs, control arms, and shock absorbers, aims to filter and transmit the forces generated in the interaction between the chassis and the road. The suspension system is connected to the vehicle chassis through control arms, shock absorber brackets, and leaf spring brackets. Therefore, as the effects from the road are transferred to the chassis, they pass through the brackets. This underscores the significant role of leaf spring brackets as a crucial component.

This study initially presents the working principles of the suspension system and the characteristics of components used in a rigid suspension system. The components of the rigid suspension system, which are located in the vehicle's chassis structure and undergo assembly, have been thoroughly examined. The materials used in leaf spring brackets have been researched. Based on these values, different leaf spring brackets for the suspension system of a commercial vehicle have been designed. After modeling these designs in the Catia V6 program, stress analyses were conducted using the Ansys Finite Element Analysis program to verify the designs, and the selection of the most suitable leaf spring bracket for the vehicle was determined.

Keywords: Rigid suspension system, Leaf spring brackets, Suspension arms, Topology optimization



BÖLÜM 1. GİRİŞ

Süspansiyon sistemleri, aracın sürüş güvenliğinden ve emniyetinden sorumludur. Süspansiyon sisteminin temel görevi, ivmelenmenin araca etkilerini minimuma indirmektir. Şasi ile tekerlekler arasında yer alan süspansiyon sistemi, yolun yapısından kaynaklı titreşimleri sönümleyerek, şasiye minimum seviyede aktarmak üzere tasarlanmıştır. Tekerlekler ve şasi arasındaki düşey esneklik, bir yay ile geçici olarak enerjiyi depolayıp bırakırken tekerleklerin bu düzgünsüzlüklere karşı koymasına izin verir ve bu da araç gövdesini aşırı ivmelenmelere karşı koruma görevi görür. Direksiyon sistemi, dümenleme geometrisiyle uyumlu bir şekilde tekerleklerle entegre olarak işlev görür.

Aracın yol tutuş kabiliyeti sürüş güvenliğinin sağlanmasında birinci derecede etkili etmendir. Aracın zeminle bağlantısı ve yol tutuşu farklı parçaların birbirleriyle uyumlu bir şekilde çalışmasıyla sağlanır. Yürür kısımlar, dümenleme sistemi, süspansiyon sistemi, fren sistemi ve tekerlekler belirli bir geometri içerisinde şasiye entegre edilmiştir. Süspansiyon sistemi aracın ağırlığını taşıdığı gibi tekerleklerin yola doğru şekilde basmasını da sağlamaktadır. Bir aracın yol tutuşu hayati önem taşımaktadır, çünkü aracın birinci derece güvenliği, balansı ve konforu bu sistemin doğru çalışmasına bağlıdır.

1.1. Tezin Amacı

Tezin amacı süspansiyon sistemlerinin incelenerek, araçların yaylı süspansiyon sistemlerinde yer alan yaprak yay braketlerinin tasarımının optimize edilmesi için bir yöntem geliştirmektir. Bu tez, yapısal optimizasyon yöntemlerinin kullanımını araştırır ve yaprak yay braketlerinin tasarımı için uygun bir şekilde uygulanabilirliğini değerlendirir.

Yaprak yay braketleri, araçların süspansiyon sistemlerindeki yaprak yayların takılması ve sabitlenmesinde kullanılan önemli bir parçadır. Yaprak yay braketlerinin tasarımı,

araçların süspansiyon sistemi performansı, yol tutuşu, sürüş konforu ve güvenliği üzerinde belirgin bir etkiye sahiptir.

Tezde, süspansiyon sistemlerinin temel yapıları, süspansiyon sistemlerinin görevleri ve elemanları, yaprak yay braketlerinin yapısı, tasarım süreci ve optimizasyon yöntemleri ayrıntılı olarak incelenmiştir. Yapısal optimizasyon yöntemleri, braketlerin hafif, güçlü ve güvenli bir şekilde tasarlanmasına yardımcı olabilir. Ayrıca, tasarımın yapılması, modelleme ve analiz için kullanılan yazılım araçları ve analiz sonuçlarının doğruluğunun değerlendirilmesi gibi konuları ele alır.

Yaprak yay braket optimizasyonu, otomotiv sektöründe araçların performansı ve sürüş güvenliğinin artırılması için önemli bir katkı sağlamayı hedefler. Bu tez, yaprak yay braketlerinin daha iyi tasarlanmasına yardımcı olacak ve araçların süspansiyon sistemi performansı artacaktır.

Tezin amacına yönelik olarak yaprak yayların şasiye bağlantı parçası olan yay braketlerinin incelenmesi, örnek bir ticari araç için alternatif yay braket tasarımının geliştirilmesi, ANSYS Sonlu Elemanlar program ile analizlerinin yapılması ve araç için uygun braketin optimize edilmesidir.

1.2. Literatür Araştırması

Rijit süspansiyon sistemli ticari araçlarda yer alan yaprak yay braketlerinin optimizasyonu, aracın performansını ve dayanıklılığını artırmak adına önemli bir noktadır. Bu sebeple, bu alanla ilgili literatürde birçok çalışmalar bulunmaktadır.

Öncelikle, yaprak yay braketlerinin optimizasyonu hakkında bilgi sahibi olmak için, aracın yapısı ve çalışma prensipleri hakkında genel bir bakışa ihtiyaç vardır.

Shusheng ve ark., (2016), ağır yük taşımacılığı sektöründeki araçların süspansiyon sistemlerinin tasarımı ve performansı hakkında kapsamlı bir kaynak sunmuşlardır. Bu çalışmada, araç dinamiği ve süspansiyon teorisi, süspansiyon sistemi elemanları ve sistem tasarımı konuları ele alınmıştır. Ayrıca, süspansiyon sistemlerinin test edilmesi ve analizi için gereken araçlar ve teknikler açıklanmaktadır. Yayında, ağır yük taşıyan araçların özellikleri, yüksek hızlı yollarda seyahat etme ve yüksek ağırlık merkezi ile ilgili zorluklar ele alınmaktadır. Ayrıca yazarlar, farklı yollardaki yüzey koşullarına ve yük dağılımına uygun olarak tasarlanmış süspansiyon sistemlerinin özellikleri ve avantajları hakkında da bilgi vermektedir [1].

Giridharan, K., & Srinivasa, A. (2017), ağır ticari taşıtların arka süspansiyon sistemlerinde tercih edilen yaprak yay bağlantı braketlerinin tasarım optimizasyonu hakkında geniş bir araştırma yapmışlardır. Örnek bir olay üzerinden, öncelikle mevcut yay bağlantı braketlerinin tasarımını incelemişler ve ardından bu braketlerin malzeme, boyut ve geometrik özelliklerini değiştirerek yüksek performans kazanmak amacıyla dizayn optimizasyonu yapmışlardır. Tasarım optimizasyonu için farklı parametrelerin, özellikle braket boyutları ve malzemelerinin stres ve deformasyon üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu parametrelerin optimize edilmesiyle, braketlerin daha düşük ağırlıkta, daha yüksek mukavemetli ve daha düşük deformasyonlu hale getirilebileceğini göstermişlerdir [2].

Mudgal, P., & Sen, S. (2017), hafif ticari araçların yaprak yay süspansiyon sistemi tasarım optimizasyonu üzerine odaklanmışlardır. Aracın yol tutuşu ve sürüş konforu performansını artırmak için tasarım optimizasyonu yöntemleri üzerinde çalışmalar yapmışlardır. Bu amaçla, öncelikle aracın dinamik özellikleri, özellikle hız, yük dağılımı, yol koşulları ve yol tutuşu gibi faktörleri incelemişlerdir. Daha sonra, yaprak yay süspansiyon sistemi elemanları ve tasarım özelliklerini detaylı olarak açıklamışlardır. Bu süspansiyon sistemi elemanları arasında yaylar, amortisörler, yay bağlantı braketleri ve aks düzeni gibi parçalar yer almaktadır. Tasarım optimizasyonu için önerilen yöntemler arasında matematiksel modelleme, doğrusal olmayan sayısal analiz, çok amaçlı optimizasyon, deney tasarımı ve simülasyonlar gibi yöntemleri öne sürmüşlerdir. Bu yöntemleri, araç performansını yukarılara çıkararak tasarım değişkenleri arasında uygun bir denge kurmak için kullanmışlardır [3].

Rathod, K. M., Kadam, R. R., & Deshmukh, S. N. (2018), ağır ticari araçların yaprak yay süspansiyon sistemi tasarım optimizasyonu için Taguchi yöntemini kullanarak araştırma yapmışlardır. Yaprak yay süspansiyon sistemi elemanları, yay bağlantı braketleri, akslar ve amortisörler gibi parçaların tasarımı üzerinde çalışmışlardır. Bu bileşenlerin tasarım değişkenlerini incelemek ve en uygun tasarım parametrelerini belirlemek amacıyla Taguchi metodolojisinden yararlanmışlardır. Taguchi metodolojisi, çok faktörlü tasarım deneylerinde optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi için kullanılan bir yöntemdir. Taguchi yöntemi kullanılarak yapılan deneysel çalışmaların sonuçlarına dayanarak, optimal tasarım parametreleri belirlenmektedir. Optimizasyon sonuçlarına dayanarak, yaprak yay süspansiyon sistemi elemanlarının optimum ağırlıkta, daha dayanıklı ve daha uzun ömürlü hale

getirilebileceğini göstermişlerdir. Ayrıca, bu optimizasyon sonuçları aracın sürüş konforunu artırarak, sürücü yorgunluğunu azaltmak ve araç performansını iyileştirmek için de kullanılabilir [4].

Agrawal, A., & Mohite, P. M. (2019), hafif ticari araçların yaprak yay süspansiyon sistemi bağlantı braketlerinin yapısal tasarım optimizasyonu hakkında bir araştırma yapmışlardır. Öncelikle aracın dinamik özellikleri ve yol koşullarının süspansiyon sistemi tasarımına etkisini ele almışlardır. Daha sonra, süspansiyon sistemi elemanları ve tasarım özelliklerini detaylı olarak açıklamışlardır. Bu süspansiyon sistemi elemanları arasında yaprak yaylar, amortisörler, yay bağlantı braketleri ve aks düzeni gibi parçalar yer almaktadır. Yay bağlantı braketlerinin tasarım optimizasyonu için farklı matematiksel yöntemleri önermişlerdir. Bu yöntemler arasında doğrusal olmayan analizler, çok amaçlı optimizasyon, deney tasarımı, öğrenme algoritmaları ve simülasyonlar yer almaktadır. Özellikle yapısal mukavemet, ağırlık, rijitlik ve malzeme özellikleri gibi tasarım parametrelerini optimize etmeye odaklanmaktadır. Optimal tasarım parametreleri, süspansiyon sistemi performansının artırılması ve hafifletilmiş bir tasarım elde etmek için belirlenmektedir [5].

Sudke, Y. K., & Kondhalkar (2021), yaprak yay montajının optimizasyonu konusu hakkında araştırma yapmışlardır. Bu araştırmalarda sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre maksimum gerilme değerinin güvenlik limitleri içerisinde olduğunu görmüşlerdir. Malzemenin düşük gerilimli bölgeden çıkarılması ve böylece yapısal davranışını etkilemeden ağırlığının optimize edilebileceğini görmüşlerdir. Çalışmada araç ağırlığını 3000 kg olarak belirlemişlerdir. Yaya etki eden maksimum kuvvet 8976 N olarak belirlemişler ve brakete etki eden kuvveti yaklaşık 5000 N olarak almışlardır. Analiz sonucunda mevcut parça (27,231 MPa) ve optimize edilmiş parça (51,839 MPa) bileşenlerde bulunan Von-mises gerilimine göre malzemenin akma dayanımı dahilinde olduğunu değerlendirmişlerdir. Bu topolojik optimizasyonla mevcut (0,527 kg) bileşenden optimize edilmiş (0,468 kg) bileşene kadar %11,2 oranında ağırlık tasarrufu sağlamışlardır [6].

M. A. Razzaq, M. A. Sheikh, S. Iqbal, M. Qasim, & A. Ghafoor (2017), hafif ticari araçların süspansiyon sistemleri için kompozit yaprak yay tasarımının geliştirilmesi üzerine bir çalışma yapmışlardır. Öncelikle hafif ticari araçların süspansiyon sistemleri ve yaprak yayların önemini ele almışlardır. Daha sonra, kompozit malzemelerin artıları, özellikleri ve çeşitli uygulama alanları ile ilgili detaylı bilgiler sunmuşlardır.

Kompozit yaprak yay tasarımı için farklı yöntemler ve teknikler önermişlerdir. Bu yöntemler arasında analitik hesaplamalar, sayısal simülasyonlar, deneysel çalışmalar ve yapısal optimizasyon yer almaktadır. Kompozit yaprak yay tasarımının avantajlarını ve zorluklarını ele almışlardır. Bu avantajlar arasında daha hafif bir yapı, daha yüksek mukavemet ve daha iyi bir süspansiyon performansı yer almaktadır. Kompozit yaprak yayların avantajları ve geleneksel yaprak yayların dezavantajları hakkında bilgi vererek, tasarım ve geliştirme sürecinde kullanılacak teknikleri ve yöntemleri sunmuşlardır [7].

Ahirrao, S., Kondhalkar, G., & Pawar, (2020), yaprak yay braketini için optimizasyon çalışması gerçekleştirmişlerdir. Braketin her iki ucuna 1571 N yük uygulamışlar ve yaprak yay braketinde eşdeğer gerilmeler yaratmışlardır. Yaprak yay braketini için yorulma analizi gerçekleştirmişlerdir. Analiz sonucunda 553 g ağırlığa sahip braketin orijinal boyutlarıyla mevcut analizinden ve optimizasyondan sonra 522 g ağırlığa geldiğini görmüşlerdir. Bu çalışma ile mevcut braketler ile değiştirilmiş braketler arasındaki ağırlık azalmasını 31 g olarak hesaplamışlardır. Bu değiştirilmiş yaprak yaylı braket, mevcut braket ile karşılaştırıldığında aynı mukavemeti elde etmiştir. Mevcut braketten farklı olarak, değiştirilmiş braketin malzeme maliyeti mevcut braket ile karşılaştırıldığında azalmıştır [8].

M. F. Aydin, M. Gökasan, and E. Çetinkaya (2020), değişken sertlik yaprak yayı ile adaptif bir süspansiyon sistemi tasarımı ve simülasyonu ile ilgili çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Geleneksel süspansiyon sistemlerinin dezavantajlarına değinerek, adaptif süspansiyon sistemlerinin avantajları hakkında bilgi vermişlerdir. Bu avantajlar arasında daha iyi sürüş rahatlığı, yüksek yol hakimiyeti ve minimum titreşim yer almaktadır. Değişken sertlik yaprak yayının kullanımını açıklamışlar ve yayın tasarımını bu duruma göre ele almışlardır. Değişken sertlik yaprak yayının tasarımını, özel bir yüzey profilinin kullanımını içermekte ve bu profil sayesinde yayın sertliği ayarlanabilmektedir. Ayrıca adaptif süspansiyon sisteminin tasarımını ve simülasyonunu sunmuşlardır. Simülasyon, sistem bileşenlerinin hareketleri ve sürüş koşullarının yanı sıra değişken sertlik yaprak yayının davranışlarını da içermektedir [9].

Kalantre, V., Munde, K. H., & Pawar, A. (2018), Mahindra Classic Jeep'in süspansiyon braketinin (yaprak yay montaj braketini) analiz edilerek, ağırlığının azaltılması için mukavemetinden ödün vermeden topolojik olarak optimize edilmesi

üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Tüm analiz ve optimizasyon çalışmalarını ANSYS 19.0 ile yapmışlardır. Optimizasyon için Evrimsel Yapısal Optimizasyon Yöntemini (ESO) kullanmışlardır. Aracın ağırlığının hafifletilmesinde bu tür topoloji optimizasyonlarının önemli olduğunu vurgulamışlardır. Uygulamada araç ağırlığını en aza indirmek için üç yaygın yaklaşımdan bahsetmişlerdir; hafif malzemeyle değiştirme, aracın boyutunun küçültülmesi ve yapısal bileşenden istenmeyen malzemenin çıkarılması. Yapılan çalışmada aracın ağırlığını 1600 kg olarak belirlemişlerdir. Bu durumda tekerleğe gelen yükü yaklaşık 5200 N olarak hesaplamışlardır. 0,526 kg ağırlığındaki parçanın eşdeğer stresini 60,774 MPa, minimum güvenlik faktörünü 4,1136 olarak hesaplamışlardır. Yapılan topoloji optimizasyonu sonrasında yapılan analiz ile parçanın ağırlığını 0,424 kg, eşdeğer stresini 61,48 MPa, minimum güvenlik faktörünü 4,066 olarak bulmuşlardır. Bu durumda 0,102 kg ağırlık azaltılarak %19,39 kazanç elde etmişlerdir [10].

Kumar, G. R., & Kumar, P. M. (2020), ağır ticari taşıtların süspansiyon sisteminde kullanılan yaprak yay bağlantı braketlerinin başarısızlık analizini ele almışlardır. Yaprak yay bağlantı braketlerinin mekanik özellikleri ve kullanım şartları ile ilgili bilgi vererek, braketlerin başarısızlığının nedenlerini incelemişlerdir. Ayrıca, braketlerin tasarımında kullanılan malzemelerin seçimindeki önemi de ele almışlardır. Braketlerin başarısızlığına sebep olan nedenleri belirlemek için laboratuvar testleri ve arazi testleri yapmanın önemini anlatmışlardır. Test sonuçları, braketlerin yorgunluk, çatlaklar, yüksek gerilim ve aşınma gibi nedenlerle neden başarısız olduğunu göstermiştir. Başarısız braketlerin onarımı ve tekrar kullanılması için farklı yöntemler de sunmuşlardır. Ayrıca, braketlerin dizaynı ve üretilmesi esnasında önem gösterilmesi gereken faktörleri de ele almışlardır [11].

Naveen Kumar R., & Keshava Murthy R. (2019), otomotiv endüstrisinde kullanılan yaprak yay bağlantı braketlerinin korozyonunun etkisi üzerine araştırma yapmışlardır. Korozyonun yaprak yay bağlantı braketleri üzerindeki etkisini inceleyerek, braketlerin ömrü, dayanıklılığı ve performansını etkileyen faktörleri belirlemişlerdir. Ayrıca, braketlerin tasarımında ve üretiminde korozyon önleme stratejilerinin kullanımını da ele almışlardır. Araştırmada, laboratuvar testleri ve arazi testleri yapılarak, korozyonun braketler üzerindeki etkisini belirlemek için farklı malzemeler ve kaplamalar kullanmışlardır. Test sonuçları, braketlerin korozyona maruz kaldığında yorgunluk, çatlaklar ve kırılmalar gibi başarısızlıklar yaşadığını göstermektedir.

Otomotiv endüstrisinde kullanılan yaprak yay bağlantı braketlerinin korozyona karşı dayanıklılığını artırmak için farklı stratejiler sunmuşlardır. Bu stratejilerin, malzeme seçimi, kaplama ve yüzey işleme gibi konuları kapsadığını belirtmişlerdir [12].

Bu çalışmalar, yaprak yay braketlerinin optimizasyonu konusunda farklı yöntemler sunmaktadır ve ticari araçların yapısına ve gereksinimlerine uygun olarak uyarlanabilir olduğunu göstermektedir.

1.3. Hipotez

Hipotez; yaprak yay braketlerinin yapısal tasarımı, malzeme özellikleri ve geometrik özelliklerinin optimize edilmesinin, ticari araçların süspansiyon sisteminin performansını artıracığı ve bu artışın aracın yük taşıma kapasitesini, yol tutuşunu, sürüş konforunu ve güvenliğini artırabileceğidir. Bu optimizasyonların, ayrıca aracın yakıt tüketimini azaltabileceği ve azalan yakıt miktarının çevre kirlenmesini azaltmada bir katkısının olacağı, bu katkının doğrudan küresel ısınmayı etkileyen CO₂ gazının azalmasına yönelik olumlu bir etkisi olması beklenmektedir. Bununla birlikte, yaprak yay braketlerinin optimize edilmesi, maliyeti artırabileceğinden, bu çalışmaların ekonomik analizleriyle etkisinin olabileceği hipotezi öne sürülebilir.

Bu hipotez, yaprak yay braketlerinin yapısal tasarımı, malzeme ve geometrik özelliklerinin incelenmesini ve bu incelemenin ardından braketlerin optimize edilmesinin ticari araçların süspansiyon sistemi performansını artırabilme kapasitesinin ölçülmesinin önünü açmaktadır. Yapılan optimizasyonun yakıt tüketimini azaltarak ve çevre kirliliğini azaltarak daha sürdürülebilir bir taşımacılık sağlayabileceği öngörüsünü kapsamaktadır. Ancak, bu optimizasyonların maliyeti artırabileceği için ekonomik analizlerin de yapılması gerektiğine dikkat çekmektedir.

BÖLÜM 2. SÜSPANSİYON SİSTEMLERİ

2.1. Süspansiyon Sistemlerine Genel Bakış

Mekanik sistemlerin tamamında olduğu gibi vibrasyon, taşıtlarda hem yolcu için hem de taşıtın komponentleri için problem kaynağıdır. 1886 yılında Manneheim’da hareket eden ilk araçtan bugüne kadar bu problemin önlenmesi için çok farklı süspansiyon sistemleri dizayn edilmiş ve iyileştirilmiştir.

Yakın geçmişte süspansiyon sistemleri ile ilgili çalışmalar aktif süspansiyon sistemleri üzerine yapılmasına rağmen, elektronik ve hidrolik sistemi aksamalarının fiyatlarının yüksekliği ve sistemin karmaşık olmasından ötürü ortaya çıkan güvenilirlik sorunları nedeniyle geleneksel olarak görülen pasif süspansiyonlar günümüzde hâlâ etkinliğini sürdürmektedir. Pasif süspansiyon sistemlerinin düşük maliyetli olması, taşıta ilave ağırlık getirmemesi, taşıttaki güç kaynaklarını kullanan komponentlerinin olmaması, sadeliği ve güvenilirliğini ispatlamış olması en önemli avantajlarıdır.

Taşıtlar ile ilgili araştırmalar büyük çeşitliliği kapsayan bir alan olmasına rağmen, bu bölümde yalnızca tezin konusu ile alakalı önemli çalışmalardan bahsedilmiştir. Taşıt dinamiği alanında öne çıkan ilk araştırmalar, 1920’lerde gerçekleştirilmiştir. Buna rağmen, dümenleme, istikrarlılık ve süspansiyon konusundaki yayınlar 1930’larda yapılmaya başlanmıştır. Bu yıllardan 90’lı yıllara kadar taşıt dinamiğindeki ana gelişmeler Segel (1993) tarafından özetlenmiştir. Yapılan özet çalışması için Crolla (1996) tarafından tablo oluşturulmuştur (Tablo 2.1) [13].

Teknolojinin ilerlemesi ile hızları artan taşıtlara yoldan daha fazla titreşim gelmeye başlamış ve titreşim frekans aralıkları da artmıştır. Oluşan titreşimlerin yolcunun veya taşınan yükün üzerinde birçok etkisi vardır. Yolcunun titreşimlerden dolayı vücuduna gelen fazla kuvvet nedeniyle fizyolojik zararlar ortaya çıkmaktadır. Uzun süreli olarak yolcuya kuvvet etkisiyle oluşan basınç uygulanması durumunda dokulara kan iletiminin kesilmesi ve mekanik hasarların oluşması söz konusu olabilir [14].

Tablo 2.1 : Taşıt dinamiğindeki evrimin özeti.

1. Periyot (1930’lu yılların ilk zamanlarında)

Taşıtın dinamik davranışlarına dair yapılan ampirik gözlemler

Jant dengeleme üzerine yapılan araştırmalar

Taşıt performansının önemli bir özelliği olarak sürüş konforunun farkına varılması

2. Periyot (1930’lu yılların ilk zamanlarından 1952’ye kadar)

Temel lastik dinamiğinin ve kayma açısının kavranması

Dönemezlik (understeer) ve aşırı yönlenebilirlik (oversteer) durumlarının açıklanması

Statik durumun vurgusunun anlaşılması

İki basit serbestlik dereceli hareket denkleminin oluşturulması

Sürüş testlerinin başlatılmasına dair adımların atılması

Ön tarafın bağımsız süspansiyon sistemine geçişinin gerçekleştirilmesi

3. Periyot (1952’den sonrası)

Deney düzeneklerinden elde edilen sonuçlar ve yapılan modellendirmelerle lastik davranışlarının kavranması

Üç serbestlik derecesine sahip hareket denklemlerinin oluşturulması

Analizlerin kararlılık ve yönlü tepkileri içerecek şekilde genişletilmesi

Rasgele titreşim teorisini kullanarak sürüş karakteristiklerini öngörme çalışmaları

Otoyol ve yol dışı sürüş (off-road) araç sürücülerinin güvenlik ve sağlığıyla ilgili yapılan bazı araştırmalar, düşük frekanslı ve büyük genlikli titreşimlerin, ya zarar verici fiziksel semptomlara neden olduğunu ya da sürücünün belirli dış zorlamalara karşı tepkisini olumsuz yönde etkilediğini göstermiştir [14,15]. Özellikle düzgün ayarlanmamış veya bu tür bir sistemden yoksun traktör gibi araçlarda, iç organların

rezonans frekansına yakın zorlamaların tehlikeli olduğu ve bu tür taşıtları kullanan sürücülerde omurga ve bel problemlerinin meydana geldiği bilimsel olarak kanıtlanmıştır [16,17]. Öte yandan, titreşim ortamı, bireylerin aracın tasarımı ve üretim kalitesi hakkında değerlendirme yaparken en kritik faktörlerden biridir [18].

Süspansiyon sistemlerinin yolcunun konforunu sağlamak ve taşıtın sürekli olarak yola tutunmasını desteklemek gibi iki önemli işlevi vardır. Süspansiyon sistemi çok iyi konfor sağlayabilir, ancak bu tür bir sistemle donatılmış bir aracın yol tutuş özelliklerinin oldukça zayıf olması muhtemeldir [19]. Yolda kullanılan araçların süspansiyon sistemlerinin tasarımına dair kapsamlı bir inceleme, Sharp ve Crolla (1987) tarafından gerçekleştirilmiştir. Taşıt süspansiyon sistemlerini ilgilendiren derinlemesine bir kaynak araştırması ise Elbeheiry ve diğerleri (1995) tarafından sunulmuştur. Abel (1994) bihassa yarış arabalarının sürüş özellikleri ve dinamik reaksiyonları ile ilgili incelemeler gerçekleştirmiştir.

2.2. Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Araçlar yoldan gelen düzgünsüzlüklerden ve araç manevralarından gelen kuvvetlerin etkilerinden konfor ve araç dinamiği perspektifinden değişik sonuçlarla etkilenir. Süspansiyon sistemleri bu çıktıları doğru yönetmek, konfor ve araç dinamiği özelliklerini rahat kullanılabilir hale getirebilmek için kullanılır. Süspansiyon sistemleri tekerlek askı sistemleri ile şasi (karoser) arasında yer alır. Sönümleme unsuru olarak tekerlekler, yol kaynaklı titreşimleri yaylanmayan kütleyle aktarırken, süspansiyon sistemleri de yaylanmayan kütle tarafından iletilen yükleri şasiye aktarır [20]. Süspansiyon sistemlerinin komponent ve sistemsel olarak ayrı işlevleri vardır. Sistemsel işlevler; yoldan gelen titreşimleri absorbe etmek, yolcu ve şasiye bağlı komponentleri çevresel etkenlerden yalıtmaq, aracın değişik yükler altında hedeflenen yükseklikte olmasını sağlamak, doğru yol-lastik kombinasyonunu sağlamak, lastiklerin tanımlanan şekil dışında fazla aşınmasını önlemek, daimi ve değişken manevralar sırasında sürücü ihtiyaçlarını karşılamak ve yol tutuşunu korumak temel hedef olarak belirlenmiştir. Komponentlerin işlevleri ise; yaprak yaylar yoldan gelen yükleri taşıy ve bu yüklere göre enerjiyi içinde depolar, viraj denge çubukları savrulma hareketi sırasında taşıtın virajlarda yol tutuşunu iyileştirir, amortisörler ise titreşimleri absorbe eder.

Süspansiyon sisteminin görevleri kısaca şu şekilde sıralanabilir [21]:

- Tekerlekler arasında çekiş sağlayarak tahrik kuvvetini aktarmak ve aynı zamanda her bir tekerlek tarafından oluşturulan frenleme kuvvetini araç gövdesine iletmek, aksın düzgün konumunu korumak.
- Sürüş esnasında lastiklerle beraber yol yüzeyinin yapısından kaynaklanan vibrasyonları, dalgalanmaları ve beklenmedik darbeleri emerek araçta bulunanları veya taşınan eşyaları korumak.
- Sürüş sırasında aracın dengelemesini sağlamak amacıyla, sürekli olarak tekerleklerin yol yüzeyindeki düzensizlikleri takip ederek direksiyon kontrolünü ve yönlendirme dengesini artırmak.
- Gövde ile tekerlekler arasında uygun geometrik ilişkiyi sürdürmek ve akslar üzerinde gövdeye destek sağlamak.

Araç seyir halinde iken yoldan ve havadan farklı birçok kuvvet etki eder. Bu kuvvetlerden dolayı araçta sallantı, yan yatma, zıplama ve gezme gibi bazı salınımlar meydana gelmektedir.

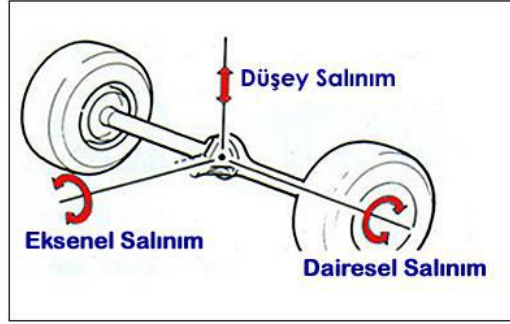
Sallantı: Aracın kütle merkezine bağlı olarak öne ve arkaya doğru hafif sallanma hareketidir. Bu sallantı, bilhassa aracın düzensiz ve kasisli, aynı zamanda çukurlu yollarda kullanıldığı durumlarda belirginleşir.

Yan yatma: Yolun bozuk olduğu durumlarda araç döndüğünde ya da hareket halindeyken, bir tarafındaki yay kısaldığında diğer tarafındaki yay uzama durumuna geçer. Bu durum, aracın gövdesinin bir taraftan diğer tarafa yanal hareketler yapmasına neden olur.

Zıplama: Araçtaki tam bir yukarı-aşağı harekettir, özellikle düzensiz yollar üzerinde yüksek hızlarda seyir halindeyken ortaya çıkar. Yaylar yumuşak olduğunda, bu durumda zıplamanın artma eğiliminde olduğu gözlemlenir.

Gezme: Araç, kütle merkezine bağlı olarak eksendeki merkezden sağa veya sola doğru hareket eder [22].

Bunun yanı sıra, süspansiyonsuz kütlenin salınımını da göz ardı etmememiz önemlidir. Akslar ve tekerlekler yayılı kütlenin ağırlığı ile Şekil 2.1’de görüldüğü üzere eksenel, dairesel ve düşey dalgalanmalara uğrar.



Şekil 2.1 : Araçtaki süspansiyonsuz kütlenin salınım durumları.

Düşey salınım: Düşey salınım, tekerleklerin yukarı-aşağı zıplamasıdır. Genellikle sık kasisli yollarda, orta ve yüksek hızlarda araçların kullanılması durumunda meydana gelir.

Eksenel salınım: Sol ve sağ tekerleğin birbirine zıt yönde yukarı-aşağı hareketidir. Bu salınım tekerleklerin yol yüzeyinde atlayarak yol almasına (kaymasına) neden olur ve sabit akslı süspansiyonlarda daha kolaylıkla meydana gelir.

Dairesel salınım: Sürüş torkuna bağlı olarak yaprak yayların aks ekseninde kendi kendine dönmeye çalışmasına dairesel salınım denir. Bu salınım sürüş konforunu olumsuz etkiler [21].

2.3. Süspansiyon Sistemlerinin Çeşitleri

Süspansiyon sistemleri temel olarak sabit süspansiyon sistemi ve bağımsız süspansiyon sistemi olarak ikiye ayrılır.

2.3.1. Sabit Süspansiyon Sistemi

Sabit akslı süspansiyon sistemlerinin tarihi, taşıtların üretilmeye başladığı ilk yıllara kadar uzanmaktadır. Günümüzde de dayanıklı olması nedeniyle kamyonlar, otobüsler ve diğer ağır ticari araçlarda kullanılmaktadır. Ayrıca askeri araçlar ve yol dışı sürüş (off-road) araçlarında da kullanılır. Bu araçlar, zorlu arazi koşullarında kullanıldığından, daha sağlam ve dayanıklı bir süspansiyon sistemine ihtiyaç duyarlar.

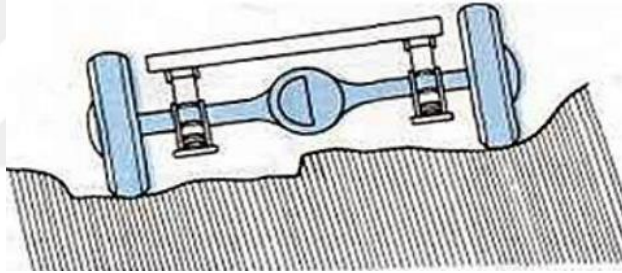
Sabit süspansiyon sistemleri, bu koşullarda aracın hareketliliğini artırmak için tasarlanmıştır. Şekil 2.2’de de görüleceği üzere sistem, bir aks veya aks kovanı ile sağ ve sol tekerlekleri birbirlerine bir bütün olarak bağlar. Bu nedenle genellikle rijit akslı süspansiyon sistemi olarak bilinir. Tekerlekler şasiye bağlanan tek bir dingil ile yaylar

üzerinden birbirine bağlıdır. Bu nedenle tekerlekler birbirinin hareketi ile etkilenir ve yol darbelerini birlikte alırlar.

Sabit süspansiyon, diğer süspansiyon türlerinden farklı olarak hareketli parçalar içermez. Bu nedenle, sabit süspansiyon sistemleri, daha az karmaşık, daha ucuz ve daha az bakım gerektirirler. Ancak, sabit süspansiyon sistemleri, diğer süspansiyon türlerine göre daha az esnek ve daha sert bir sürüş deneyimi sunarlar.

Sabit süspansiyon sistemi, daha az karmaşık olmaları nedeniyle, diğer süspansiyon türlerine göre daha az hata yapma eğilimindedirler. Ancak, sabit süspansiyon sistemleri, araçlarda daha fazla titreşim ve şok hissetmesine neden olabilir.

Yollardaki düzensizlikler, tekerleğin çukura düşmesi veya tümseğe çarpması gibi durumlarda ortaya çıkan kuvvet, aks üzerinden doğrudan karşı tarafın tekerleğine iletilir. Bu da sürüş rahatlığına negatif yönde etki etmektedir. Yine de bu sistem halen birçok aracın arka süspansiyonu olarak kullanılmaktadır [23].



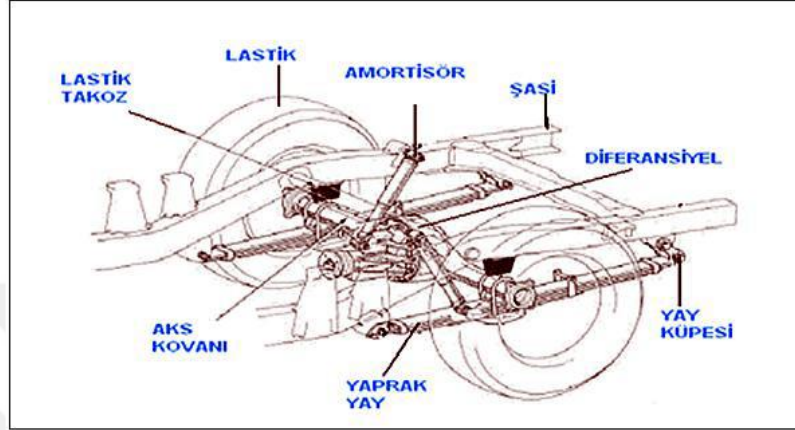
Şekil 2.2 : Sabit süspansiyon sistemi.

Mevcut sabit süspansiyon sistemlerinde, yaprak yay, helezon yay ve torsiyon çubuğu gibi çeşitli yay tipleri tercih edilebilmektedir. Ağır yük taşıyan ticari araçların ön ve arka süspansiyonlarında genellikle yaprak yaylar kullanılırken, binek otomobiller, minibüsler ve küçük kamyonetlerin ön aks donanımında helezon yaylar tercih edilmektedir [22].

2.3.1.1. Paralel yaprak yaylı sabit süspansiyon sistemi

Tekerleklerden aktarılan darbeleri ilk absorbe eden bileşen yaprak yaydır. Yay, bu darbeyi yaprak yay küpesi tarafından uzatarak sönümler. Yaprakların birbirleriyle teması sırasında, aynı zamanda lastik takozlar da bu sönümlemeye katkıda bulunur. Sönümleme için amortisörler devreye girerek salınım süresini kısaltır.

Bu sistemde, her tekerlek için iki adet paralel yay kullanılır. Bu yaylar, birbirlerine paralel bir şekilde monte edilir, ortasından “U” cıvatası vasıtasıyla dingile, uç kısımlarından ise şasiye montajlanmıştır (Şekil 2.3). Yaylar tekerleklerin gövdeye göre yukarı-aşağı hareketleri sırasında esnerler. Bu sayede, tekerleklerin yolun eğimlerine uyum sağlaması sağlanır.

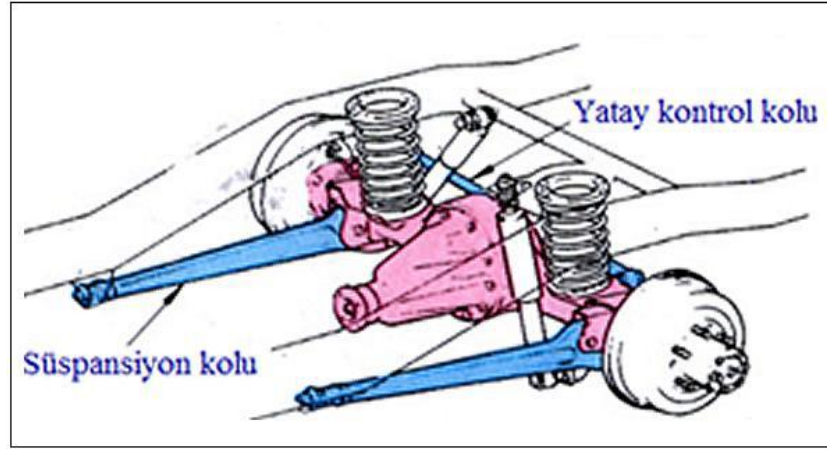


Şekil 2.3 : Paralel yaprak yaylı sabit süspansiyona ait bağlantı elemanları.

Paralel yaprak yaylı sabit süspansiyon sisteminin, basit bir yapısı vardır ve kolay bakım gerektirir. Bu nedenle, özellikle ağır yük taşıyan ticari araçlarda yaygın olarak kullanılır. Ancak, daha modern süspansiyon sistemlerine göre sürüş konforu ve yol tutuş performansı açısından kısıtlamaları olabilir.

2.3.1.2. Yatay kontrol kollu helezon yaylı sabit süspansiyon sistemi

Genellikle önden tahrikli taşıtlarda arka süspansiyon olarak tercih edilir, yekpare ve basit yapılıdır. Bu sistem, aracın şasi ile tekerlekleri arasında yer alan yaylar ve bunları kontrol eden çeşitli parçaları içerir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 : Yatay kontrol kollu helezon yaylı sabit arka süspansiyon sistemi.

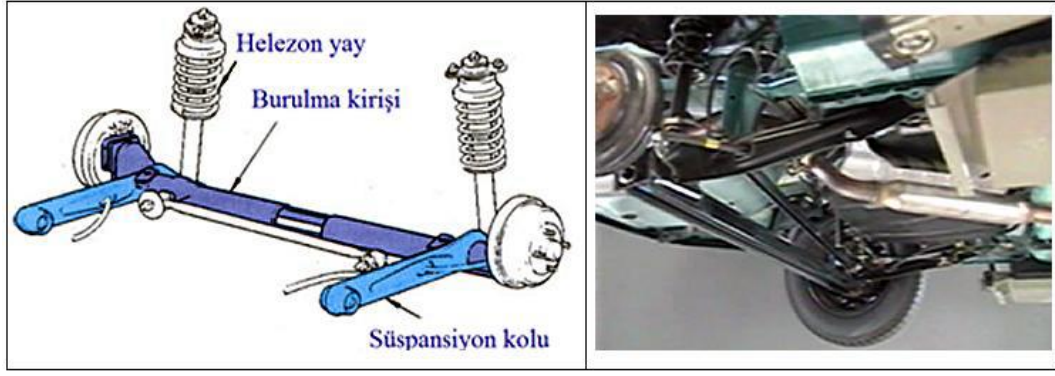
Yatay kontrol kolu, aracın yatay hareketlerini sınırlayan ve kontrol eden bir parçadır. Bu kol, birbirine paralel iki bağlantı çubuğu arasında yer alır ve aracın gövdesinden bağlanır. Yol koşullarından kaynaklanan yanal hareketler, yatay kontrol kolu aracılığıyla süspansiyon sistemine iletilir ve tekerleklerin yanal hareketleri sınırlandırılır.

Helezon yaylar, aracın gövdesi ve tekerlekleri arasındaki şokları emmek ve sarsıntıları azaltmak için kullanılan yaylardır. Bu sistem, helezon yayların yerleştirildiği bir şasi çerçevesini, bir alt kolu ve bir üst kolu içerir. Tekerlekler alt kol üzerindeki döner bir mil üzerinde hareket eder ve üst kol aracılığıyla şasiye bağlanır. Bu sayede, tekerleklerin yüksekliği ve pozisyonu kontrol edilebilir ve yol koşullarına uyum sağlanabilir.

Yatay kontrol kollu helezon yaylı süspansiyon sistemleri, daha sert bir sürüş ve daha iyi bir yol performansı sunar. Ancak, daha sert bir süspansiyon sistemi, daha az konforlu bir sürüşe neden olabilir. Bu sistem, özellikle yüksek performanslı araçlarda kullanılır.

2.3.1.3. Burulma kirişli helezon yaylı sabit süspansiyon sistemi

Otomobillerde sıklıkla kullanılan bir süspansiyon sistemidir. Bu sistem, sabit bir şasi üzerinde hareket eden bir helezon yaydan ve aracın tekerleklerinin arasında yer alan bir burulma kirişinden oluşur (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 : Burulma kirişli helezon yaylı sabit askı sistemi.

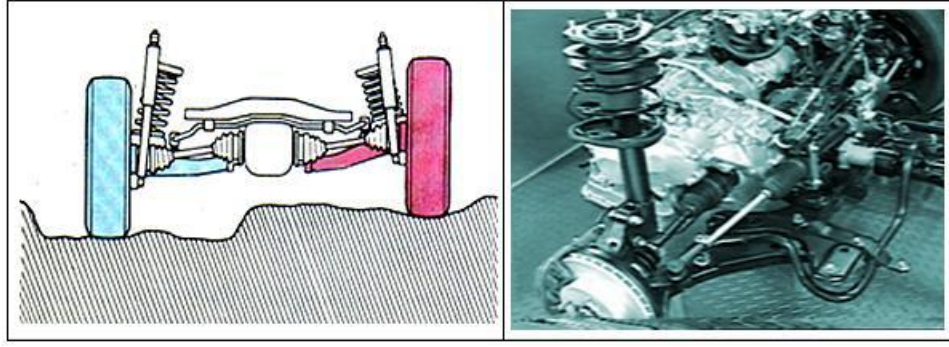
Helezon yay, aracın gövdesi ve tekerlekleri arasındaki darbe ve titreşimleri emen bir yaydır. Bu sistemde, helezon yay, aracın şasisine sabitlenir ve tekerleklerin hareketini kontrol eden bir alt kol ve üst kol sistemi kullanılır. Bu sistem sayesinde tekerleklerin yüksekliği ve pozisyonu ayarlanabilir ve yol koşullarına uyum sağlanabilir.

Burulma kirişi, aracın gövdesinde yer alan ve iki tekerleğin arasında bulunan bir kırıdır. Bu kırı, aracın tekerlekleri arasındaki yanal hareketleri sınırlandırır ve aracın kararlılığını artırır. Burulma kirişi, aracın gövdesindeki diğer parçalarla beraber çalışarak, daha iyi bir performans ve yoldan daha az ses gelmesini sağlar.

Burulma kirişli helezon yaylı sabit süspansiyon sistemi, düşük maliyetli, dayanıklı ve kolay bakım yapılabilen bir süspansiyon sistemidir. Bu sistem, genellikle binek araçlarda, hafif kamyonetlerde ve SUV'lerde kullanılır. Ancak, bu sistemde tekerleklerin hareketi tamamen kontrol edilemediğinden, daha yüksek performanslı araçlarda kullanımı sınırlıdır.

2.3.2. Bağımsız süspansiyon sistemi

Bağımsız süspansiyon sistemi, araçların tekerlekleri arasında bağımsız olarak hareket edebilen bir süspansiyon sistemidir. Bu sistemde, sol ve sağ tekerlekler birbirine doğrudan bağlı olmadığı için tekerlekler ayrı ayrı hareket eder ve bir tarafın hareketi diğer tarafı etkilemez (Şekil 2.6).



Şekil 2.6 : Bağımsız süspansiyon sistemi.

Sağ ve sol tekerlekler, araç şasisine ayrı ayrı yaylarla bağımsız bir kol tarafından bağlanır. Bundan dolayı sol ve sağ tekerlekler dikey ve yanal olarak birbirlerinden bağımsız hareket ederler. Bu sayede gövdenin hareketleri kontrol altına alınarak üst düzey yönlendirme yetenekleri elde edilmiş olur. Bu tarz süspansiyon sistemleri, yolda oluşan düzgünsüzlükleri etkin bir şekilde azaltabilir, rahatlık ve sürüş konforu açısından mükemmellik sağlar. Sabit süspansiyon sistemine kıyasla, daha fazla ve daha karmaşık bir yapıya sahiptir [24]. Ayrıca, diğer tekerlek farklı hareket etse de, araç dengesi korunmuş olmaktadır. Tüm bu faktörler taşıtın kullanım ve yola tutunma kabiliyetini yükseltmekte ve bu sayede lastiklerin ömrü uzamaktadır.

Serbest süspansiyon sistemleri, farklı bağlantı türlerine sahiptir ve buna göre adlandırılmaktadır. Gergi çubuklu (MacPherson) tipi süspansiyon sistemi ve Çift salıncaklı (Double Wishbone) süspansiyon sistemi, günümüzde en sık tercih edilen bağımsız süspansiyon sistemleri arasında öne çıkmaktadır. Ek olarak, farklı tasarımlarda bulunan Çok kademeli (Multilink) süspansiyon sistemleri, serbest süspansiyon sistemlerinde çeşitli uygulamalarda karşımıza çıkmaktadır [24].

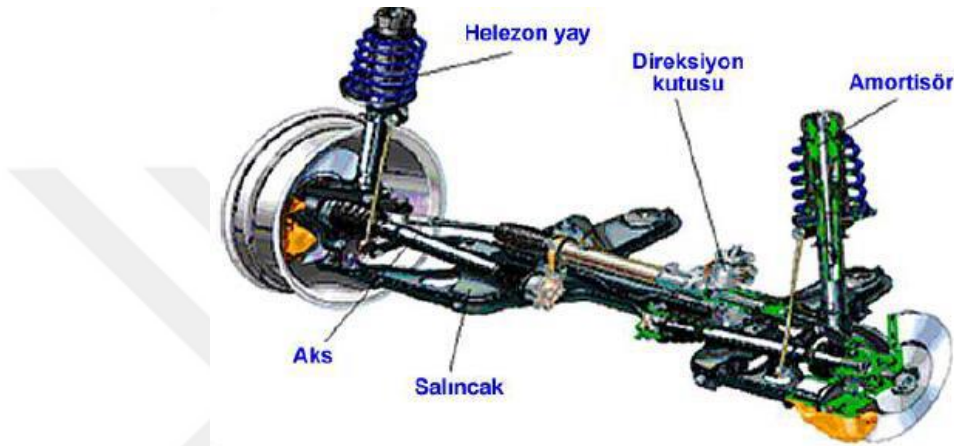
2.3.2.1. Gergi çubuklu (Mc-Pherson) tipi serbest süspansiyon sistemi

Earles S. Mc-Pherson 1949 tarihinde Ford fabrikasında çalıştığı zamanda ortaya çıkarmıştır. İsmi tasarlayan kişiden almıştır. Sadeliği, az parçaya sahip olması, ağır olmayan ve sade bir sistem olması ve ekonomik olması nedeniyle tercih edilen bir sistemdir [25].

Gergi çubuklu serbest süspansiyon sistemi, araçlarda yaygın olarak kullanılan bir bağımsız süspansiyon sistemidir. Bu sistem, tekerleklerin bağımsız olarak yukarı ve

aşağı hareket etmesine izin vererek, sürüş sırasında yolda oluşan titreşimleri ve dengesizlikleri absorbe eder.

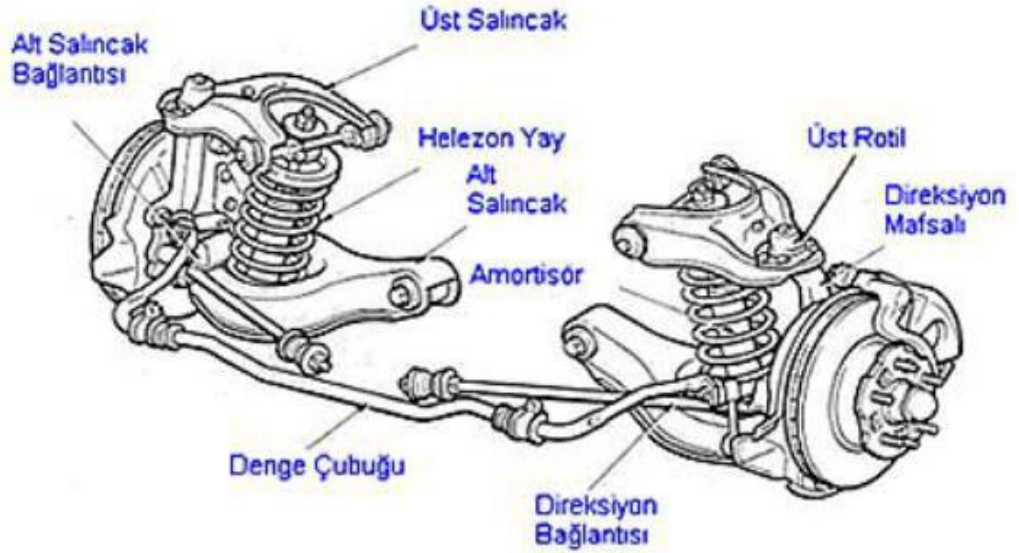
Gergi çubuklu süspansiyon sisteminde, yay dingil üzerindeki amortisörle entegre bir şekilde yerleştirilmiş ve direksiyon mafsalı da şasiye amortisör vasıtası ile entegre edilmiştir. Direksiyon kolunun alt tarafı ise üçgen bir elemana entegredir. Bu biçimde uzun bir yay kolu oluşturmaktadır. Alt salıncak ise şasiye burçlar aracılığı ile bağlanmıştır [25]. Şekil 2.7’de bu sistem gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Gergi çubuklu (MacPherson) süspansiyon sisteminin yapısı.

2.3.2.2. Çift salıncaklı (Double Wishbone) süspansiyon sistemi

Günümüzde çift salıncaklı (Double Wishbone) süspansiyon sistemi konfor araçları için gittikçe önemi artan süspansiyon sistemidir. Bu süspansiyon sistemi, yolcuların konforuna odaklanarak tasarlanmıştır ve yüksek sınıf araçlarda yaygın olarak tercih edilmektedir. Çift salıncaklı süspansiyon sisteminin ana parçaları, alt ve üst salıncak, döner pim, yay, damper ve tekerlek olarak tanımlanmaktadır. Süspansiyon sistemi direksiyon sisteminden etkilendiği için, ikisi birlikte değerlendirilmelidir. Direksiyon sistemi kremayer, bağlantı çubuğu ve direksiyon kolundan oluşan bileşenlerden oluşmaktadır. Şekil 2.8’de sistem gösterilmektedir [25].



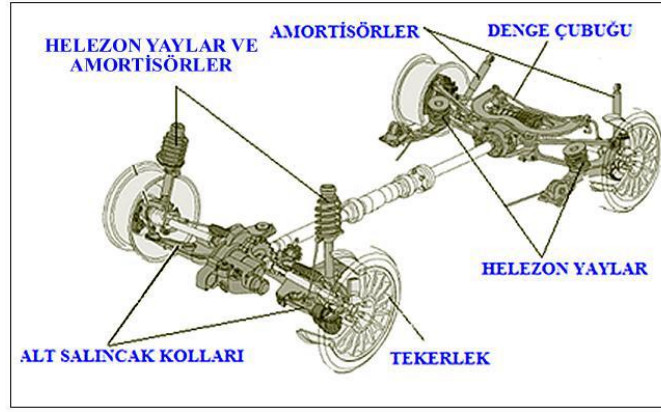
Şekil 2.8 : Çift salıncaklı (Double Wishbone) süspansiyon sistemi elemanları.

Alt ve üst kollar sayesinde tekerlekler aracın gövdesine montajlanmıştır. Süspansiyon geometrisi, alt ve üst kolların uzunlukları ile montaj açılarının birleşimine bağlı olarak belirlenir. Tekerleklerin aşağı-yukarı hareketlerinin dengelenmesi için salıncaklar değişik boyutlarda dizayn edilmektedir. Örnek olarak, taşıtın ön tekerlekleri bir tümseğe değdiği zaman, tekerlekler yukarı doğru anlık bir hareket yapar; bu tür hareketleri dengelemek için üst salıncaklar, alt salıncaklardan daha kısa bir tasarıma sahiptir. Böyle bir sarsıntının etkisiyle oluşan kavis, üst salıncakta daha kısa bir mesafede meydana gelecektir. Bu durum, tekerleklerin yan yönlü hareketini önlerken, aynı zamanda tekerlek lastiklerinin sürüklenerek aşınmasını da azaltır [25, 26].

Çift salıncaklı süspansiyon sistemi, yüksek performanslı araçlarda ve yol dışı sürüş (off-road) araçlarında oldukça sık kullanılmaktadır. Bu sistem, tekerleklerin sert zeminlerde bile yol tutuşunu artırırken, yoldaki çukur ve tümseklerin etkisini de en aza indirir.

2.4. Süspansiyon Sistemlerinin Elemanları

Klasik bir süspansiyon sistemi amortisörler, yaylar, viraj denge çubukları gibi temel parçalardan oluşmaktadır. Şekil 2.9'da süspansiyon sistemi elemanları görülmektedir.



Şekil 2.9 : Süspansiyon sistemi elemanları.

2.4.1. Amortisörler

Bir kez tahriklenen sönümlenmeyen titreşim sonsuza kadar sürme eğilimindedir. Taşıtta bu tip salınımlar önlenmelidir. Yol pürüzlülüğünden dolayı oluşan asılı gövde rahatsızlıklarının minimum düzeyde tutulup seyir emniyeti ve konforunun sağlanması amacıyla taşıt süspansiyon sisteminde amortisörlere ihtiyaç duyulmaktadır [27].

Amortisörler, yaylardaki hareketin zıt yönünde tepki vererek tekerleklerin çukurlarda aşağı ve yukarı hareketini dengeleyen unsurlardır. Süspansiyon sistemi fırlatma hareketi olup düzensiz ve bozuk yollardaki darbelerde sarsıntıyı minimuma indirmek maksadıyla darbeyi ters yöne çevirir. Yani araç yol yüzeyindeki sarsıntılara maruz kaldığında süspansiyon yayları açılarak ya da kapanarak bu darbeleri karşılar. Darbeleri karşılamaları esnasında bir süre yaylanma hareketi yapar. Böylelikle amortisörler, yayların kapanması ve açılması hareketi ile aracın fazla sarsılmasını önleyerek emniyet ve konfor sağlar.

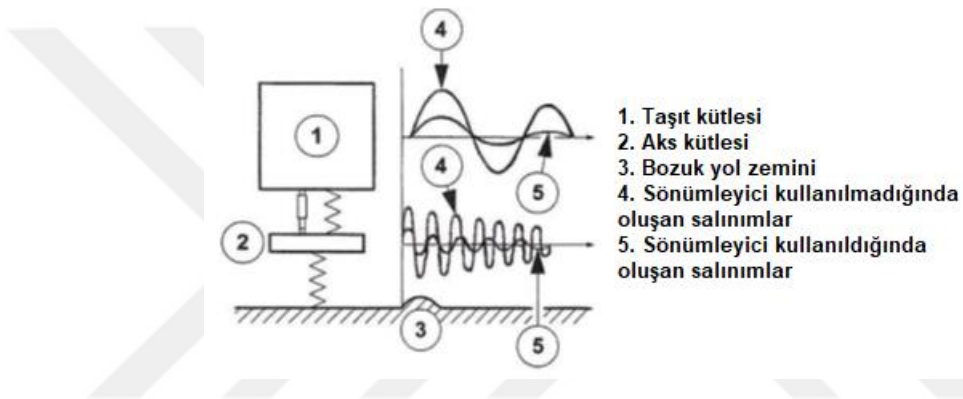
Amortisör, aracın kontrolsüz olarak salınmasını engelleyen bir komponenttir. Engibeli yollarda aracın tekerlekleri ile birlikte hareket eden diğer aksamalar, yol durumuna ve sürüş hızına göre değişen genlikte düşeyse salınım yaparlar. Amortisörlerin görevi bu salınımları emniyetli ve rahat bir kullanım sağlayacak şekilde azaltmaktır.

Araç sürüş halindeyken tekerlekler bir engele çarptığında yay çabucak sıkışır. Sıkışmış yay bir enerji ile dolduğundan açılma hareketi esnasında ilk konumundan fazla açılır. Aracın ağırlığı yayı aşağı ittiğinden inme hareketine geçer. Ancak bu defa da yine yaydaki enerjiden ötürü normal yükdeki konumunun altına kadar sıkışır. Bu tip salınımlar gövde dengeye gelinceye kadar tekrar eder. Bu salınımlar, sürüş konforunu azalttığı gibi yol tekerlek etkileşiminin azalmasından sürüş emniyetini de olumsuz

yönde etkileyecektir. Ayrıca amortisörü olan ve olmayan iki araç arasındaki farklar da açıkça görülebilmektedir [27].

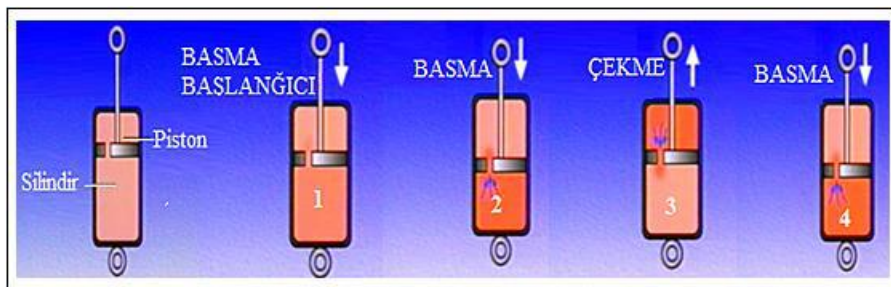
Yayın tek başına bu hareketleri karşılama ihtimali yoktur. Amortisörler titreşim ve yoldan gelen etkiyi araca aktarmadan, yayın yavaşça açılıp kapanmasını sağlayarak aşırı gövde hareketlerini önlerler.

Ayrıca amortisörlerin diğer bir önemli işlevi de, araç tekerlekleri ile araç gövdesi arasındaki titreşim frekanslarının farklı olmasından dolayı her iki titreşimi de absorbe edebilmektir. Araç gövdesinde ve akslarında oluşan titreşimler Şekil 2.10'da hem amortisörlü hem de amortisörsüz araçlar için ayrı ayrı gösterilmiştir.



Şekil 2.10 : Amortisörlü ve amortisörsüz araçlarda gövde ile akslarda oluşan titreşimler.

Amortisörler, sıvıların sıkıştırılamaması ve sıvıların yer değiştirmesi prensibinden yararlanılarak yapılmıştır. Araçlarda bulunan teleskopik amortisörlerde sıvı yerine amortisör yağı adı verilen özel bir yağ kullanılır. Hazne içerisinde piston aracılığıyla sıkıştırılan amortisör yağı, ince bir delikten geçerek yoğun bir sürtünme ile karşılaşır. Amortisörler, oluşan sürtünme kuvveti ile birlikte yay uzamalarını hızla kontrol eder ve durdurur. Amortisörlerin temel çalışma prensibi Şekil 2.11'de görülmektedir.



Şekil 2.11 : Amortisörün temel çalışma prensibi.

Pistonun üst kısmında bulunan küçük bir delik aracılığıyla sıvının bir silindir içine bastırılması ve sıkıştırılması durumunda, sıvı pistonun üst kısmına geçmek üzere zorlanır (2). Piston geri çekildiğinde, sıvı pistonun önünden geçmeye zorlanır (3). Bu basma-çekme hareketleri sırasında delikten sıvının geçişi esnasında oluşan direnç, sönümleme kuvvetini oluşturarak yayın sönümlemesine katkı sağlar. Şekil 2.11’de amortisörün temel çalışma prensibi görülmektedir [27].

Amortisörler çalışma şekillerine, yapılarına ve içindeki akışkanın cinsine göre farklı kategorilere ayrılırlar.

Çalışma durumlarına göre;

- Tek tesirli amortisörler; yalnızca çekme hareketi ile sönümleme yaparlar.
- Çok tesirli amortisörler; hem çekme hem de basma hareketi ile sönümleme yaparlar.

Yapılarına göre,

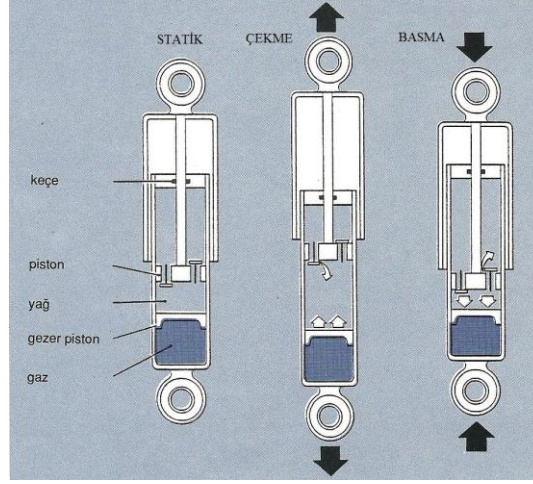
- Çift borulu amortisörler
- Tek borulu amortisörler

Bulundurduğu sıvının türüne göre amortisörler;

- Hidrolik amortisörler
- Gazlı amortisörler

2.4.1.1. Yüksek basınçlı tek borulu gazlı amortisörler

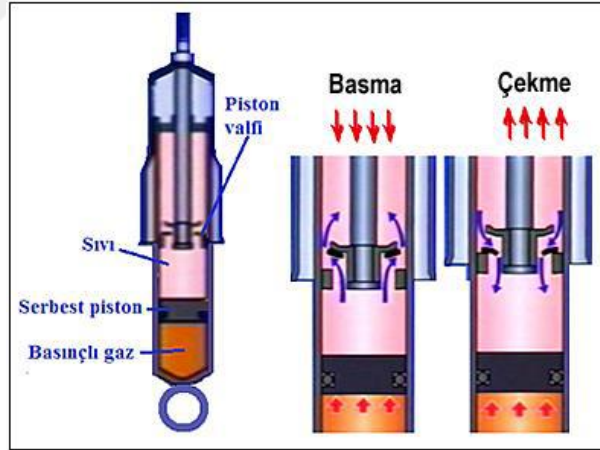
Tek parça borudan oluşmaktadır. İç kısmında yer alan silindirde, gaz-hazne odası ve yağ odası yüzer bir piston ile birbirinden ayrılmıştır (Şekil 2.12) [28]. Bu sayede yukarı ve aşağı kolaylıkla hareket edebilir. Bu amortisörlerin içinde yüksek basınçta azot gazı mevcuttur. Gaz haznesi, hidrolik amortisörlerdeki rezerv borusu görevi görmektedir. Milin içindeki değişken hacmi telafi ederek, amortisörün performansını artıran bir mekanizma oluşturur.



Şekil 2.12 : Yüksek gaz basınçlı tek borulu amortisörün çalışması.

2.4.1.2. Düşük basınçlı çift borulu gazlı amortisörler

Dış borunun iç kısmında bir basınç tüpü bulunmaktadır (Şekil 2.13). Silindir içerisinde yukarı-aşağı doğru hareketi bulunan ve üzerinde valf olan bir piston mevcuttur. Amortisör açılırken (çekme) piston üzerindeki valf sönümlleme gücü oluşturur. Basınç durumunda, silindir içindeki valf, sönümlleme kuvvetini meydana getirir.



Şekil 2.13 : Çok tesirli çift borulu hidrolik amortisör.

2.4.1.3. Çift borulu hidrolik amortisörler

Dış borunun iç kısmında bir basınç borusu mevcuttur. Silindir içerisinde üzerinde valf bulunan bir piston aşağı yukarı hareket eder. Amortisör çekme durumunda piston üzerindeki valf sönümlleme gücünü oluştururken, bası esnasında ise silindir içinde yer alan valf sönümlleme etkisi meydana getirir. Silindirin içinde üçte bir oranında yağ,

2.4.2. Yaylar

Yaylar enerji depolayan komponentlerdir. Seyir halindeki taşıta yoldan gelen yükler, tekerlekler vasıtasıyla, kinetik enerji olarak yaylara transfer edilir. Yaylar oluşan bu kinetik enerjiyi sıkışarak potansiyel enerji şeklinde üzerine depolar. Kısa bir süre içinde yaylar, yavaş bir salınım hareketiyle potansiyel enerjiyi kinetik enerjiye dönüştürmek suretiyle serbest bırakır. Bu süreç birçok defa tekrarlanır. Bu duruma yay salınımı diyebiliriz. Eğer bu salınım hareketleri kontrol altına alınamaz ise, sadece sürüş konforsuzluğuna değil, direksiyon hâkimiyetinin de olumsuz etkilenmesine neden olacaktır.

2.4.2.1. Yayların görevleri

Yollar engebeli olduğu için taşıtların düşey ekseninde yay salınımı yapması kaçınılmazdır. Tekerlekler dönme hareketi yaptığı gibi, dikey yönde de hareket ederler. Taşıt hızıyla doğru orantılı olarak, yay salınım frekansı da artış gösterir. Yola dik şekilde oluşan bu dikey ivmeler, yer çekimi ivmesinin çok üzerinde oluşabilir. Oluşan bu ivmelerin etkisiyle araca çok fazla ve darbe şeklinde kuvvetler etki eder. Taşıtın ağırlığı ile oluşan kuvvet doğru orantılıdır.

Yollardaki düzgünsüzlüklerden dolayı tekerleğin yol ile temasının kesilmesine neden olabilir. Tekerlek yere temas etmediği süre zarfında yola kuvvet aktaramaz. Araç bu süre zarfında dümenlenemez ve frenlenemez. Bu istenmeyen bir durumdur ve olumsuz etkilerini ortadan kaldırmak için yayların kullanılması ön görülmüştür. Yaylar, yoldan gelen darbeleri yakalar ve bunları titreşime dönüştürerek tekerleğin sürekli olarak yol ile temas etmesini sağlarlar.

Temel olarak yayların görevleri aşağıdaki şekilde özetlenmektedir;

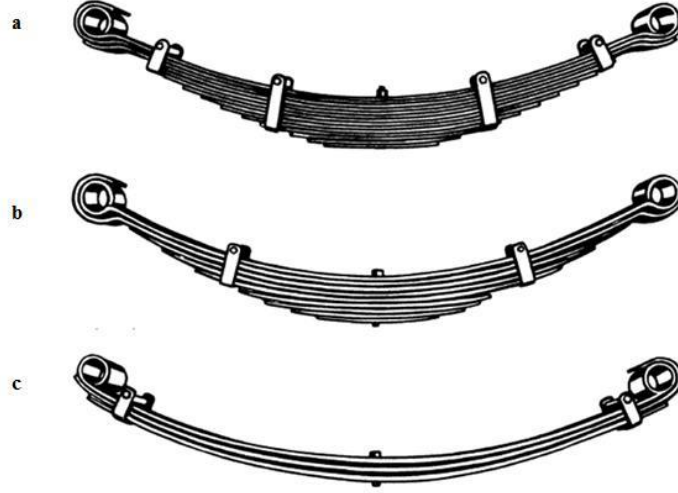
- Taşıtın ağırlık ve kütle kuvvetlerini yüklenir.
- Yoldan gelen titreşimleri absorbe ederek sürüş konforunu artırır ve yumuşatır.
- Sürüş güvenliği ve dümenlenebilme için tekerleklerin yola temas etmesini sağlar.

2.4.2.2. Yay çeşitleri

Askı sisteminde temel olarak dört çeşit yay kullanılmaktadır.

a- Yaprak yaylar

Eski model binek araçlarında, yük taşıyan kamyonlarda ön ve arka askılarında kullanılan sistemlerdir. Yay çeliğinden imal edilirler. Boyları birbirinden farklıdır ve lama şeklindeki parçalar üst üste konularak oluştururlur. Parçalar bir merkez civatası yardımıyla birbirlerine bağlanırlar. Yaylar dağılmasın diye saç kelepçeler veya özel korumalar kullanılır. Ana komponentin iki uç kısmı bükülerek yay bağlantı gözleri meydana getirilir. Yaprak yaylar ön dingile ve köprüye U civatalarıyla bağlanırlar. Yaylanma sırasında yay yaprakları birbiri üzerinde sürtünerek kayarlar. Yay yaprakları arasındaki sürtünmenin en aza indirilmesi için sürtünmeyi azaltıcı parçalar yerleştirilir.



Şekil 2.15 : Farklı tip yaprak yayların karşılaştırılması.

Şekil 2.15’de ana bağlantı boyları aynı ve yay katsayıları eşit olan fakat farklı tasarıma sahip yaprak yaylar gösterilmektedir. Araç tipine göre değişik yapılarda yaprak yay tasarımları vardır. Geleneksel çok katmanlı yaprak yay yukarıda a harfi ile gösterilmiş iken preslenen katmanlardan oluşan ikinci tip çok katmanlı yay ortada b harfi ile gösterilmiştir. Parabolik olarak adlandırılan ve ağırlık açısından en avantajlı olan yay ise c harfi ile gösterilmiştir [29].

b- Helisel yaylar

Günümüzde özellikle hafif binek araçların ve yolcu otobüslerinin askı sistemlerinde tercih edilmekte olup, doğrusal karakteristiğe sahiptir ve burulmaya zorlanırlar. Yuvarlak kesitli yay çeliğinden yapılan çubukların ısıtıldıktan sonra özel kalıplar üzerine sarılma işlemi ile oluşturulurlar (Şekil 2.16) [21]. Bir helisel yayın karakteristiği yay sarım sayısına, tel çapına ve yay formuna göre oluşmaktadır. Ayrıca farklı sarım sayısı, tel çapı veya konik form ile progresif karakteristiğe ulaşılabilir. Her taşıta ait yayın çapı, yaprakların sayısı ve yayların basıncı farklılık gösterir. Farklı yapılarda kullanılmak üzere yay formları değiştirilebilir, paketleme açısından sıkıntılı bölgelerde yay salınımı esnasında sarımların birbirine temas etmeden iç içe geçebilmeleri sağlanabilmektedir. Paketleme açısından helisel yayın orta bölümü de kullanılabilir.



Şekil 2.16 : Helezon yay.

c- Burulma çubuklu yaylar

Vibrasyon kolu ile bir ya da birden çok uzun çelik çubukların birlikte kullanılması ile oluşur. Yay çeliğinden imal edilirler. Genel olarak dairesel kesitli olarak tercih edilirler ve burulmaya çalışırlar. Yayın bir ucu kare şeklinde imal edilerek aracın şasisine dönmeyecek şekilde monte edilir. Diğer uç ise titreşimli koldan süspansiyon sisteminin hareketli bir parçasına bağlanır. Tekerleğin yol üzerinde savrulması bu çubuğun burularak yaylanmasına neden olur.

Çok az yer kaplayan burulma çubukları paketleme açısından oldukça avantaj sağlamaktadır. Burulma çubukları araca hem enine hem de boyuna montajlanabilirler. Boyuna yönde daha büyük uzunluklar ve daha büyük dönme açıları olabilir ve bu vesile ile yaylar arasında daha büyük yaylanmalar oluşabilir. Bükülmelere ve çevre koşullarına karşı korumak için genellikle bir boruya monte edilirler. Yay ön yükleme kuvveti, bağlantı uçlarındaki dişlerle ayarlanabilir.

d- Hava yayları (pnömatik ve hidro-pnömatik yaylar)

Kapalı bir hacimdeki gazların esnekliğinin yay olarak yararlanılması esasına dayanır. Hava körükleri progresif özelliğe sahiptir ve özellikle otobüs ile kamyonlarda yoğun olarak kullanılmaktadır. Hava körüğünün çapı ile basıncı yaylanan kütleyle göre ayarlanabilir. Hava körüklerinin en büyük avantajı sabit bir sürüş yüksekliğinin olmasıdır. Yağ çubuğu ve sensörden gelen artan kütle bilgisi ile, aynı körük yüksekliği için yay katsayısı artırılarak körüğe daha fazla hava basılır. Körük sistemleri yay körükleri, ayar valfleri, basınçlı hava boruları, kompresör ve hava tanklarından oluşmaktadır. Yükün değişen durumuna göre ayar valflerinden transfer edilen havanın yay körüklerine doldurulması ile yaylanma oluşmaktadır.

Havalı süspansiyon sistemlerinde pnömatik (hava yastıklı) yaylar kullanılır ve her bir tekerde yay yerine hava yastığı vardır. Lastik körüğün koruyuculu kapalı bir kap içinde yer alan hava ile şişirilmesi sonucunda oluşur. Aracın bütün ağırlığını bu hava yastıkları taşır. Araç kompresöründen gelen hava ile hava yastıkları hava ile doldurulur.

Şasi ile dingil arasındaki mesafe, sistemde yer alan ayar valfi sayesinde tüm konumlarda sabit kalabilir. Seviye ayar supabını komuta eden kol dingiller ile ilintilidir. Araçta fazla yük olması durumunda şasi hava yastıklarına oturarak dingillere yaklaşmak ister. Çöken hava yastığı ile komuta kolu, seviye ayar valfine etki ederek yastıklara dolan havanın basıncını artırır. Hava yastıkları, ayarlanmış olan şasi ile dingil arasındaki mesafeye ulaşınca kadar hava ile dolar.

Yükün hafiflemesi durumunda hava yastıkları boşa çıkarak dingil ile şasi arasında uygun mesafe oluşturma ister. Bu şekilde de komuta kolu, seviye ayar valfine ters yönde etki ederek hava yastıklarındaki basıncın gerekli miktara kadar düşmesini sağlar. Hava indirilen yastıklar, şasi ile dingil arasındaki mesafenin ayarlanmış durumda kalmasını sağlar.

Her ünitenin sızdırmaz yapıdaki bölümü (hava yastığı) yüksek basınçlı azot gazı ile doludur. İkinci bir hücre bu yapının altında bulunur ve bu hücre de sıvı (su) ile doludur. Bu sisteme hidro-pnömatik yaylar denilmektedir.

Sistem, üç odaya bölünmüş kap şeklindeki bir yapıdan oluşur ve biri diğerinin üzerinde bulunur. En üst oda kubbe şeklindedir ve içi azot gazı ile doludur. Ortadaki odadan bir diyafram vasıtasıyla bölünür. Ortadaki oda su ile doludur ve suyun içinde antifriz ve korozyon önleyici madde bulunur. Üçüncü ve en alttaki odada ise alt tarafı diyaframlar ile kapatılmış ve içinde yine hidrolik akışkan vardır. Diyaframın alt tarafı, aşağı yukarı hareket eden konik bir piston, süspansiyon vasıtası ile kuvvet uygular. Amortisör valfi iki alt oda arasındaki bölümde yer alır.

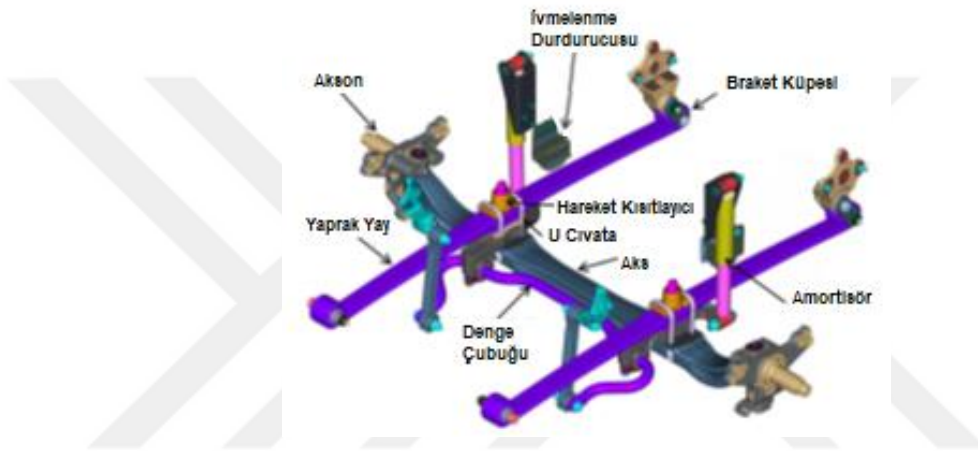
2.4.3. Viraj denge çubukları

Taşıtın viraj alırken yan yatma eğilimini düzeltmek için kullanılan unsurlar, aracın dönüş sırasındaki merkezkaç kuvvetine karşı savrulmayı önlemeye yönelik tasarlanmıştır. Viraj denge çubukları virajın iç tarafında kalan tekerleğin de yere basmasına destek olarak güvenli bir dönme imkânı oluşturur. Viraj denge çubuğu,

lastiklerin yol tutuş kabiliyetlerini artırarak, aracın önden ve arkadan kaymaları da minimuma indirir.

Viraj denge çubuğu binek araçlarda ön süspansiyonda lastik yastıklar ve bağlantılar ile alt salıncağın uçlarına montajlanır. Viraj denge çubuğu aracın şasisine ve gövdesine orta kısmında yer alan lastik yastıklar vasıtası ile bağlanır.

Kamyonlarda ise uç kısımlarından rulmanlı bağlantı şekli ile dingil üzerinde bulunan braketlere bağlanırken, orta kısmında yer alan lastik yastıklar vasıtası ile şasiye bağlı olan viraj denge çubuğu braketlerine bağlanır (Şekil 2.17) [30].



Şekil 2.17 : Viraj denge çubuğunun şematik gösterimi.

Özellikle amortisör kule gergileri ile uyumlu bir şekilde çalışır. Viraj denge çubuklarının “U” şeklinde üretilmesinin nedeni burulma kuvvetlerine karşı koyabilecek yapıda olması ihtiyacından dolayıdır. Viraj denge çubuğunun burulmaması için sağ ve sol tekerleklerin eşit oranlarda, aynı yönde ve zamanda yukarı-aşağı hareket etmeleri gerekmektedir.

Normalde araç manevra yaparken iç yay açılırken dış yay sıkışır. Bu nedenle, denge çubuğunun bir ucu aşağı doğru burulurken diğer ucu ise yukarı doğru burulur. Çubuk burulmaya karşı direnç göstermeye çalışır. Bu direnç aracı mümkün seviyede düz tutmaya çalışırken aracın da savrulmasını azaltır. Fazla engebeli alanlarda tek tekerleğin havada kalması gibi dezavantajlı yönleri bulunmaktadır. Bunun önlenmesi iyi bir süspansiyon sistemi ile mümkündür.

Arka süspansiyonda, denge çubukları genellikle yanal kontrol çubukları olarak işlev görür ve bu şekilde isimlendirilir.

2.5. Yaprak Yay Bağlantı Braketleri

Yaprak yay bağlantı braketleri aracın şasiye bağlanan yaprak yayları tutan ve yönlendiren metal parçalardır. Bu braketler, aracın süspansiyon sistemi için kritik bir komponent olarak gösterilir. Sürüş sırasında aracın şasisi ile yaprak yayları arasında transfer edilen kuvvetleri yönlendirmek için tasarlanmıştır. Bu braketler, yaprak yaylarının bükülmesini ve çarpışmalar sırasında darbeleri emmesini sağlar. Farklı yapılarda tasarımları yapılan yaprak yay bağlantı braketlerine ait görseller Şekil 2.18'de gösterilmektedir [31,32,33].



Şekil 2.18 : Çeşitli yaprak yay bağlantı braketleri.

2.5.1. Yaprak yay bağlantı braketlerinin görevleri

Bu braketlerin ana görevi, aracın yaprak yaylarını şasiye bağlamak, doğru yönlendirmek ve kuvvetleri doğru şekilde aktarmaktır. Yaprak yay bağlantı braketlerinin diğer önemli görevleri şunlardır:

- Yaprak yaylarının konumunu sabitlemek: Yaprak yay bağlantı braketleri, yayların yerinde kalmasını ve şasi ile sürtünmelerini engeller. Bu, süspansiyon sisteminin stabilitesini ve aracın sürüş performansını artırır.
- Yaprak yaylarının yüklerini yönlendirmek: Yaprak yay bağlantı braketleri, aracın hareket etmesi sırasında yaylardan gelen kuvvetleri şasiye aktarır. Bu, aracın denge ve kontrolünü sağlamaya yardımcı olur.
- Yaprak yaylarının titreşimleri emmesini sağlamak: Yaprak yay bağlantı braketleri, yayların bükülmesi sırasında oluşan titreşimleri emer ve aracın sarsıntısız bir kullanım performansı yaşamasına yardımcı olur.

- Süspansiyon sisteminin stabilitesini artırmak: Yaprak yay bağlantı braketleri, süspansiyon sisteminin bütünlüğünü ve dayanıklılığını artırır. Bu, aracın güvenli sürüş ve yol tutuş özelliklerini iyileştirir.
- Aracın yükleme kapasitesini artırmak: Yaprak yay bağlantı braketleri, aracın yükleme kapasitesini artırmak için tasarlanmıştır. Yaprak yayları, ağırlık arttıkça daha fazla bükülür ve braketler, bu ağırlığı tutmak ve yönlendirmek için daha fazla mukavemet ve dayanıklılık sağlar.

2.5.2. Yaprak yay bağlantı braketlerinin montaj şekilleri

Yaprak yay bağlantı braketleri, aracın şasisine çeşitli şekillerde bağlanabilir. Bu bağlantılar, aracın süspansiyon sistemi için stabilite ve güvenlik sağlar. Yaprak yay bağlantı braketlerinin bağlantı şekilleri farklı şekillerde olabilir.

- Sabit Bağlantı: Sabit bağlantı, yaprak yay bağlantı braketinin sabit bir şekilde aracın gövdesine veya dingiline kaynaklanmasıyla oluşur. Bu bağlantı tipi, braketin sağlamlığı ve yapısal dayanıklılığı açısından oldukça etkilidir.
- Körük Bağlantı: Körük bağlantı, yaprak yay bağlantı braketinin, yayların aracın gövdesine veya dingiline bağlandığı yerde bulunan bir körük ile bağlanmasıdır. Bu bağlantı tipi, süspansiyon sisteminin hareketleri sırasında braketin yıpranmasını azaltarak, braketin ömrünü uzatabilir.
- Halka Bağlantı: Halka bağlantı, yaprak yay bağlantı braketinin, yayların aracın gövdesine veya dingiline bağlandığı yerde bulunan bir halka ile bağlanmasıdır. Bu bağlantı tipi, braketin hareket kabiliyetini artırır ve süspansiyon sisteminin hareketleri sırasında braketin aşınmasını azaltabilir.
- Ayarlanabilir Bağlantı: Ayarlanabilir bağlantı, yaprak yay bağlantı braketinin, yayların aracın gövdesine veya dingiline bağlandığı yerde bulunan bir ayarlanabilir kızak ile bağlanmasıdır. Bu bağlantı tipi, braketin yüksekliğinin ayarlanmasına olanak sağlar ve aracın yüksekliğinin ayarlanması için önemli bir özelliktir.

Yaprak yay bağlantı braketlerinin bağlantı şekilleri, braketin görevine ve tasarımına göre farklılık gösterir. Farklı bağlantı tipleri, süspansiyon sistemi performansını etkiler ve aracın hareket kabiliyetini artırır veya azaltabilir. Bu nedenle, yaprak yay bağlantı

braketleri, aracın performansını optimize etmek için doğru bağlantı tipi ile tasarlanmalıdır.

2.5.3. Yaprak yay bağlantı braketlerinde kullanılan malzeme çeşitleri

Yaprak yay bağlantı braketleri, genellikle yüksek mukavemetli çelik alaşımları kullanılarak üretilir. Bu malzemeler, yeterli mukavemet, dayanıklılık ve sertlik sağlar ve aynı zamanda çeşitli ortamlara karşı direnç gösterirler. Yaprak yay bağlantı braketlerinin üretiminde kullanılan malzemeler, aracın kullanım amacına, tasarımına ve yük kapasitesine bağlı olarak değişebilir. Bazı yaygın kullanılan malzeme örnekleri şunlardır:

- Karbon çeliği: Karbon çeliği, yaprak yay bağlantı braketlerinde sıklıkla kullanılan bir malzemedir. Bu malzeme, yüksek mukavemet, dayanıklılık ve sertliğe sahip olmasına ilave olarak ekonomik ve yaygın olarak temin edilebilen bir malzemedir.
- Alüminyum alaşımları: Alüminyum alaşımları, hafif ve dayanıklı malzemelerdir ve bazı uygulamalarda yaygın olarak kullanılırlar. Alüminyum alaşımları, aynı zamanda korozyona karşı dayanıklıdır ve aracın performansını artırmak için kullanılan hafif malzemelerdir.
- Paslanmaz çelik: Paslanmaz çelik, korozyona karşı yüksek direnç gösteren bir malzemedir ve yaprak yay bağlantı braketlerinde sıklıkla kullanılır. Bu malzeme, yüksek mukavemet, dayanıklılık ve sertlik özelliklerine sahip olduğu için yüksek performanslı uygulamalar için ideal bir seçim olabilir.
- Titanyum: Titanyum, hafif ve yüksek mukavemetli bir malzemedir ve bazı uygulamalarda yaygın olarak kullanılır. Titanyum, aynı zamanda yüksek sıcaklıklara karşı dayanıklıdır ve araçların performansını artırmak için kullanılan hafif malzemelerden biridir.

2.5.4. Yaprak yay bağlantı braketlerinde tasarım optimizasyonu

Yaprak yay bağlantı braketleri için tasarım optimizasyonu, belirli bir uygulama veya ihtiyaç için en uygun braket tasarımını elde etmek için yapılan bir süreçtir. Tasarım optimizasyonu, braketin yapısal performansını, ağırlığını, maliyetini ve üretilebilirliğini etkileyen çeşitli faktörleri dikkate alır.

Tasarım optimizasyonu genellikle bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımları kullanımı ile yapılır. Aşağıda yaprak yay bağlantı braketleri için tasarım optimizasyonu yapılırken dikkat edilmesi gereken bir takım unsurlar bulunmaktadır:

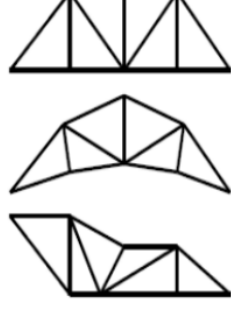
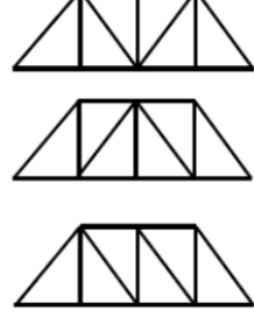
- **Yük koşulları:** Yaprak yay bağlantı braketleri, araç üzerindeki yüklerin taşınabilmesi amacıyla tasarlanmıştır. Bu nedenle, braketin tasarımında kullanılacak malzeme, boyut ve şekil, belirli yük koşullarına göre seçilmelidir. Yük koşulları, braketin taşınması gereken ağırlık, süspansiyon sisteminin performansı ve aracın kullanım amacına bağlı olarak değişebilir.
- **Malzeme seçimi:** Yaprak yay bağlantı braketleri için tasarım optimizasyonu yaparken, braketin yapısal performansını etkileyen malzeme özellikleri göz önünde bulundurulmalıdır. Malzeme seçimi, mukavemet, sertlik, ağırlık ve maliyet açısından optimize edilmelidir.
- **Geometri ve şekil:** Braketin geometrisi ve şekli, yük dağılımını etkiler ve braketin yapısal performansını artırabilir veya azaltabilir. Optimizasyon süreci, braketin şekli, boyutu ve konumunu belirleyerek en iyi yapısal performansı elde etmeyi hedefler.
- **Üretim yöntemi:** Yaprak yay bağlantı braketleri için tasarım optimizasyonu yapılırken, üretim yöntemi de dikkate alınmalıdır. Braketin üretilebilirliğini ve maliyetini optimize etmek için uygun bir üretim yöntemi seçilmelidir.

BÖLÜM 3. OPTİMİZASYON, DİZAYN VE MODELLEME

3.1. Optimizasyon Kavramı

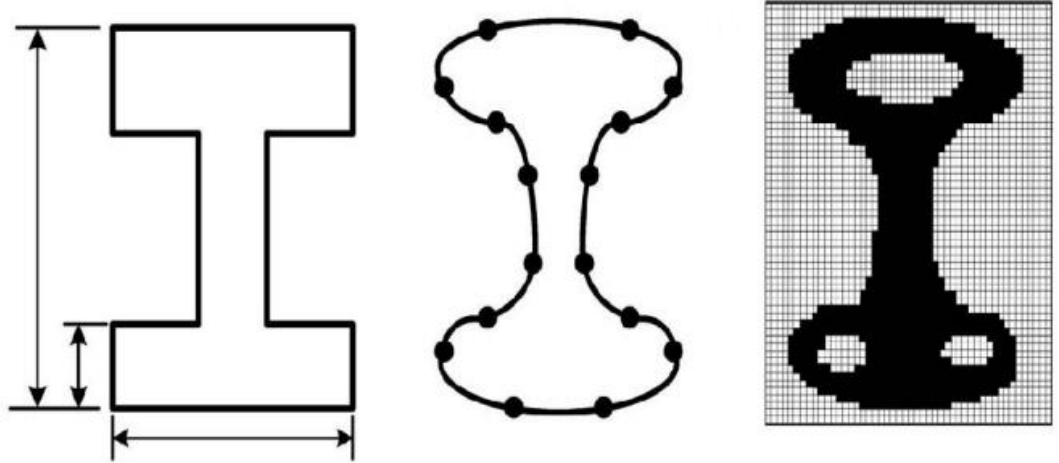
Optimizasyon operasyonu çoğu sektörde değişik şekillerde kullanılmaktadır. Optimizasyon genel anlamı ile eldeki sınırlı imkanların en iyi şekilde kullanımı olarak tanımlanabilir. Matematiksel olarak ise optimizasyon, bir operasyonu minimum veya maksimum seviyede değerlendirmek olarak tanımlanabilir. Bir sistem içerisindeki mevcut kaynakları (işgücü, zaman, sermaye, süreçler, hammadde, kapasite, ekipman) en etkili şekilde kullanarak belirli hedeflere (maliyet azaltma, kar elde etme, kapasite kullanımını ve verimliliği artırma) ulaşmayı sağlayan bir teknoloji olarak tanımlanabilir [34].

Performansı yüksek ve ağırlığı azaltılmış ürünlerin tasarımı gelişen teknoloji ile birlikte artmış ve üretim süreçleri için büyük önem kazanmıştır. Bu maksatla tasarım proseslerinde, ürüne yapısal optimizasyon yapılarak uygun yapıya ulaşması sağlanır. Boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu olarak üçe ayrılan yapısal optimizasyon yöntemleri arasında topoloji optimizasyonu, mühendis ve tasarımcılara önceden düşünülmüş bir tasarıma gerek olmaksızın yeni tasarım fikirleri sağlaması sebebiyle en kapsamlı yöntem olarak kabul edilir [35]. Boyut optimizasyonu, uygun forma ulaşmak maksadı ile sistemdeki her bir parçanın optimum kesit alanını bulmak ve boyutlarını değiştirmektir. Şekil optimizasyonu, sistemin bağlantıları değiştirilmeden dış şeklinin uygun hale getirilmesidir. Topoloji optimizasyonu ise sistemi oluşturan parçaların en uygun bağlantının hangi şekilde oluşturabileceğini açıklar [36]. Bu nedenle topoloji optimizasyonu, yapısal optimizasyonun en genel tarifidir. İdeal yapıya ulaşabilmek için malzeme dağılımının uygun hale getirilmesidir [37]. Boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu yöntemlerinin grafiksel gösterimi Şekil 3.1 ve 3.2'de gösterilmektedir [37,41].

Boyut Optimizasyonu	Şekil Optimizasyonu	Topoloji Optimizasyonu
		

Şekil 3.1 : Boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu grafiksel gösterimi.

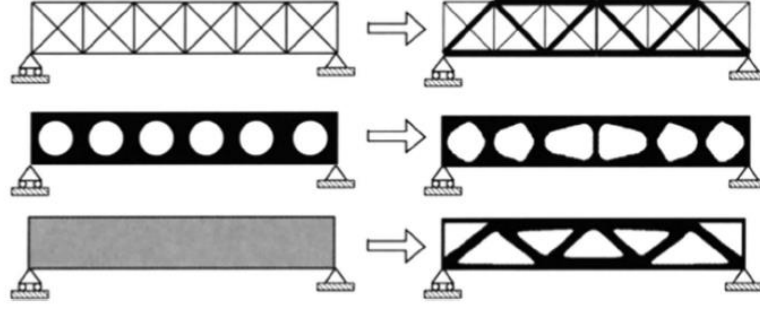
Topoloji optimizasyonu, amaçlanan tasarım alanında malzemenin optimal dağılımı için kullanılır. Yapının genel dayanımını ve doğal frekansını en az etkileyen alanları belirleyerek yapıdan çıkarılması gereken alanlar belirlenir. Var olan modelleri optimize etmek, ağırlığı azaltmak ve ideal bir form elde etmek amacıyla etkili bir biçimde kullanıldığı belirlenmiştir [38]. Topolojik optimizasyon yöntemini kullanarak malzeme dağılımını düzenlediğinizde yapıda delikler, çıkıntılar, oluklar oluşturulur, yeni elemanlar oluşturulur veya kaldırılır [39]. Bu uygulama parçanın işlevini değiştirmeden ağırlığını azaltmakta ve ideal yapıya ulaşılmasını sağlamaktadır. Bu nedenle, havacılık, uzay, otomotiv ve medikal endüstrilerinde en hafif ve en verimli parçaları tasarlamak maksadıyla güçlü bir araç olmuştur [40].



Şekil 3.2 : Sırasıyla boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu.

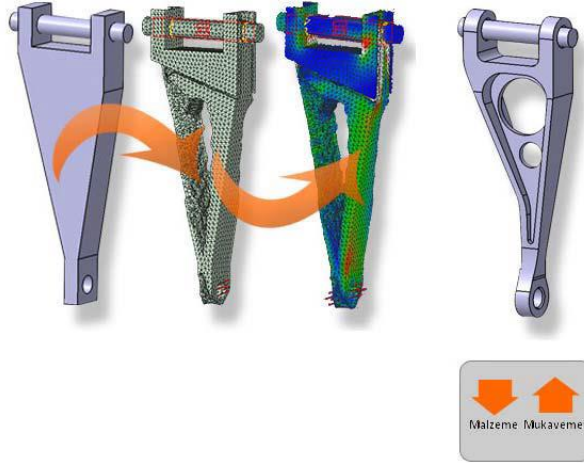
3.2. Yapısal Optimizasyon

Genel olarak, iki tür optimizasyon yöntemi vardır. Bunlar, doğruluk diyebileceğimiz hiçbir tahmine dayanmayan deterministik optimizasyonlar ve daha yüksek olasılıklara dayalı olasılıksal optimizasyonlardır [42]. Buna ilave olarak, üç tür tasarım tabanlı optimizasyon vardır ve bunlar: boyut, şekil ve topolojidir (Şekil 3.3).



Şekil 3.3 : Yapısal optimizasyon çeşitleri (Yukardan aşağıya boyut, şekil, topolojik optimizasyon).

Tasarım tabanlı optimizasyonlarla çalışmanın amacı, özellikle küçük bir kârın çok daha büyük bir kâr anlamına geldiği seri üretimde üretim maliyetlerini azaltmaktır [43]. Boyut optimizasyonu, belirli sınırlar dahilinde ağırlığı mümkün olan en düşük değere indirme hedefini taşımaktadır. Şekil optimizasyonunda, parçanın şeklini değiştirerek iş parçasının verimliliğini artırmayı amaçlar (Şekil 3.4) [44].



Şekil 3.4 : Topolojik optimizasyon uygulaması.

Topoloji optimizasyonunda tasarımcı, üretimi için en uygun iş parçasını tasarlamaya çalışır [45].

Tasarım tabanlı optimizasyonda, önce bir başlangıç topolojisi oluşturulur. Bu topoloji daha sonra bilgisayar modelleme teknikleri kullanılarak işlenir. Son olarak, bu tasarıma çevrilir.

Boyut optimizasyonu tarafından tanımlanan yapı için geçerlidir. Yapının sınırlarının veya yapı içindeki boşlukların şeklinin yeniden tanımlanmasına izin vermez. Belirli geometriye dayanarak optimal tasarımı elde etme çabasında bulunur.

Şekil optimizasyonu kullanılırken, yapının dış sınırları ve boşlukların şekilleri değişir. Kavisli yönler ve yüzeylere uygulanabildiği için boyut optimizasyonunun biraz geliştirilmiş versiyonu denilebilir.

Öte yandan, topolojik optimizasyon yapıdaki boşluk, giriş ve bağlantı sayısına göre belirlenir. İçindeki boşluk sayısı aynı kalmak şartıyla, yapının topolojisi başka bir yapıya geçiş sonucu değişmez, sadece boşlukların geometrisinin farklılaşması sonucunu oluşturur.

Malzeme geometrisi ve dağılımı, özellikle topoloji gibi faktörler, sistem performansını önemli ölçüde etkileyebilmektedir. Amacı, topoloji optimizasyonunun olası tüm varyantlarını kapsayacak şekilde, kullanıcı tarafından belirlenen konfigürasyonlar arasından yük koşullarına en uygun yapıyı tasarlamak ve üretmektir.

Genel olarak, topoloji optimizasyonu için dört yöntem kullanılır. Bunlar;

Genetik algoritmalar yöntemi,

Homojenleştirme yöntemi,

Optimallik kriteri yöntemi,

Evrimsel optimizasyon yöntemidir.

Genetik algoritma yönteminde sistem, her bir kromozomun olası bir optimal çözümü temsil ettiği popülasyon optimizasyonunu içerir. Bu yöntemde, her bir kromozom, 0'lar veya 1'lerden oluşan bir ikili dizi ile tanımlanır. Sonraki aşamalarda mümkün olan en doğru kromozomu üretme girişiminde yapı mutasyona uğrar. Bu süreç, optimal topoloji oluşturulana kadar devam eder [46].

Özellikle son 20 yılda homojenleştirme yöntemi, topoloji optimizasyonunu güçlü bir şekilde etkilemiştir. Bu yöntemle sistemin şekli, topolojisi ve boyutu eş zamanlı olarak optimize edilebilir. Malzemenin optimum tahsisi, sıralı ikinci dereceden programlama

ve matematiksel programlama tekniklerinin kullanımına dayanmaktadır. Bu yöntemi geliştirmek için birçok çalışmalar yapılmıştır [47,48].

Ayrıca, evrimsel optimizasyon yöntemini analiz etmek için sonlu elemanlar yöntemini kullanır. Yapısal optimizasyon, belirli yükler ve kısıtlamalar ile elemanların tekrar tekrar çıkarılmasına dayanır. Sistemin, yapıdaki daha az verimli veya etkisiz elemanları ortadan kaldırarak optimum verimliliğe ulaşması beklenir. Bu ifade için etkisiz terim, genel bir ifade olup, sistem için tanımlanan tasarım değişken limitlerine bağlı olarak çok farklı değerlere ve tanımlara sahip olabilir [49].

3.3. Optimizasyon Modellerinin Oluşturulması

Modeller, genellikle mühendislik ve temel bilimlerde kullanılan, büyük ölçekli gereksinimlerin özelliklerini yansıtan küçük ölçekli yapılardır. Modeller çoğunlukla sistemin özelliklerini yansıtan ve modelin gerçek amacını içeren ayrıntılar içerir. Örneğin, tasarım aşamasında araç çarpışma testi ve aerodinamik tasarımı, gerçek araç yerine araç modelleri kullanılarak gerçekleştirilir [49].

Optimizasyon modelleri, bir sistemin işleyişini, özelliklerini, sistem ve çevresindeki diğer sistemlerle etkileşimini yansıtan matematiksel ifadelerdir. Optimizasyonun çalışma mantığı aşağıda gösterilmiştir.

$$\begin{cases} \max z = f(x, y) \\ k. s. g(x, y) = 0 \\ h(x, y) \leq 0 \\ x \in \mathcal{R}^n \\ x \in (0, 1, 2, \dots, m) \end{cases} \quad (3.1)$$

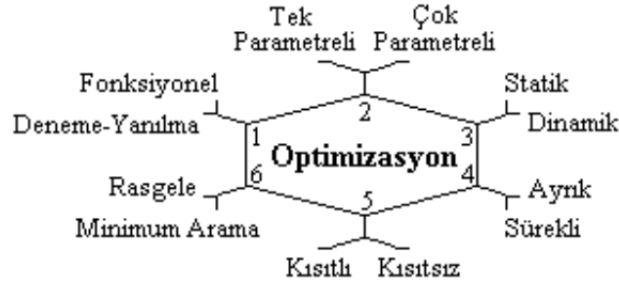
Denklem 3.1’de belirtilen $z = f(x, y)$ ifadesi amaç fonksiyonunu, x ve y karar değişkenlerini, n ise uzay boyutunu ifade etmektedir.

Optimizasyon problemlerinde $z = f(x, y)$ fonksiyonunu maksimum yapacak x ve y değerlerinin bulunması amaçlanmaktadır. Sistem özelliklerini, $g(x, y)$ ve $h(x, y)$ kısıtlamaları belirlemektedir [50].

3.4. Optimizasyon Problemlerinin Sınıflandırılması

Çoğu optimizasyon yöntemi, belirli problem türleri ile sınırlıdır. İstenen sonuca varmak için, optimizasyon yöntemi problemin özelliklerine uygun olarak seçilmelidir.

Optimizasyon problemlerinin sınıflandırılması, amaç fonksiyonunun matematiksel özelliklerine, kısıtlamalarına, kontrol değişkenlerine ve arama yöntemine dayanmaktadır. Optimizasyon yöntemleri Şekil 3.5’de gösterildiği gibi altı kategoride görüntülenebilir.



Şekil 3.5 : Optimizasyon probleminin sınıflandırılması.

3.4.1. Deneme-yanılma optimizasyonu

Deneme yanılma optimizasyonu, verileri etkileyen parametrelerin çok fazla bilgi olmadan ayarlanması anlamına gelir. Deneysel araştırma ve keşiflere imkan veren bir yöntemdir. Bu yöntemin tersi, süreci matematiksel bir formül kullanarak tanımlayan işlevsel yaklaşımdır.

3.4.2. Tek ve çok parametrelili optimizasyon

Tek bir parametre bulunursa, optimizasyon tek parametrelidir. Eğer bir optimizasyon problemi birden fazla parametreye sahipse, çok parametrelili bir optimizasyondur. Boyut sayısı arttıkça, optimizasyon işlemi giderek daha karmaşık hale gelir.

3.4.3. Statik ve dinamik optimizasyon

Statik optimizasyon zamandan bağımsız bilgi sağlarken, dinamik optimizasyon zamana bağlı bilgi sağlar. Örneğin, kişi, evinden işe gitmenin çeşitli seçenekleri arasında, hangi yolun en uygun olduğunu belirleyebilecektir. Mesafe açısından sorun statiktir. Amaç olabildiğince hızlı çalışmaksa, yolun fiziksel durumu, trafik vb. faktörler zamanla değiştiği için sorun dinamik optimizasyondur.

3.4.4. Sürekli ve ayrık parametrelı optimizasyon

Sürekli parametreler sonsuz sayıda değır kabul ederken ayrık parametreler sınırlı sayıda değır kabul eder. Örneğın liste halinde verilen çalışma birbirinden bağımsız olduğu için kesikli parametre optimizasyonu kategorisine girmektedir. Bir fonksiyonun en küçük veya en büyük değırını bulmayı amaçlayan sürekli optimizasyon işlemdir.

3.4.5. Sınırlı ve sınırsız optimizasyon

Bazen parametre değırleri sınırlıdır. Kısıtlı optimizasyon, amaç fonksiyonuna kısıtlamalar getiren denklemleri ve eşitsizlikleri içerir. Kısıtsız optimizasyon yönteminde parametreler herhangi bir değır alabilir. Kısıtlanmış parametreler, parametre kısıtlamaları kaldırılarak kısıtlanmamış parametrelere dönüştürülebilir.

3.4.6. Rastgele ve minimum arama algoritmaları

Birkaç algoritma, parametrenin başlangıç değırını ayarlayarak uygunluk değırını minimuma yaklaştırmaya çalışır. Bu yöntem hızlıdır, ancak buna rağmen yerel minimumlara ulaşabilir. Stokastik yöntemler ise parametreleri çözmek için olasılık hesaplamalarını kullanır. Bu yöntemler yavaş olmalarına rağmen daha iyi optimal sonuçlar verirler.

3.5. Tasarım Süreci

Modern tasarım, bir dizi karmaşık işlevidir. Bu da sadece tasarım mühendislerini değil, üretim, ekonomi ve satış stratejisini de kapsayan bir yapı gerektiriyor. Tasarım sürecinin temel girdilerinden biri, bir ürün veya hizmet için gereklilikleri tespit etme amacını taşımaktadır. Bu nedenle, tasarım sürecinin başlangıcı pazar güdüleri veya müşteri gereksinimlerinden oluşur. Tasarım metotları bir yoldan gitmez; kişiden kişiye farklıdır.

Bilgisayar destekli tasarım, bu sürecin ana karakterini etkilemez. Burada problem tanımından uygulama aşamasına kadar; bilgi, yaratıcılık ve kontrol sağılayan bir tasarım mühendisidir. Bilgisayar kullanımının amacı, tasarım süreçlerinin istenilen bütünlük ve uygunlukta üretilebilmesini sağılamaktır. Ayrıca, yüksek hızda,

kaydedilebilir ve yeniden değerlendirilebilen sağlam ve hızlı veri iletimi sağlayarak karmaşık yapıların analizini kolaylaştırmaya yardımcı olur.

Dolayısıyla bilgisayar destekli tasarım (CAD), sözlü olarak kullanıldığı şekliyle sadece bir tasarım değil, bir sistemdir. Bir tasarımcı, insan ve bilgisayarın en iyi karışımıdır ve optimum tasarım ve üretimi gerçekleştirmeye çalışır. Yani bilgisayar destekli tasarımdan bahsettiğinizde, aslında bir görev gücü anlamına gelir.

3.5.1. Bilgisayar destekli tasarım (CAD)

Bilgisayar destekli tasarım, sanatsal üretimden (film, televizyon, fotoğraf, grafik...) mekanik dizayna kadar endüstriyel üretimin tüm alanlarında aktif olarak kullanılan bir kavramdır. Otomotiv, havacılık ve uzay endüstrileri bu konseptin doğuşunun arkasındaki itici güç olmuştur.

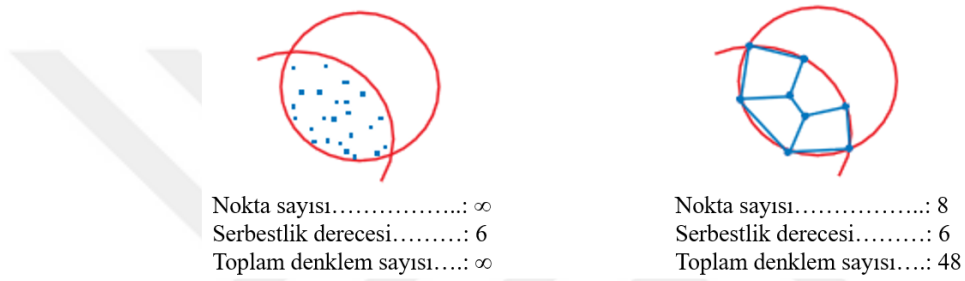
Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD), öncelikle 1960'ların başında yalnızca iki boyutlu çizimler yapmak amacıyla "Bilgisayar Destekli Çizim" olarak ortaya çıkmıştır. Daha sonra 1960'ların ikinci yarısında üç boyutlu tel kafesler (3D Wireframe) elde edilmiş ve 1970'lerin ilk yıllarında yüzey modelleme (Surface Modeling) ve katı modelleme (Solid Modeling) metotları geliştirilmiştir. 1970'lerin ikinci yarısından başlayarak montaj modelleme (Assembly Modeling), 1980'lerin ilk yarısında parametrik modelleme ve 1980'lerin ikinci yarısından sonra bilgi esaslı mühendislik (Knowledge-based Engineering) uygulamaları bu alanda önemli ilerleme gerçekleştirmiştir. Bu sayede hızlı, yönetimi kolay tasarım araçları, sonunda tüm tasarım hizmetlerini gören bir yapıya ulaşmış, başlangıçta oluşturulan konsept daha da güçlenmiş ve birçok çehreye bürünerek Bilgisayar Destekli Tasarım / Üretim / Mühendislik (CAD / CAM / CAE) şeklini almıştır. Bu alandaki gelişme hızı, bilgi teknolojilerinin gelişimi ile eş zamanlı olarak ilerlemektedir.

3.5.2. Sonlu elemanlar yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, fizik ve mühendislikte birçok problemi çözmek için kullanılan en yaygın ve etkili sayısal yöntemlerden biridir. Sonlu elemanlar yöntemi, matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından ortaya konulmuştur. Yöntem ilk olarak stres analizi problemlerinin çözümünde uygulanmıştır. Bütün bu kullanımlarda genişlik alanının bulunması talep edilmektedir. Gerilme analizinde bu

nicelik kesme aralığı veya gerilim aralığıdır; termal analizde, sıcaklık dağılımı veya ısı akışı gibi faktörler; Akışkan problemleri için bu, akış fonksiyonu veya hız potansiyeli fonksiyonudur. Hesaplanan boyut aralığının maksimum değeri veya en büyük gradyanı pratikte özel bir anlama sahiptir.

Sonlu elemanlar yöntemi, kompleks mühendislik problemlerini basitleştirerek ve kontrol edilebilir parçalara ayırarak çözme yöntemidir. Yöntem sayesinde çözülmesi zor problemler çözülecek denklem sayısına indirgenerek çözülebilir hale gelmektedir. Şekil 3.6'da görüleceği üzere sol parça normal koşullarda sonsuz sayıda noktadan oluşur ve her nokta uzayda 6 serbestlik derecesine sahiptir [51].



Şekil 3.6 : Parçayı elemanlara bölme.

Sonlu elemanlar yöntemi temelde üç adıma ayrılmaktadır. İlk adım, analiz edilen parçanın veya sistemin sonlu eleman modelini oluşturmak ve sınır koşullarını tanımlamaktır. Bu kısım analiz sonucunun doğruluğunu doğrudan etkileyen parametreler arasındadır. Bir parçanın veya sistemin sonlu elemanlar modeli oluşturulurken parçanın geometrik yapısı, yapılacak analizin türü ve mevcut bilgisayar donanımı önemlidir.

Sonlu elemanlar analizi temel olarak model hazırlama, çözüm ve sonuç analizi olmak üzere üç ana adımdan oluşur. Model hazırlama aşamasında bir eleman ağı oluşturulur, sınır koşulları tanımlanır ve malzeme özellikleri tanımlanır. Çözüm aşamasında, probleme uygun bir çözüm programı kullanılarak analiz yapılır. Son olarak analiz bölümünde analiz sonuçlarının analizi yapılır.

Çeşitli geometrik cisimlere uygulanabilmesi, sınır koşulları ile kolay uygulanabilmesi, problemlere cevap verebilecek kadar esnek olması, eleman sayısı arttığında kesin çözüme yaklaşması gibi birçok avantajı nedeniyle oldukça uygundur [52].

BÖLÜM 4. ANALİZ

Tüm sektörlerde olduğu gibi bilgisayar destekli tasarım (CAE) uygulamaları teyit maliyetlerini azaltmak, yapılan işleri kontrol etmek ve nihai bir tasarıma ulaşmak için kullanılmaktadır. Bilgisayar tasarımında asıl istenen, reel duruma göre optimum modellenen elemanların bilgisayar ortamında çalışma koşullarında nasıl davrandığını ortaya çıkarmak ve olası sorunları yok etmektir.

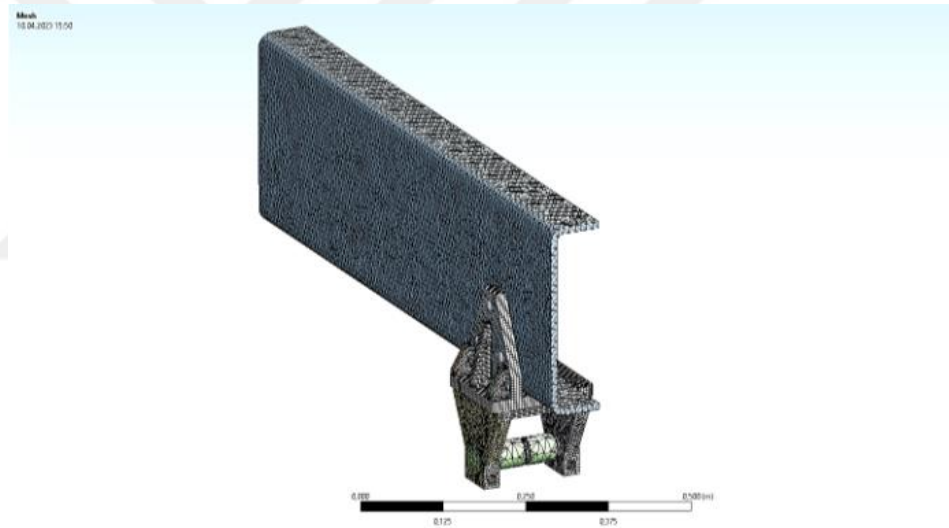
Sistem ve alt sistem ispatlama testlerinin süresini ve maliyetini azaltmak için bilgisayar destekli mühendislik çalışmalarının sonuçlarının test sonuçlarıyla eşleştiği varsayılır. Böylece uygulanan yöntemin güvenilirliğine bağlı olarak bazı parça ve sistemler test edilmeden kabul edilerek kullanılabilir. Bilgisayar destekli tasarımda en işlevsel yöntemlerden bir tanesi Sonlu Elemanlar tekniğidir (FEM). Bu teknikte incelenen yapının boyutları belirlenerek birkaç parçaya bölünerek, bu parçaların bir araya getirilmesiyle bulunan denklemler kullanılan paket programlar vasıtasıyla çözülür.

Bu bölümde kaynaklı ve döküm yöntemleri kullanılarak tasarlanan yaprak yay braketinin sonlu elemanlar yöntemi ile statik analizleri yapılmıştır. Bu analizlerde ANSYS yazılımından faydalanılmıştır. ANSYS, öncelikle statik, dinamik, akışkan ve ısı transferi analizi için kullanılan, dünya çapında bilinen bir programdır.

Tez kapsamındaki analizler için hazırlanan kaynaklı model, kullanılan programa bağlanarak 83468 adet orta kalite tetrahedral parçaya bölünmüş ve bu parçaların denklemlerinin çözüme kavuşturulacağı 191561 adet düğüm oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braketle 62524 adet orta kalite tetrahedral parçaya bölünmüş ve bu parçaların denklemlerinin çözüme kavuşturulacağı 137328 adet düğüm oluşturulmuştur. Döküm modelde 157337 adet orta kalite tetrahedral parçaya bölünmüş ve bu parçaların denklemlerinin çözüme kavuşturulacağı 264178 adet düğüm oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braketle ise 289737 adet orta kalite tetrahedral parçaya bölünmüş ve bu parçaların denklemlerinin

özme kavuşturulacağı 481543 adet düğüm oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu sonrasında iyileştirme yapılan döküm braketinde ise 226850 adet orta kalite tetrahedral parçaya bölünmüş ve bu parçaların denklemlerinin çözüme kavuşturulacağı 377161 adet düğüm oluşturulmuştur. Mesh elemanlarının sayısına ve bu görevi çözmenin doğruluğuna karar vermek için, elde edilen analiz sonuçları ile mesh elemanlarının sayısının arttırılması sonucunda bulunan sonuçlar arasındaki değişkenliğin %5'ten az çıkmasına zen gösterilmiştir. Bu farktan sorumlu eleman sayısının yeterli olduğu belirlenmiş ve bu ağ modeli üzerinde sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.

Analizler gerçekleştirilirken incelenen yaprak yay bağlantı braketinin yanı sıra braketin montajlandığı şasi koluna da aynı şekilde mesh atarak analiz modeline dahil edilmiştir. şekil 4.1'de kaynaklı braket için meshlenen yapıya ait görsel görülmektedir.



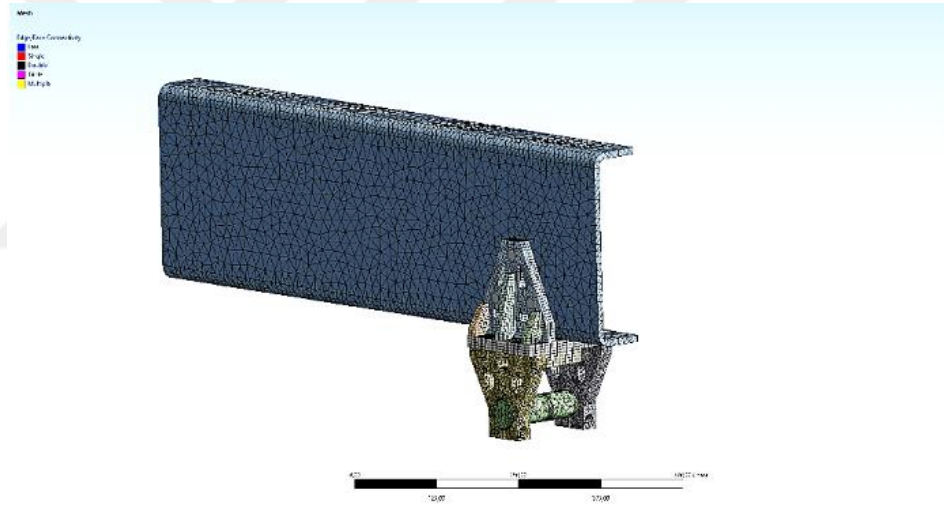
şekil 4.1 : Kaynaklı braket için mesh atılmış model.

şekil 4.2'de meshlenen kaynaklı braketeye ait detaylar gösterilmektedir.

Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
☐ Element Size	Default
Sizing	
Quality	
Inflation	
Advanced	
Statistics	
☐ Nodes	191561
☐ Elements	83468

Şekil 4.2 : Kaynaklı braket analiz modeli mesh detayları.

Şekil 4.3’de topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braket için meshlenen yapıya ait görsel görülmektedir.



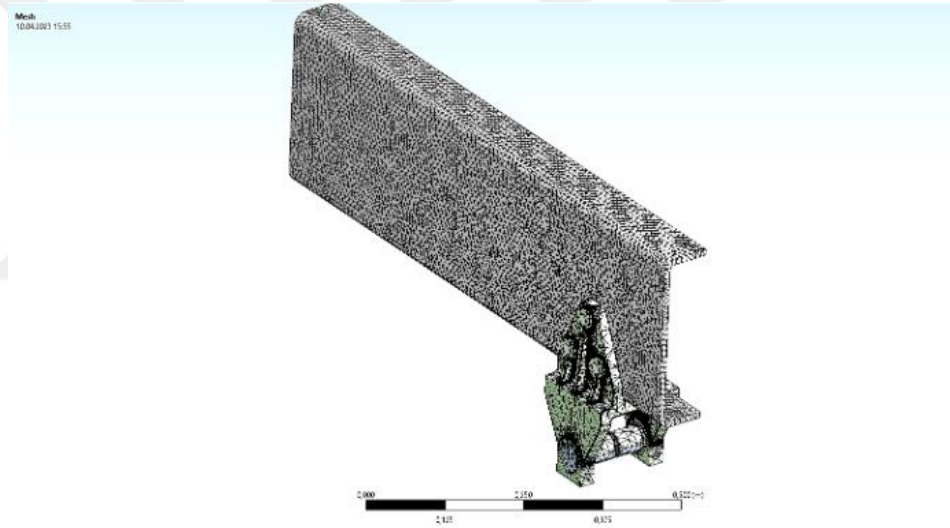
Şekil 4.3 : Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braket için mesh atılmış model.

Şekil 4.4’de meshlenen topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braket için detaylar gösterilmektedir.

[-] Display	
Display Style	Use Geometry Setting
[-] Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
☐ Element Size	10, mm
[+] Sizing	
[+] Quality	
[+] Inflation	
[+] Advanced	
[-] Statistics	
☐ Nodes	137328
☐ Elements	62524

Şekil 4.4 : Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braket analiz modeli mesh detayları.

Şekil 4.5’de döküm braket için meshlenen yapıya ait görsel görülmektedir.



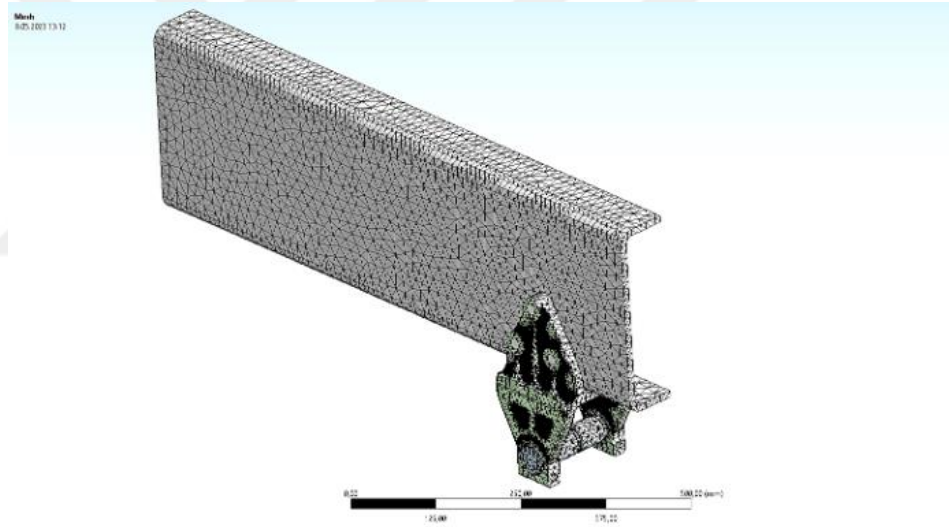
Şekil 4.5 : Döküm braket için mesh atılmış model.

Şekil 4.6’da meshlenen döküm braketle ait detaylar gösterilmektedir.

Details of "Mesh"	
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
☐ Element Size	Default
Sizing	
Quality	
Inflation	
Advanced	
Statistics	
☐ Nodes	264178
☐ Elements	157337

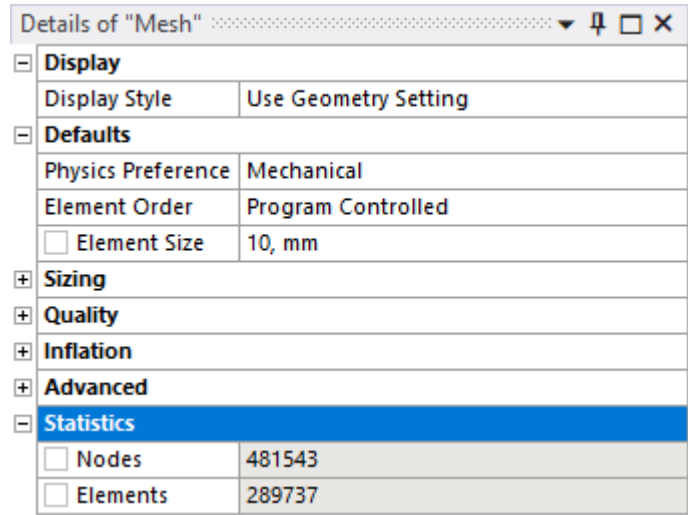
Şekil 4.6 : Döküm braket analiz modeli mesh detayları.

Şekil 4.7’de topoloji optimizasyonu yapılan döküm braket için meshlenen yapıya ait görsel görülmektedir.



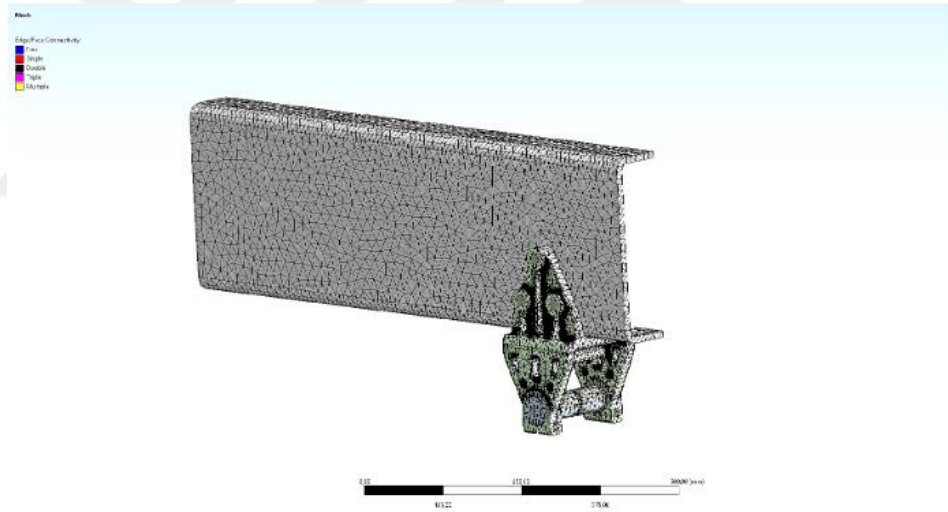
Şekil 4.7 : Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braket için mesh atılmış model.

Şekil 4.8’de meshlenen topoloji optimizasyonu yapılan döküm braket için ait detaylar gösterilmektedir.



Şekil 4.8 : Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braket analiz modeli mesh detayları.

Şekil 4.9’da topoloji optimizasyonu sonrasında iyileştirme yapılan döküm braket için meshlenen yapıya ait görsel görülmektedir.



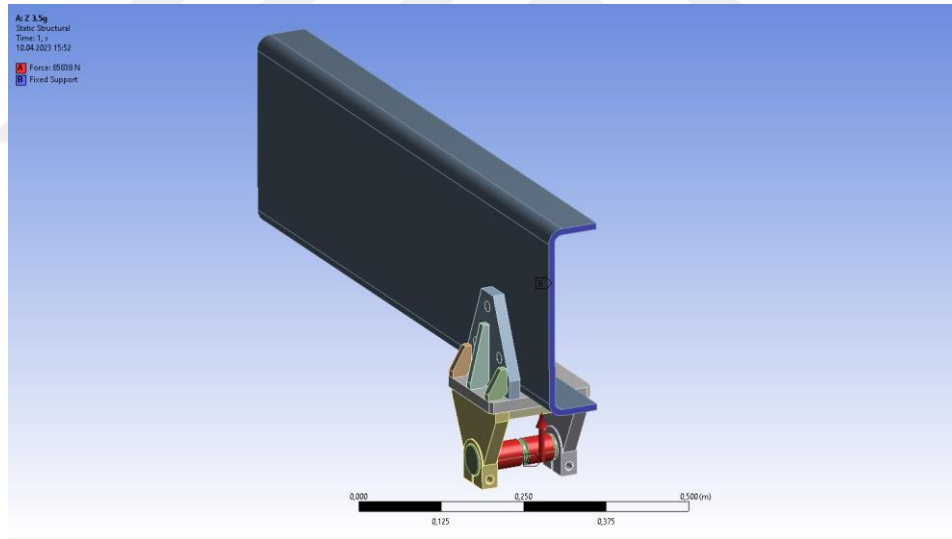
Şekil 4.9 : Topoloji optimizasyonu sonrasında iyileştirme yapılan döküm braket için mesh atılmış model.

Şekil 4.10’da meshlenen topoloji optimizasyonu sonrasında iyileştirme yapılan döküm braketine ait detaylar gösterilmektedir.

-	Display	
	Display Style	Use Geometry Setting
-	Defaults	
	Physics Preference	Mechanical
	Element Order	Program Controlled
	☐ Element Size	10, mm
+	Sizing	
+	Quality	
+	Inflation	
+	Advanced	
-	Statistics	
	☐ Nodes	377161
	☐ Elements	226850

Şekil 4.10 : Topoloji optimizasyonu sonrasında iyileştirme yapılan döküm braket analiz modeli mesh detayları.

Analizler çözülürken yaprak yay bağlantı braketini şasi koluna sabitlenerek yerleştirilmiştir. Yaprak yay bağlantı braketine gelen yük nokta olarak uygulanmıştır. Nokta olarak uygulanan yük Şekil 4.11’de gösterilmiştir.



Şekil 4.11 : Nokta olarak uygulanan yük gösterimi.

4.1. Yaprak Yay Bağlantı Braketinin Statik Analizi

Sonlu Elemanlar modeli oluşturulduktan sonra yaprak yay bağlantı braketinin statik olarak incelenmesi için braketin gelececek yüklerin sınırlarının belirlenmesi gerekmektedir.

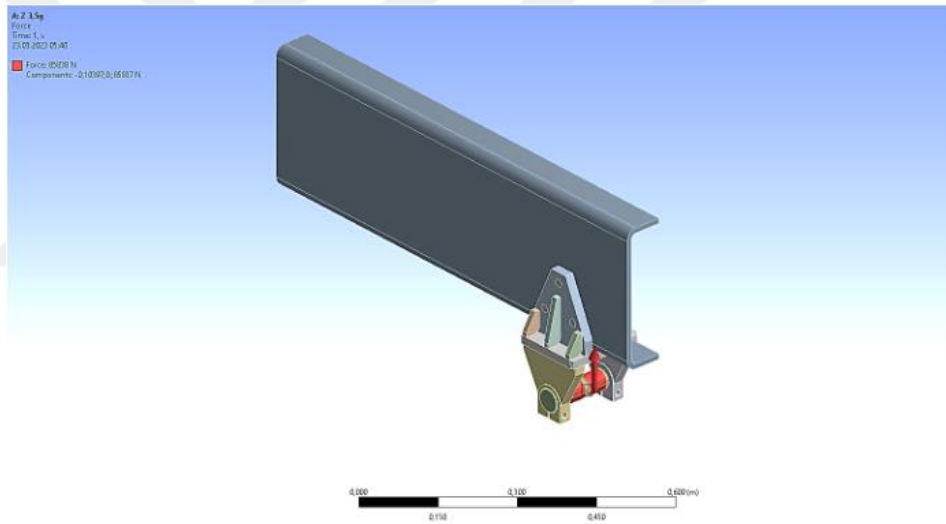
Aracın toplam ağırlığının 40000 kg olduğu düşünöldüğü zaman 4 dingilli bir araçta dingil başına gelen yük 10000 kg olacaktır. Her dingilde 2 adet tekerlek bulunmaktadır ve her bir tekerleğin bulunduğı tarafta 2’şer adet bağlantı braketi bulunmaktadır. Bu doğruItuda braket başına gelen yük 2500 kg olmaktadır.

Braket, aracın Y ve Z eksen yönlerinde yükler taşır, X yönünde ise serbest hareketi vardır. Analizler gerçekleştirilirken aşağıda belirtilen yükler uygulanacaktır.

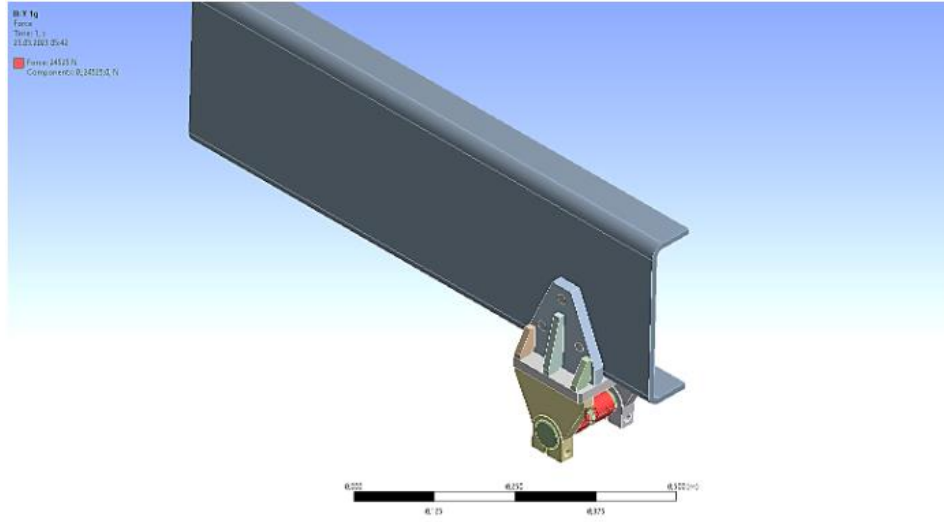
- 3,5G lik yük Z ekseninde uygulanmıştır: $3,5 \times 2500 \times 9,81 = 85837,5 \text{ N}$ (Ani Frenleme Durumu)

- 1G lik yük Y ekseninde uygulanmıştır: $1 \times 2500 \times 9,81 = 24525 \text{ N}$ (Viraj Durumu)

Yerçekimi kuvvetlerini bağlantı parçaları iletmektedir ve uygulama eksenleri Şekil 4.12 ve Şekil 4.13’de gösterilmektedir.



Şekil 4.12 : Z yönünde uygulanan yük.

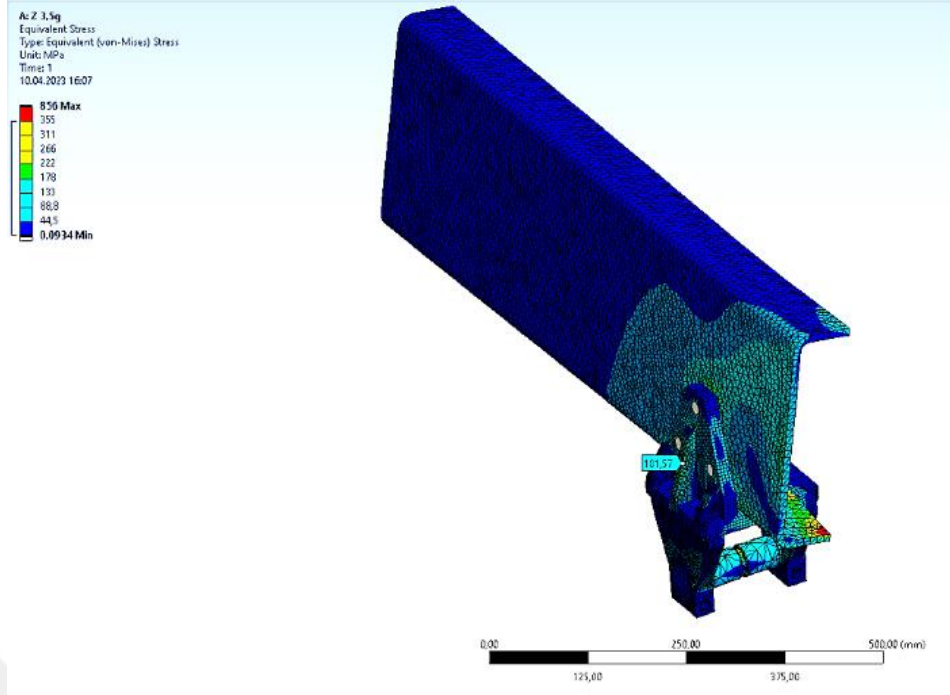


Şekil 4.13 : Y yönünde uygulanan yük.

4.1.1. Kaynaklı yapının statik analizi

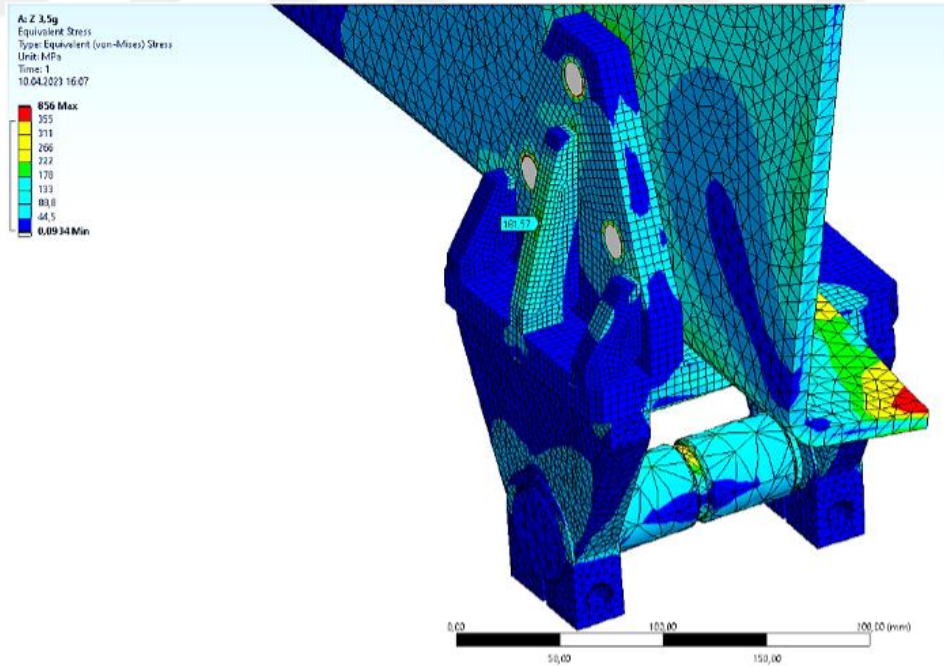
Kaynaklı braketin statik analiz sonuçlarına bakıldığında, kaynak bölgelerindeki ve birleşim yerlerindeki gerilmelerin braketin diğer yerlerine göre lokal olarak daha yüksek olduğu görülmektedir. Ana yapı ve destek levhalarının kaynak bölgelerinde yüksek gerilmeler beklenmesine rağmen bu etkinin minimum düzeyde olması beklenmektedir. Bu amaçla kaynak zayıflığını azaltmak için kaynağın boyutu ve türü değiştirilebilir.

Şekil 4.14’de kaynak braketli ani frenleme planlamasında kaynaklı braketten oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



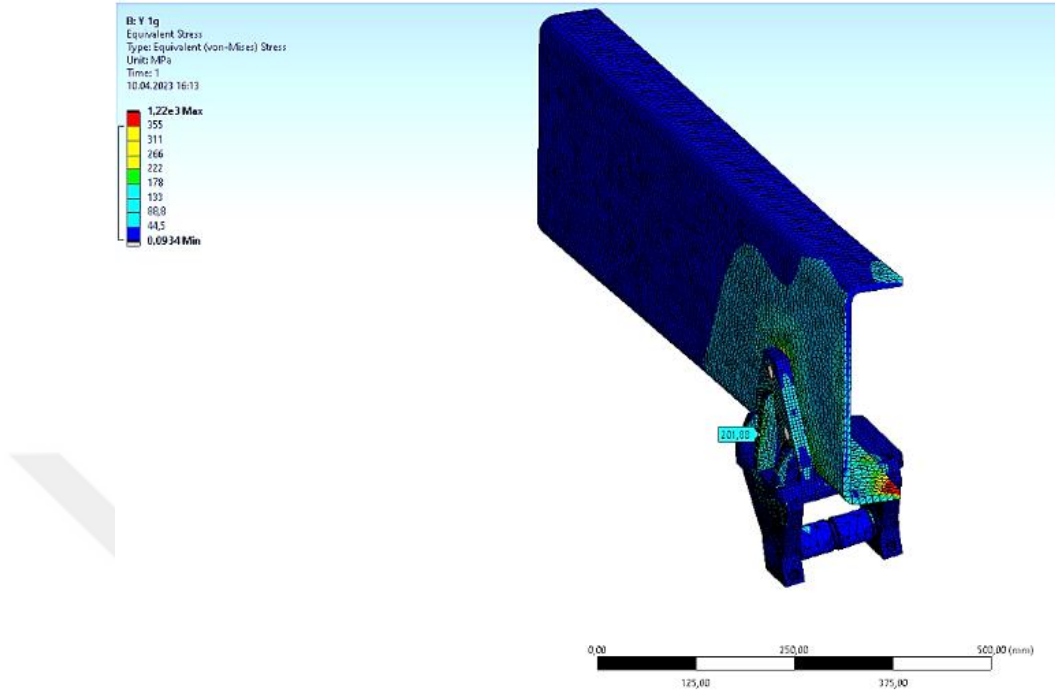
Şekil 4.14 : Kaynak braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Ani Frenleme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.15’de gösterilmektedir. Kaynaklı braketten açığa çıkan en yüksek gerilme 181,57 MPa’dır.



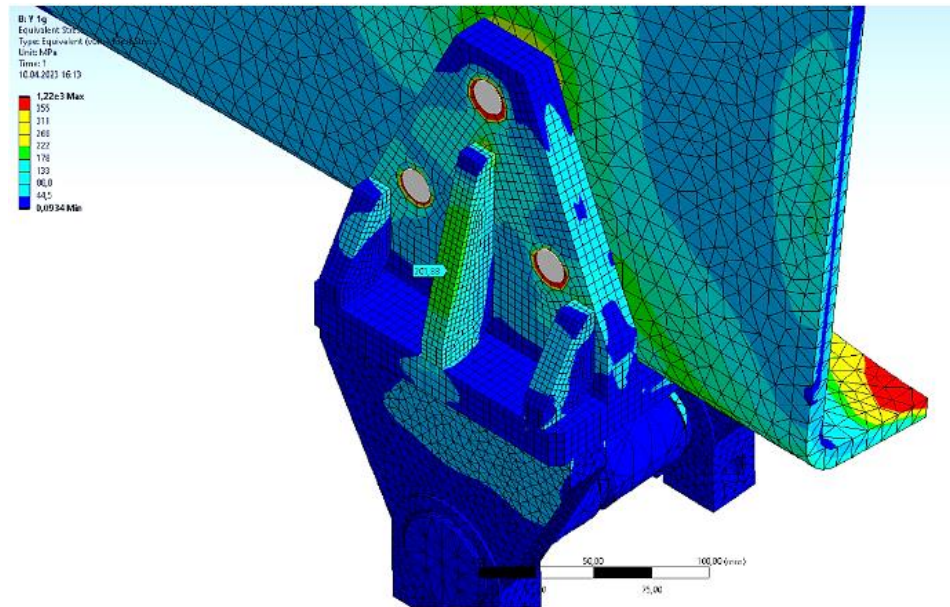
Şekil 4.15 : Ani frenleme planlamasında kaynaklı braketin gerilme dağılımı.

Şekil 4.16’da ise kaynak braketli viraja girme planlamasında kaynaklı braketten oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.16 : Kaynak braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Viraja girme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.17’de gösterilmektedir. Kaynaklı braketten açığa çıkan en yüksek gerilme 201,88 MPa’dır.



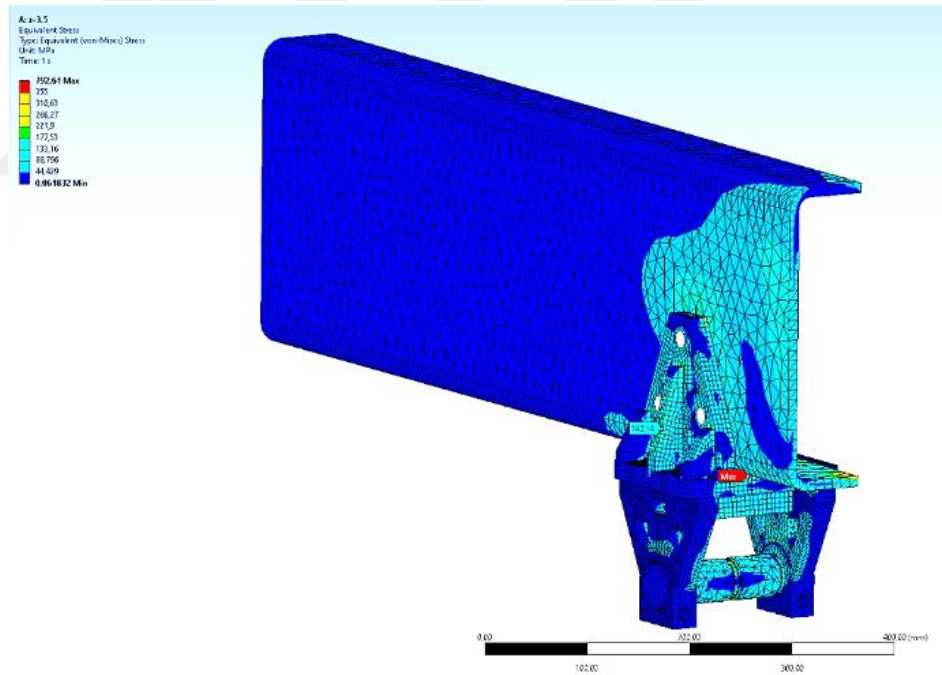
Şekil 4.17 : Viraja girme planlamasında kaynaklı braketin gerilme dağılımı.

S355JR malzemenin akma dayanımı 355 MPa'dır. Bu bilgiye istinaden kaynaklı braket ani frenleme ve viraja girme senaryoları için 1,96 ve 1,76 güvenlik faktörüne sahiptir.

4.1.2. Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı yapının statik analizi

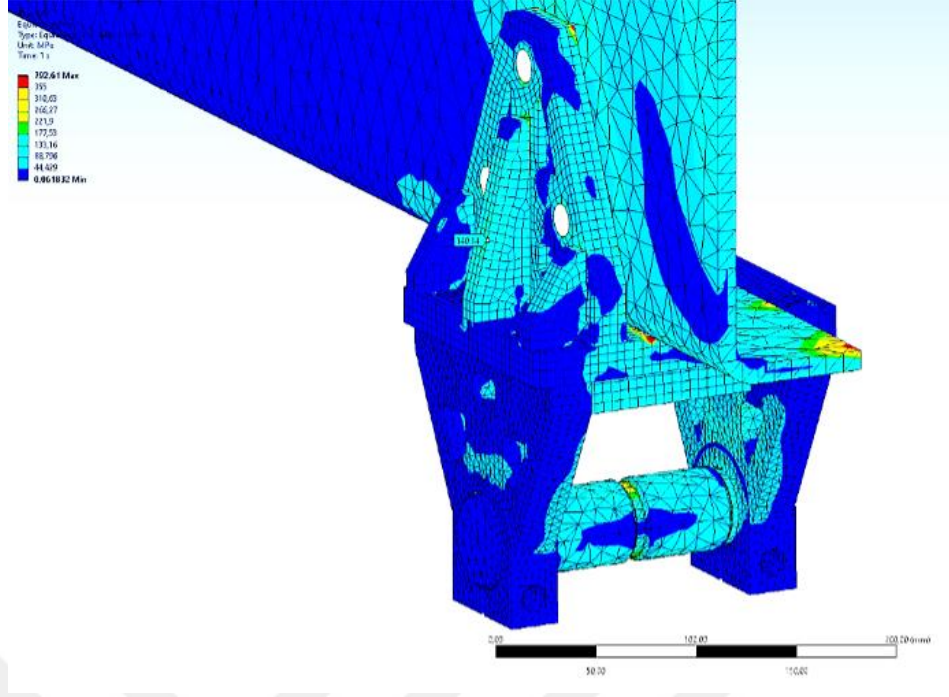
Topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braketin statik analiz sonuçlarına bakıldığında, kaynak bölgelerindeki ve birleşim yerlerindeki gerilmelerin braketin diğer yerlerine göre lokal olarak daha yüksek olduğu görülmektedir. Ana yapı ve destek levhalarının kaynak bölgelerinde yüksek gerilmeler beklenmesine rağmen bu etkinin minimum düzeyde olması beklenmektedir. Bu amaçla kaynak zayıflığını azaltmak için kaynağın boyutu ve türü değiştirilebilir.

Şekil 4.18'de Topoloji optimizasyondan sonra kaynak braketli ani frenleme planlamasında kaynaklı braketten oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



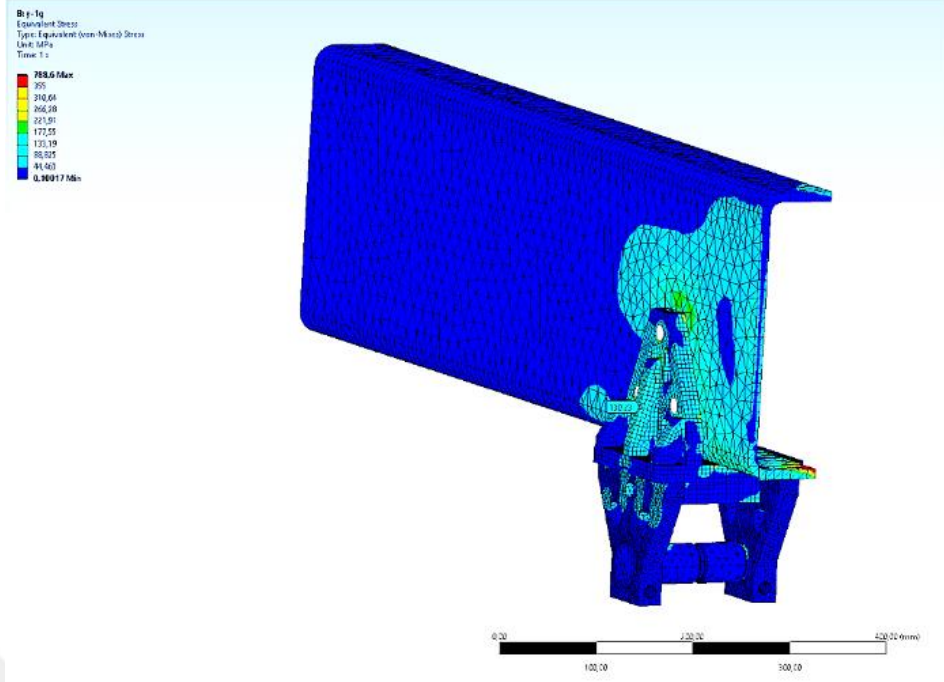
Şekil 4.18 : Topoloji optimizasyondan sonra kaynak braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Topoloji optimizasyondan sonra kaynak braketli ani frenleme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.19'da gösterilmektedir. Kaynaklı braketten açığa çıkan en yüksek gerilme 140,14 MPa'dır.



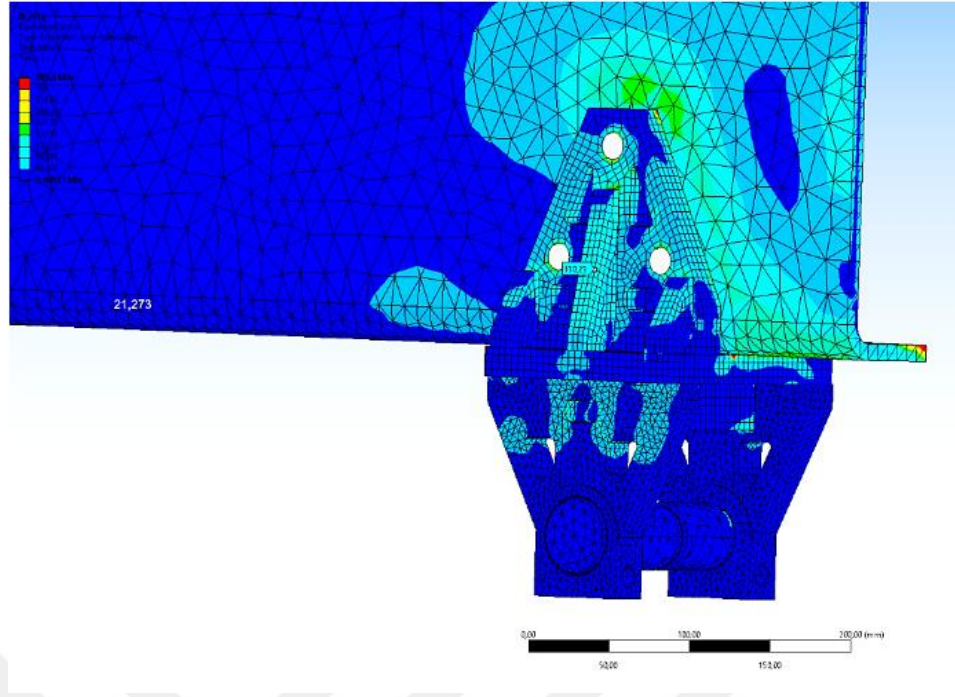
Şekil 4.19 : Topoloji optimizasyondan sonra ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Şekil 4.20’de ise Topoloji optimizasyondan sonra kaynak braketli viraja girme planlamasında topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı brakette oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.20 : Topoloji optimizasyondan sonra kaynak braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Topoloji optimizasyondan sonra viraja girme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.21’de gösterilmektedir. Kaynaklı braketten açığa çıkan en yüksek gerilme 130,23 MPa’dır.



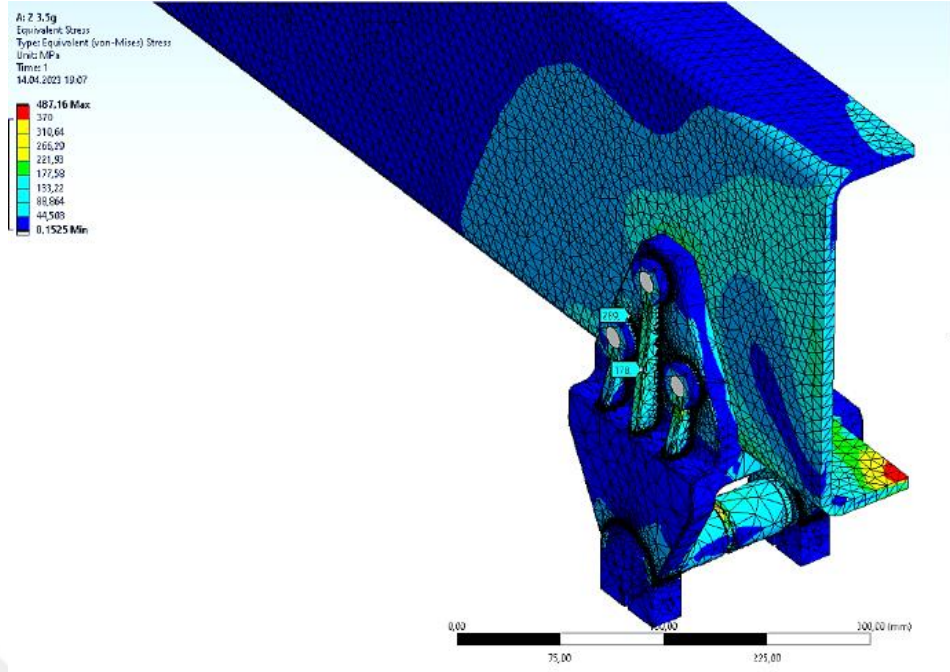
Şekil 4.21 : Topoloji optimizasyondan sonra viraja girme planlamasında kaynaklı braketin gerilme dağılımı.

S355JR malzemenin akma dayanımı 355 MPa'dır. Bu bilgiye istinaden kaynaklı braket ani frenleme ve viraja girme senaryoları için 2,53 ve 2,72 güvenlik faktörüne sahiptir.

4.1.3. Döküm braketin statik analizi

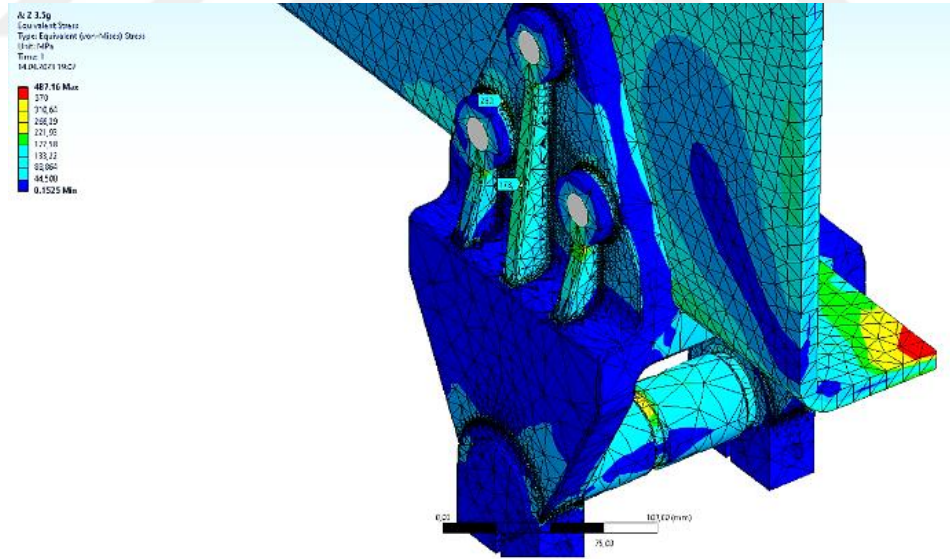
Döküm braketin statik analiz sonuçlarına bakıldığında, radyüs bölgelerindeki gerilmelerin braketin diğer yerlerine göre lokal olarak daha yüksek olduğu görülmektedir. Ana yapı ve desteklerin radyüs bölgelerinde yüksek gerilmeler beklenmesine rağmen bu etkinin minimum düzeyde olması beklenmektedir. Bu amaçla radyüs zayıflığını azaltmak için radyüsün boyutu değiştirilebilir.

Şekil 4.22'de döküm braketli ani frenleme ani frenleme planlamasında döküm braketten oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



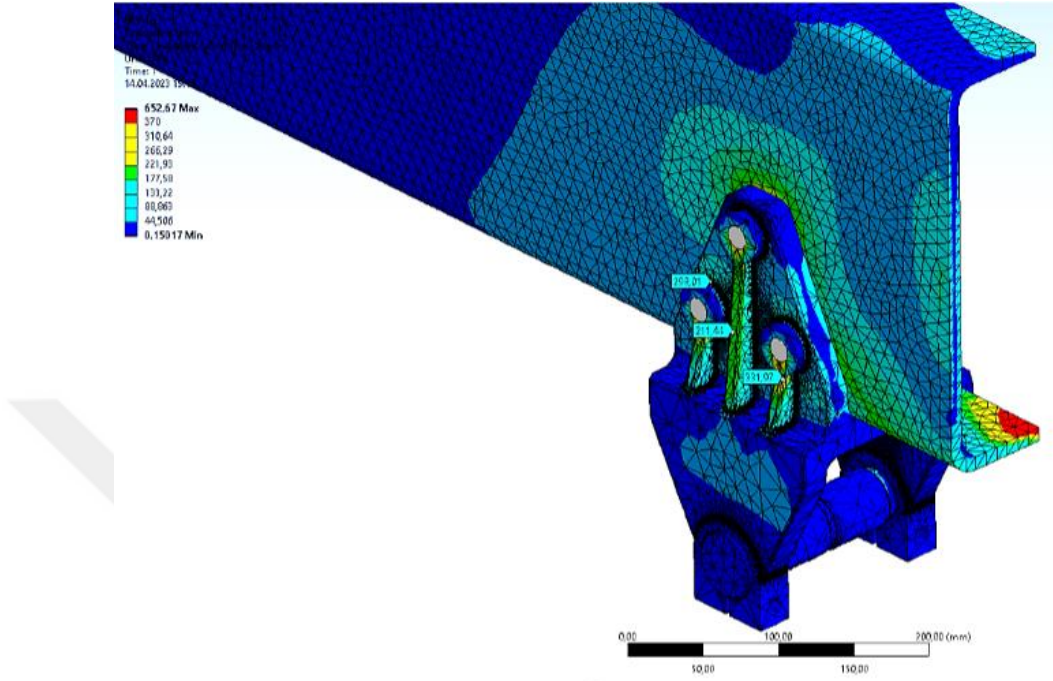
Şekil 4.22 : Döküm braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Ani frenleme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.23'de gösterilmektedir. Döküm braketinde açığa çıkan en yüksek gerilme 289 MPa'dır.



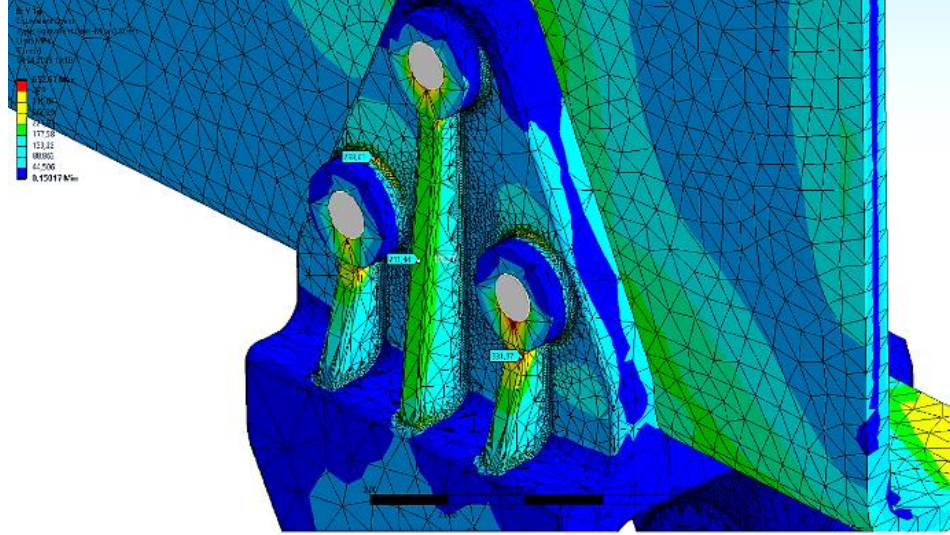
Şekil 4.23 : Ani frenleme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.

Şekil 4.24’de ise döküm braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı viraja girme planlamasında döküm brakette oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.24 : Döküm braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Döküm braketli viraja girme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.25’de gösterilmektedir. Döküm brakette açığa çıkan en yüksek gerilme 331,97 MPa’dır.



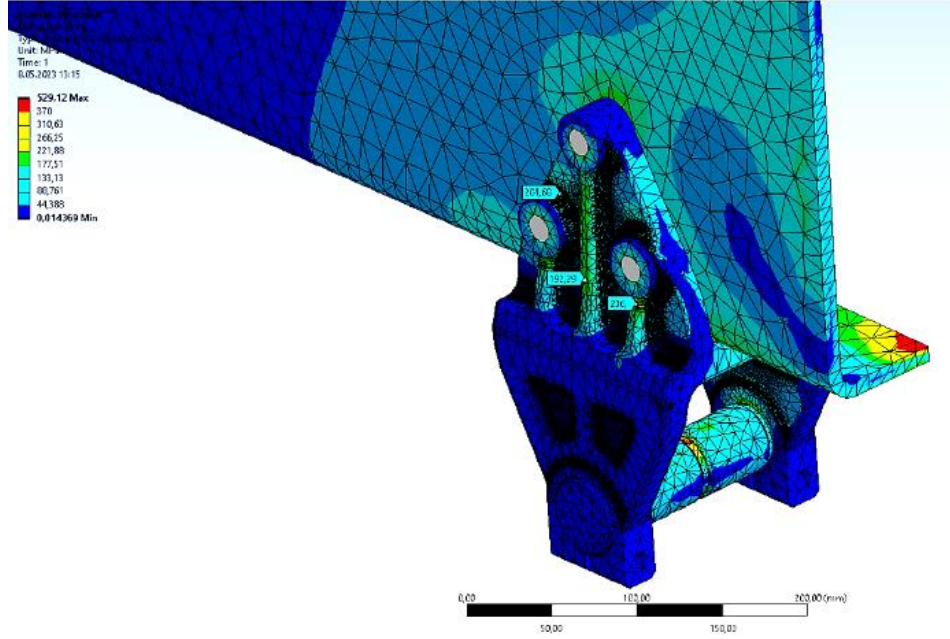
Şekil 4.25 : Viraja girme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.

GGG60 malzemenin akma dayanımı 370 MPa'dır. Bu bilgiye istinaden döküm braket ani frenleme ve viraja girme senaryoları için 1,28 ve 1,11 güvenlik faktörüne sahiptir.

4.1.4. Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braketin statik analizi

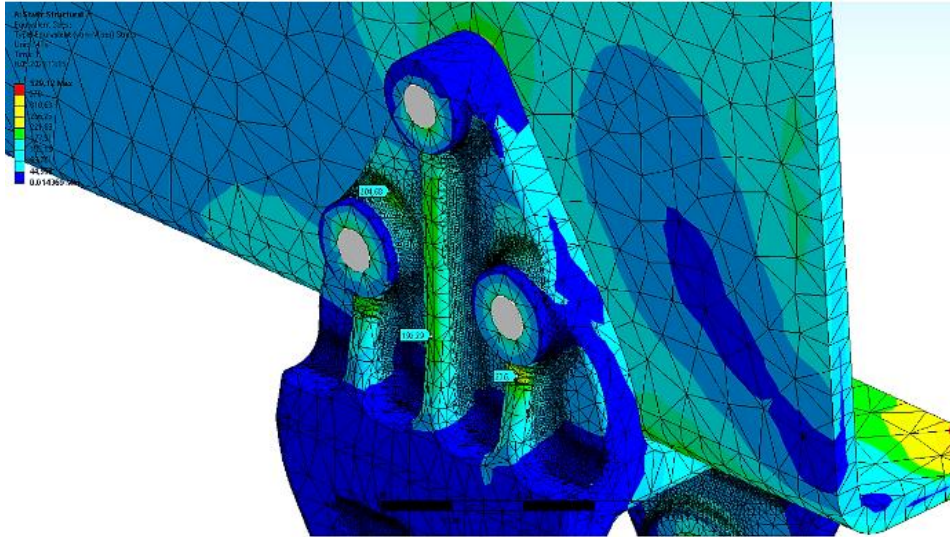
Topoloji optimizasyonu yapılan döküm braketin statik analiz sonuçlarına bakıldığında, radyüs bölgelerindeki gerilmelerin braketin diğer yerlerine göre lokal olarak daha yüksek olduğu görülmektedir. Ana yapı ve desteklerin radyüs bölgelerinde yüksek gerilmeler beklenmesine rağmen bu etkinin minimum düzeyde olması beklenmektedir. Bu amaçla radyüs zayıflığını azaltmak için radyüsün boyutu değiştirilebilir.

Şekil 4.26'da Topoloji optimizasyondan sonra ani frenleme planlamasında döküm braketten oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.26 : Topoloji optimizasyondan sonra döküm braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Topoloji optimizasyondan sonra ani frenleme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.27’de gösterilmektedir. Döküm brakette açığa çıkan en yüksek gerilme 236 MPa’dır.



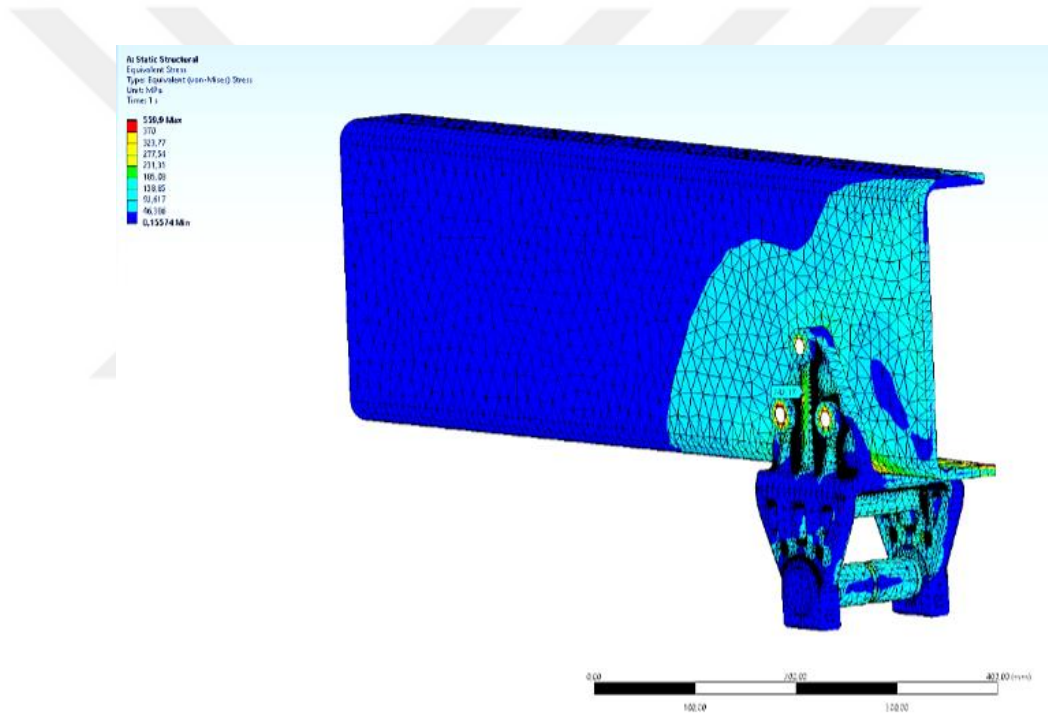
Şekil 4.27 : Ani frenleme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.

Şekil 4.28’de ise viraja girme planlamasında döküm brakette oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.

4.1.5. Topoloji optimizasyonu sonrası iyileştirme yapılan döküm braketin statik analizi

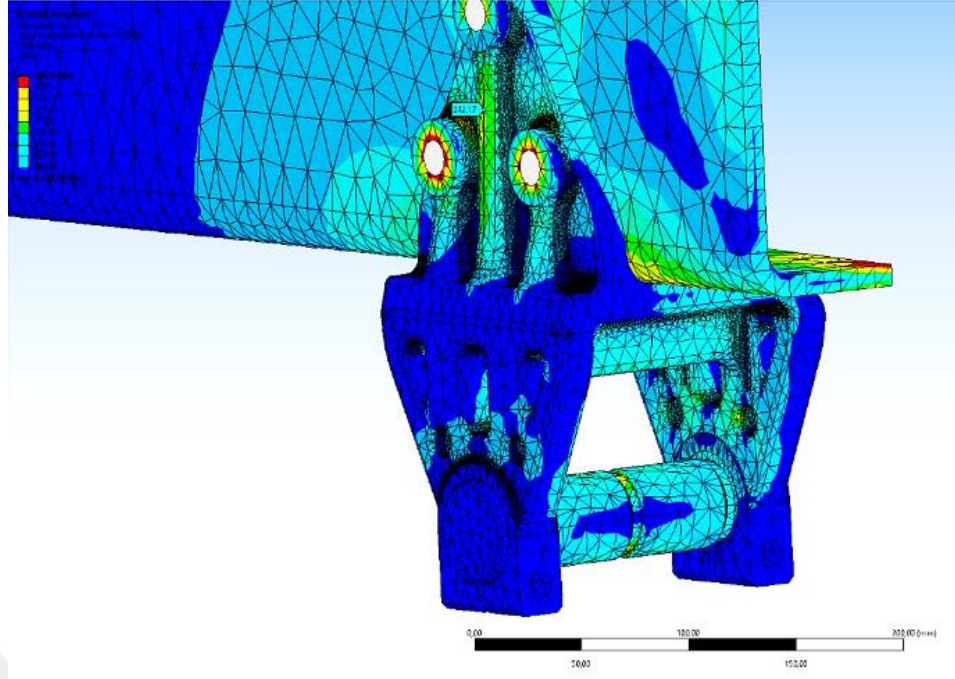
Topoloji optimizasyonu sonrası iyileştirme yapılan döküm braketin statik analiz sonuçlarına bakıldığında, radyüs bölgelerindeki gerilmelerin braketin diğer yerlerine göre lokal olarak daha yüksek olduğu görülmektedir. Ana yapı ve desteklerin radyüs bölgelerinde yüksek gerilmeler beklenmesine rağmen bu etkinin minimum düzeyde olması beklenmektedir. Bu amaçla radyüs zayıflığını azaltmak için radyüsün boyutu değiştirilebilir.

Şekil 4.30'da topoloji optimizasyonu iyileştirme döküm braketli ani frenleme planlamasında döküm braketinde oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



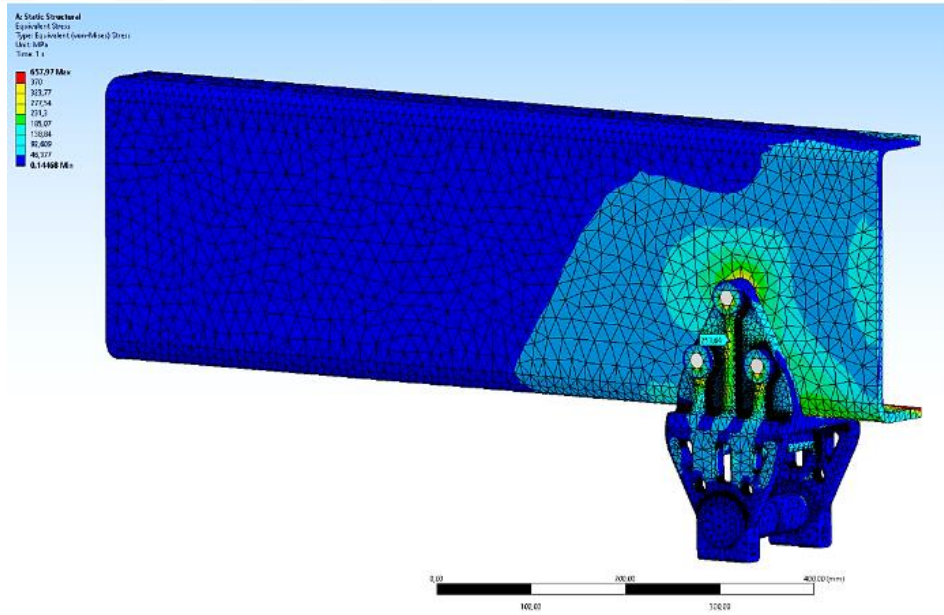
Şekil 4.30 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası döküm braketli ani frenleme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası ani frenleme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.31'de gösterilmektedir. Döküm braketinde açığa çıkan en yüksek gerilme 242,17 MPa'dır.



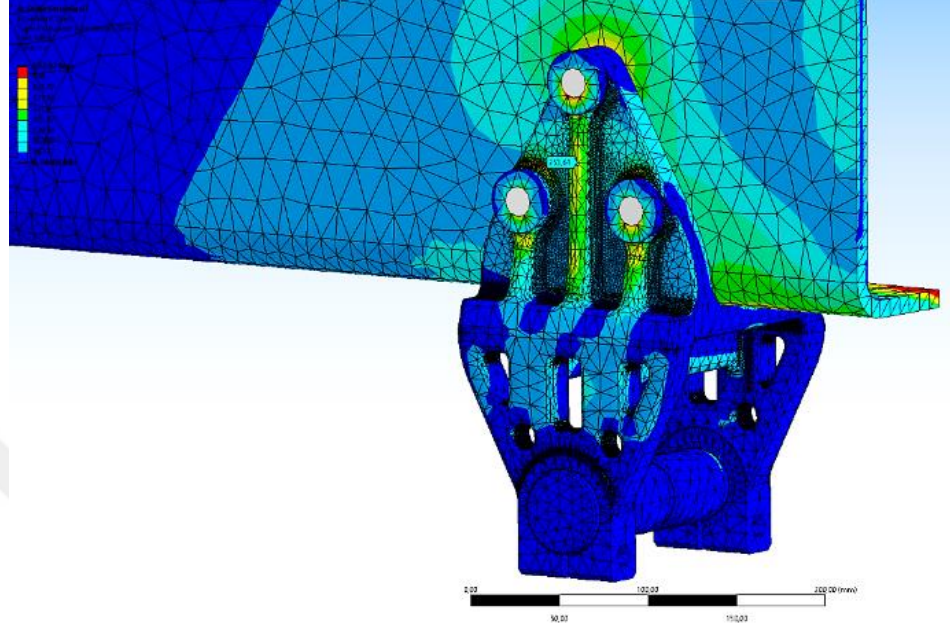
Şekil 4.31 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası ani frenleme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.

Şekil 4.32’de ise topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası döküm braketli viraja girme planlamasında döküm braketinde oluşan gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 4.32 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası döküm braketli viraja girme planlamasında ortaya çıkan gerilme dağılımı.

Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası viraja girme senaryosu incelendiği zaman gerilme dağılımı Şekil 4.33’de gösterilmektedir. Döküm braketinde açığa çıkan en yüksek gerilme 253,64 MPa’dır.



Şekil 4.33 : Topoloji optimizasyonu iyileştirme sonrası viraja girme planlamasında döküm braketin gerilme dağılımı.

GGG60 malzemenin akma dayanımı 370 MPa’dır. Bu bilgiye istinaden döküm braket ani frenleme ve viraja girme senaryoları için 1,53 ve 1,46 güvenlik faktörüne sahiptir.

BÖLÜM 5. VERİLERİNİN KARŞILAŞTIRILMASI

Günümüz araçlarının tasarım gereksinimlerini yerine getirmek, maliyeti ve yakıt verimliliğini arttırmak için, hafif ve uygun maliyetli araç komponentlerinin tasarımına artan bir ilgi vardır. Öte yandan, ekonomik nedenlerle ve iklim değişikliği nedeni ile otomotiv bileşenlerinin ağırlığının azaltılması amaçlanmaktadır. Ağırlık; malzemeler, tasarım teknolojisi, üretim işletme ve optimizasyon gibi çeşitli teknolojik iyileştirmelerle azaltılabilir [53,54]. Taşıtların ağırlığının azaltılması, otomotiv endüstrisinde sıklıkla araştırılan bir konudur. Ağırlık azaltma çalışmaları otomotiv endüstrisinde topoloji optimizasyon yöntemi kullanılarak yapılmaktadır [55,56]. Gülleryüz ve Yılmaz (2019), ağır hizmet tipi bir kampanalı frenin parçası olan tork plakasına topoloji optimizasyonu uygulamıştır. GGG50 malzemesinden tasarlanan parçaya 20 kN yük uygulamışlardır. Farklı senaryolarda orjinal tasarım ile optimizasyon yapılmış final tasarıma ait ortaya çıkan gerilmeler Tablo 5.1’de görüldüğü gibi oluşmuştur. Bu durumda döküm ve işlenmiş parçaların kütlesi sırasıyla %11,9 ve %12,2 oranında azaltıldığını belirtmişlerdir [57].

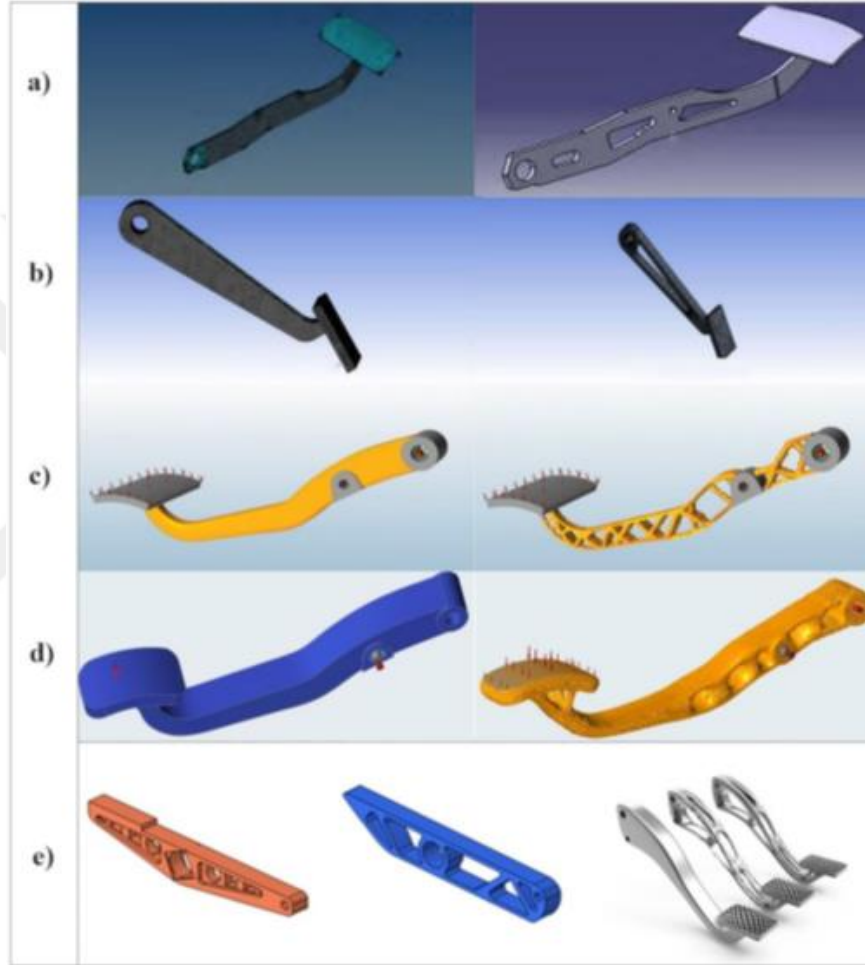
Tablo 5.1 : Orjinal ve final tasarımlara ait analiz sonuçları.

	Von-Mises Gerilme [MPa]				
	P1	P2	P3	P4	P5
Orjinal tasarım	429,2	437,7	369,8	384,6	395,6
Final tasarım	385,5	384,0	375,0	368,1	370,3
Fark (%)	-10,2	-12,3	+1,4	-4,3	-6,4

Aracın ağırlığını azaltmak, güvenlik ve yakıt verimliliği gibi performans hedeflerine ulaşmada çok faydalıdır. 1300 kg'lık bir arabanın ağırlığı 100 kg azaltılırsa, 100 km'de

yakıttan 0,35 litre tasarruf edilir ve egzoz gazından 8,4 g CO₂/km emisyon azalacaktır. Başka bir deyişle, emisyonları 100 km’de 1 g CO₂/km azaltmak için otomobilin ağırlığının yaklaşık 12 kg azaltılması gerekmektedir [58].

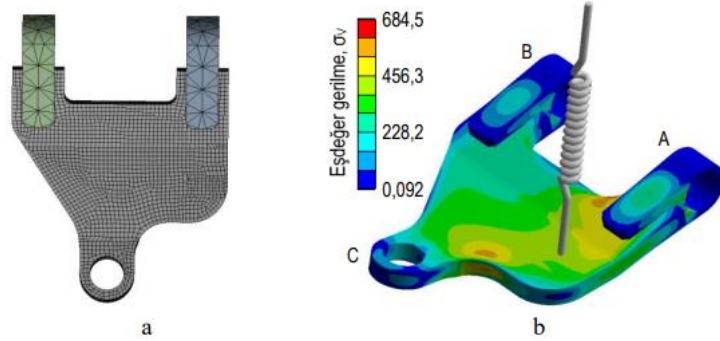
Topoloji optimizasyonu yöntemi kullanılarak fren pedalının ağırlığının azaltılmasına dair çalışmalar yapılmıştır [59,60,61,62,63]. Fren pedalı için ağırlık azaltması için yapılan topoloji optimizasyonu örnekleri Şekil 5.1’de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 : Fren pedalında gerçekleştirilmiş olan topoloji optimizasyonu çeşitleri [a) Sudin b) Ingale c) Langnau d) Beker e) Albak].

Jagtap ve Dhoke (2017) [64], üretim kısıtlamalarını göz önünde bulundurarak egzoz montaj braketinin bir optimizasyonunu gerçekleştirmiş ve %50 oranında ağırlığını azaltmıştır. Topaç (2017) [65], kamyonun arka aksında kullanılan bağlantı braketine topoloji optimizasyon uygulamıştır. 890 MPa akma değerine sahip olan yüksek mukavemetli çelik sac malzemesi ile tasarımı yapılan salıncak parçasını

zorlayacak yükleme koşulunun 3G (tümsek atlama) olacağı düşünülmüştür. 3G yük gelmesi senaryosuna göre oluşan gerilme dağılımını Şekil 5.2’de gösterilmiştir [65].

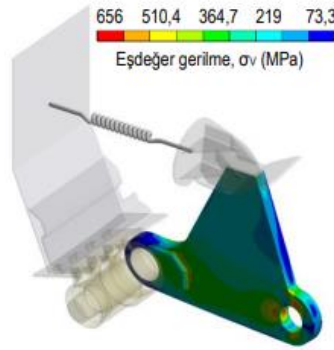


Şekil 5.2 : a. İlk tasarıma uygulanan SE analizi için ağ yapısı b. Yük tipi 1 için eşdeğer gerilme dağılımı.

Nihai tasarım oluşturularak analizler tekrarlanmış ve 3G düşey yük altında ortaya çıkan en yüksek gerilmenin 716 MPa olduğunu görmüşlerdir. Bu durum sonucunda parçanın ağırlığını %19,25 oranında azaltmışlardır. Motor braketinin ağırlık azaltma çalışmalarında Öztürk (2016) [66] %22,6, Wu %40 (2016) [67] ve Yıldız (2004) [68] %35 oranında başarı sağlamışlardır. Chaudhari ve Khairnar (2020) [69], tekerlek göbek bağlantısı ve mafsallı için topoloji optimizasyonu çalışması ile %24,09 ve %16,30 ağırlık azalması gerçekleştirmiştir. Kaya (2010) [53], kavrama çatalını topoloji ve şekil optimizasyonu ile baştan tasarlamış ve ağırlığı yaklaşık %24 oranında azaltmıştır. Yenilmez, Yaşar ve Pendur (2019) [70] topoloji optimizasyonu yöntemini denge çubuğunda uygulamışlardır. Denge çubuğuna gelen maksimum yükün 16 kN olduğu kabul edilerek iki farklı malzeme (1- 51CrV4 yay çeliği, 2- 39MnCrB6 bor alaşımlı temperlenmiş çelik) için yorulma analizleri gerçekleştirmişlerdir. Stresin parçanın dirsek bölgesinde yoğunlaştığını görmüşler ve sonuca göre parçanın ağırlığının %50 oranında azaldığını hesaplamışlardır.

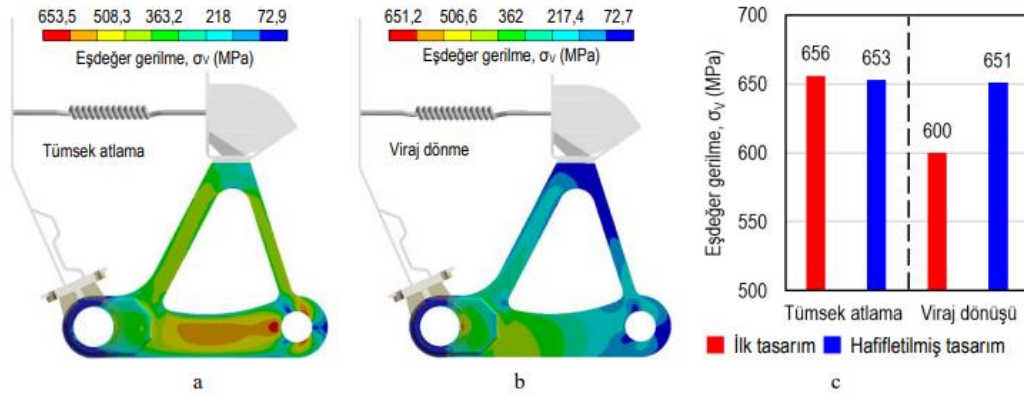
Kong (2016) [71], helezon yaylı süspansiyon sisteminde yer alan amortisör alt braketini ile ilgili olarak topoloji ve topografya optimizasyonlarını beraber kullanarak parçayı yeniden tasarlayarak ağırlığını %36,5 azaltmıştır. Askı sisteminde kullanılan salıncak ağırlığının azaltılması için topolojik optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu yöntemle, Yende (2019) [72] %16,66, Yıldız (2019) [73] %18, Detwiler (2015) [74] %11, Swapnil (2017) [75] %17,5, Dhore ve Thorat (2019) [76] %15,40, Yıldız (2017) [77] %28, Topaç (2017) [65] %19,25 ağırlık azaltımı sağlamışlardır.

Topaç (2017) [65], süspansiyon sisteminin kavramsal tasarımını sonlu elemanlar yöntemi, çoklu cisim sistemleri ve topoloji optimizasyonu gibi değişik yöntemler kullanarak gerçekleştirmiştir. 30 ton yük taşıyabilen bir römorkun 4,5 ton taşıma kapasiteli bağımsız süspansiyon sisteminde bulunan salıncak parçasının analizlerini gerçekleştirmiştir. Salıncağın, akma değeri 890 MPa olan yüksek mukavemetli sacdan üretilmesi planlanmıştır. Yükleme senaryosuna göre tümsek atlama (3G) ve viraj dönme (1,5G) analizlerini gerçekleştirmiştir. İlk analiz değerleri Şekil 5.3'de gösterilmektedir [78].



Şekil 5.3 : SE analizi.

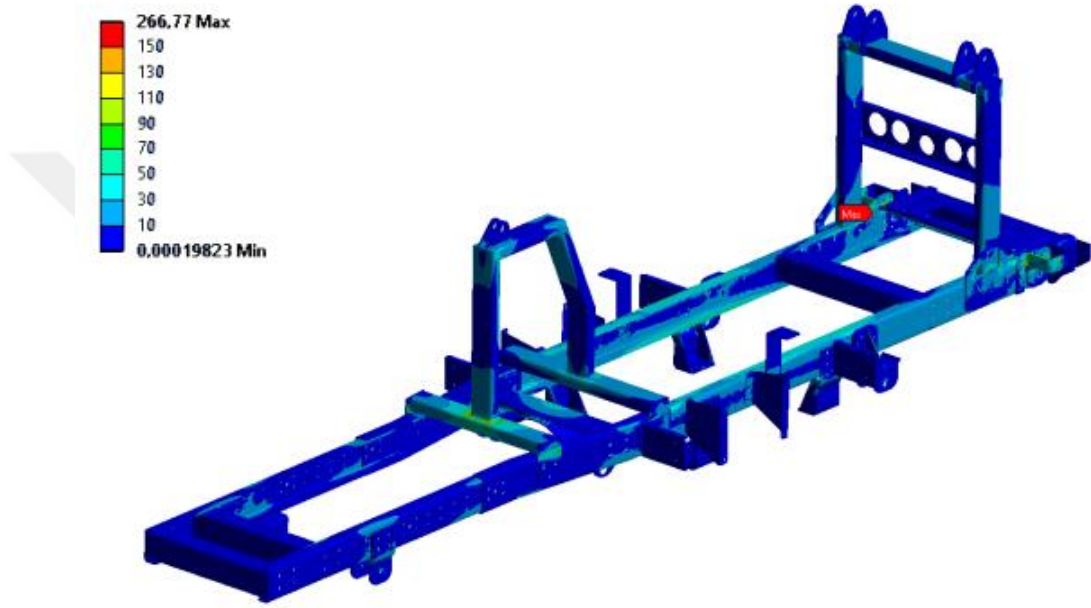
Topoloji optimizasyonu ile ağırlığı azaltılan parçada aynı koşullarda analizleri tekrarlamış ve sonuçları Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



Şekil 5.4 : a. ve b. Doğrulama incelemeleri c. en üst düzeydeki eşdeğer gerilme değerlerinin kıyaslanması.

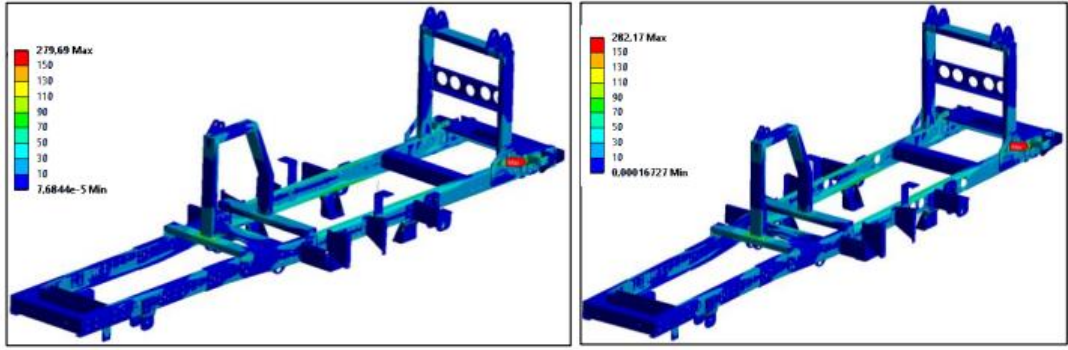
Topoloji optimizasyonu yöntemi ile %37 seviyesinde ağırlık azaltmasını gerçekleştirmişlerdir [78].

Karaoğlu (2016) [80], hidrostatik kontrollü bir yol yıkama aracında uygun et kalınlığında profil belirleyerek şasi yükünün az olduğu bölgelerde ağırlığı azaltması ile yaptığı optimizasyon çalışması sonucunda şaside %18,81 hafiflik elde etmiştir. Şasi malzemesi olarak 700 MPa akma mukavemetine sahip S700MC yapı çeliği kullanmışlardır. Kalınlığı 6 mm olan şasi kollarının bulunduğu ve 298,187 kg ağırlığa sahip yapıya yapılan analizler ile bulunan en yüksek gerilmenin 266,77 MPa olduğu görülmüştür (Şekil 5.5) [79].



Şekil 5.5 : 6 mm kalınlıklı şasinin gerilme dağılımı.

Topoloji optimizasyonu için şasi kollarının kalınlığının 4 mm olması uygun görülmüş ve aynı koşullarda analizler tekrarlanmıştır. Yapılan analizlerde gerilmelerin 279,69 MPa olduğu görülmüştür. Şasi kollarına açılan delikler ile birlikte yapılan analizlerde gerilmenin 282,17 MPa olduğu görülmüştür (Şekil 5.6).



Şekil 5.6 : Şasi kolunun kalınlığı 4 mm için kütle boşaltması olmadan (Sol) ve olması halinde (Sağ) gerilme dağılımı.

Yapılan çalışma sonrasının yapının ağırlığı 267,277 kg olarak hesaplanmıştır [80]. Koçar (2018) [81], 26000 kg taşıma kapasiteli açık kasalı kuru yük treylerinin şasi ana taşıyıcısını incelemiş, malzeme değişikliği ve topoloji optimizasyonu ile toplam ağırlığının 475,98 kg'dan 280 kg'a kadar azaltılabileceğini belirlemiştir. 26000 kg taşıma kapasiteli dorsenin ana taşıyıcısını birleştiren ara taşıyıcıların malzemesi EN10025 ve I profil şeklindedir. Yapılan çalışmada ara taşıyıcıların malzemesi EN 10149 ve Z profil olarak seçilmiştir. Kullandıkları malzeme bilgileri Tablo 5.2'de verilmiştir.

Tablo 5.2 : Dorse yapımında kullanılan bazı malzemeler.

Malzeme	Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)
EN10025	235	360-510
EN10149	700	750-950

26000 kg yük altında boşaltma yapılan bölgelerin etrafında 62 MPa gerilme değerleri görülmüştür. Analizlerin doğrulanması amacıyla deneysel çalışma yapılmış ve gerilim ölçerler ile alınan değerleri Tablo 5.3'de olduğu gibi vermişlerdir [81].

Tablo 5.3 : Numerik değerler ile deneysel sonuçların karşılaştırılması.

Ölçüm yapılan bölgeler	Nümerik Analiz		Deneysel Analiz	
	Minimum	Maksimum	Minimum	Maksimum
	Eşdeğer	Eşdeğer	Eşdeğer	Eşdeğer
	Gerilme	Gerilme	Gerilme	Gerilme
	(MPa)	(MPa)	(MPa)	(MPa)
Ön Ana Şase (1-2)	34,45	52,21	34,80	61,95
Ön Z bükümlü malzeme (3)	25,45	50,32	27,70	48,51
Arka Ana Şase (4)	10,42	33,54	3,50	37,55

Tablodan görüldüğü üzere gerilme miktarlarında analiz değerleri ile deneysel değerler arasındaki farklar ön ana şase için 0,004, ön Z bükümlü malzeme için 0,03, arka ana şase için 0,12 olarak görülmektedir. Bu durum, analiz sonuçlarıyla elde edilen değerlerin gerçeğe yakınlığını göstermektedir. Optimizasyon için değerler belirlenerek analizleri karşılaştırmışlardır (Tablo 5.4) [81].

Tablo 5.4 : Topoloji optimizasyon için belirlenen değerler.

	Alternatif 1	Alternatif 2	Alternatif 3
P1 – Akma Dayanımı (MPa)	650,25	987,83	697,28
P2 – Çekme Dayanımı (MPa)	751	787,01	860,84
e2 (mm)	3	3,0399	3,1016
e1 (mm)	6	6,9697	6,7201
e3 (mm)	6	6,2619	6,2269
Emniyet Katsayısı	9,5611	14,576	23,94
Kütle (kg)	263,49	280,7	279,34

Analizlerin sonucuna göre Tablo 5.5’de de görüleceği üzere malzeme ve tasarım değişikliği ile dorsenin ağırlığının 280 kg’a kadar düşürülebileceği beyan etmişlerdir [81].

Tablo 5.5 : Topoloji optimizasyon sonucu elde edilen değerlerin karşılaştırılması.

	EN10025	EN10149
EKS	3,6	23,94
e1 (mm)	10	6,72
e2 (mm)	6	3,1
e3 (mm)	10	6,2
Kütle (kg)	475,98	279,34

Höke ve Bozca (2019) [82], sac levhadan tasarlanmış ve üretilmiş olan motor traverslerinin ağırlığının azaltılması için topoloji topografya optimizasyonu bileşimi ve deneme yanılma yöntemlerini kullanmışlardır. Yıldız (2012) [83], otomotiv tasarım optimizasyon probleminin çözümü için Taguchi tasarım yaklaşımı ve parçacık sürüsü optimizasyon yöntemine dayalı yeni bir yaklaşım sunmuşlardır.

Tüm bu çalışmalar topoloji optimizasyon yönteminin endüstrinin her alanında uygulanabilirliğini göstermiştir.

Tasarımda faktör, tasarım sürecinde belirlenir ve genellikle kullanıcı tarafından tanımlanır. Bu faktör, belirli bir uygulama için kabul edilebilir risk düzeyini temsil eder. Örneğin, bir mühendislik tasarımında genellikle 1 ila 4 arasında bir güvenlik faktörü kullanılabilir. Ancak, her durumda güvenlik faktörü farklı olabilir. Hangi güvenlik faktörünün kullanılacağı, tasarım gereksinimlerine, malzemenin özelliklerine ve kullanım koşullarına bağlıdır.

Bu tez çalışmasında kaynaklı parça için S355JR malzemesi seçilmiştir. S355JR malzeme St52 malzemenin yeni gösterim şeklidir. S355JR sac, yüksek mukavemet ve dayanıklılık özelliklerine sahiptir. İşlenmesi kolay, korozyona karşı dirençli, yüksek mukavemetine rağmen hafif bir malzemedir. Bu nedenlerden dolayı, S355JR sac, otomotiv endüstrisinde parça üretiminde sıklıkla tercih edilen bir malzemedir. S355JR malzemenin özellikleri Tablo 5.6'da verilmiştir.

Tablo 5.6 : S355JR malzemesinin teknik özellikleri.

C %	Si %	Mn %	P %	S %	Cu %	N %	Akma Mukavemeti	Çekme Mukavemeti	Sertlik Değeri
maks	maks	maks	maks	maks	maks	maks	Min MPa	Min MPa	(HB)
0,24	0,55	1,60	0,035	0,035	0,55	0,0120	355	470-630	146-187

Bu tez çalışmasında döküm parça için GGG60 malzemesi seçilmiştir. GGG60 dökme demir, yüksek mukavemet ve dayanıklılık sağlar. Darbelere karşı dayanıklı, işlenmesi kolay, korozyona ve yüksek sıcaklıklara karşı dirençli bir malzemedir. Tüm bu özellikler göz önüne alındığında, GGG60 dökme demir, otomotiv endüstrisinde çeşitli parçaların üretimi için ideal bir malzeme olarak kabul edilir. GGG60 malzemenin özellikleri Tablo 5.7’de verilmiştir.

Tablo 5.7 : GGG60 malzemesinin teknik özellikleri.

C %	Si %	Mn %	P %	% S	Akma Mukavemeti	Çekme Mukavemeti	Sertlik Değeri
					Min MPa	Min MPa	(HB)
2,5-3,6	1,8-2,8	0,3-0,7	≤0,08	≤0,02	370	600	220-270

Bu tez çalışmasında S355JR malzemeden üretilmesi planlanan ve yaklaşık 10,576 kg ağırlığındaki kaynaklı braketle maksimum 201,88 MPa gerilme meydana gelmiştir. Kaynaklı braketin yapısal dayanımının 1,76 güvenlik faktörüne sahip olduğu görülmüş ve parçanın uygun mukavemete sahip olacağı değerlendirilmiştir.

S355JR malzemeden üretilmesi planlanan ve yaklaşık 10,103 kg ağırlığındaki topoloji optimizasyonu yapılan kaynaklı braketle maksimum 140,14 MPa gerilme meydana gelmiştir. Kaynaklı braketin yapısal dayanımının 2,53 güvenlik faktörüne sahip olduğu görülmüş ve parçanın uygun mukavemete sahip olacağı değerlendirilmiştir.

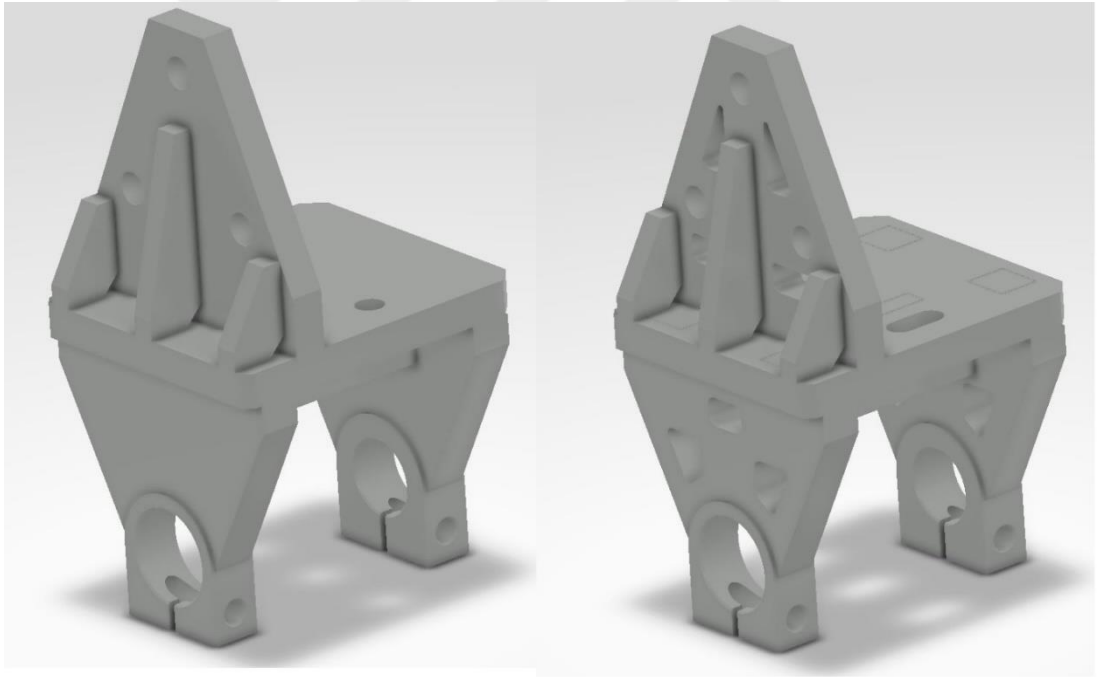
GGG60 malzemeden üretilmesi düşünülen ve yaklaşık 9,84 kg ağırlığındaki döküm braketle maksimum 331,97 MPa gerilme meydana gelmiştir. Döküm braketin yapısal

dayanımının 1,11 güvenlik faktörüne sahip olduğu görülmüş ve parçanın uygun mukavemete sahip olacağı değerlendirilmiştir.

GGG60 malzemeden üretilmesi düşünülen ve yaklaşık 8,593 kg ağırlığındaki topoloji optimizasyonu yapılan döküm braketinde 337,3 MPa gerilme meydana gelmiştir. Döküm braketin yapısal dayanımının 1,1 güvenlik faktörüne sahip olduğu görülmüş ve parçanın uygun mukavemete sahip olacağı değerlendirilmiştir.

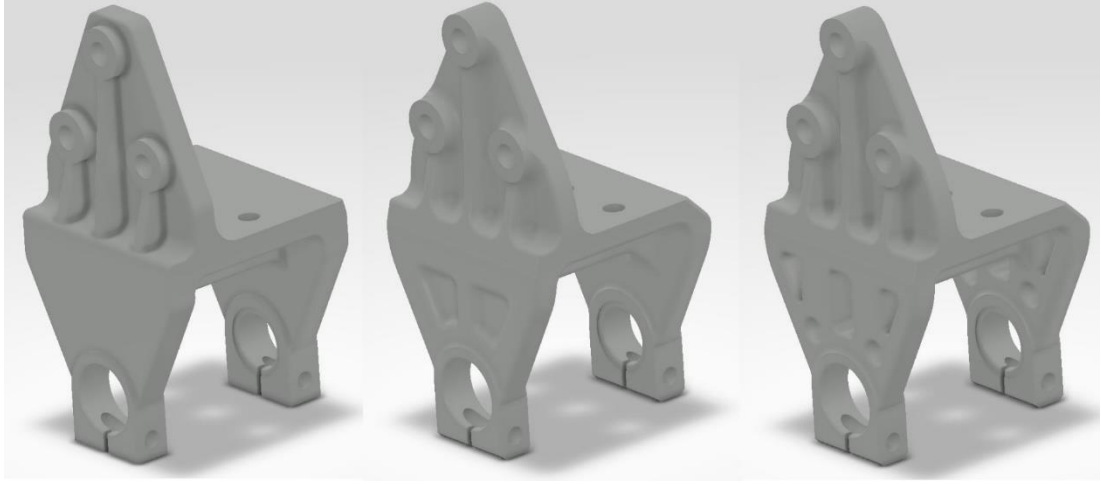
GGG60 malzemeden üretilmesi düşünülen ve yaklaşık 7,95 kg ağırlığındaki topoloji optimizasyonu sonrası iyileştirme yapılan döküm yöntemi ile üretilmiş olan nihai haldeki parçada 253,64 MPa gerilme meydana gelmiştir. Döküm braketin yapısal dayanımının 1,46 güvenlik faktörüne sahip olduğu görülmüş ve parçanın uygun mukavemete sahip olacağı değerlendirilmiştir.

Kaynaklı parçanın ilk tasarım hali ile topoloji optimizasyonu yapıldıktan sonraki hali Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



Şekil 5.7 : Kaynaklı braket ile topoloji optimizasyonu sonrasındaki kaynaklı braketin görünümüleri.

Döküm braket ile topoloji optimizasyonu sonrasındaki döküm braketin görünümüleri Şekil 5.8’de gösterilmiştir.

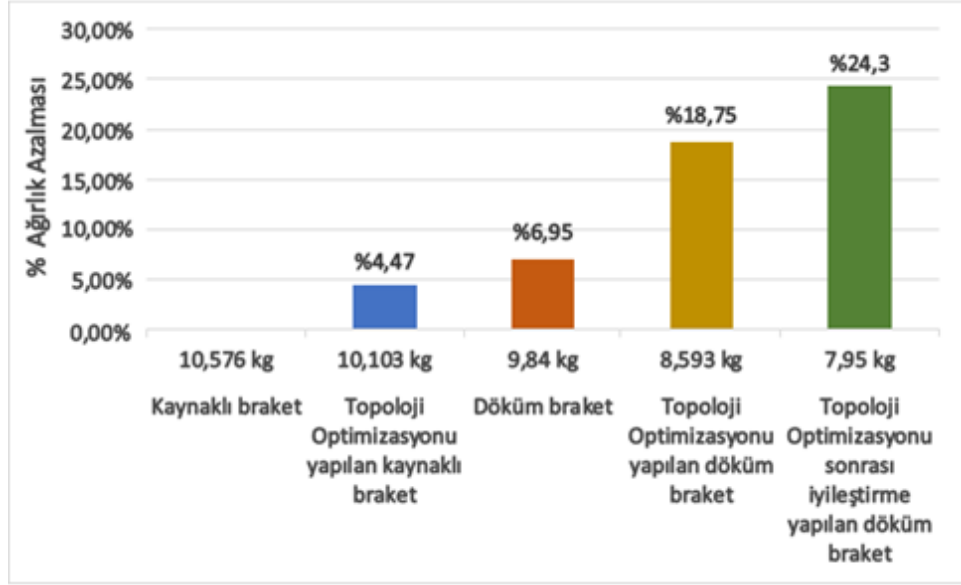


Şekil 5.8 : Döküm braket ile topoloji optimizasyonu sonrasındaki döküm braketin görünümüleri.

Kaynaklı parçanın analizi sonrası yapılan döküm ve optimizasyon sonrası oluşan ağırlık azalmaları Tablo 5.8’de gösterilmiştir.

Tablo 5.8 : Topoloji optimizasyonu sonrası ağırlık azalmaları.

Analiz edilen parçalar	Malzeme	Ağırlık (kg)	Ağırlık Azalımı oranı (%)
Kaynaklı braket	S355JR	10,576 kg	
Topoloji Optimizasyonu yapılan kaynaklı braket	S355JR	10,103 kg	%4,47
Döküm braket	GGG60	9,84 kg	%6,95
Topoloji Optimizasyonu yapılan döküm braket	GGG60	8,593 kg	%18,75
Topoloji Optimizasyonu sonrası iyileştirme yapılan döküm braket	GGG60	7,95 kg	%24,3



Şekil 5.9 : Topoloji optimizasyonu sonrası ağırlık azalmalarının grafik gösterimi.

Beş yapının da analizleri incelendiğinde sistemsel olarak istenen değerleri ve performansları yakaladığı görülmektedir. Bu nedenle tasarımın iyileştirilmesi için maliyet, ağırlık ve mukavemet gibi değerlerin gözden geçirilmesi gerekmektedir. Kaynaklı üretim maliyet ve üretim hızı açısından avantajlı gibi görünse de aslında kullanıldığı bölgeye göre riskler içermektedir. Kaynak operasyonunun ve kaynak seçiminin doğru yapılması, kaynağı yapan personelin yeterli tecrübeye sahip olması, kaynak sonrası soğutma işlemlerinin doğruluğu ve kaplama işlemleri kaynaklı parçaların kullanımındaki önemli kriterlerdir. Döküm parçalar, kalıp maliyetleri ve ilk ürünü alma hızı nedeni ile dezavantajlı gibi görünmektedir. Ancak ilk ürünün uygunluğu sonrasında verilen onaylarla birlikte seri üretimdeki fire oranlarının oldukça düşük olması ve birim parça maliyetlerinin oldukça avantajlı olması bakımından kaynaklı üretime göre oldukça avantajlı olduğu değerlendirilmektedir.

S355JR sac malzemenin kg fiyatı yaklaşık 0,83 dolar (25 TL) civarındadır. Bu durumda topoloji sonrasındaki sac malzemenin fiyatı yaklaşık olarak 252,575 TL hesaplanmaktadır. Bu fiyata sonrasında lazer kesim, kaynak işçiliği, kaynak temizleme gibi diğer maliyetler de eklenecektir. Ayrıca kaynak işlemi için kaynak fikstürü ihtiyacı da oluşacaktır.

GGG60 malzemenin kg fiyatı 0,60 dolar civarındadır. Bu durumda topoloji sonrasındaki döküm malzemenin fiyatı yaklaşık olarak 143,1 TL hesaplanmaktadır.

Kalıp ve fikstür maliyetleri dahil edilerek hesaplanan tahmini birim fiyatlar Tablo 5.9’da gösterilmiştir.

Tablo 5.9 : Sac ve döküm parçalar için tahmini birim maliyet tablosu.

Parça	Malzeme maliyeti (dolar)	Birim maliyet (TL)	1000 adet için yaklaşık maliyet (TL)	Kalıp yatırımı (TL)	Fikstür yatırımı (TL)	Yatırım dahil birim maliyeti (TL)
S355JR	0,83	252,575	234000	-	50000	284
GGG60	0,60	143,100	132500	80000	-	212,5

Bu maliyetler göz önüne alındığında döküm malzemenin seri üretimde kullanılması maliyet açısından oldukça avantajlıdır.

Yaprak yay bağlantı braketlerinin topoloji optimizasyonu çalışmalarında literatür çalışmalarında tespit edilen veriler ile bu tez çalışmasından çıkan sonuçlar aşağıdaki Tablo 5.10’da karşılaştırılmıştır.

Tablo 5.10 : Literatür sonuçları ile tez sonuçları karşılaştırma tablosu.

	Malzeme	Uygulanan Kuvvet Değeri	Akma Mukavemet Değeri	Eşdeğer Gerilme	Güvenlik Faktörü	Topoloji Sonrası Ağırlık Azalımı	Topoloji Sonrası Oransal Azalma
Kaynaklı braket çalışması	S355JR (St 52)	85837,5 N	355 MPa	140,14 MPa	2,53	473 g	%4,47
Döküm braket çalışması	GGG60	85837,5 N	370 MPa	331,97 MPa	1,46	1890 g	%19,2
Sudke, Y. K., & Kondhalkar (2021)	Çelik	5000 N	520 MPa	51,839 MPa	-	59 g	%11,2
Ahirrao, S., Kondhalkar, G., & Pawar, (2020)	Çelik	1571 N	250 MPa	59,421 MPa	4,2073	31 g	%5,42
Kalantre, V., Munde, K. H., & Pawar, A. (2018)	Çelik	5200 N	250 MPa	61,48 MPa	4,066	102 g	%19,39

BÖLÜM 6. SONUÇ VE TARTIŞMA

Son yıllarda otomotiv sektörünün odak noktası taşıt ağırlığını azaltma projeleri olmuştur. Bunun başlıca sebepleri ise yakıt ekonomisi ve karbondioksit salınımı açısından önemli faydalar sağlamasıdır. Dünyada karbondioksit salınımlarının çoğu taşıtlardan gelmektedir ve önümüzdeki yıllarda daha da artması beklenmektedir. Bu nedenle, ağırlık azaltma projelerine daha fazla öncelik verilmelidir. Taşıt ağırlığını azaltma çalışmalarında amaç topoloji optimizasyonu kullanarak malzemelerin gereksiz ağırlıklarını azaltarak aynı dayanımı muhafaza etmektir.

Yapılan tez çalışması sonuçları ve benzer topoloji optimizasyonu çalışma sonuçları Tablo 5.10'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Yapılan topoloji optimizasyonlarında seçilen malzemelerin mukavemetine göre belirli bir güvenlik katsayısı içinde olduğu sürece malzeme ağırlıklarının azaltılarak görevini yerine getirebileceği görülmüştür. Bu çalışma ile parçanın içsel malzeme dağılımını, formunu ve geometrisini optimize ederek, verilen bir yük, sınırlama ve diğer tasarım kriterleri altında, malzeme miktarını minimize ederek veya performansı artırarak yapıyı en iyi hale getirmenin mümkün olduğu görülmektedir. Bu sayede üretim maliyetlerinin azaltılması, kaynakların daha verimli kullanılması, yapının dayanıklılığı, rijitliği ve diğer performans özellikleri optimize edilerek, tasarımın daha iyi bir şekilde çalışması, üretim ve malzeme maliyetlerinde tasarruf edilmesi sağlanabilir.

Ağır tonajlı araçlarda kullanılacak olan braketlerin malzeme seçimleri bir dizi faktöre bağlıdır. Her iki malzemenin de avantajları ve dezavantajları vardır ve uygun olanı belirlemek, spesifik uygulamanın gereksinimlerine ve tasarım kriterlerine bağlıdır. Döküm malzemeler ilk kalıp yatırımı ve ilk ürün alma hızları düşük olmasına karşılık işçilik maliyetlerinin düşük olması, işleme sonrasında toleransların kolaylıkla sağlanabilmesi, birleştirme fikstürü gibi ilave yatırım ihtiyacının bulunmaması, karmaşık geometrilerin rahatlıkla üretilebilir olması ve seri üretim için hızlı tedarik sağlanabilmesi bakımından tercih edilmektedir.

Bu tez çalışmasında ağır tonajlı kamyonların süspansiyonlarındaki yaprak yay bağlantı braketlerinin tasarımı ve incelenmesi anlatılmış, topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Yapılan araştırmalarda braketlerin karşılaştığı yükler ve bu yüklerin belirlenmesi ile malzeme üzerine olan etkileri analiz ortamında incelenmiştir. Bu doğrultuda öncelikle ağır tonajlı kamyonların görev esnasında maruz kaldığı yüklerden etkilenen süspansiyon sistemlerinden bahsedilmiş, farklı senaryolarda ortaya çıkan statik yüklemelerle brakete etki eden yüklere ait statik analizlerin sınır koşulları belirlenmiştir.

Kaynaklı veya döküm üretim yöntemiyle üretilmesi planlanan yaprak yay bağlantı braketinin belirlenen sınır koşullarıyla gelen yüklere karşı göstereceği dayanımı değerlendirebilmek için farklı senaryolarda statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda aracın ani frenleme ve viraja girme senaryolarına göre ilk olarak mevcuttaki durum gözden geçirilmiş, daha sonra üretim şekli ve malzemesi değiştirilerek inceleme yapılmış ve en son topoloji optimizasyonu yapılarak braketin mukavemeti incelenmiş ve braket nihai hale getirilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonunda kaynaklı brakette ağırlık azalma oranı %4,47 olup parçada 473 g ağırlık azalması olmuştur. Döküm brakette ise ağırlık azalma oranı %19,2 ile parçada 1890 g ağırlık azalması gerçekleşmiştir.

Topoloji sonrasında sac ve döküm braket parçaları arasında ağırlık azalma oranlarında farklılık olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni sac parçada kaynaklanacak parçaların arasında kaynak mesafelerinin bırakılmasından dolayı boşaltılacak alanlar kısıtlanmaktadır. Ancak döküm parçada kaynak mesafesi ihtiyacı oluşmadığı için boşaltılacak yeterli alan bulunmaktadır. Bu nedenle döküm malzemelerde topoloji sonrasında ağırlık kazanım oranının daha yüksek olduğu tespit edilmiştir.

Çalışmanın başında iki malzemenin de et kalınlığı aynı tutularak tasarımlar gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu yapılırken döküm parçanın et kalınlığı 2 mm azaltılmıştır. Güvenlik faktörü kaynaklı bağlantıda (S355JR) 2,53 iken dökme demirde (GGG60) 1,46 olmasından dolayı ağırlık azaltımı kaynaklı bağlantıda daha az olmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Shusheng, Zhang, & Wei. (2016). *Heavy Vehicle Suspension Systems and Design*. Springer.
- [2] Giridharan, K., & Srinivasa, A. (2017). Design optimization of leaf spring brackets for heavy commercial vehicle rear suspension. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 231(9), 1145-1157.
- [3] Mudgal, P., & Sen, S. (2017). Optimization of a Light Commercial Vehicle Leaf Spring Suspension System for Ride Comfort and Stability. *SAE Technical Paper Series*. doi:10.4271/2017-01-0436
- [4] Rathod, K. M., Kadam, R. R., & Deshmukh, S. N. (2018). Optimization of leaf spring suspension system for heavy commercial vehicle using Taguchi method. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 8(1), 921-932.
- [5] Agrawal, A., & Mohite, P. M. (2019). Structural Optimization of Leaf Spring Suspension Bracket for Light Commercial Vehicle. *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, 9(2), 159-172.
- [6] Sudke, Y. K., & Kondhalkar, G. E. (2021). Fatigue analysis of optimization leaf spring mounting bracket using FEA technique. *J Anal Comput*, 15(5).
- [7] M. A. Razzaq, M. A. Sheikh, S. Iqbal, M. Qasim, & A. Ghafoor (2017). Design and Development of a Composite Leaf Spring for Light Weight Vehicle Suspension. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 14(3), 4315-4326. doi: 10.15282/ijame.14.3.2017.6.0344
- [8] Korhan Tavşanoğlu, Hüseyin Selim Çetinkunt, and İbrahim Alper Doğan (2021). Investigation of the Effect of Material and Geometrical Parameters on Stress and Deformation Behavior of Leaf Spring Bracket. *Materials Testing*, 63(5), 459-466. doi: 10.3139/120.121412.
- [9] M. F. Aydin, M. Gökasan, and E. Çetinkaya (2020). Design and Simulation of an Adaptive Suspension System with Variable Stiffness Leaf Spring. *Journal of Vibroengineering*, 22(6), 1592-1607. doi: 10.21595/jve.2020.21484.
- [10] Pawar, A. R., Munde, K., & Kalantre, V. (2018). Topology Optimization of Front Leaf Spring Mounting Bracket. *International Journal of Science & Engineering Development Research (IJSER)*, 3(7), 2455-2631.

- [11] Kumar, G. R., & Kumar, P. M. (2020). Failure analysis of leaf spring bracket in heavy commercial vehicle suspension system. *Materials Today: Proceedings*, 33, 1762-1767. doi: 10.1016/j.matpr.2020.06.438.
- [12] Naveen Kumar R., & Keshava Murthy R. (2019). Investigation of the effect of corrosion on leaf spring brackets in automotive industry. *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 8(1), 1-12. doi: 10.20485/ijserm.v8i1.352.
- [13] Elhüseyni, F. (2006). *Ağır ticari araç arka süspansiyon braketleri dizaynı ve analizi* (Doctoral dissertation, Sakarya Üniversitesi (Turkey)).
- [14] Mansfield, N. J., & Griffin, M. J. (2000). A study of the vertical whole-body vibration exposure of seated passengers in vehicles. *Journal of Sound and Vibration*, 229(5), 1151-1170. doi: 10.1006/jsvi.1999.2677.
- [15] Kitazaki, S., & Griffin, M. J. (1998). Frequency weighting of the transmissibility of seat vibration to the head. *Journal of Sound and Vibration*, 215(1), 47-64. doi: 10.1006/jsvi.1997.1334.
- [16] Parasad, S., Sharma, S., & Vidyarthi, S. (1995). Design optimization of leaf spring brackets for heavy commercial vehicle rear suspension. *SAE Technical Paper* 951052. doi: 10.4271/951052.
- [17] Mehta, N., Pandey, R. K., & Pandey, P. C. (2000). Structural optimization of leaf spring suspension for heavy commercial vehicle using Taguchi method. *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, 7(1), 88-102. doi: 10.1504/IJHVS.2000.005758.
- [18] Gillespie, T. D. (1992). Fundamentals of vehicle dynamics. *Society of Automotive Engineers*.
- [19] Sharp, R. S., & Crolla, D. A. (1987). The effect of suspension characteristics on the dynamic rollover threshold of passenger cars. *SAE Technical Paper* 870479. doi: 10.4271/870479.
- [20] Society of Automotive Engineers. (1990). Handbook of noise and vibration control (2nd ed.). *Society of Automotive Engineers*.
- [21] MEGEP (2007), Süspansiyon Sistemleri, *T.C. Milli Eğitim Bakanlığı*, Ankara.
- [22] Bakanlığı, T. M. E. (2013). *Motorlu Araçlar Teknolojisi-Süspansiyon Sistemleri*.
- [23] Halderman, J. D., Mitchell, Jr. C. D. (2004). "Automotive Steering, Suspension and Alignment", Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, Columbus, Ohio, 152.
- [24] Crouse, W. H., Anglin, D.L. (1992). "Automotive Brakes, Suspension and Steering", Macmillan/McGrawHill, New York, 112-133.
- [25] Tanahashi, Haruhiko et al. (1987). Toyota electronic modulated air suspension for the 1986 Soarer. No. 870541. *SAE Technical Paper*.
- [26] Hrovat, Davor. (1997). "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications." *Automatica Vol 33 Issue 10*: 1781-1817.
- [27] Ergin, T. (2006). *Otomotiv amortisörlerinin etkinlik ve sönümleme kabiliyetlerinin incelenmesi* (Master's thesis, Fen Bilimleri Enstitüsü).

- [28] Demircan, K. (2012). *Süspansiyon tasarımında amortisör bağlantı takozlarının optimizasyonu ve iyileştirilmesi* (Master's thesis, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [29] Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J. W. (2001). *The Automotive Chassis*, Butterworth-Heinemann.
- [30] Aksungur, H. (2019). *Ağır ticari çekici araçların viraj denge çubuğunun tasarım iyilemesi ve yapısal testleri* (Master's thesis, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [31] Url-1 <https://www.alibaba.com/product-detail/Man-F90-Truck-Suspension-Rear-Spring_1600107337696.html>, erişim tarihi 02.05.2023
- [32] Url-2 <https://www.dikmenotomotiv.com.tr/tr-TR/Urunler/YP-Urun_6921_FORD-CARGO-2524-3230-ARKA-MAKAS-ON-KULAK-75%E2%80%99LU>, erişim tarihi 02.05.2023
- [33] Url-3 <https://www.dikmenotomotiv.com.tr/tr-TR/Urunler/YP-Grup-Makas_4_DAF?Sayfa=28>, erişim tarihi 02.05.2023
- [34] Türkay, M. (2018). Optimizasyon modelleri ve çözüm metodları. <http://home.ku.edu.tr/~mturkay/indr501/Optimizasyon.pdf> (Erişim tarihi: 12.03.2019)
- [35] Liu, S., Li, Q., Liu, J., Chen, W., & Zhang, Y. (2018). A realization method for transforming a topology optimization design into additive manufacturing structures. *Engineering*, 4(2), 277-285.
- [36] Christensen, P. W., & Klarbring, A. (2008). *An introduction to structural optimization* (Vol. 153). Springer Science & Business Media.
- [37] Thummar, D. R. (2014). Truss topology optimization using modified genetic algorithm. *Master of Technology in Machine Design, Department of Mechanical Engineering School of Engineering, RK University, Rajkot, Gujarat-360020*.
- [38] Nadir, W., Kim, I. Y., & de Weck, O. (2004, August). Structural shape optimization considering both performance and manufacturing cost. In *10th AIAA/ISSMO Multidisciplinary Analysis and Optimization Conference* (p. 4593).

- [39] Saleem, W., Yuqing, F., & Yunqiao, W. (2008, March). Application of Topology Optimization and Manufacturing Simulations-A new trend in design of Aircraft components. In *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists* (Vol. 2, pp. 19-21).
- [40] Zhu, J. H., Zhang, W. H., & Xia, L. (2016). Topology optimization in aircraft and aerospace structures design. *Archives of computational methods in engineering*, 23, 595-622.
- [41] Luh, G. C., Lin, C. Y., & Lin, Y. S. (2011). A binary particle swarm optimization for continuum structural topology optimization. *Applied Soft Computing*, 11(2), 2833-2844.
- [42] Lagaros, N. D., Psarras, L. D., Papadrakakis, M., & Panagiotou, G. (2008). Optimum design of steel structures with web openings. *Engineering structures*, 30(9), 2528-2537.
- [43] Belegundu AD, Chandrupatal TR. (2011) *Optimisation concepts and applications in engineering*. 2. New York : Cambridge University Press.
- [44] Çelik, E. (2017). *Evrimsel ve topoloji optimizasyon yöntemi ile eğilmeye çalışılan boşluklu kirişlerin boyut analizi* (Doctoral dissertation, Yüksek Lisans Tezi).
- [45] Lagaros, N. D., Fragiadakis, M., Papadrakakis, M., & Tsompanakis, Y. (2006). Structural optimization: A tool for evaluating seismic design procedures. *Engineering structures*, 28(12), 1623-1633.
- [46] Çiftçi, E. (2006). *Evolutionary algorithms in design* (Master's thesis, Middle East Technical University).
- [47] Bendsøe, M. P., & Kikuchi, N. (1988). Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method. *Computer methods in applied mechanics and engineering*, 71(2), 197-224.
- [48] Maute, K., & Ramm, E. (1995). Adaptive topology optimization. *Structural optimization*, 10, 100-112.
- [49] Xie, Y. M., Steven, G. P. (1997). “*Evolutionary Structural Optimization*”, Springer Verlag, London, UK, 1-188.

- [50] Düzcan, Y. (2019). *Yapısal optimizasyon teknikleri ile taşıt süspansiyon bileşenlerinin geliştirilmesi* (Doctoral dissertation, Bursa Uludag University (Turkey)).
- [51] Albak, E. İ. (2020). *Arka aksın yeni yaklaşımlar ile tasarımının en iyilenmesi* (Doctoral dissertation, Bursa Uludag University (Turkey)).
- [52] Reddy, J.N. (1997). *Mechanics of laminated composite plates theory and analysis* (1th ed.) US: CRC Press.
- [53] Kaya, N., Karen, I., & Öztürk, F. (2010). Re-design of a failed clutch fork using topology and shape optimisation by the response surface method. *Materials & Design*, 31(6), 3008-3014.
- [54] Zengin, E., & Köse, E. (2017). Standart bir otomobilin elektrikli otomobile dönüşümü üzerine gerçek bir uygulama. In *2nd International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2017)*, ADANA.
- [55] Cavazzuti, M., Baldini, A., Bertocchi, E., Costi, D., Torricelli, E., & Moruzzi, P. (2011). High performance automotive chassis design: a topology optimization based approach. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 44, 45-56.
- [56] Köse, E., & Mühürçü, A. (2018). Çeşitli kriterlere göre elektrikli otomobillerin karşılaştırılması. In *3rd International Mediterranean Science and Engineering Congress (IMSEC 2018)*, ADANA.
- [57] Güteryüz, İ., & Yılmaz, B. (2019). Ağır hizmet araçlarında kullanılan Z-kam kampanalı fren tork plakası ağırlık optimizasyonu. *Academic Perspective Procedia*, 2(3), 466-475.
- [58] Meyer-Pruessner, R. (2007). Significant weight reduction by using topology optimization in volkswagen design development with emphasis on engine design [PDF Belgesi] https://www.altairhyperworks.co.uk/html/en-GB/session1.Meyer-Pr%FCessner_Volkswagen.pdf erişim tarihi 21.07. 2020
- [59] Albak, İ. (2019). Optimum design of brake pedal using topology optimization method intended for weight reduction on the formula SAE car. *Uluslararası Mühendislik Araştırma Ve Gelistirme Dergisi*, 328-334.

- [60] Sudin, M. N., Tahir, M. M., Ramli, F. R., & Shamsuddin, S. A. (2014). Topology optimization in automotive brake pedal redesign. *International Journal of Engineering and Technology (IJET)*, 6(1), 398-402.
- [61] Ingale, P. M. (2019). Topology Optimization of an All-Terrain Vehicle Brake Pedal. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 8(6), 763-767.
- [62] Langnau, L., (2019). What is topology optimization? <https://www.makepartsfast.com/what-is-topology-optimization> erişim tarihi 1.11.2020.
- [63] Beker, S., (2020). Topoloji Optimizasyonu Yaklaşımıyla Ürün Geliştirme, <https://www.poligonmuhendislik.com/blog/urun-gelistirme/topoloji-optimizasyonu-yaklasimi-ile-urun-gelistirme> erişim tarihi 01.11.2020.
- [64] Jagtap, M., & Dhoke, A. (2017). Topology optimization of exhaust mounting bracket. In *Tech Mahindra, Altair Technology Conference*.
- [65] Topaç, M. M., Bahar, E., Kaplan, A., & Sarıkaya, E. Z. (2017). Topoloji optimizasyonu yardımıyla, askeri taşıt bağımsız ön süspansiyonu için alt salıncak tasarımı. *IDEFIS, 2017*, 2nd.
- [66] ÖZTÜRK, U. E. (2016). DÖKÜM BRAKETLERİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM ENİYİLEMESİ İÇİN YENİ BİR YAKLAŞIM. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 18(54), 521-534.
- [67] Wu, P., Ma, Q., Luo, Y., & Tao, C. (2016). Topology optimization design of automotive engine bracket. *Energy and Power Engineering*, 8(04), 230.
- [68] Yildiz, A. R., Kaya, N., Ozturk, F., & Alankus, O. (2004). Optimal design of vehicle components using topology design and optimisation. *International journal of vehicle design*, 34(4), 387-398.
- [69] Chaudhari, P., & Khairnar, R. (2020). Weight optimization of hub and knuckle using topology optimization. *International Journal of Mechanical Engineering*, 7(6), 20-23.

- [70] Yenilmez, E., Yasar, A. ve Şendur, P. (2019). Şantiye kamyonlarında denge çubuğu tasarımı ve optimizasyonu, *Mühendis ve Makina Güncel*, Ağustos 2019, Sayı:32, 28-32.
- [71] Kong, Y. S., Abdullah, S. H. A. H. R. U. M., Omar, M. Z., & Haris, S. M. (2016). Topological and topographical optimization of automotive spring lower seat. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 13, 1388-1405.
- [72] Yende, S. V., Tadamalle, A. P., & Burande, D. H. (2019). Topology optimization of lower control arm for LMV. *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*, 8(07), 829-834.
- [73] Yıldız, A. R., Kılıçarpa, U. A., Demirci, E., & Doğan, M. (2019). Topography and topology optimization of diesel engine components for light-weight design in the automotive industry. *Materials Testing*, 61(1), 27-34.
- [74] Detwiler, D., Nutwell, E., & Lokesha, D. (2015, June). Multistage optimization of automotive control arm through topology and shape optimization. In *6th BETA CAE International Conference* (pp. 10-12).
- [75] Swapnil, S. K., Amol, N. P., & Amol, B. G. (2017). Design optimisation of a lower control arm of suspension system in a LCV by using topological approach. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 6(6), 11657-11665.
- [76] Dhore, R., & Thorat, M. L. (2019). Experimental analysis and topology optimization of lower suspension arm of car. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 6(03), 7605-7609.
- [77] YILDIZ, A. R. (2017). Taşıt elemanlarının yapısal optimizasyon teknikleri ile optimum tasarımı. *Politeknik Dergisi*, 20(2), 319-323.
- [78] Topaç, M. M., Özmen, B., Deryal, U., & Selbes, O. (2019). Özel tip bir yarı römork için bağımsız süspansiyon sistemi tasarımı: Kavramsal tasarım çalışmaları. *Politeknik Dergisi*, 22(1), 95-102.
- [79] Mantovani, S., Presti, I. L., Cavazzoni, L., & Baldini, A. (2017). Influence of manufacturing constraints on the topology optimization of an automotive dashboard. *Procedia Manufacturing*, 11, 1700-1708.

- [80] KARAOĞLAN, M. U., TURNALI, Ö. Y., & KURALAY, N. S. (2016). Hafif hizmet aracı şasi analizi ve optimizasyonu. *Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Fen ve Mühendislik Dergisi*, 18(54), 502-512.
- [81] Koçar, O. (2018). Dorse tasarımında stres dağılım analizi ve topoloji optimizasyonu. *Karaelmas Fen ve Mühendislik Dergisi*, 8(1), 309-316.
- [82] Höke, Ö., & Bozca, M. (2020). Topology optimisation of engine cross members for lightweight structure in light commercial vehicles. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 21(3), 465-482.
- [83] Yildiz, A. R. (2012). A new hybrid particle swarm optimization approach for structural design optimization in the automotive industry. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 226(10), 1340-1351.