

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

---

**Otomobil Süspansiyon Sisteminin ANSYS ile Topoloji  
Optimizasyonu**

---

**Umut Can TANDOĞAN**

*Makine Mühendisliği Anabilim Dalı*

Nisan, 2025

ÇUKUROVA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZ ONAYI

Otomobil Süspansiyon Sisteminin ANSYS ile Topoloji  
Optimizasyonu

Umut Can TANDOĞAN

*Makine Mühendisliği (Türkçe) Anabilim Dalı*

Bu Yüksek Lisans Tezi 25/04/2025 Tarihinde Aşağıdaki Jüri Üyeleri Tarafından Değerlendirilmiş ve Oy Birliği ile Kabul Edilmiştir.

Jüri : Prof. Dr. Kerimcan ÇELEBİ (Danışman) .....  
: Prof. Dr. Abdulkadir YAŞAR .....  
: Prof. Dr. Erineç ULUDAMAR .....

**Bu Tez Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği (Türkçe) Anabilim Dalında Hazırlanmıştır.**

**Tez No:**

**Prof. Dr. Sadık DİNÇER**  
**Enstitü Müdürü**

**Not:** Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirişlerin, çizelge ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

## İÇİNDEKİLER

ÖZ .....	V
ABSTRACT .....	VI
TEŞEKKÜR .....	VII
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	VIII
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	IX
SİMGELER VE KISALTMALAR .....	XII
1. GİRİŞ .....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR .....	5
3. MATERYAL VE METOT .....	9
3.1. Süspansiyon Sistemleri .....	9
3.1.1. Süspansiyon Sisteminin Görevleri .....	10
3.1.2. Süspansiyon Sistemi Çeşitleri .....	11
3.2. Süspansiyon Sistemi Bileşenleri .....	16
3.2.1. Salıncak Kolu .....	16
3.2.2. Direksiyon Rot Kolu .....	18
3.2.3. Direksiyon Mafsalı .....	19
3.3. Bilgisayar Destekli Tasarım .....	20
3.4. Sonlu Elemanlar Analizi .....	21
3.5. Optimizasyon .....	23
3.6. Yapısal Optimizasyon .....	26
3.6.1. Boyut Optimizasyonu .....	26
3.6.2. Şekil Optimizasyonu .....	27
3.6.3. Topoloji Optimizasyonu .....	27
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	31
4.1. Salıncak Kolu Tasarım Eniyileme .....	31
4.1.1. Salıncak Kolu Malzeme Tayini .....	32
4.1.2. Salıncak Kolu Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması .....	34
4.1.3. Salıncak Kolu Sınır Şartlarının, Başlangıç Şartlarının ve Yüklerin Uygulanması .....	36
4.1.4. Salıncak Kolu İçin Çözümün Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi .....	38
4.1.5. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu .....	41
4.2. Direksiyon Mafsalı Tasarım Eniyileme .....	46
4.2.1. Direksiyon Mafsalı Malzeme Tayini .....	47
4.2.2. Direksiyon Mafsalı Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması .....	47
4.2.3. Direksiyon Mafsalı Sınır Şartlarının, Başlangıç Şartlarının ve Yüklerin Uygulanması .....	48

4.2.4. Direksiyon Mafsalı İçin Çözümün Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi.....	51
4.2.5. Direksiyon Mafsalı Topoloji Optimizasyonu.....	52
4.3. Rot Kolu Tasarım Eniyileme .....	57
4.3.1. Rot Kolu Malzeme Tayini.....	58
4.3.2. Rot Kolu Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması .....	59
4.3.3. Rot Kolu Sınır Şartlarının, Başlangıç Şartlarının ve Yüklerin Uygulanması.....	60
4.3.4. Rot Kolu İçin Çözümün Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi .....	61
4.3.5. Rot Kolu Topoloji Optimizasyonu.....	62
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....	69
KAYNAKLAR .....	73
ÖZGEÇMİŞ .....	77



---

## Otomobil Süspansiyon Sisteminin ANSYS ile Topoloji Optimizasyonu

---

Umut Can TANDOĞAN

*Danışman: Prof. Dr. Kerimcan ÇELEBİ*

*Makine Mühendisliği (Türkçe) Anabilim Dalı*

### ÖZ

Son yıllarda artan teknolojik gelişmelerden otomotiv endüstrisi de fazlasıyla etkilenmektedir. Özellikle firmalar arasındaki artan rekabet ortamı ile birlikte otomotiv üreticilerinin gün geçtikçe genişleyen pazar payında hakimiyet kurma istekleri giderek artmaktadır. Artan rekabet ortamı ve talepler doğrultusunda firmalar maliyet ve iş gücü miktarlarını azaltmaya çalışmaktadır. Araç üretiminde ağırlığın azaltılması hem yakıt tüketimi hem de performans değerleri açısından araca ilave katkı sağlamakla beraber üreticiler için daha ekonomik araçların imal edilmesi ve buna bağlı olarak diğer firmalar ile oluşan rekabette firmaya üstünlük sağlamaktadır. Bu tezde, binek araçların süspansiyon sistemlerinde bulunan ve araç yürüyen aksamda büyük öneme sahip olan salıncak kolu, direksiyon mafsalı ve rot kolu parçaları üzerinde ANSYS paket programı kullanılarak yapısal analiz ve topoloji optimizasyon çalışması yapılarak mukavemet ve performanslarından ödün vermeden kütle hafifletmesi yapılmıştır. Analizde kullanılan parçalar Alüminyum 6082 T6 ve Çelik EN8 malzeme kullanılarak tasarlanmış olup tüm yapısal analizlerde bu malzemelerin özellikleri kullanılarak yapılmıştır. Çalışması yapılan parçalar CATIA V5 paket programı kullanılarak modellenmiş olup ANSYS paket programına analizleri yapılmak üzere aktarılmıştır. Topoloji Optimizasyonu sonrası hedeflenen kütlesi hafifletilmiş modeller konvansiyonel imalat yöntemleri ile imal edilecek hale getirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Topoloji Optimizasyonu, Yapısal Analiz, Salıncak Kolu, Rot Kolu, Direksiyon Mafsalı

---

**Topology Optimization of Automobile Suspension System  
with ANSYS**

---

Umut Can TANDOĞAN

*Advisor: Prof. Dr. Kerimcan ÇELEBİ*

*Department of Mechanical Engineering (Turkish)*

**ABSTRACT**

In recent years, technological advancements have significantly affected the automotive industry. Especially, with the increasing competition among companies, automotive manufacturers are continuously striving to expand their market share and establish dominance. This heightened competition and demand have led companies to reduce costs and labor requirements. Reducing the weight of vehicles in production enhances both fuel efficiency and performance, while also enabling manufacturers to produce more economical vehicles. Consequently, this provides a competitive advantage over other firms. In this thesis, structural analysis and topology optimization studies were conducted on suspension system components of passenger vehicles, specifically control arm, steering knuckle, and Tie rod, using the ANSYS software package. These analyses aimed to achieve weight reduction without compromising the strength and performance of the parts. The analyzed components were designed using Aluminum 6082 T6 and Steel EN8 materials, with their properties utilized in all structural analyses. The parts were modeled with CATIA V5 software and then transferred to ANSYS for analysis. After topology optimization, the weight-reduced models were prepared for manufacturing using conventional fabrication methods.

**Keywords:** Topology optimization, Structural analysis, Control arm, Steering knuckle, Tie rod,

## TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans eğitimim süresince kıymetli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım tez çalışmamda bana çok değerli katkılar sunan danışman hocam Prof. Dr. Kerimcan ÇELEBİ'ye teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam ile ilgili değerli görüşleri ve yorumlarını cömertçe paylaşan Prof. Dr. Abdulkadir YAŞAR ve Prof. Dr. Erinç ULUDAMAR'a teşekkür ederim.

Üç yıldır çalıştığım ve Yüksek Lisans eğitimim boyunca göstermiş oldukları müsamahalardan ötürü MTD Otomotiv firmasına teşekkür ederim.

İş ve akademik hayatım boyunca yanımda olan ve her türlü desteklerini esirgemeyen yeri geldiğinde değerli düşünceleri ile beni motive eden tüm arkadaşlarıma, özellikle de Sümeyye BOLAT'a teşekkürü borç bilirim.

Hayatım boyunca her zaman yanımda olan, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, bana her zaman güvenen başta annem Nuran TANDOĞAN ve babam Yüksel TANDOĞAN olmak üzere tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

## ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Modern topoloji optimizasyon yöntemleri için öncü çalışmaların listesi .....	28
Çizelge 4.1. Taşıtlarda Kullanılan Alüminyum Esaslı Bazı Parçaların İmalat Yöntemleri ve Ortalama Ağırlıkları .....	32
Çizelge 4.2. AL 6082-T6 Malzeme Özellikleri .....	33
Çizelge 4.3. Salıncak Kolu Mesh İşlemi Sonucu Düğüm ve Eleman Sayıları.....	36
Çizelge 4.4. Sınır Şartları .....	37
Çizelge 4.5. Süspansiyon Sistemine Etki Eden Kuvvetler .....	37
Çizelge 4.6 .Salıncak Kolu Statik Analiz Sonuçları.....	45
Çizelge 4.7. Salıncak Kolu Ağırlıklar. ....	46
Çizelge 4.8. Direksiyon Mafsalı Mesh İşlemi Sonucu Düğüm ve Eleman Sayıları.....	48
Çizelge 4.9. Direksiyon Mafsalı Statik Analiz Sonuçları.....	56
Çizelge 4.10. Direksiyon Mafsalı Ağırlıklar. ....	57
Çizelge 4.11. EN8 Çelik Malzeme Özellikleri .....	58
Çizelge 4.12. Rot Kolu Mesh İşlemi Sonucu Düğüm ve Eleman Sayıları.....	60
Çizelge 4.13. Rot Kolu Statik Analiz Sonuçları.....	66
Çizelge 4.14. Rot Kolu Ağırlıklar .....	67

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Tasarım Süreci.....	2
Şekil 3.1. Süspansiyon Sisteminin Araç Üzerinde Gösterimi .....	9
Şekil 3.2. Süspansiyon sistemi sayesinde kontrol edilebilen hareketler .....	10
Şekil 3.3. Sabit süspansiyon sistemi .....	12
Şekil 3.4. Serbest süspansiyon sistemi.....	13
Şekil 3.5. Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi .....	13
Şekil 3.6. MacPherson süspansiyon.....	14
Şekil 3.7. MacPherson süspansiyon sistemi.....	15
Şekil 3.8. Çok Kademeli Süspansiyon Sistemi .....	16
Şekil 3.9. BMW E36 3 Serisi Salıncak Kolu .....	17
Şekil 3.10. Salıncak Kolları .....	17
Şekil 3.11. Farklı Süspansiyon Sistemlerindeki Salıncak Kolları.....	18
Şekil 3.12. Süspansiyon Sistemi Parçaları (Keten,2020).....	18
Şekil 3.13. BMW E46 3 Serisi Rot Kolu .....	19
Şekil 3.14. Mercedes-Benz W176 A Serisi Direksiyon Mafsalı .....	20
Şekil 3.15. Eleman Tipi Seçimi.....	22
Şekil 3.16. Düğüm Noktası .....	22
Şekil 3.17. ANSYS Paket Programında Temel İşlem Adımları. ....	23
Şekil 3.18. Üçgen Elemanlar Kullanılarak Yapılan Bir Braket Analizi .....	23
Şekil 3.19. Tasarım Süreci ve Tanıtımı .....	24
Şekil 3.20. Optimum Tasarım Yönetimi .....	25
Şekil 3.21. Optimizasyon Yöntemleri ile Optimum Tasarım Elde Etme .....	26
Şekil 3.22. Yapısal optimizasyonun üç türü a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji optimizasyonu .....	26
Şekil 3.23. Boyut optimizasyonu . ....	27
Şekil 3.24. Şekil Optimizasyonu.....	27
Şekil 4.1.Mevcut Salıncak Kolu Modelin CATIA V5 ile Tasarımı .....	32
Şekil 4.2. AL 6082-T6 Mekanik değerlerin ANSYS ortamına aktarılması.....	33
Şekil 4.3. Salıncak Kolu Mesh yapısı (27,632 mm).....	34
Şekil 4.4. Salıncak Kolu Mesh yapısı (10 mm).....	35
Şekil 4.5. Salıncak Kolu Mesh yapısı (4 mm).....	35
Şekil 4.6. Mesh Kabul Kriteri ‘Skewness’ ve ‘Orthogonal’ (Padtinc.com, 2024) .....	36
Şekil 4.7. Salıncak Kolu Mesh Kabul Kriteri.....	36
Şekil 4.8. Statik durumda araca etki eden kuvvetler .....	37
Şekil 4.9. Kuvvet dağılımının çizgi diyagramı .....	37

Şekil 4.10. Salıncak Kolu Sınır şartları .....	38
Şekil 4.11. Salıncak Kolu Maksimum Gerilme Dağılımı .....	39
Şekil 4.12. Salıncak Kolu Maksimum Gerilme Dağılımı .....	39
Şekil 4.13. Salıncak Kolu En Büyük Deformasyon Dağılımı .....	40
Şekil 4.14. Salıncak Kolu En Büyük Deformasyon Dağılımı (Abartılmış gösterim) .....	40
Şekil 4.15. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu .....	41
Şekil 4.16. Salıncak Kolu ANSYS Topoloji Optimizasyon Detayı.....	42
Şekil 4. 17. CATIA V5 İle Optimizasyon Sonrası Salıncak Kolu Tasarımı .....	43
Şekil 4.18. Salıncak Kolu Ana tasarımdan çıkartılan bölüm (Sarı Bölge Çıkartılmıştır).....	43
Şekil 4.19. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu İterasyonları .....	44
Şekil 4.20. Salıncak Kolu Optimizasyon Sonucu .....	45
Şekil 4.21. Salıncak Kolu Optimize Tasarımın CATIA V5 Ortamında Ağırlığı .....	46
Şekil 4.22. Direksiyon Mafsalı Esas Model.....	47
Şekil 4.23. Direksiyon Mafsalı İçin Mekanik değerlerin ANSYS ortamına aktarılması .....	47
Şekil 4.24. Direksiyon Mafsalı Mesh Yapısı (5 mm) .....	48
Şekil 4.25. Direksiyon Mafsalı Sınır Şartları .....	50
Şekil 4.26. Direksiyon Mafsalı Bağlantı Noktaları .....	50
Şekil 4.27. Direksiyon Mafsalı Maksimum Gerilme Dağılımı .....	51
Şekil 4.28. Direksiyon Mafsalı En Büyük Deformasyon Dağılımı.....	52
Şekil 4.29. Direksiyon Mafsalı Topoloji Optimizasyonu.....	53
Şekil 4.30. Direksiyon Mafsalı ANSYS Topoloji Optimizasyon Detayı .....	53
Şekil 4.31. CATIA V5 İle Optimizasyon Sonrası Direksiyon Mafsalı Tasarımı .....	54
Şekil 4.32. Direksiyon Mafsalı Ana tasarımdan çıkartılan bölüm (Şeffaf Bölge Çıkartılmıştır) .....	54
Şekil 4.33. Direksiyon Mafsalı Topoloji Optimizasyonu İterasyonları.....	55
Şekil 4.34. Direksiyon Mafsalı Optimizasyon Sonucu .....	56
Şekil 4.35. Direksiyon Mafsalı Optimize Tasarımın CATIA V5 Ortamında Ağırlığı .....	57
Şekil 4.36. Mevcut Rot Kolu Modelinin CATIA V5 İle Tasarımı.....	58
Şekil 4.37. EN8 Malzeme Özelliklerinin ANSYS Ortamına Aktarılması.....	59
Şekil 4.38. Rot Kolu Mesh Yapısı (5mm) .....	59
Şekil 4.39. Araca etki eden kuvvetler.....	60
Şekil 4.40. Rot Kolu Sınır Şartları .....	61
Şekil 4.41. Rot Kolu Maksimum Gerilme Dağılımı .....	61
Şekil 4.42. Rot Kolu En Büyük Deformasyon Dağılımı .....	62
Şekil 4.43. Rot Kolu Topoloji Optimizasyonu .....	63
Şekil 4.44. Rot Kolu Topoloji Optimizasyon Detayı .....	63
Şekil 4.45. CATIA V5 ile Optimizasyon Sonrası Rot Kolu Tasarımı .....	64
Şekil 4.46. Rot Kolu Ana tasarımdan çıkartılan bölüm (Sarı Bölge Çıkartılmıştır) .....	64

Şekil 4.47. Rot Kolu Topoloji Optimizasyonu İterasyonları.....	65
Şekil 4.48. Rot Kolu Optimizasyon Sonucu .....	66
Şekil 4.49. Rot Kolu Optimize Tasarımın CATIA V5 Ortamında Ağırlığı .....	67
Şekil 5.1. Salıncak Kolu İçin Optimizasyon Sonuçları.....	69
Şekil 5.2. Direksiyon Mafsalı İçin Optimizasyon Sonuçları.....	69
Şekil 5.3. Rot Kolu İçin Optimizasyon Sonuçları.....	70
Şekil 5.4. Süspansiyon Sisteminin montajlı hali .....	70
Şekil 5.5. Optimize Edilmiş Süspansiyon Sistemi .....	71
Şekil 5.6. Optimize Parçaların Süspansiyon Sistemine Montajı.....	71



## SİMGELER VE KISALTMALAR

\*STP: 3D modelleme dosya biçimi

BDT : Bilgisayar Destekli Tasarım

E : Elastisite Modülü

F : Kuvvet

g : Yerçekimi Kuvveti

kg : Kilogram

Max : Maksimum

Min : Minimum

mm : Milimetre

MPa : Megapaskal

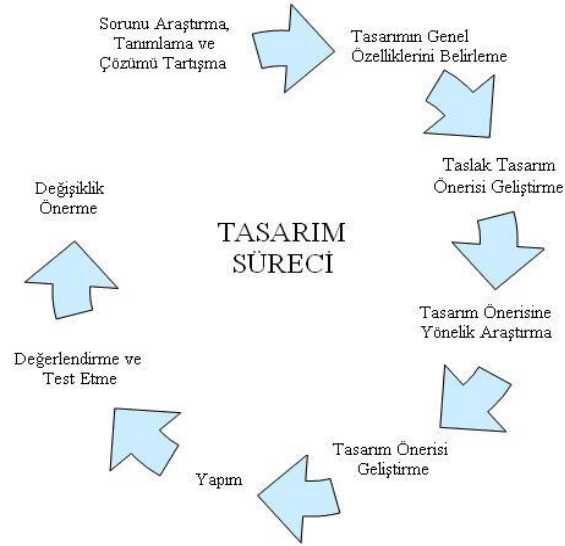
SEA : Sonlu Elemanlar Analizi

## 1. GİRİŞ

Gün geçtikçe gelişen teknolojiden endüstri ve işletmeler büyük oranda etkilenmektedir. Teknolojinin gelişmesiyle özellikle imalat yöntemleri gelişmekte olup eskiye nazaran üretici firmaların maliyetleri azalmaktadır. Bu teknolojik gelişmeler yardımı ile otomotiv sektörü daha ekonomik üretim yapmakta, ürettiği kullanışlı ve dayanıklı otomobil parçaları ile tüketicinin ihtiyaçlarını daha çok karşılayan ve memnun eden otomobiller hayata geçirmektedir.

Gelişen teknoloji ile birlikte bilgisayar ve yazılım sektörleri de büyük ilerlemeler göstermiştir. Otomotiv sektöründe üretici firmalar birçok yazılım kullanmaktadırlar. Üretici firmalar kullandıkları bu yazılımlar ile birlikte tasarım esnasında ve tasarım sonrasında ürün doğrulama ve geliştirme aşamalarında hedefe daha kolay bir şekilde ulaşırlar. Kullanılan bu yazılımlar üreticiye doğru bilgi vermesinin yanında zamandan da büyük oranda tasarruf etme olanağı sağlamaktadır.

Otomotiv sektöründe, artan rekabet ve tüketiciyi memnun etme çabaları doğrultusunda araçlar son yıllarda olabildiğince hafifletmiştir. Bu hafifletme çalışmalarında dikkat edilmesi gereken husus ağırlık azaltılmasının yanında imal edilecek parçaların güvenlik testlerinden başarı ile geçmesidir. Parçaların çoğunlukla hafifletilmesi ile mekanik dayanımları düşmektedir bu sebepten dolayı parçaların imal edilmeden önce muhakkak güvenlik için dayanım hesaplarının yapılması gerekmektedir. Otomobil ve benzeri içinde birçok parça bulunduran mekanik sistemlerde bu analitik işlemleri yapmak oldukça zor ve uzun zamanlar gerektirmektedir. Bu konuda uzman ve araştırma yapan kişiler mevcut olan deneyimleri ile yaklaşık çözümler elde edebilmektedirler fakat bu yaklaşık çözümlerde hata yapılma olasılığı oldukça yüksektir. Malzeme üzerindeki yüklemelerin üniform olmaması, düzgün olmayan sınır şartları ve malzeme yapısının lineer olmaması çözümlerin içinden çıkılmayacak kadar karmaşık ve zor hale getirmektedir. Bu karmaşık ve çözümü çok zor olan problemlerde bilgisayar yazılımları ile parçanın analizinin yapılması daha uygundur. Bu yazılımlar sayesinde analiz yapılacak yapı sonlu elemanlar olarak adlandırılan belli sayıda küçük parçalara bölünerek sonraki analizlerinde her bir parçanın matematiksel olarak davranışı hesaplanır. Sonlu elemanlar analizinde, analiz yapılacak parça küçük elemanlara bölünmekte ve bu küçük elemanların sınırları boyunca yer değiştirmelerinin sürekli olması sağlanmaktadır. Sonlu elemanlar yönteminde en önemli konulardan biri eleman ağı (mesh) yakınsamasıdır. Burada elemanların boyutu değiştirilerek analiz sonuçlarının değişmediği durumu tespit edene kadar elemanların boyutları küçültülmekte en sonunda da nihai eleman boyutu bulunmaktadır.



Şekil 1.1. Tasarım Süreci

Otomobil sektöründeki firmalar hafifletmenin önemini anlamış olup taşıtlardaki yakıt tüketimini azaltacak ve enerji verimliliğini arttıracak yeni çalışmalara yönelmişlerdir. Araçların yakıt tüketimini ve buna bağlı olarak emisyon oranlarını azaltmanın en etkili çözümlerden biri taşıt ağırlığında yapılan azaltılmalarıdır. Araçların hafiflemesi üretilecek parçaların hafiflemesi ile mümkündür. Hafifletme çalışması yapılan parçada daha az miktarda malzeme ve daha hafif imalat süreçleri yapılacağı için bu geliştirme faaliyetleri firmalara maliyet olarak büyük avantaj sağlayacaktır. Birçok marka bir yeni model geliştirmelerinde ağırlık hafifletme çalışmalarına büyük önem vermektedir. Örneğin BMW markasının E90 kasa kodlu 3 serisi modeli ile halefi olan F30 kasa kodlu 3 serisi modeli için aynı hacimli motor ve şanzımana sahip araçlarının arasında 40 kg yakın bir hafifletme gözlenmektedir.

Otomotiv sektöründeki parçaların hafifliğin sağlanması önemli bir kriter olarak karşımıza çıkmaktadır. Tasarımı yapılan taşıt parçalarında malzeme dağılımının en iyi şekilde sağlanması için optimizasyon yöntemleri kullanılmaktadır. Yapısal optimizasyon ile tasarlanan taşıt parçalarının; boyut, şekil ve topolojik olarak en iyi hale getirilmesi amaçlanır. Yapısal optimizasyonun hedefleri; ağırlığı azaltmak, rijitliği arttırmak, stresi azaltmak, üretilebilirliği sağlamak ve üretim maliyetlerini düşürmek olarak sıralanabilir. Yapısal optimizasyon yöntemleri şekil optimizasyonu, topoloji optimizasyonu, boyut optimizasyonu ve topografya optimizasyonu olarak çeşitleri vardır. Topoloji optimizasyonu, uygulamalı matematik alanında geliştirilen bir yapısal optimizasyon yöntemidir. Topoloji optimizasyonu; makine, imalat, otomotiv, inşaat ve havacılık gibi birçok disiplinde uygulama alanı bulmaktadır.

Otomobiller birçok karmaşık parçanın bir araya getirilmesi ile işlevsellik kazanmaktadır. Bu parçaların başında yürüyen aksamlar önemli rol oynamaktadırlar. Süspansiyon sistemleri ve bağlantılı parçaları da bu önemli parçaların başında gelmektedirler. Gelişen teknoloji ile birlikte

süspansiyon sistemleri de teknolojiden nasibini almış olup eskiye nazaran daha hafif daha kullanışlı ve bir o kadar sağlam parçalara dönüşmüşlerdir. Süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak kolu rot kolu ve direksiyon mafsalı parçaları emniyet açısından önemli parçalar oldukları için bu parçaların dayanıklılıklarının en yüksek seviyede tutularak kütle hafifletme çalışmalarının yapılması doğru olacaktır.

Bu tezde mevcut parçaların tasarımları CATIA V5 paket programı kullanılarak yapılmış olup ilgili analizler ise ANSYS ortamında yapılmıştır. İlgili parçalar ilk olarak ANSYS ortamında statik analize tabi tutulmuştur. Analiz sonucu elde edilen veriler kullanılarak topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre ilgili parçalar üzerinde kütle boşaltmaları yapılmıştır.





## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Otomotiv ana bileşenleri alt gruplarında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan çalışmalar aşağıda sunulmuştur.

Zhenqi Yu ve ark., (2021) yapmış oldukları elektrikli SUV araç ön süspansiyon alt salıncak kolu optimizasyon çalışmasında Adams yazılımı kullanarak maksimum gerilmeleri hesaplanmış olup bulunan değerlerin hepsinin izin verilen gerilme değerleri altında olduğu sonucuna varmışlardır. Bu çalışma sonucunda alt salıncak kolunun kütlede %16,7 oranında bir azalma sağlanmıştır.

Swapnil S. Khode ve ark., (2017) yapmış oldukları hafif ticari araçlarda alt salıncak kolu tasarım ve optimizasyonu çalışmasında Mac-pherson tipi bir süspansiyon sisteminin alt salıncak kolunu sonlu elemanlar analizine tabi tutup topoloji optimizasyonu çalışması yapılmıştır. CATIA V5 paket programı ile hazırlanan model ANSYS paket programı kullanılarak analiz edilmiştir. Çalışma sonucunda alt salıncak kolunda %17,5'lük bir kütle hafifletilmesi sağlanmıştır.

Yadav ve ark. (2016) yapmış olduğu çalışmada direksiyon mafsalında kullanılan mil çeliği malzemesini EN47 çelik malzeme ile değiştirerek ANSYS paket programı üzerinden analiz çalışması yapmıştır. Direksiyon mafsalı üzerinde yapılan analizler sonucunda EN47 çelik malzeme ile %5,64 oranında bir kütle hafifletmesi sonucu elde edilmiştir.

Albak 2018 yılında yaptığı çalışmada Formula SAE araçlarında kullanılan fren pedalına topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Optimizasyon yapılırken homojenleştirme metodu seçilmiştir. Yapılan yeni tasarımın ilk tasarıma göre %11 daha hafif ve gerilme değerlerinde %5'lik bir artış gözlemlenmiştir (Albak, 2018).

Direksiyon mafsalında kütle azaltılmasını hedeflediği çalışmasında Hyperworks programı kullanarak topoloji optimizasyonu uygulamış ve bunun sonucunda esas parçadan %29,6 oranında bir hafifletme sağlamış olup yeni tasarımın mevcut tasarım ile aynı sürede yorulma hasarına uğrayacağı sonucu elde edilmiştir (Keten, 2020).

Işık, (2009) yapmış olduğu çalışmada ağır ticari araçlarda çeşitli yerlerde kullanılan çatallı flanş parçasına topoloji optimizasyonu uygulamıştır. Optimizasyon sonucunda karşılaşılan sonuçlar mevcut ve benzer ürün modellerinin analizleri ile karşılaştırılarak kıyaslama yapılmıştır. Bu kıyaslama çalışmaları sonrasında pozitif sonuçlar elde edilmiş ve topoloji optimizasyonu vasıtasıyla tasarlanan geometrinin, mevcut ve benzer ürünlerle aynı performansı gösterebileceği öngörülmüştür. Optimizasyon sonucunda elde edilen yeni tasarımın ilk tasarıma oranla %12 daha hafif olduğu saptanmıştır. Ayrıca optimizasyon işleminin ilk aşamalarında kavramsal model oluşturulmasının, optimum tasarıma daha kısa sürede ulaşılabileceğini göstermiştir.

Güteryüz ve Yılmaz (2019) yapmış oldukları çalışmada ağır hizmet taşıtlarında kullanılan kampanalı frenin parçası olan bir tork plakasına topoloji optimizasyonunu uygulamış, döküm ve işlenmiş parça ağırlıkları sırasıyla %11.9 ve %12.2 azaltılmıştır.

Jagtap ve Dhoke (2017) yapmış oldukları çalışmada üretim kısıtlarını dikkate alarak egzoz montaj braketi için topoloji optimizasyonunu uygulamış ve ağırlığı %50 oranında azaltmıştır.

Topaç ve ark., (2020) kamyonun arka aksında kullanılan bir bağlantı braketi için topoloji optimizasyonunu uygulamış ve parçanın ağırlığı %63 azaltılmıştır.

Motor braketinin ağırlığını azaltmak için topoloji optimizasyonu çalışmalarında Öztürk (2016) %22.6, Wu ve arkadaşları (2016) %40 ve Yıldız ve ark. (2004) %35 azalma sağlamışlardır. Deshmukh (2018) taşıt jantlarının ağırlığını azaltmak için topoloji optimizasyonunu uygulamıştır. Jant ilgili bir çalışmada Enginar (2014), tarafından yapılmıştır. Çalışmasında ağır taşıtlarda kullanılan bir janta topoloji ve şekil optimizasyonu uygulamıştır. İlk önce jantın hava deliği bölgesine şekil optimizasyonu yapılarak optimum hava deliği elde edilmiş ve tasarım değiştirilmiştir. Daha sonra topoloji optimizasyonu için deliksiz olarak modellenen diskten, optimizasyon sonucunda boşaltma yapılmıştır. İki farklı model elde edilen çalışmada seçilen optimum tasarım dikkate alındığında gerilme yığılması ve jant ağırlığında sırasıyla %5,7 ve %2,7'lik bir azalma görülmüştür.

Krishna ve Anderson (2000) bir aracın ön süspansiyon sisteminde kullanılan üst salıncak kolunun tasarımının geliştirilmesi üzerinde çalışmışlardır. Mevcut parçanın sonlu eleman analizini yaptıktan sonra, farklı tasarım fikirleri belirleyerek iyileştirme oranlarını hesaplamışlardır. ADAMS programında beş farklı yükleme koşulu ile oluşturulan mevcut yapı için statik analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonucunda yapıdaki zayıf bölgeler tespit edilmiş ve boşaltma yapılabilecek, gerilme bakımından önemsiz bölgeler belirlenmiştir. Uygun görülen tasarım ile üst salıncak kolunun ağırlığı ve maksimum gerilmesi sırasıyla % 15 ve % 29 azalmıştır.

Yende ve ark., (2019) tarafından yapılan çalışmada otomobil alt salıncak koluna topoloji optimizasyonu uygulanmış olup optimizasyon sonucu esas tasarım üzerinde iyileştirme çalışmaları yapılmıştır. Esas parçaya ANSYS paket programı kullanılarak statik analiz uygulanmıştır. Yapılan analiz sonucunda elde edilen verilere topoloji optimizasyonu sonuçları da eklenerek model yeniden analiz edilmiştir. Topoloji optimizasyon sonucunda ulaşılan sonuçlar CATIA V5 programına aktararak gerekli kütle boşaltmaları yapılmış tasarım iyileştirilmiştir. Tasarımın düzenlenmesi sonucu optimizasyon yapılmış modele tekrardan statik analiz uygulanmış olup analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Nalbant (2021), dövme yöntemi ile üretilmiş rotilli salıncak kolunun topoloji optimizasyonunu gerçekleştirmiş olup iki farklı tasarım sonucunda esas modele göre %10'luk bir kütle hafifletmesi elde etmesinin yanında esas parçadaki eşdeğer gerilme değerini de düşürmeyi başarmıştır.

Kara ve ark.,(2022), statik analizi ve topoloji optimizasyonu sonucunda, AISI 304 çelik malzemedен yapılmış olan direksiyon destek parçasında iyileştirme yapmışlardır. Statik analiz çalışması SOLIDWORKS Simulation programı yardımıyla yapılmış olup çalışmanın sonucunda 2,32 kg olan esas modelinin ağırlığı 0,557 kg'a kadar düşürülmüştür.

Bölükbaş (2012), Otobüslerde yer alan çekme kancası üzerinde topoloji optimizasyonu çalışması yapmıştır. Malzemenin akma değerlerini aşması sonucunda yapıda meydana gelen kırılmaları önlemek için yeni bir tasarım geliştirmiştir. Yapılan analiz sonuçlarına göre yeni tasarımın ağırlığı ise %45,49 oranında azalmış olup maksimum gerilme %32,45 oranında düşürülmüştür.

Gondi PrabhuCharan ve ark (2016), yapmış oldukları çalışmada direksiyon mafsalının belirli dayanım şartları altında ağırlığını azaltmaya çalışmışlardır. Çalışmalarında güvenlik katsayısını 4 olarak ele alınmış olup ekip parça üzerinde %63,9 oranında ağırlık hafifletmesi elde etmişlerdir.

Uludamar ve ark.,(2020) sonlu elemanlar analizi ve yorulma testi gerçekleştirerek C45+N malzemenin yapılmış olan rot kolu parçasını modifiye etmişlerdir. Yapılan çalışma sonucunda esas parça ile iyileştirilme yapılmış parça karşılaştırılarak incelenmiştir iyileştirilme yapılmış ürünün dayanıklılığında esas ürüne göre büyük bir değişimin olmadığı görülmüştür. Her bir rot kolu 0,082 kg hafiflemiş olup malzemenin işleme süresi 5 saniye kısalmıştır. Bu çalışma sonucunda hammadde yıllık giderlerinin 9.124,56 dolar azaldığı ve toplam maliyetin 11.480,20 dolar düştüğü görülmüştür.

Falah ve ark.,(2017), iki yıl hizmette kaymış ve 30000 km olan bir araca ait direksiyon sisteminde bulunan rot kolu üzerinde ortaya çıkan arızayı irdelenmiş olup yapılan analizler sonucunda rot kolunun ucunun yorgunluk nedeni, malzemenin yetersizliği ve uygunsuz ısıl işlem sebebi ile çatlak oluştuğunu gözlemlenmişlerdir.

Poulikidou ve ark.,(2016) yapmış oldukları kamyon rot kolu ağırlık azaltması çalışmasında sonlu elemanlar metodu kullanarak parça gövdesi üzerinde oluşan gerilmelerin dağılımlarını incelemişlerdir.

Hwang ve ark.,(2016) araç tavanının yapısında meydana gelen değişimler üzerine bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada tavan eğimine neden olan kritik faktörler incelenmiştir.

Sundaram ve ark.,(2017) çalışmada paletli araçlarda kullanılan arka süspansiyon sistemini bir bütün olarak modellemiş olup, rot kolu hem esnek hem de rigid olarak modellemeye dahil edilmiştir. Çalışmada süspansiyon kolu sonlu elemanlar analizi kullanarak incelenmiştir.

Nazlı ve Özsoy (2024), sonlu elemanlar analizi ve topoloji optimizasyonunu bilgisayar destekli analiz programı olan ANSYS de yaparak bir otomobil salıncak kolunda ağırlık azaltması gerçekleştirmişlerdir.



### 3. MATERYAL VE METOT

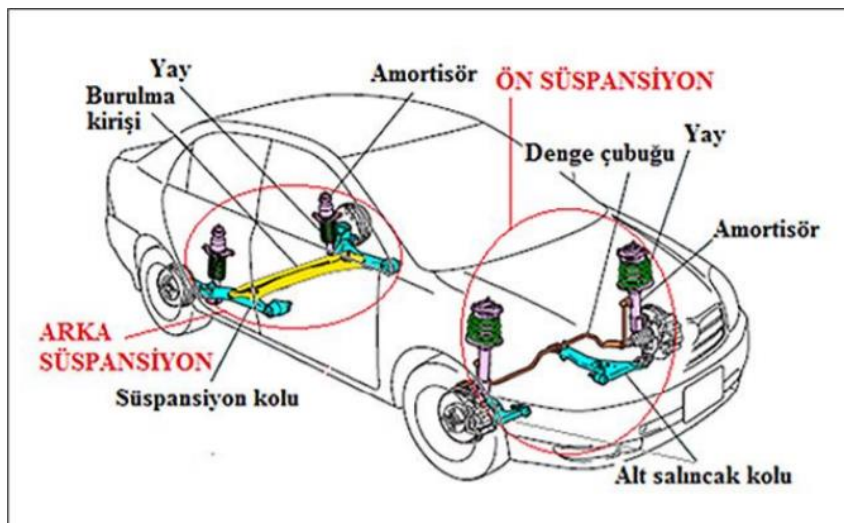
Bu çalışmamda otomobil süspansiyon sistemlerinin en önemli parçalarından olan salıncak kolu, direksiyon mafsalı ve rot kolu parçaları sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. Üç boyutlu modeller CATIA V5 paket programında gerçekleştirilmiş olup sonlu elemanlar analizi ve topoloji optimizasyonu ANSYS paket programı ile yapılmıştır.

#### 3.1. Süspansiyon Sistemleri

Süspansiyon sistemi, araç şasesi ve tekerlekler arasında yer alan ve yay, amortisör, burç, mafsal ve kollardan oluşan bir sistemdir. Süspansiyon sistemi otomobilin yol tutuşunu doğrudan etkileyen en önemli sistemlerin başında gelmektedir. Süspansiyon sistemi aracın ağırlığını taşımakla beraber tekerleklerin yola güvenli bir biçime tutunmasını sağlamaktadır. Sistemde olan en ufak bir hatada aracı sürüş hâkimiyetinin bozulması kaçınılmazdır. Süspansiyon sistemi hem güvenlik açısından hem de sürüş konforu açısından son derece önemlidir.

Süspansiyon sisteminin görevlerinden biride aracın gerek düz gerek düzgün olmayan yol şartlarında ayrıca hızlanma ve fren sırasında yol tutuş özelliklerinin sağlanmasıdır. Bu özellik ise dikey kuvvetlerin etkisi sonucunda meydana gelen tekerleğin şekil değiştirmesi ile ilgilidir. Şekil değişiminin azaltılması araçta daha iyi yol tutuşu, çekiş, fren ve dönme özellikleri sağlayacaktır (Rajamani,2005) ve (Isermann, 2005).

Süspansiyon sistemi yay, burç, amortisör, mafsal ve kollardan oluşan; yolun yapısı sebebiyle meydana gelen titreşimleri absorbe ederek sürüş konforu ve güveni sağlayan bir sistemdir. Süspansiyon sistemi Şekil 3.1.'de gösterildiği üzere araç şasesi ve tekerlekler arasında yer alarak gövdeyi akslar üzerinde tutan elemandır (Yıldız, 2002).

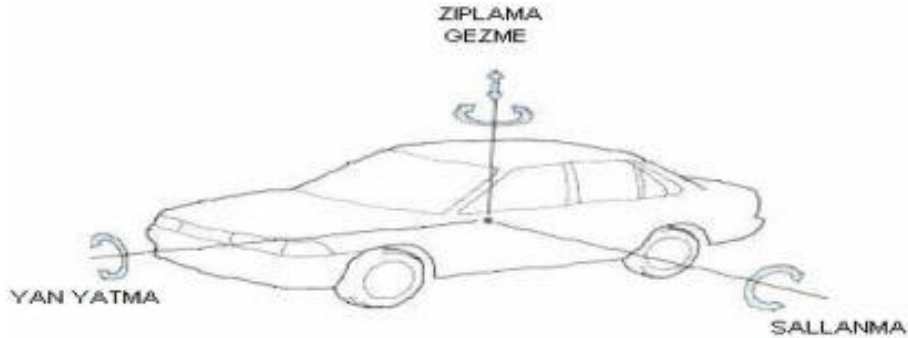


Şekil 3.1. Süspansiyon Sisteminin Araç Üzerinde Gösterimi (Yıldız, 2002)

Eğer araçlarda süspansiyon sistemi mevcut olmasaydı aks sistemi doğrudan gövdeye bağlanmış olacaktı ve bunun sonucu olarak yoldaki tüm engebelerin ve titreşimlerin araca aktarılmasına yol açacaktı. Sonuç olarak aracın sürüş konforunu, güvenliği ve yüksek hızlara ulaşabilme yeteneğini olumsuz bir biçimde etkileyecekti. Günümüzde araçların yüksek hızlarda bile konforlu bir sürüş deneyimi sunabilmesi süspansiyon sisteminin işlevselliğinin ve bu sistemin ne kadar önemli olduğunun bir sonucudur (Birch, 1998).

### 3.1.1. Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Süspansiyon sistemlerinin tasarlanma amacı; araç üzerine etkiyen kuvvetleri en düşük düzeyde tutmakla beraber aracın hem düz hareketleri hem de viraj alırken ki hareketleri esnasında yol ile lastik arasında temasın kaybedilmemesini sağlamaktır. Süspansiyon sisteminin görevlerinden bahsedecek olursak bunlar; Yol şartlarının bozucu etkisi altında aracın maruz kaldığı kuvvetler süspansiyon sistemi sayesinde kontrol altına alınmasıdır. Araç seyir halinde iken yoldan ve havadan birçok kuvvete maruz kalmaktadır. Bu kuvvetler Şekil 3.2.'de gösterilmiş olup araçta bazı zorlamalara neden olmaktadır. Bu hareketler süspansiyon sistemi ve elemanları tarafından kontrol altına alınmaktadır.



Şekil 3.2. Süspansiyon sistemi sayesinde kontrol edilebilen hareketler (Yıldız, 2002).

Aracın hızlanma ve yavaşlama sırasında yol tutuşunun sağlanması gerekmektedir. Süspansiyon sistemi bu farklı hızlanma ve yavaşlama senaryoları esnasında dikey kuvvetlere maruz kalan tekerleğin şekil değiştirmesi ile ilgili çalışmaktadır. Tekerleğin maruz kaldığı bu şekil değişimini azaltmak için aracın yola tutunma kuvvetini arttıracak daha iyi çekiş, fren ve dönme özelliklerinin sağlanması gerekmektedir. (Yıldız, 2002).

Süspansiyon sisteminin yüksek frekanslı titreşimleri sönmüleme görevi vardır. Süspansiyon sistemi elemanı olan yaylar aracın statik ağırlığını taşıırken damperler de istenmeyen kuvvetlerin oluşturduğu enerjiyi absorbe eder. Bu sayede araçta meydana gelebilecek gürültü, yorulma gibi istenmeyen durumlara karşı dayanım sağlanmış olacaktır (Putgöl ve Altınparmak, 2016).

Taşıt süspansiyonlarının ana görevi; iyi bir sürüş ve yol tutuş performansı sağlamak, dönüş esnasında direksiyon kontrolü sağlamak ve taşıtın kontrol kuvvetlerine iyi yanıt vermektir. Süspansiyon sistemi, aynı zamanda tekerleklerden gelen yüksek frekanslı titreşimlerin yalıtımını da sağlamalıdır (Smith, 2002) (Birch, 1998).

Otomobillerin ilk üretildiği yıllarda sabit akslı ön süspansiyon sistemleri kullanılmaktaydı. Bu sistem çok dayanıklı ve orta ve ağır yük taşıtlarında hala kullanılmakta olan bir sistemdir. Sabit süspansiyon sistemin diğer sistemlere göre en büyük eksikliği ise sürüş kalitesinde hissedilmektedir. Bu sistemlerde bir tekerlek tümseğe çarptığında veya çukura düştüğünde, ortaya çıkan kuvvet karşı taraftaki tekerleğe aks üzerinden direkt olarak iletilmektedir. Bu da sürüş kalitesine ve konforuna olumsuz olarak yansımaktadır. Bu dezavantajlarına rağmen bu sistem birçok taşıtta arka süspansiyon sistemi olarak günümüzde de kullanılmaktadır (Halderman ve ark, 2004).

Günümüz otomobillerinde, serbest süspansiyon sistemlerinin farklı modelleri kullanılmaktadır. Serbest süspansiyon sistemlerinde tekerlekler bağımsız bir sistem ile kontrol edilmektedir. Bunun sonucunda da yol yüzeyindeki engellere rağmen daha konforlu bir sürüş elde edilebilmektedir. Ayrıca, diğer tekerleğin hareketi ne olursa olsun, aracın dengesinin korunmasını sağlamaktadır. Bunlara ek olarak, serbest süspansiyonlar aracın sürüş ve yol tutuş kalitesini geliştirmekte ve lastiklerin ömrünü uzatmaktadır (Crouse ve Anglin, 1992).

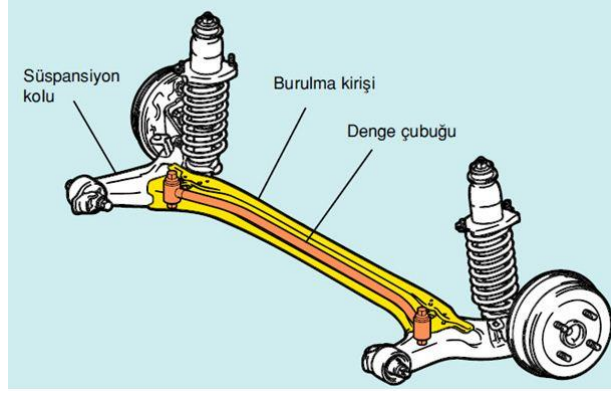
Çeşitli parçalar, yaylar, damperler, tekerlek sertliği, burç sertliği, bağlantılar, onların geometrik ilişkileri ve süspansiyon tipi aracın dinamik davranışlarını çok etkiler (Hrovat ve Davor., 1997).

### **3.1.2. Süspansiyon Sistemi Çeşitleri**

Süspansiyon sistemleri yapılarına göre genellikle sabit süspansiyon ve bağımsız süspansiyon olarak ikiye ayrılmaktadır.

#### ***Sabit Süspansiyon Sistemi***

Sabit süspansiyon sistemleri otomobillerin ilk üretildiği yıllardan beri kullanılmaktadır. Bu sistem günümüzde de diğer sistemlere nazaran daha dayanıklı olması sebebiyle ağır yük taşıtlarında halen kullanılmaktadır. Tekerlekler, yaylar aracılığı ile gövde ve şasiye bağlanan tek bir aks üzerinde yer aldığı için tekerleklerin hareketi birbirini etkiler ve yolun sebep olduğu darbeleri ortak bir şekilde karşılarlar. Bu sistemin en büyük dezavantajı ise sürüş konforundaki eksikliklerdir. Yoldaki engebeler, tekerleğin tümseğe çarpması veya çukura düşmesi gibi yol senaryolarının sonucu meydana gelen kuvvet karşı taraftaki tekerleğe aks üzerinden doğrudan iletileceği için sürüş konforunu olumsuz olarak etkilemektedir. Buna rağmen, bu sistem hala birçok taşıtta arka süspansiyon sistemi olarak kullanılmaktadır (Halderman ve ark, 2004).



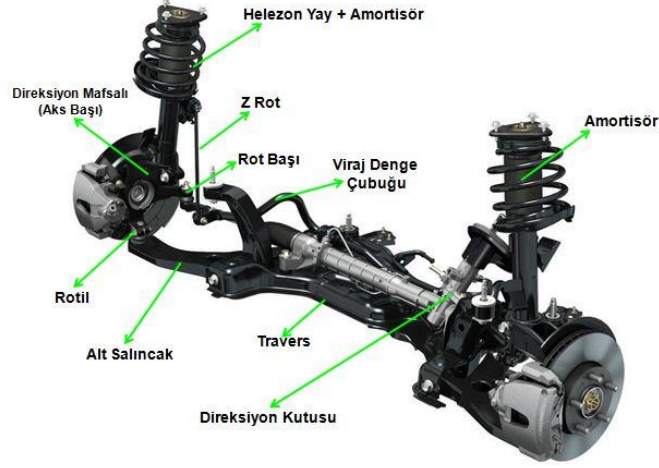
Şekil 3.3. Sabit süspansiyon sistemi

### ***Serbest Süspansiyon Sistemi***

Serbest süspansiyon sistemlerinde sağ ve sol tekerlekler doğrudan birbirine bağlı değildir. Tekerlekler, sabit süspansiyon sisteminden farklı olarak ayrı ayrı yaylarla araç gövdesine bağlanır ve bu sayede sağ ve sol tekerleklerin dikey ve yanal hareketleri birbirinden bağımsız olarak gerçekleşir. Gerçekleşen bu bağımsız hareketlerin neticesinde bu tip süspansiyon sistemlerine serbest yani bağımsız süspansiyon sistemi denmektedir. Bağımsız süspansiyon sistemlerinde uygun geometri sağlanarak salıncak kolunun bağlantılı olduğu tekerleğe uygun hareket imkanı sağlanmaktadır. Bu sistemin sabit süspansiyon sistemine göre parçaları fazla ve daha karmaşıktır (Crouse ve Anglin, 1992).

Her bir tekerlek bağımsız bir kontrol sistemi ile yönetilmektedir, bu da engebeli yollar üzerinde bile konforlu bir sürüş deneyimi sunmaktadır. Ayrıca, diğer tekerleklerin hareketi farklı olsa bile, aracın dengesi korunabilmektedir. Bu özellikler, hem sürüş kalitesini hem de yol tutuşunu artırmakta, aynı zamanda lastiklerin ömrünü de uzatmaktadır.

Serbest süspansiyon sistemlerinin farklı modelleri günümüz otomobillerinde kullanılmaktadır. Serbest süspansiyon sistemleri, bağlantı türlerine ve kullanım alanlarına göre farklı yapısal özellikler göstermektedir ve bu özelliklerine göre isimlendirilmiştir. Bunlardan en yaygın olarak kullanılan serbest süspansiyon sistemleri MacPherson (Gergi çubuklu) tipi süspansiyon sistemi ve Double Wishbone (Çift salıncaklı) süspansiyon sistemidir. Ayrıca bir çok markada farklı tasarım varyasyonları ile görebildiğimiz Çok kademeli (Multi-link) süspansiyon sistemleri de serbest süspansiyon sistemlerinde karşımıza çıkmaktadır (Crouse ve Anglin, 1992).

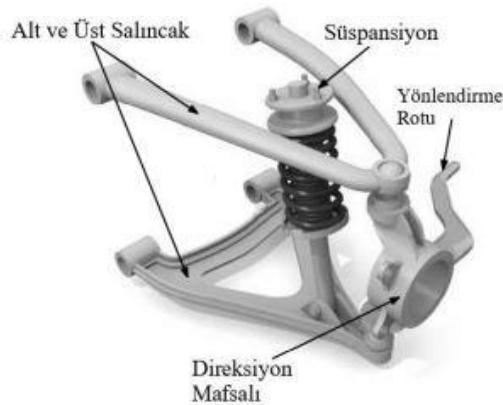


Şekil 3.4. Serbest süspansiyon sistemi

### ***Çift Salıncaklı (Double-Wishbone) Süspansiyon Sistemi***

Bu süspansiyon sistemi araç şasesine dönebilen şekilde yataklanmış olup, dış uçları küresel mafsallarla aks poyrasında oynak olarak yataklanmış iki salıncaktan meydana gelmektedir. Salıncaklar arasında ise halka şeklinde yay bulunmaktadır. Tekerlek yukarı ve aşağı doğru hareket ettikçe, her iki salıncak da aynı şekilde yukarı ve aşağı doğru hareket etmekte ve bu salıncaklar arasında bulunan yay da uzayıp kısalmaktadır (Crouse ve Anglin, 1992).

Taşıt tipinden bağımsız olarak, çift salıncaklı süspansiyonun ana parçaları benzer olarak, üst salıncak kolu, alt salıncak kolu, döner pim, yay, damper ve tekerlektir. Direksiyon sistemi süspansiyon sistemini etkilediği için, iki sistem birlikte düşünülmelidir. Direksiyon sistemi özet olarak, krameyer, bağlantı çubuğu ve direksiyon kolundan oluşur (Zhang ve Yu, 2008)



Şekil 3.5. Çift Salıncaklı Süspansiyon Sistemi (B.L.J. Gysen, E.A. Lomonova, Johannes J.H.)

Çift salıncaklı süspansiyon sistemlerinde diğer süspansiyon sistemlerine nazaran daha fazla parça kullanıldığı için maliyet olarak daha yüksektir. Bu sistemin yol tutuş performansı diğer sistemlere göre daha iyidir. Son yıllarda konfor odağının arttığı otomotiv sektöründe çift salıncaklı

sistemin konfor başarısı yadsınamaz olduğundan özellikle üst segment araçlarda kullanıldığı görülmektedir.

Bu süspansiyon modeli, hafiflik ve istenmeyen karşılıklı tekerlek etkisinin engellenmesi konusunda oldukça başarılıdır. Bu başarı, taşıtın şasesine monte edilmiş olan ve her iki kenarında yer alan enine salıncaklar sayesinde elde edilmektedir.

Çift salıncaklı süspansiyonun en büyük faydası, salıncakların birbirlerine göre olan durumları ile ani dönme merkezi arzu edilen her yüksekliğe getirilebilir. Yön verici kolların kamber açısı değişimi ile iz değişimine tesir edebilir. Farklı uzunluklardaki salıncaklar tekerleklerin yaylanmasında bir kamber açısı değişimine sebep olmakta ve araç gövdesinin devrilme eğilimi nedeniyle viraj dönerken tekerlekteki pozitif kamber açısı değişimine karşı gelecek şekilde tesir etmektedir (Reimpell ve ark, 2008)

### ***MacPherson Tipi Serbest Süspansiyon Sistemi***

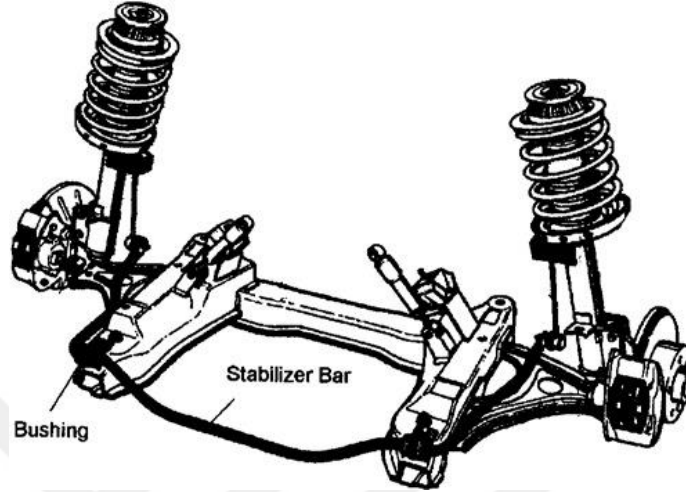
MacPherson süspansiyon sistemi, günümüz yolcu taşıtlarında yaygın olarak kullanılmakta olan serbest süspansiyon sistemlerindendir. Sadeliği ve düşük maliyeti nedeniyle, otomotiv mühendisleri, bu sistemin kinematik ve kinetik özelliklerini derinlemesine incelemektedirler (Habibi ve ark, 2008)

Bu sistem diğer süspansiyon sistemlerine göre daha az parça barındırmaktadır. Macpherson süspansiyon sistemleri ortalama bir araç için yeterli sürüş konforu ve performansı sunmaktadır. Genellikle orta ve küçük sınıf araçlarda yaygın olarak kullanılan bu sistemde amortisör ile alt salıncak kolu arasında bulunan aks yardımı ile tekerleklere hareket verilebilmektedir. Lastiklerde gelen yol darbeleri iç içe konumlandırılmış olan amortisörler sayesinde söndürülerek en az şekilde hissedilmesini sağlamaktadır.



Şekil 3.6. MacPherson süspansiyon

MacPherson süspansiyon sisteminin bağlantı noktaları arasındaki mesafe oldukça geniş olduğundan, imalat ve montaj hataları gibi faktörler ön düzen ayarını pek etkilemez. Bu nedenle MacPherson süspansiyon sistemi genellikle içe doğru dönüklük ayarı dışında başka bir ayar gerektirilmez. MacPherson Sistemi diğer bağımsız sistemlere nazaran az yer kaplayarak hafif bir yapıya sahiptir.



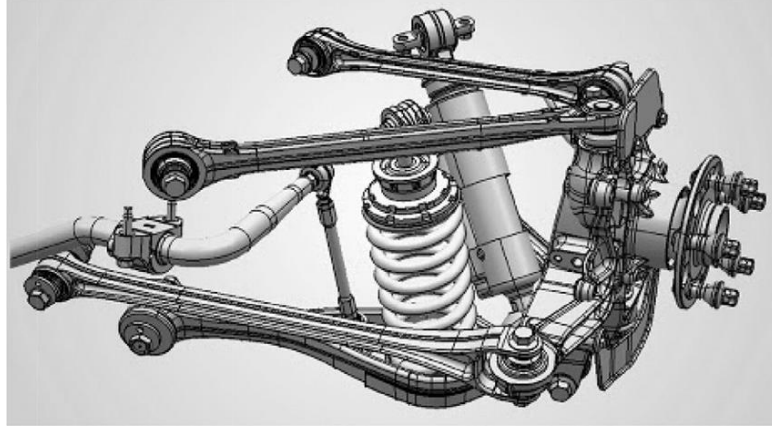
Şekil 3.7. MacPherson süspansiyon sistemi

### ***Çok Kademeli Süspansiyon Sistemi***

Çok kademeli süspansiyon sistemi, en az iki yan kol, bir veya daha fazla da uzunlamasına kol içeren taşıt süspansiyon modelidir. Bu süspansiyon modelinin MacPherson süspansiyon sistemi ya da diğer süspansiyon sistemleri gibi kesin olarak belirlenmiş bir varyasyonu olmadığı için yapısını tarif etmek doğru değildir. Üreticide, üreticiye aracın kullanım alanlarına göre bu sistem çok farklı tasarımlarda ve geometrilere olabilmektedir.

BMW'nin geliştirdiği çok kademeli süspansiyon sisteminin tasarımı "Z" harfine benzemektedir bu yüzden "Z askılı" süspansiyon modeli denilmiştir. Audi'nin A4 modelinde kullanılan süspansiyon sisteminde dört adet kontrol kolu mevcuttur ve adına 'Quadralink' süspansiyon modeli denilmiştir (Putgül ve Altınparmak, 2016).

Çok kademeli süspansiyon sisteminin temel çalışma prensibi, çift salıncaklı süspansiyon sistemine benzer şekildedir. Double-Wishbone sisteminden farklı olarak sabit alt ve üst salıncaklar yerine, salıncağın her bir kolu ayrı bir parça olarak kabul edilmektedir. Bu kollar, dingilin alt ve üst kısımlarına bağlanarak salıncak yapısını oluşturur. Araç hareket halindeyken, dingil dönerken, süspansiyon kollarında meydana gelen tork süspansiyon geometrisinin değişmesine neden olur.



Şekil 3.8. Çok Kademeli Süspansiyon Sistemi

Çok kademeli süspansiyon sistemi, kullanıcılara hem konforlu bir sürüş deneyimi hem de etkili bir yol tutuşu sunma imkânı sağlar. Bu süspansiyon sistemi sayesinde araçlar, çeşitli yol koşullarına ve buna bağlı olarak ortaya çıkabilecek olan farklı ön düzen açılarına kolayca uyum sağlayarak daha esnek hale gelebilmektedir. Ancak, diğer süspansiyon türlerine göre daha pahalı ve karmaşık bir yapıya sahip olduğundan, genellikle orta ve üst sınıf araçlarda tercih edilmektedir.

### 3.2. Süspansiyon Sistemi Bileşenleri

Süspansiyon sistemi ve bileşenleri yıllardır araçlarda kullanılan en önemli parçalardandır. Bu parçalar sektörde artan rekabetin getirmiş olduğu hızlı ve düşük maliyetli üretim ihtiyaçları sebebiyle en uygun tasarıma getirilmeye çalışılmaktadır. Araçta parçaların statik olarak dayanımları yüksek olsa dahi tekrarlı yüklere maruz kaldıklarında akma dayanımının altındaki gerilme değerlerinde hasara uğrayabilmektedirler. Bu tekrarlı yükler altında parçaların hasara uğramasına yorulma adı verilmektedir (Bannantine ve ark, 1983)

Süspansiyon sistemi tasarımı hayati bir öneme sahiptir. Bu çalışmada otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılan Macpherson süspansiyon sistemine ait salıncak kolu, rot kolu ve direksiyon mafsalı parçalarının yapısal analizi incelenecektir. Bu parçalar süspansiyon, salıncak kolları, direksiyon rotu ve fren kaliperleri ile beraber çalışmaktadırlar.

#### 3.2.1. Salıncak Kolu

Salıncak kolları süspansiyon sistemini en temel elemanlarından biridir. Aks taşıyıcısı, denge çubuğu, yay, amortisör ve direksiyon sistemi elemanları ile birlikte ön süspansiyon sistemini oluşturur. Salıncak kollarının ana görevi tekerlekleri düzgün konumda tutmaya çalışmaktır bu işlevini yerine getirirken tekerleklerin aşağı-yukarı hareket etmesine izin verir ve istenmeyen kuvvetlerin etkisini sınırlar. Salıncak kolları ön süspansiyon sistemi için en kritik elemandır. Aracın süspansiyon sistemi çeşidine ve tasarım ihtiyaçlarına göre farklı sayıda salıncak kullanılmaktadır (Crouse ve Anglin, 1992).

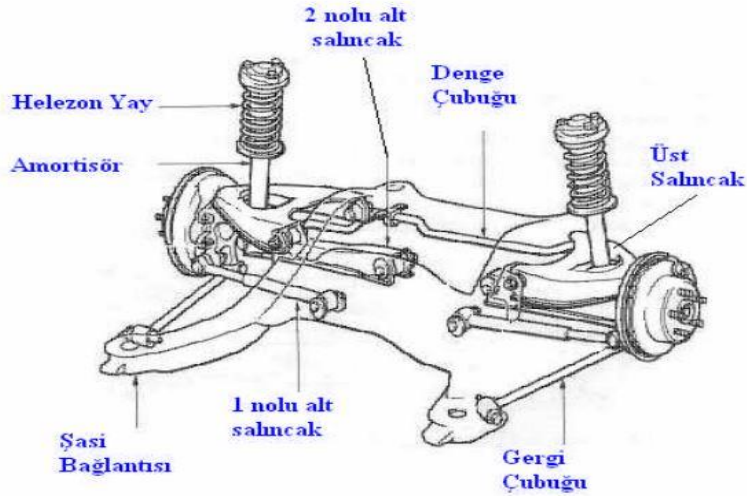


Şekil 3.9. BMW E36 3 Serisi Salıncak Kolu

Ön tekerlerin rijit bir şekilde durması araç güvenliği için oldukça önemlidir. Alt salıncak bir noktadan direksiyon mafsalına sabitlenir, bir tarafından ise aracın şasesine sabitlenerek tekerleğin rijitliğini sağlamaktadır. Aynı zamanda ön süspansiyon sistemindeki parçalara gelebilecek darbelere karşı koruma sağlamaktadır.

Her salıncak kolu bağlantı yerlerine kauçuk malzemeden yapılmış burçlar ile yataklanmaktadır. Bu sayede tekerleklerin yoldan aldıkları darbeler burçlarla desteklenen bu bağlantı noktalarında sönümlenir (Crouse ve Anglin, 1992).

Üst salıncığın bir ucu burçlar ile süspansiyon çatısına diğer ucu ise bir rotül vasıtasıyla aks taşıyıcısına tutturulmuştur.



Şekil 3.10. Salıncak Kolları

Alt salıncakların her birinin bir ucu burçlar vasıtasıyla süspansiyon çatısına tutturulmuştur. diğer uçları ise bir rotül ve burç vasıtasıyla aks taşıyıcısına tutturulmuştur.

Süspansiyon sistemi, aracın farklı yol koşullarına uyum sağlamasına yardımcı olur; salıncaklar bu sistemin bir bileşeni olarak her tekerleğin bağımsız bir şekilde hareket etmesine olanak tanır. Bu sayede, aracın yol üzerindeki hareketinin istikrarı artırılmış olur.



**MacPherson Strut**



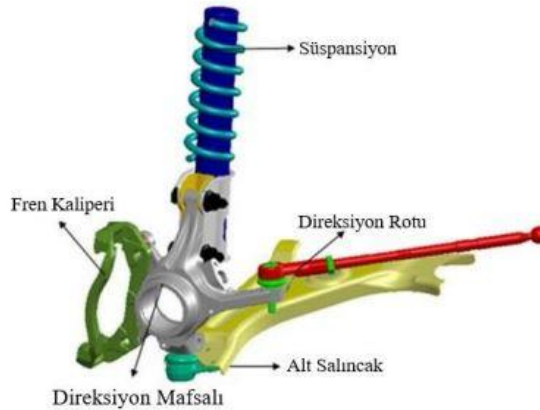
**Double Wishbone**

Şekil 3.11. Farklı Süspansiyon Sistemlerindeki Salıncak Kolları

Salıncak kolları aracın yol üzerinde maruz kaldığı yanal kuvvetleri taşımaktadır. Salıncak kolunun araç üzerinde doğru bir pozisyonda olması gerekmektedir. Salıncak kolunun doğru pozisyonu aracın lastik aşınmasından yol darbelerine karşı korunmaya kadar etki etmektedir. Salıncak kolunun konumu kadar araç için doğru tasarımı da çok önemlidir. Doğru tasarlanmamış bir salıncak aracın direksiyonunda titreşim, süspansiyonda sertlik ve buna bağlı konfor kayıpları ile aynı zamanda frenleme esnasında aracın sağa sola çekmesine sebebiyet vermektedir. Aracın süspansiyon sistemi çeşidine ve tasarım ihtiyaçlarına göre farklı sayıda ve çeşitte salıncaklar kullanılmaktadır (Şekil 3.11).

### 3.2.2. Direksiyon Rot Kolu

Yolda sürücünün karşısına çıkan engellerden dolayı direksiyon yardımıyla aracı sağ ve sola hareket ettirmek gerekmektedir. Aracın bu sağa ve sola hareketini direksiyonun döndürülmesi ile tekerleklere aktarılmasını sağlayan mile direksiyon rotu denir. Bu rot direksiyon mafsalına sabitlenmektedir. Direksiyondan yapılan hareket tekerlere direksiyon mafsalına bağlanan direksiyon rotu tarafından aktarılmaktadır.



Şekil 3.12. Süspansiyon Sistemi Parçaları (Keten,2020)

Araç bozuk ve engebeli yollarda ilerlerken dikey, yanal ve yatay kuvvetlere uğramaktadır. Bu kuvvetler süspansiyon sistemi üzerinden aktarılarak rot kolunun da içinde bulunduğu diğer parçalara aktarılmaktadır. Rot kolu bu çevre şartları altında sürekli olarak bası ve çeki kuvvetlerine maruz kalmaktadır. Maruz kalınan bu bası ve çeki kuvvetleri altında rot kolu hasara uğrayabilmektedir. Hasara uğrayan bir rot kolu aracın tekerlek açılarını bozarak yanlış hizalanmasına neden olabilir. Rot kolları kötü yol şartları sebebiyle burkulabilir aynı zamanda çalışma şekli bakımından birçok tekrarlı yüke maruz kaldığı için bu yükler sebebiyle de yorulma kırılması meydana gelebilmektedir. Rot kollarının tasarımı o yüzden hayati bir öneme sahiptir. Rot kolları güvenlik açısından önemli ve hassas bir parçadır, hasar alması halinde can ve mal kaybına neden olabilmektedir. Araç düz ve pürüzsüz bir yolda ilerlerken düşük genlikli gerilmelere maruz kalmaktadır. Araç viraj alırken pürüzlü bir yolda ilerlerken ya da çukurlarda rota gelen kuvvetler artmaktadır. Tasarım aşamasında buna önemle dikkat edilmesi gerekmektedir. Rot kolu viraj alma ivmelenme ve frenleme gibi durumlarda kuvvetleri hasar almadan taşıyacak şekilde tasarlanmalıdır. Araç yol üzerinde ilerlerken birçok olası yük senaryosu meydana gelmektedir. Bu yükler rot kolunun da içinde bulunduğu diğer parçalara aktarılmaktadır.



Şekil 3.13. BMW E46 3 Serisi Rot Kolu

### 3.2.3. Direksiyon Mafsalı

Araç süspansiyon sisteminin en önemli parçalarından biri olan direksiyon mafsalı hem süspansiyon hem de direksiyon sisteminin bağlantı parçasıdır. Değişken ve zorlu çalışma şartlarında direksiyon mafsalının güvenilirliği araç ve can güvenliğini doğrudan etkilemektedir. Binek araçlarda direksiyon ve süspansiyon sistemi elemanları araç şasisi ve tekerlekleri arasında bağlantı sağlamakta ve aracın dinamik ve statik yüklerini taşımaktadır. Bu parçalar sürekli bu yüklere maruz kaldıkları için yorulma bu sistem elemanlarında önemli bir güvenlik kriteridir. Direksiyon mafsalının değişken yol şartlarından kaynaklı oluşabilecek sorunlara dayanabilecek yorulma mukavemetine ve sistem hareketli olduğu için bu hareketlerden meydana gelebilecek titreşimlere dayanabilecek güvenilirliğe sahip olması gerekmektedir.



Şekil 3.14. Mercedes-Benz W176 A Serisi Direksiyon Mafsalı

### 3.3. Bilgisayar Destekli Tasarım

Bilgisayar destekli yazılım tüm sanayi dallarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bilgisayarların kullanılması artan rekabet şartlarında sürekli olarak değişen ürün özellikleri için hızlı tasarım çalışmaları yapmaya olanak sağlamaktadır. Bir parça imal edilmeden önce gerekli araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılarak bilgisayar destekli tasarım yazılımları yardımı ile parçanın üç boyutlu veya iki boyutlu tasarımı gerçekleştirilir. Çizimleri yapılan bu parçaların çalışma yerlerine ve çalışma şekline göre uygunluklarının analizi bilgisayar destekli analiz yazılımları kullanılarak yapılmaktadır. Bu parçanın çalışırken maruz kalacağı basma ve çekme kuvvetleri, gerilmeler ve buna benzer kuvvetler parça daha üretilmeden bilgisayar destekli analiz yazılımları ile sonlu elemanlar analizi (SAE) yazılımları kullanılarak görülebilmektedir. Bu seri üretime geçecek parça üretilmeden önce yapılacak olan testlerin ve deneylerin sayısında ciddi anlamda azalma sağlamaktadır. Rekabet halinde olan sektörde bu hem zaman hem de maliyet ve iş gücü açısından önemli bir tasarruf sağlamaktadır.

Bilgisayar destekli tasarımda (BDT) kullanıcı tasarımcının kendisidir. Kullanıcı veri iletişimini sağlar ve farklı giriş biçimleri aracılığı ile bilgisayara komut vererek ekranda çeşitli görüntülerin ve tasarımların oluşturulmasını sağlar.

Bilgisayar tasarımcılara birçok kolaylık sağlamaktadır bunlardan biri tasarlanmakta olan parçanın sürekli olarak üç boyutlu denetlenip değerlendirilmesidir. Böylelikle seri üretime geçmeden önce oluşturulacak kesin ürün tasarımında geçen zaman ve emek açısından doğabilecek kayıplar en aza indirgenmiş olmaktadır.

Bilgisayarlı tasarım bizlere daha hızlı tasarım ve daha hızlı üretim imkânı sağlamakla kalmayıp aynı anda üretim kalitesini de yükseltmektedir ve bunlara bağlı olarak daha ekonomik sonuçlar sağlamaktadır.

Bu tezde bilgisayar destekli tasarım programı olan CATIA V5 yardımı ile analiz yapılacak olan model oluşturulmuştur. Tasarlanacak modelin ANSYS ile uyumlu çalışan bir paket programdan tasarlanması önemlidir. Modelin mümkün olduğunca sadeleştirilerek çizmek analiz süresinin kısalmasında önemli bir faktördür.

### 3.4. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar yöntemi parçadan bütüne gitme genel prensibine dayanmaktadır. Sonlu eleman iki veya üç boyutlu yapıların bir parçası veya bir bölgesidir. Bu yöntemin ilk ve en geniş uygulama alanı gerilme analizidir. Sonraları termal analiz, akışkanlar analizi, statik analizi vb. alanlarda da kullanılmıştır (Liu ve Quei., 2003)

Bu yöntem ilk olarak 1950 yılında uzay mühendisliğinde kullanılmaya başlanmıştır. İlk kullanıcılar Boeing, Bell Aerospace ve Rolls Royce firmaları olmuştur. Yöntemin ana fikrini oluşturan ilk makale 1956 yılında Turner ve arkadaşları tarafından yayınlanmıştır. Teknolojinin ilerlemesine paralel olarak 1970'lerde olgun hale gelen yöntem günümüzde makine, elektrik, uçak, inşaat, hidrodinamik, gibi çeşitli mühendislik alanlarının yanı sıra, tıpta ortopedi, kalp ve damar cerrahisi, estetik cerrahi dallarında da kullanılmaktadır (Fish ve Belytschko, 2007)

Sonlu elemanlar analizinde (SEA) tasarımı yapılmış bir ürünün gerçek hayatta maruz kalacağı ısıya, akışa, titreşime ve kuvvetlere karşı nasıl tepki vereceğini tahmin etmek için kullanılan bir yöntemdir.

SEA analizi gerçek bir nesneyi küçük küpler gibi çok sayıda sonlu elemanlara parçalayarak çalışmaktadır. Matematiksel denklemler, her bir elemanın davranışını öngörmeye yardımcı olmakta ve daha sonra bir bilgisayar, gerçek nesnenin davranışını öngörmek için tüm bireysel davranışları toplamaktadır.

SEA sayesinde mekanik gerilme, mekanik titreşim, yorulma, hareket, ısı aktarımı ve sıvı akışı gibi birçok fiziksel faktörlerden etkilenen parçaların davranışlarını öngörmeye yardımcı olmaktadır.

Sonlu elemanlar analizi kullanılarak yapılacak olan temel bir gerilme analizi problemi çözümü için bilgisayara yükleyecek olduğumuz temel bilgiler; cismin geometrik modeli, elemanların mekanik değerleri, analizde kullanılacak ve gerçek hayatta karşılaşılabilecek başlangıç ve sınır yükleme şartlarıdır.

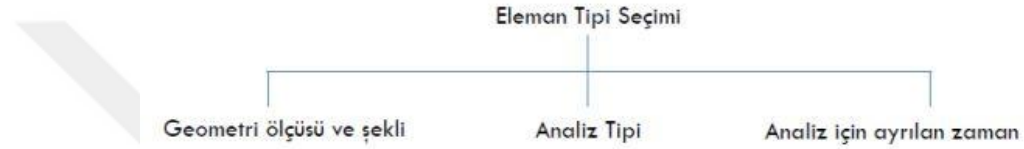
Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan yazılımlardan biriside ANSYS paket programıdır. Bu program model üzerinde analiz yapılırken, en yüksek 'Von Mises' gerilmesinin elde edilmesine izin verdiği gibi, gerilmelerin dağılımını, bulunduğu yerleri ve sebep olduğu yer değişikliklerinin grafiksel olarak gösterilmesini de sağlamaktadır.

Sonlu elemanlar analizinde, analiz yapılacak olan parçamız gerçek boyutlarında tam olarak ifade edilmesinin zorluğu nedeniyle bilgisayarın hesaplaması daha kolay olan elemanlardan oluşturulmaktadır. Oluşturulan bu basit yapıları küçük elemanlara parçanın maruz kalacağı kuvvetler uygun bir biçimde etki ettirilmektedir.

Bütün cismin elemanlara bölünebilmesi için bir ağ yapısına ihtiyaç duyulmaktadır. Cismin boyutuna ve geometrisine uygun olarak seçilmiş elemanlara bölünmüş haline sayısal model denilmektedir. Sayısal modeli oluşturan elemanların birbirlerine temas ettiği yüzeylerde düğüm noktaları oluşturulmaktadır. Düğümler serbestlik derecelerine sahiptirler. Serbestlik dereceleri bir

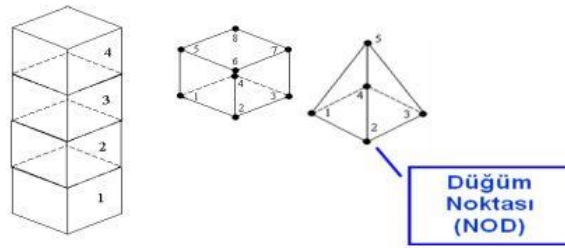
düğümde bağımsız dönme ve öteleme hareketleri anlamına gelmektedir. Bir düğüm en fazla üç öteleme ve üç dönme serbestlik derecesine sahiptir. Tüm tasarıma ait oluşturulacak bir hareket denklemi için her düğüm noktasının her serbestlik derecesindeki hareket denklemi bir araya getirilerek oluşturulur. Mümkün olduğunca çok sayıda eleman kullanmak, kuvvet dağılımının daha duyarlı ölçülebilmesi açısından önemlidir.

Sonlu elemanlar yönteminde yapılacak olan analize uygun farklı elemanlar mevcuttur. SEA yazılımlarında genel amaçlı kullanılan elemanlar kütüphanesi oluşturulmuştur. Bu elemanlar, çizgi elemanları, yüzey elemanları, katı elemanları ve özel amaçlı elemanlar olarak sınıflandırılabilir. Oluşturulan her modelde elemanların ve düğüm noktalarının serbestlik dereceleri aynı olmaz.



Şekil 3.15. Eleman Tipi Seçimi

Sonlu elemanlar yönteminde problemlerin çözümü için düğüm noktaları kullanılmaktadır. Düğüm noktalarından elde edilen sonuçlar, elemanlar üzerinde interpolasyon yapılarak kesin sonuca ulaşılır. Eleman tipi seçimi yaparken kullanılacak olan geometrinin şekli, analiz tipi ve analiz için ayrılan süre bakımından önem sarf etmektedir (Şekil 3.15).



Şekil 3.16. Düğüm Noktası

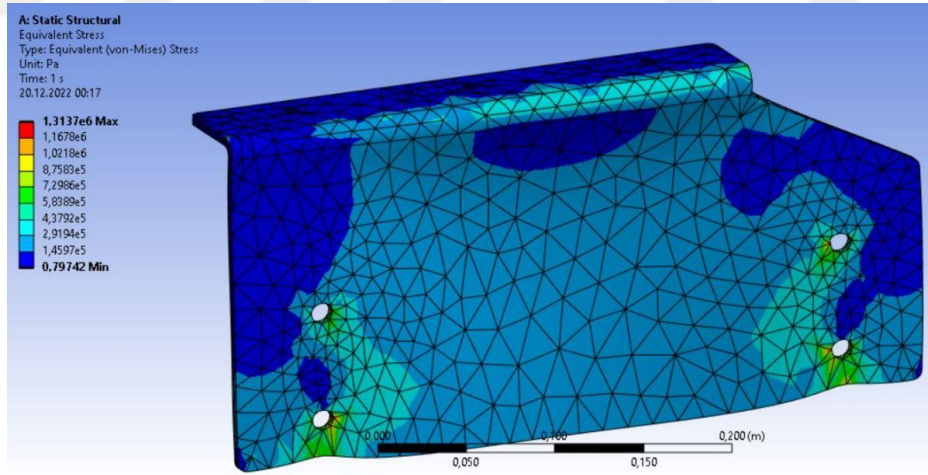
Sonlu elemanlar analizi yapılırken belirli amaçlar için birçok farklı geometrik şekil kullanılmaktadır. Bu geometrik şekiller oluşturulurken farklı çizgi elemanlarından oluşturulurlar. Bunlar çizgi elemanları, yüzey elemanları, katı elemanları ve özel amaçlı elemanlardır.

Sonlu elemanlar tabanlı analiz programlarından biri olan ANSYS paket programı ve bunun içerisinde yer alan 'WORKBENCH' modülü yardımı ile bu tez çalışmasında yer alan parçaların analizleri yapılacaktır.

Sonlu elemanlar analizi (SEA) için ANSYS paket programında yapılacak olan işlem adımları Şekil 3.17’de verilmiştir. Her bir adım kendi içerisinde detaylar içermekte olup, aşamalar ilerde detaylandırılarak açıklanacaktır.



Şekil 3.17. ANSYS Paket Programında Temel İşlem Adımları.

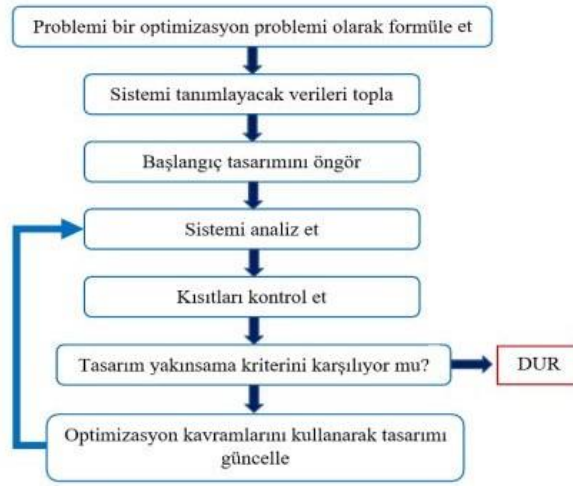


Şekil 3.18. Üçgen Elemanlar Kullanılarak Yapılan Bir Braket Analizi

### 3.5. Optimizasyon

Otomotiv sektöründe rekabet kaçınılmaz bir unsurdur. Günümüzde hemen hemen bütün firmalar birbirleri ile rekabet halindedir. Artan rekabet ortamında firmalar müşterilerini kaybetmemek ve rekabetçi özelliklerini korumak amacıyla yeni ürünler tasarlamak zorundadır. Otomotiv firmaları hem müşteri ihtiyaçlarını karşılayacak ürün çıkartmalı aynı zamanda bunu uygun fiyatlarla pazara sokmak durumundadır. Artan rekabet ortamında fiyat avantajı firma için





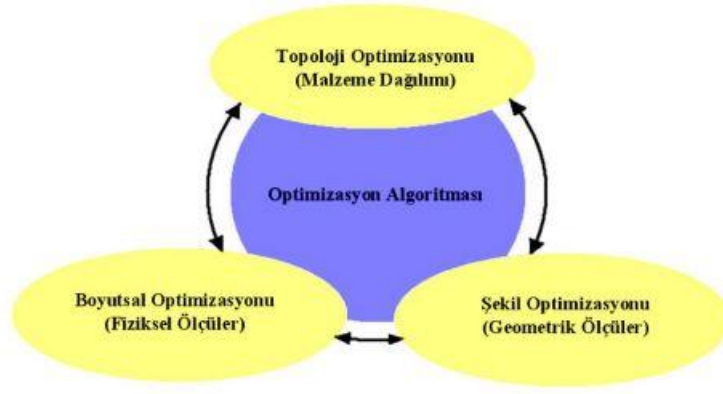
Şekil 3.20. Optimum Tasarım Yönetimi (Erol, 2019)

Optimizasyonu kısaca; eldeki mevcut malzemeler ile en kaliteli ideal ürünü tasarlamayı ve tasarlanan ideal ürünü üretmeyi amaçlar. Optimizasyon mevcut probleme istenilen şartlar altında en ideal ve en iyi çözümü bulabilmedir.

Tasarım yapmak kadar yapılan tasarımın üretilebilirliği de çok önemlidir. Tasarım optimizasyonunun son adımı uygulanabilirlik ve üretilebilirliktir. Üretimde var olan teknik şartlar tasarımı yapılan parçanın üretilmesini doğrudan etkilemektedir. Ortaya çıkan tasarımlar kimi zaman hayal gücü ve gerçek üstü görünen yaklaşımlardan türetilmiş olabilmektedirler. Her tasarım mevcut kullanılan üretim teknikleri ile üretilebilir olmayabilmektedir. Bu üretilebilirlik sıkıntılarında dolayı parçaların en doğru boyutlarda ve topolojilerde olduğunu kesinleştirmek için bilgisayar destekli optimizasyon araçları kullanılmaktadır.

Günümüz pazarında artan rekabet ve maliyetler, sektörün daha az malzeme kullanarak, uygun üretim yöntemleriyle ve ekonomik ürünler geliştirerek çalışmasını zorunlu kılmaktadır. Bu durum, parçaların daha hafif ve dayanıklı olmasını sağlayarak, sistemlerin enerji verimliliğini artırmaktadır. Aynı zamanda, daha az malzeme ile daha rijit ve uzun ömürlü parçaların tasarlanmasına olanak tanımaktadır. Özellikle azalan doğal kaynaklar ve buna bağlı olarak yükselen hammadde maliyetleri, nihai ürün maliyetlerini etkilemekte ve sektördeki rekabetin en büyük zorluklarından biri haline gelmektedir. (Larsson, 2016).

Tasarım optimizasyonuna ait çözümler yapısal optimizasyon adı altında üç ana gruptan oluşmaktadır. Bunlar sırası ile şekil optimizasyonu, boyut optimizasyonu ve topoloji optimizasyonudur.



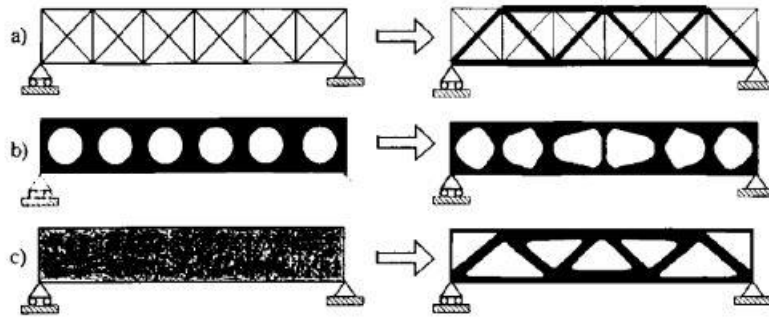
Şekil 3.21. Optimizasyon Yöntemleri ile Optimum Tasarım Elde Etme (Lee ve ark., 2007)

### 3.6. Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon ideal ve istenilen tasarıma ulaşmak için çalışma yöntemlerinin genel adıdır. Firmalar rekabet ortamında güçlü kalabilmek için tasarım ve imalat teknolojilerinde gerekli güncellemeleri yapmak zorundadır. Yapısal optimizasyonda genel olarak yük taşıyan mekanik sistemlerin en uygun tasarıma ulaşması amaçlanmaktadır. Yapısal optimizasyon aynı zamanda belirlenmiş bir alana uygulanmış yüklerin o iş parçası tarafından güvenli bir şekilde iletileceğini ya da destekleneceğini ve iş parçasında kullanılacak olan en iyi malzeme dağılımını belirleme sürecini oluşturmaktadır.

Yapısal optimizasyon üç temel bölümden oluşmaktadır. Bunlar şekil, boyut ve topoloji optimizasyonlarıdır.

Kronolojik olarak ilk yapısal optimizasyon çalışması boyut optimizasyonudur. Daha sonra şekil ve son olarak topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Bahsedilen optimizasyon çalışmaları Şekil 3.22’de gösterilmiştir (Hatipoglu, 2015).



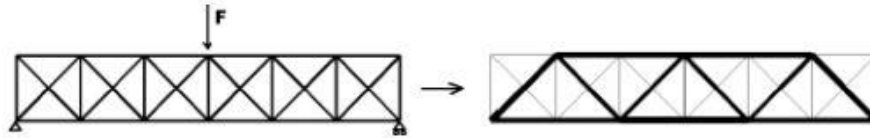
Şekil 3.22. Yapısal optimizasyonun üç türü a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji optimizasyonu (Bendsøe ve Sigmund., 2003)

#### 3.6.1. Boyut Optimizasyonu

Boyut optimizasyonunda belirli bir yapı üzerindeki kesit alanı, uzunluk sac kalınlığı gibi parametrelerin en uygun halini bulmak için yapılan bir optimizasyon çalışmasıdır. Bu optimizasyon

çalışmasında yapının kendi geometrisinde değişiklik yapılmasına müsaade edilmemektedir ve önceden belirlenmiş olan tasarım boyutsal olarak eniyilemesinin yapılmasına yardımcı olur (Şekil 3.23)

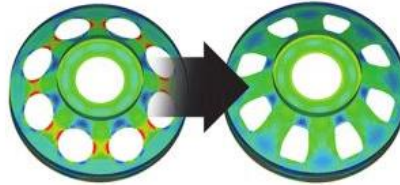
Boyut optimizasyonunun amacı, tasarım parametreleri olarak adlandırılan parçaların boyutlarını değiştirerek belirli bir hedef fonksiyonun elde edilmesidir. Örneğin, yük altında bulunan bir sacın kalınlığı bu tasarım parametrelerinden biri olarak ele alınabilmektedir. Aynı zamanda, yer değiştirme veya gerilme gibi istenilen belli bir sonucun nihai bir düzeye ulaşması beklenmektedir. Bu aşamada, yapının kesit alanı ve kalınlığı gibi değişkenler optimize edilmektedir.



Şekil 3.23. Boyut optimizasyonu (Hatipoglu, 2015).

### 3.6.2. Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu, bir parçanın veya bileşenin geometrisinin en uygun şekilde tasarlanması için yapılan çalışmaları kapsar. Bu çalışmalar, genellikle malzeme cinsi, kullanım amacı, ağırlık, dayanıklılık gibi etkenleri göz önünde bulundurarak gerçekleştirilir (Rastani, 1996).



Şekil 3.24. Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu ile mevcut tasarımın sınır ve boşluk geometrileri değiştirilir. Genel anlamda boyut optimizasyonuna benzemektedir fakat boyut optimizasyonundan farklı olarak şekil optimizasyonu kıvrımlı ve eğimli bölge ve yüzeylerde kullanılabilir (Şekil 3.24).

Yapılan tasarımda malzemenin en uygun şekilde kullanılması için çok büyük öneme sahiptir. Endüstriyel olarak otomotiv ve uzay sanayisinde şekil optimizasyonu ve boyut optimizasyonu çok sık kullanılmaktadır. Bunun haricinde akustik cihazların tasarımında ve elektromanyetik ve elektrokimyasal ürünlerin tasarımında kullanılmaktadır (Bendsøe ve Sigmund., 2003).

### 3.6.3. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonunu genel amacı yeni ürün tasarlanırken mevcut ve kullanılan ürünün ağırlığının azaltılması ve buna bağlı olarak tasarlanacak ürünün boyutları hakkında fikir

elde edilmesidir. Topoloji optimizasyonda tasarımın istenilen işletme şartlarını sağlayacak şekilde ve en hafif ağırlıkta olması istenilmektedir. Bu ağırlık azaltma işlemi mevcut ürün hacminin belirlenmiş bölgelerden çıkartılması ile sağlanmaktadır.

Yapısal bir optimizasyon yöntemi olan topoloji optimizasyonu günümüzde endüstride birçok alanda yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Topoloji optimizasyonu otomotiv, havacılık, malzeme ve inşaat mühendisliği gibi birçok disiplinde uygulama alanlarına sahiptir. (Tyflopoulos ve ark., 2018)

Çizelge 3.1. Modern topoloji optimizasyon yöntemleri için öncü çalışmaların listesi (Tyflopoulos, 2018)

Yöntemler	Öncü Çalışmalar
Homojenleştirme	Bendose ve Kikuchi, 1988
Katı İzotropik Yapı ile Penalizasyon (SIMP)	Bendose, 1989
	Zhou ve Rozvany, 1991
	Rozvany, 2001
Seviye Kümesi Yaklaşımı (LSA)	Osher ve Sethian, 1988
	Michael Wang, Xiaoming Wang ve Guo, 2003
	Jia ve ark, 2011
Evrimsel Yapısal Optimizasyon (ESO)	Xie ve Steven ,1993
	Zhou ve Rozvany, 2001
	Xie ve Huang ,2010
İki Yönlü Evrimsel Yapısal Optimizasyon (BESO)	Querín, Young, vd., 2000
	Xie ve Huang ,2007
Eklemeli Evrimsel Yapısal Optimizasyon (AESO)	Querín, Steven ve Xie, 1998,2000
	Querín, Young, Steven ve Xie,2000

Topoloji optimizasyonu, belirli sınır koşulları ve yükleme altında önceden tanımlanmış bir tasarım alanı içerisinde malzemenin optimum dağılımını bulmakta kullanılmaktadır (Top ve ark., 2018)

Parça üzerindeki malzemenin dağılımı katı ve boş olan alanlar ile sınırlandırılmaktadır. İş malzemesi maruz kaldığı yükü karşılar iken parçanın dayanımına en az katkı veren bölgeler tespit edilmektedir. Bu tespit edilen yerlerin çıkartılması ile de yükü karşılayan ve optimum malzeme dağılımına sahip yeni bir parça elde edilmektedir.

Topoloji optimizasyonu amacı en iyi tasarımı elde ederken maliyetini en aşağıda tutarak en fazla performans elde etmektir. Elde edilen tasarımın ekonomik olarak üretilebilir olması için öncelikli olarak düzgün bir şekle sahip olması, geleneksel imal yöntemlerine uygun olması gerekmektedir. (Yıldız ve ark, 2003).

Topoloji optimizasyonu sayesinde belirli kısıtlamalara dayanarak bir şeklin, belirli bir hacimdeki yerleşiminin fizik güdümlü olarak en verimli hali bulunmaya çalışılır. Yapının performans ve tasarımı geliştirilebilir, hafifletilebilir, imalat edilebilirliği kolaylaştırılabilir.

Topoloji optimizasyonu problemlerini çözmek için Yoğunluk Metodu ve Homojenleştirme Metodu gibi iki farklı yaklaşım bulunmaktadır. Bu tezde, topoloji optimizasyonu sürecinde Yoğunluk Metodu yöntemi tercih edilmiştir.

Eleman yoğunluğu (density method) yaklaşımında, elemanlara 0 ile 1 arasında bir yoğunluk değeri atanır. Bu yöntemde tasarım değişkeni, yoğunluk tanımını temsil eder. İki boyutlu kabuk elemanlar için yoğunluk değişkeni kalınlık olarak ifade edilebilirken, üç boyutlu elemanlarda yoğunluk, elemanların derecelendirilmiş doluluk oranına göre belirlenmelidir. Eleman yoğunluğu 0 olduğunda, eleman yapıdan tamamen kaybolur; buna karşın, eleman yoğunluğu 1 olduğunda, bu eleman yapıya etki eden birinci derecede yapı olarak kabul edilir ve tasarım hacminde varlığını sürdürür.

Topoloji optimizasyonu mümkün olan tüm konfigürasyonları içeren ve kullanıcı tarafından tanımlanan kombinasyon seti arasından, uygulanan yükleme ve sınır koşulları açısından en uygun yapıyı elde etmeyi amaçlar (Hatipoglu, 2015).

Topoloji optimizasyonu iş akışı aşağıdaki gibidir.

- Sonlu elemanlar analizi
- Yerleşim eniyileme
- Validasyon Doğrulama
- Geometri Oluşumu



## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu bölümde otomobil süspansiyon sistemi elemanlarından olan salıncak kolu, direksiyon mafsalı rot kolunun sırası ile tasarım eniyileme çalışmaları yapılacaktır. Parçalarımıza mevcut çalışma şartlarına uygun olarak sonlu elemanlar yöntemi ile statik analiz uygulanacak olup oluşan maksimum gerilmelerin ve kritik noktaların hangi bölgelerde olduğu belirlenecektir. Mevcut tasarımda amacımız ağırlık azaltmak olduğu için topoloji optimizasyonu uygulaması yapılacaktır.

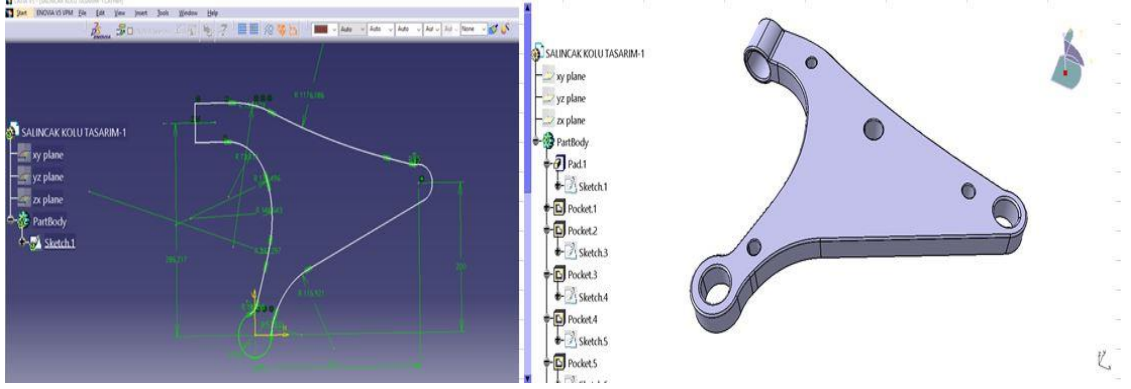
Yapılan model çizimleri için CATIA V5 paket programı ve analiz çalışmaları için ANSYS R2 Sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır.

Eniyileme işlemlerinde takip edilecek yol kısaca aşağıdaki gibidir;

- İş parçasının belirlenmesi.
- İş parçasına ait durum tespitinin yapılması.
- İş parçasının CATIA V5 ortamında modellenmesi.
- Yükler, Sınır şartlarının ve Malzeme tayini.
- ANSYS ortamında statik analizin yapılması.
- Analiz sonucuna göre kütle boşaltılacak yerlerin tespiti.
- Eniyileme sonucuna göre modelin tekrar oluşturulması.
- Eniyileme yapılan iş parçasının tekrar analiz edilmesi.
- Analiz sonuçlarının sınır koşulları içerisinde kalıp kalmadığının kontrolü.

### 4.1. Salıncak Kolu Tasarım Eniyileme

Süspansiyon sisteminin ve araç yürüyen aksamının en önemli parçalarından biri olan salıncak kolunun süspansiyon sistemi içerisine kaba hali ile bir montajı yapılmıştır. Bu hali ile salıncak kolu gerek ağırlık gerek hacim olarak yüksek değerlere sahiptir. Topoloji optimizasyonu için ilk olarak optimizasyon parametreleri seçilerek ANSYS 'de sonlu elemanlar kurulmuştur. Elemanın taşıyacağı yükler, sınır şartları ve malzeme değerlerine göre statik analiz gerçekleştirilip salıncak kolunun ilk tasarım hali olan kaba hali için dayanım değerleri elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu hacmi azaltılmış model, imalat edilebilir olarak tekrar CATIA ortamında modellenmiştir. Ardından eniyileme yapılmış model yeniden statik analize tabi tutulmuş olup sonuçlar sınır koşulları içerisinde değilse modelleme tekrardan yapılmıştır.



Şekil 4.1.Mevcut Salıncak Kolu Modelin CATIA V5 ile Tasarımı

#### 4.1.1. Salıncak Kolu Malzeme Tayini

Alüminyum, magnezyum ve titanyum gibi hafif metaller sektörde yakıt tasarrufu için gerekli malzeme seçiminde önemli potansiyeli olan kullanım alanlarına sahiptir. Bu alanlar içinde Alüminyum gerek maliyet gerek işlenebilirlik açısından avantajları yönünden otomotiv endüstrisindeki kullanım alanlarının her yıl artmasına neden olmuştur (Çizelge 4.1). Alüminyum kullanımının sadece yakıt tasarrufu açısından değil aynı zamanda yolcu güvenliği açısından da büyük bir önemi vardır. Kaza sırasında oluşacak enerjinin yolcular tarafından değil de darbe emiciler tarafından absorbe edilmesi gerekmektedir. Alüminyumda bunun için kullanılacak en uygun malzemedir.

Çizelge 4.1. Taşıtlarda Kullanılan Alüminyum Esaslı Bazı Parçaların İmalat Yöntemleri ve Ortalama Ağırlıkları (Zeytin, 2000)

Parça	Yöntemi	Ağırlık (kg)
Kasa	Döküm, ekstrüzyon, hidroform, levha	130-180
Gövde Paneli	Levha	50-70
İç yüzey levhaları	Levha	50-70
Motor bloğu ve silinidir kapağı	Döküm	60-80
Egzoz manifoldu	Döküm	10
Transmisyon kutusu	Döküm	2-5
Diferansiyel kutusu	Döküm	2
Jantlar	Döküm	5-8
Fren parçaları	Döküm	1
Süspansiyon parçaları	Döküm, ekstrüzyon, hidroform	30-50
Yakıt tankı	Levha	5
Radyatör	Ekstrüzyon, levha	10-20
A/C Kondenser	Ekstrüzyon, levha	5

Yapılacak analizlerde salıncak kolunun malzemesi Alüminyum 6082 T6 olarak belirlenmiştir. Bu malzemeye ait özellikler Çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.2. AL 6082-T6 Malzeme Özellikleri (Matweb.com, 2024).

Alüminyum 6082-T6		
Fiziksel Özellikler	Metrik	Yorumlar
Yoğunluk	2.70 g/cc	
Mekanik Özellikler	Metrik	Yorumlar
Sertlik, Vickers	95	
Çekme Dayanımı, Maksimum	290 MPa	Duvar kalınlığı < 5 mm
	310 MPa	Duvar kalınlığı > 5 mm
Akma Dayanımı, Maksimum	250 MPa	Duvar kalınlığı < 5 mm
	260 MPa	Duvar kalınlığı > 5 mm
Kopma Uzaması	10%	

ANSYS’de sonlu elemanlar analizinin adımlarından olan ve ilk olarak yapılan işlem malzeme özelliklerinin tanımlandığı bölümdür. Malzeme kütüphanesinde çok sayıda mühendislik malzemesinin bulunduğu gibi istendiği durumlarda istenilen özelliğe malzeme modeli oluşturulabilir.

Bu tezde AL 6082-T6’ya ait özellikler Şekil 4.2’de gösterildiği gibi verilerek yeni bir malzeme modeli oluşturulmuştur. Kullanılacak olan malzemenin tüm özelliklerinin programa tanımlanması gerekmektedir.

Malzemesi tanımlandıktan sonra girilen değerlere göre parçanın ağırlığı, hacmi vb özellikleri elde edilebilmektedir.

Outline of Schematic A2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Aluminum Alloy			Ge	General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
4	Structural Steel			Ge	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	2770	kg m <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
12	S-N Curve	Tabular			
16	Tensile Yield Strength	260	MPa		
17	Compressive Yield Strength	260	MPa		
18	Tensile Ultimate Strength	310	MPa		
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

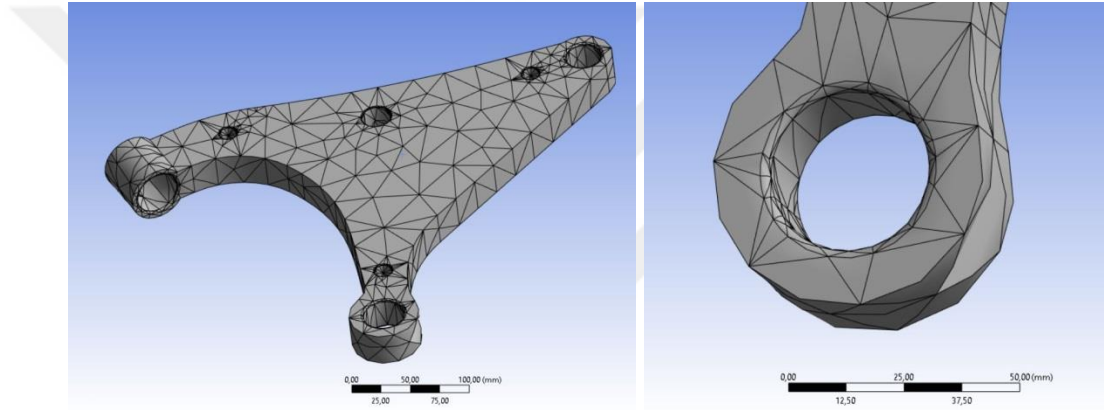
Şekil 4.2. AL 6082-T6 Mekanik değerlerin ANSYS ortamına aktarılması

#### 4.1.2. Salıncak Kolu Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

İlk olarak salıncak kolunun basit modellemesi CATIA V5 paket programı kullanılarak yapılmıştır. CATIA paket programının 'Part design' modülü kullanılmıştır.

Parçanın boyutlandırılması bir otomobilde kullanılan salıncak kolu parçasına yakın ölçülerde yapılmıştır. CATIA'da çizmiş olduğumuz model \*STP uzantılı olacak şekilde kaydedilmiştir. Hazırlanan \*STP uzantılı model, geometri modülünden ANSYS programı içerisine alınarak mesh işlemine tabi tutulmuştur.

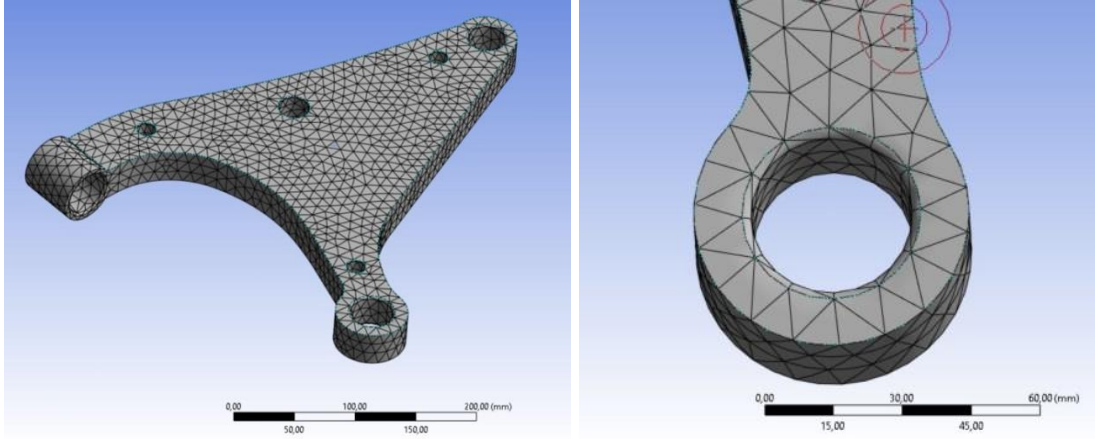
Topoloji optimizasyonunda doğru sonuçlar alabilmemiz için parçaya mümkün olduğunca küçük mesh atmamız gerekmektedir. Meshlemenin hassasiyeti artırıldıkça daha doğru sonuçlar elde edilebilir. Meshleme süresinin artırılması analiz süresinin uzaması anlamına gelmektedir. Bu sebep ile fazla meshleme işlemi yapılmamalıdır.



Şekil 4.3. Salıncak Kolu Mesh yapısı (27,632 mm)

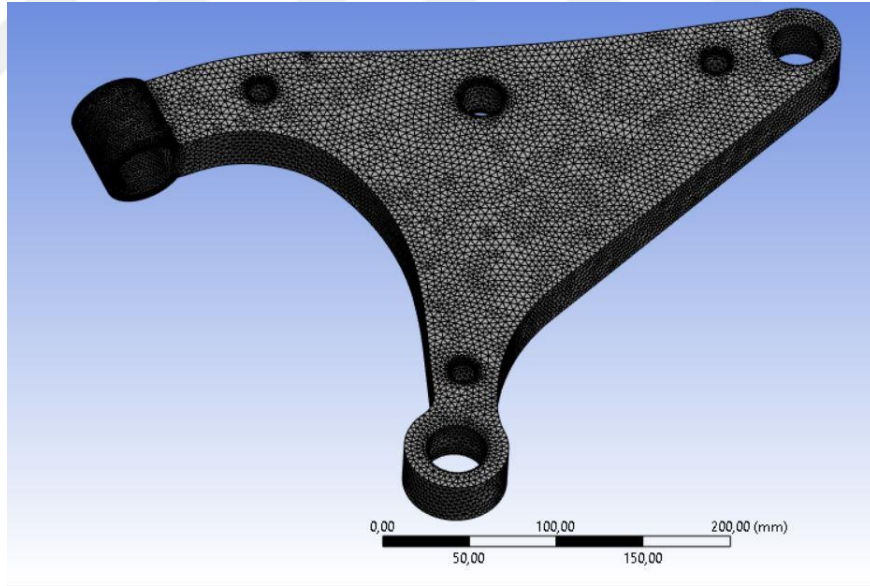
Meshleme işleminde ilk olarak programın izin verdiği en küçük değer olan 'element size' 27,632 mm kullanılmıştır. Salıncak kolu karmaşık bir yapıya sahip olduğu için 'Quadratic' eleman tipi seçilmiştir. Elde edilen mesh yapısı Şekil 4.3'de verilmiştir.

Mesh işlemini daha iyi bir hale getirmek için 'sizing' kısmından 'Use Adaptive Sizing' seçeneği devre dışı bırakılarak 'element size' değeri 10 mm seçilerek tekrardan mesh işlemi yapılmıştır. Mesh yapısı Şekil 4.4'de gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Salıncak Kolu Mesh yapısı (10 mm)

Şekil 4.4’de verilen mesh yapısı incelendiğinde her ne kadar daha sık bir mesh yapısı elde edilmiş olsa da bağlantı deliklerinin etrafında kaba bir yapı gözlemlenmektedir. Bu sebeple ‘sizing’ kısmından ‘Capture Curvature’ ve ‘Capture Proximity’ özellikleri aktif hale getirilerek dairesel ve köşe noktalarda daha iyi bir mesh yapısı elde edilmiştir. Elde edilen mesh yapısı Şekil 4.5’de gösterilmiştir. Meshleme işlemleri sonucunda elde edilen mesh özellikleri Çizelge 4.3’de verilmiştir.



Şekil 4.5. Salıncak Kolu Mesh yapısı (4 mm)

Son yapılan mesh işlemi sonucunda 320.515 Node ve 215.023 Element sayısı elde edilmiştir. Bu işlemler sonucundan ‘Skewness’ değeri maksimum 0,82, ‘Orthogonal Quality’ minimum 0,37 ve ‘Element Quality’ değeri ortalama 0,81 gelmiştir. Aşağıda verilmiş olan kabul kriterleri baz alındığında yapılan son mesh işleminin uygun olduğu sonucuna varılmıştır (Şekil 4.6).

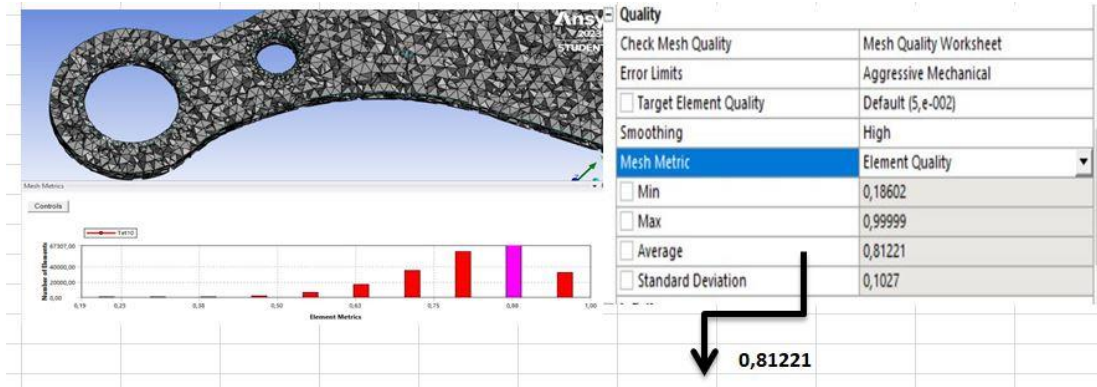
Skewness mesh metrics spectrum:

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Şekil 4.6. Mesh Kabul Kriteri 'Skewness' ve 'Orthogonal' (Padtinc.com, 2024)



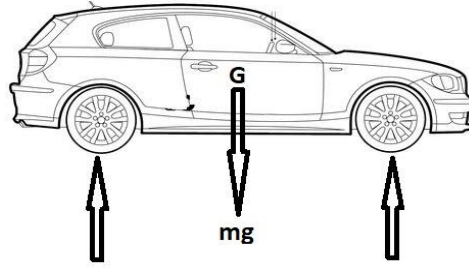
Şekil 4.7. Salıncak Kolu Mesh Kabul Kriteri

Çizelge 4.3. Salıncak Kolu Mesh İşlemi Sonucu Düğüm ve Eleman Sayıları

MESH	ELEMAN BOYU (mm)	DÜĞÜM SAYISI	ELEMAN SAYISI
1	27,632 mm	8.108	4.275
2	10 mm	17.999	10.591
3	4 mm	320.515	215.023

#### 4.1.3. Salıncak Kolu Sınır Şartlarının, Başlangıç Şartlarının ve Yüklerin Uygulanması

Sonlu elemanlar analizi modellerinden doğru sonuçlar alınabilmesi için önemli adımlardan biride sınır şartları ve yüklerin doğru tanımlanmasıdır. Salıncak koluna uygulanan yükler için ağırlığı 1200 kg olan Premium C segmentinde olan bir araç 5 kişilik taşıma kapasitesi (400 kg) ile birlikte 1600 kg olacak şekilde baz alınmıştır. Aracımızın ağırlık dağılımı %50 ön aks ve %50 arka aks olacak şekildedir (Demir, 2014) Aracımıza etkiyen ağırlık böylelikle  $1600 \times 9.81 = 15696$  N olarak hesaplanmaktadır. Ağırlık dağılımının ön aks ve arka aks için eşit olduğu için ön aks tarafından karşılanan ağırlığımız  $F1 = 15696 \times 0,50 = 7848$  N olarak bulunmaktadır.

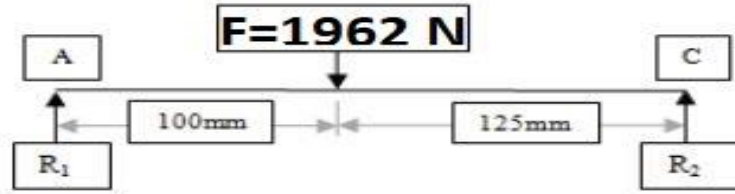


Şekil 4.8. Statik durumda araca etki eden kuvvetler

Çizelge 4.4. Sınır Şartları

Araç Ağırlığı	Yolcu Sayısı	Toplam Ağırlık	Ağırlık Dağılımı
1200 kg	5 *80= 400 kg	1600 kg	%50 ön %50 arka

Ön tekerimizdeki tepki kuvveti ön aksımız tarafından karşılanan kuvvetin yarısı kadardır. Bu yükü süspansiyon sisteminde aks mili, yay ve salıncak kolu karşılamaktadır. Aks mili her tekerleğe etki eden toplam yükün %50 sini karşılamaktadır.



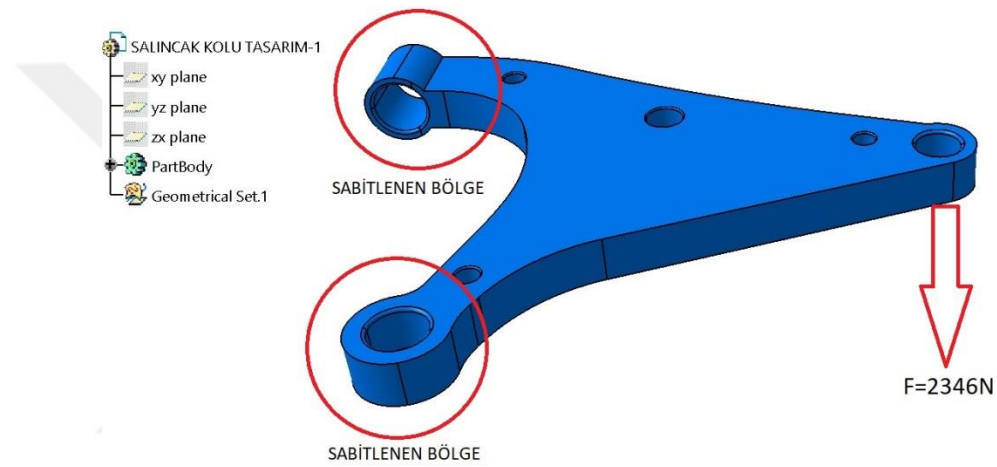
Şekil 4.9. Kuvvet dağılımının çizgi diyagramı

Şekil 4.9'da gösterilen reaksiyon kuvvetlerinden R1 yay için olan reaksiyon kuvveti ve R2 de salıncak kolu için olan reaksiyon kuvvetini temsil etmektedir. Şekil 4.12'de A noktasına göre moment alınırsa salıncak koluna etki eden dikey yük olan R2=872 N olarak bulunur. Yay için olan reaksiyon kuvveti ise R1=1090 N olarak bulunur. Şekil 4.10'da sınır koşulları gösterilmektedir.

Çizelge 4.5. Süspansiyon Sistemine Etki Eden Kuvvetler (Yadav ve ark., 2016)

Amortisör Kuvveti	$1.5 \times m \times g$
Frenleme Anındaki Kuvvet	$1.5 \times m \times g$
Direksiyonun Uyguladığı Kuvvet	45 – 50 N
X ekseninde Alt Salıncığın Kuvveti	$3 \times m \times g$
Y ekseninde Alt Salıncığın Kuvveti	$3 \times m \times g$
Z ekseninde Alt Salıncığın Kuvveti	$1 \times m \times g$

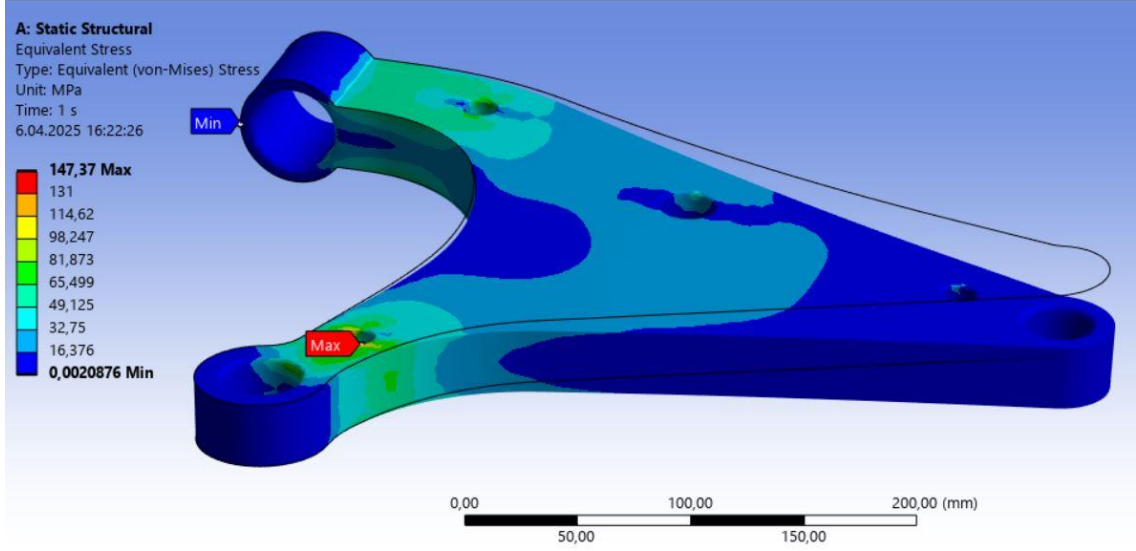
Yadav ve arkadaşlarının 2016 yılında yapmış oldukları çalışmada süspansiyon sisteminin gerçek yol şartları esnasında maruz kaldığı kuvvetler aşağıdaki Çizelge 4.5’de gösterilmiştir. Çizelge de aracın gerçek yol şartları esnasındaki amortisör kuvveti, frenleme anındaki kuvveti, direksiyonun uyguladığı kuvvet ve X,Y,Z ekseninde meydana gelen alt salıncak kuvvetleri verilmiştir. Bu veriler doğrultusunda salıncak kolumuza etki eden 872 N değerindeki F kuvvetine, aracın olumsuz yol koşulları altında maruz kalacağı kuvvetler de eklenerek yani F kuvvetimizin 3 katı alınarak salıncak kolumuza etkiyecek kuvvetimiz  $F= 2346$  N olacak şekilde analizimiz gerçekleştirilmiştir (Çizelge 4.5).



Şekil 4.10. Salıncak Kolu Sınır şartları

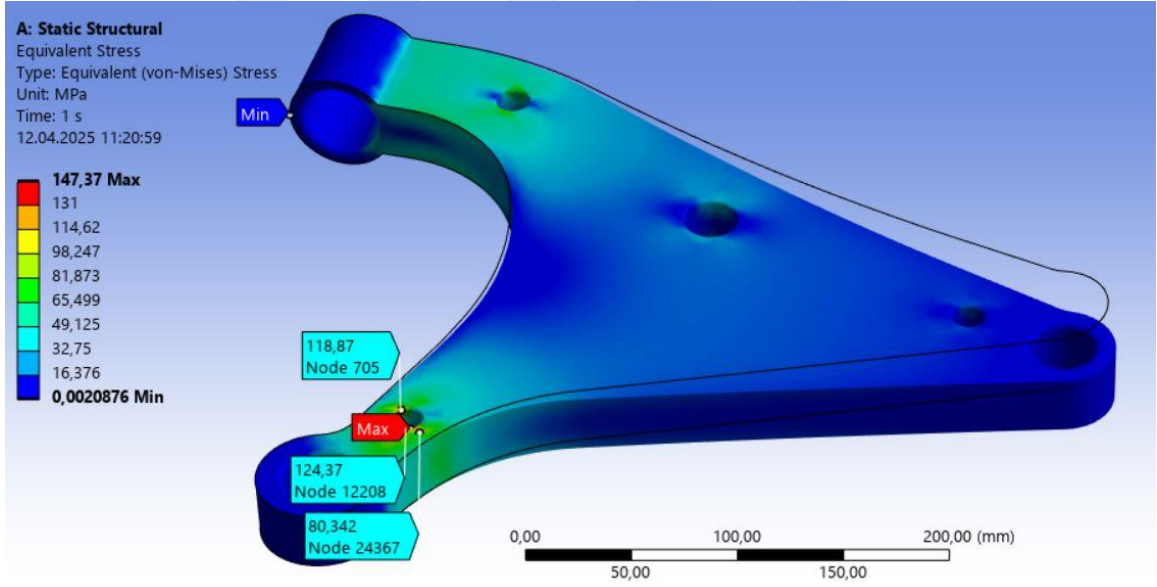
#### 4.1.4. Salıncak Kolu İçin Çözümün Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi

Malzeme seçiminin (6082 T6), mesh değerlerinin ve sınır şartlarının belirlenmesinin ardından salıncak kolu parçamız statik analize tabi tutulmuştur. ANSYS programı kullanılarak yapılan statik analiz sonucunda parçamızda maksimum gerilmenin olduğu yerin uyguladığımız kuvvetin yönü ile aynı doğrultuda olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum gerilmemiz aynı zamanda parçamızın kesit değişimine uğradığı alt kısımdaki travers burç bağlantı kısmındaki kesit daralmasının olduğu bölümde 147,37 MPa olarak elde edilmiştir. Elde edilen sonuç şekil 4.11’de gösterilmiştir.



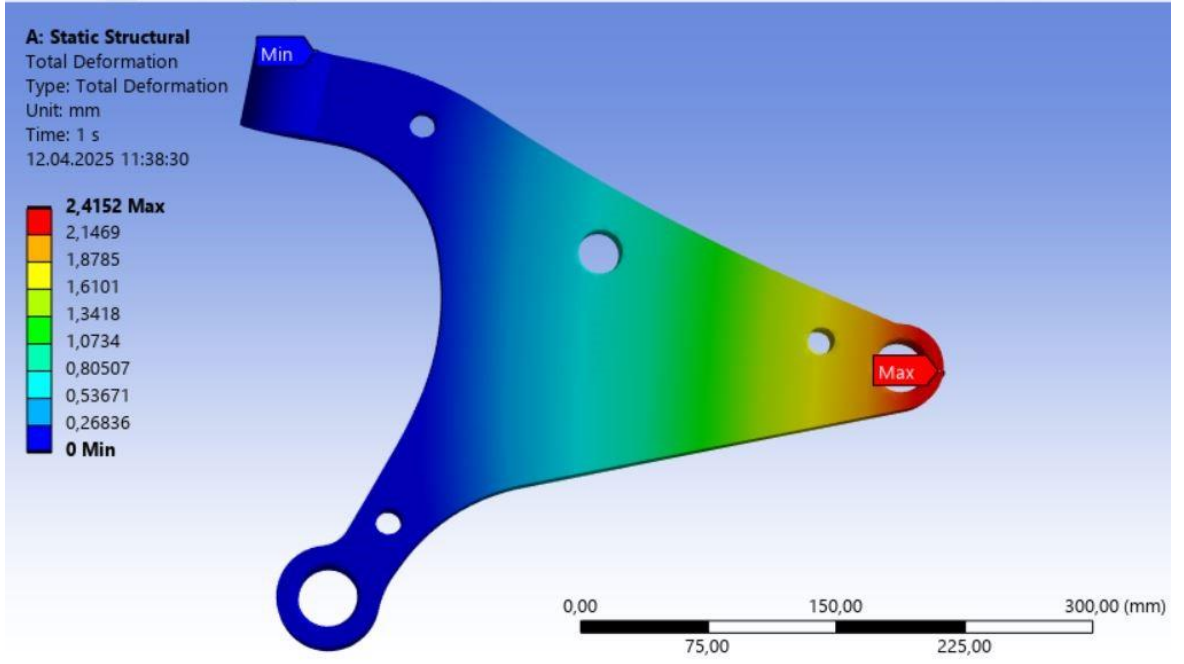
Şekil 4.11. Salıncak Kolu Maksimum Gerilme Dağılımı

Maksimum gerilmemin yeri belirlendikten sonra bu bölgeye en yakın kritik bölgeler belirlenmiştir. Bu bölgelerin parçamızın 'fixed support' olarak sabitlenen bölgenin yakınında olduğu gözlemlenmiştir.(şekil 4.12)



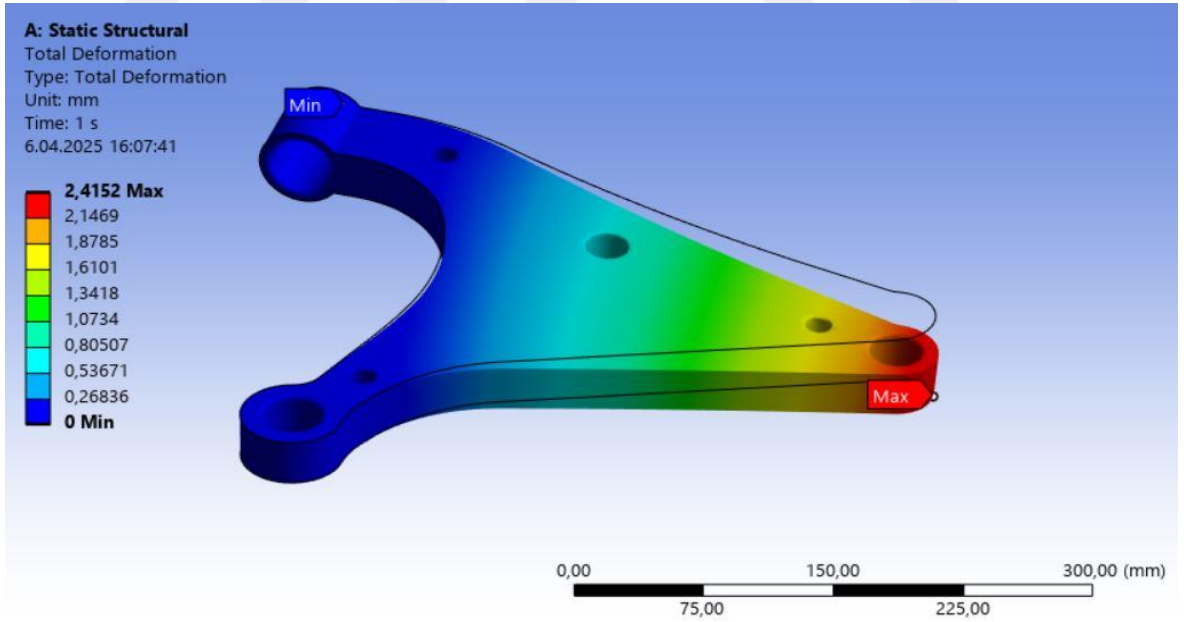
Şekil 4.12. Salıncak Kolu Maksimum Gerilme Dağılımı

Mevcut tasarımın statik analizi sonucu parçamızın en büyük deformasyon miktarının 2,4152 mm olduğu gözlemlenmiştir. En büyük deformasyonun olduğu bölge Şekil 4.13'de yükün uygulandığı bölge etrafında olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 4.13. Salıncak Kolu En Büyük Deformasyon Dağılımı

Salıncak kolunun yük altında deforme olmuş hali ile deforme olmadan önceki hali abartılmış bir halde Şekil 4.14’de gösterilmiştir. Siyah çizgi ile gösterilen bölge parçanın herhangi bir yüke maruz kalmamış halidir.



Şekil 4.14. Salıncak Kolu En Büyük Deformasyon Dağılımı (Abartılmış gösterim)

#### 4.1.5. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu

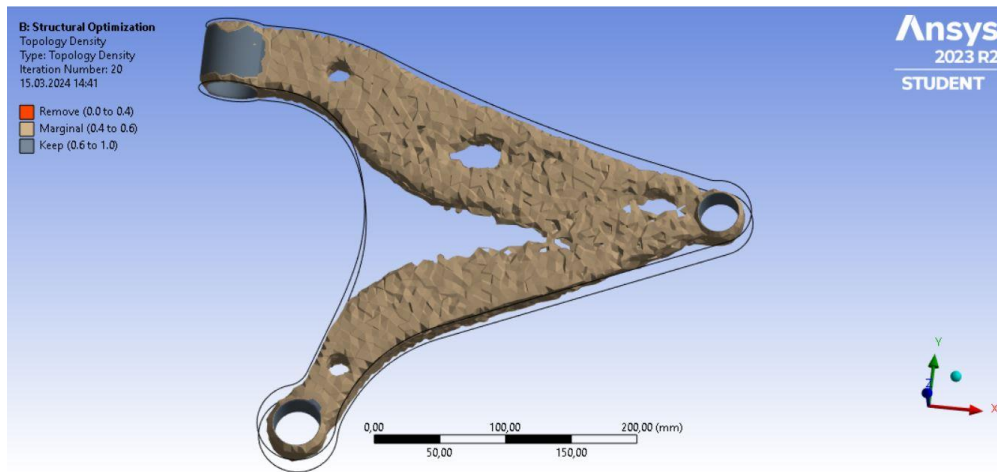
Statik analizini yapmış olduğumuz salıncak kolumuza topoloji optimizasyonu uygulayarak parçamızdan kütle azaltılması hedeflenmiştir. Kütle azaltma çalışması yapılırken parçanın mevcut çalışma şartlarındaki rijit yapısının bozulmaması sağlanmıştır.

Yapmış olduğumuz statik analizler sonucu şekil 4.12’de gördüğümüz gibi bazı bölgelerde gerilmelerin oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu gözlemler sonucu mevcut modele topoloji optimizasyonu uygulamanın uygun olduğu görülmüştür.

Topoloji optimizasyonu problemlerinin çözümünde iki farklı yöntem, ‘Density Method’ ve ‘Homogenization Method’, kullanılmaktadır. Bu çalışma kapsamında, topoloji optimizasyonu için ‘Density Method’ yöntemi tercih edilmiştir. Bu yöntemde, sonlu elemanlar analizi (FEA) modelindeki her bir elemana hayali bir yoğunluk değeri atanarak malzeme dağılımı sağlanır. Bu hayali yoğunluk, 0 ile 1 arasında değişkenlik göstererek malzeme boşaltılabilecek alanların tespit edilmesine olanak tanır. Hayali yoğunluğun  $h=0$  olması, ilgili elemanın parçadan çıkarılabileceğini;  $h=1$  olması ise o elemanın parçanın içinde kalması gerektiğini ifade etmektedir (Kurtaran, 2005).

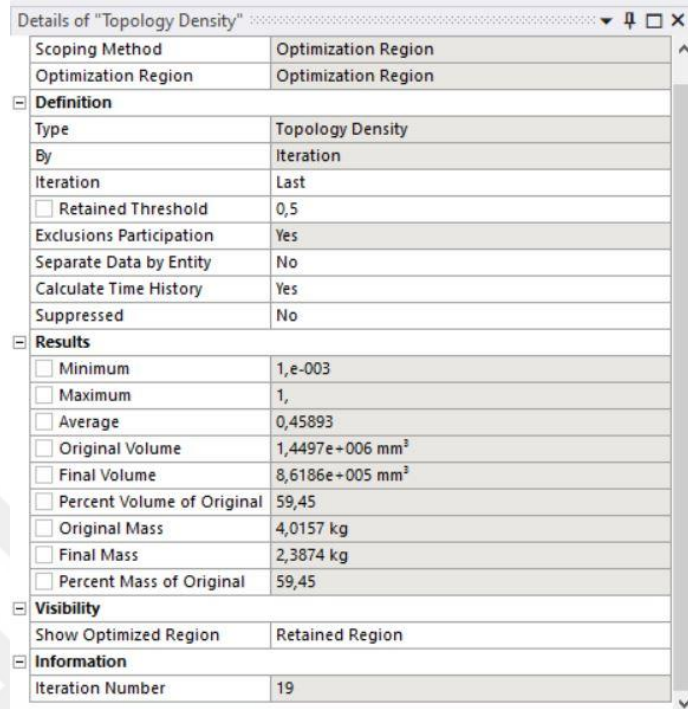
Optimizasyon esnasında parçanın sınır koşulları, maksimum gerilme değerleri, maksimum deformasyon miktarı gibi değerler ele alınarak parçanın malzeme dağılımındaki yükler sonucu gerilme oluşmayan veya sınırlar içerisinde kalan hacimlerin modelden uzaklaştırılması sağlanır.

Ansys optimizasyon modülünde ‘Response Constraint’ bölümünün ‘Definition’ kısmında ‘Percent to Retain’ sekmesi bulunmaktadır. Bu sekmede bulunan ayarlanabilir çubuk sayesinde model üzerinde boşaltma yapılacak oranın belirlenmesi gerekmektedir. Analizi yaparken bu değer %60 olarak seçilmiştir. Yani 100 kilogram olan bir modeli 60 kilograma düşürmesi istenmiştir. Model üzerinde %40 lık bir kütle boşaltılması hedeflenmiştir. Boşaltma ayarları yapıldıktan sonra analize başlanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen geometri Şekil.4.15’de verilmiştir.



Şekil 4.15. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu elde edilen model ve analize giren model parçaya ait kütle ve hacim bilgileri Şekil 4.16’de verilmiştir.



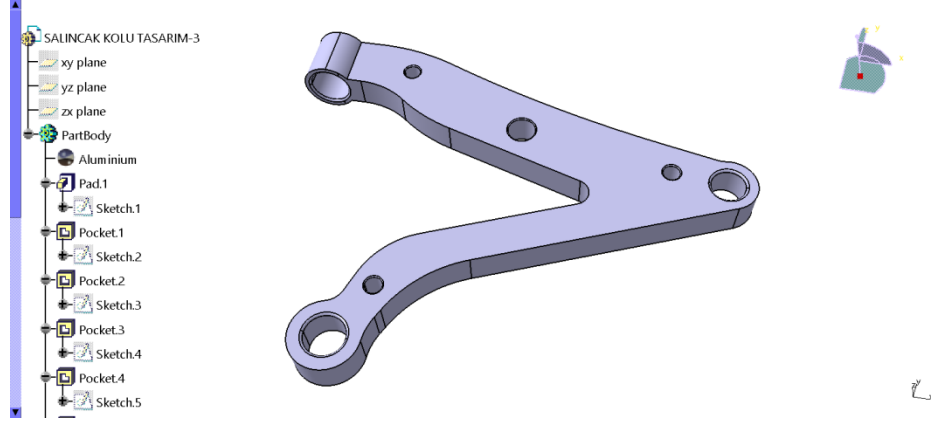
Details of "Topology Density"	
Scoping Method	Optimization Region
Optimization Region	Optimization Region
<b>Definition</b>	
Type	Topology Density
By	Iteration
Iteration	Last
<input type="checkbox"/> Retained Threshold	0,5
Exclusions Participation	Yes
Separate Data by Entity	No
Calculate Time History	Yes
Suppressed	No
<b>Results</b>	
<input type="checkbox"/> Minimum	1,e-003
<input type="checkbox"/> Maximum	1,
<input type="checkbox"/> Average	0,45893
<input type="checkbox"/> Original Volume	1,4497e+006 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Final Volume	8,6186e+005 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Percent Volume of Original	59,45
<input type="checkbox"/> Original Mass	4,0157 kg
<input type="checkbox"/> Final Mass	2,3874 kg
<input type="checkbox"/> Percent Mass of Original	59,45
<b>Visibility</b>	
Show Optimized Region	Retained Region
<b>Information</b>	
Iteration Number	19

Şekil 4.16. Salıncak Kolu ANSYS Topoloji Optimizasyon Detayı

Topoloji optimizasyonu sonuçlarına baktığımızda orijinal kütlesi 4,0157 kg olan salıncak kolumuz optimizasyon sonrası 2,3874 kg olarak gözlemlenmiştir. Orijinal kütlemiz 1,6283 kg azalmıştır. Bu değerler bize orijinal kütleden %40,54 oranında bir düşüş sağlandığını göstermektedir.

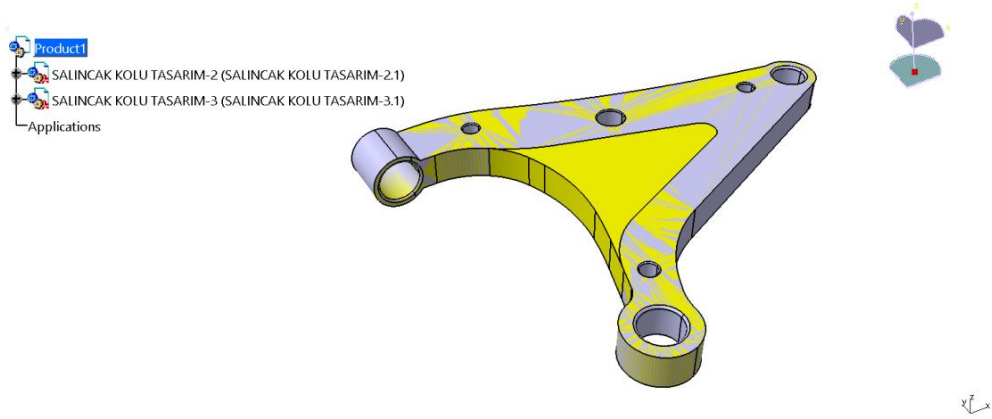
Optimizasyon sonrası elde edilen parça, ANSYS ‘SpaceClaim’ içerisine aktarılmıştır. ‘Check Facets’ komutu yardımı ile yüzey hataları tespit edilmiş olup bu hatalı yüzeyler ‘Auto Fix’ komutu ile yüzey hatalarından arındırılmıştır. Parçamız daha sonra \*STP data olarak kaydedilip CATIA V5 programına geri aktarılmıştır. CATIA V5 ile parçamızın imal edilebilecek uygun bir hale getirilmesi sağlanmıştır.

Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen geometri referans alınarak, imalat açısından daha uygun bir model tasarımı yapılmıştır.



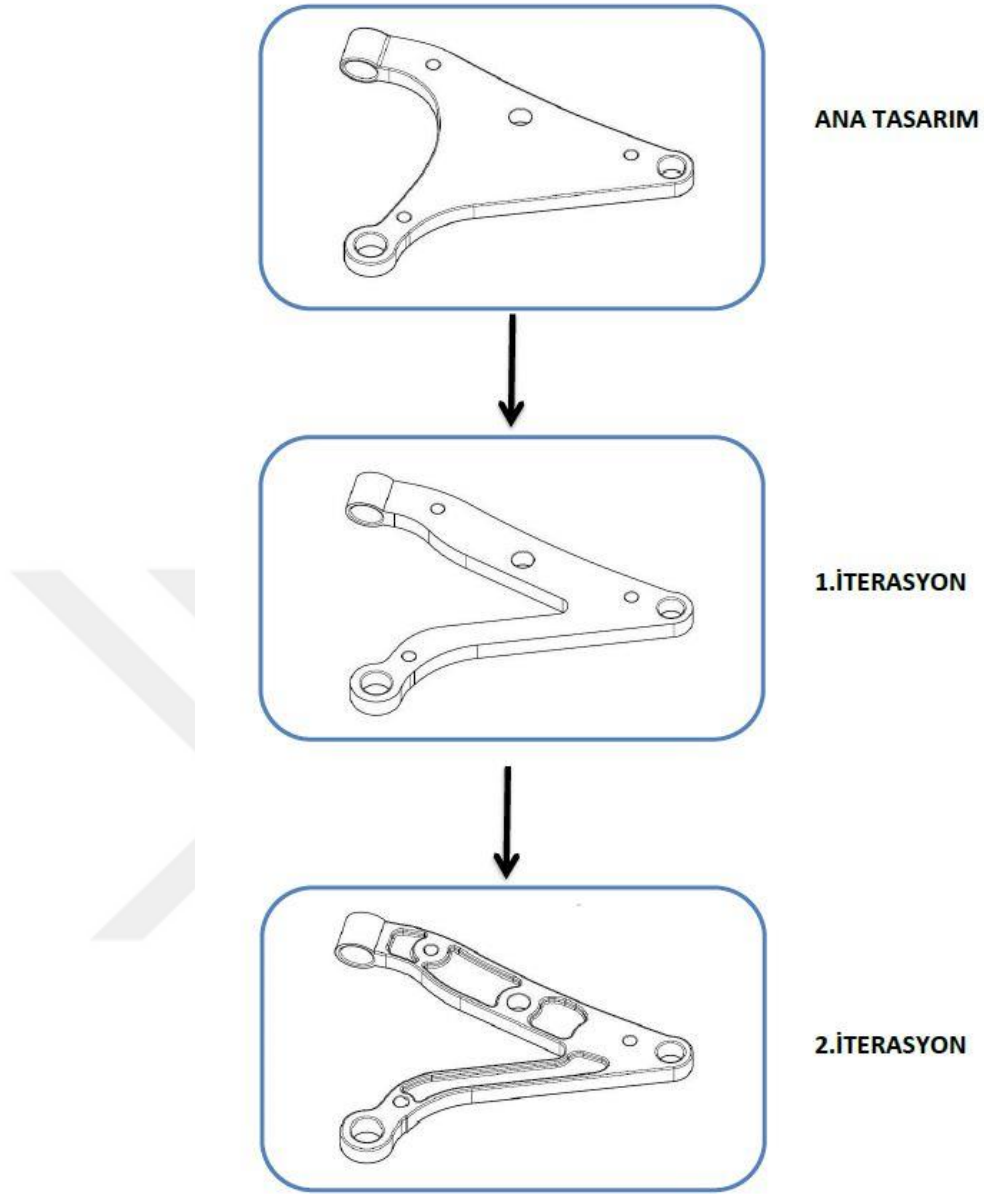
Şekil 4.17. CATIA V5 İle Optimizasyonu Sonrası Salıncak Kolu Tasarımı

ANSYS programının yapmış olduğu topoloji optimizasyonu CATIA V5 programı ile düzenlenmiş olup gerilmelerin en az olduğu ve çıkartılması uygun olan bölge şekil 4.17’de görüldüğü gibi ana tasarımdan çıkartılmıştır. Elde edilen data, topoloji optimizasyonu sonucunda çıkan sınırlar içerisinde yeniden boyutlandırılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrasında şekil optimizasyonu yapılmıştır.



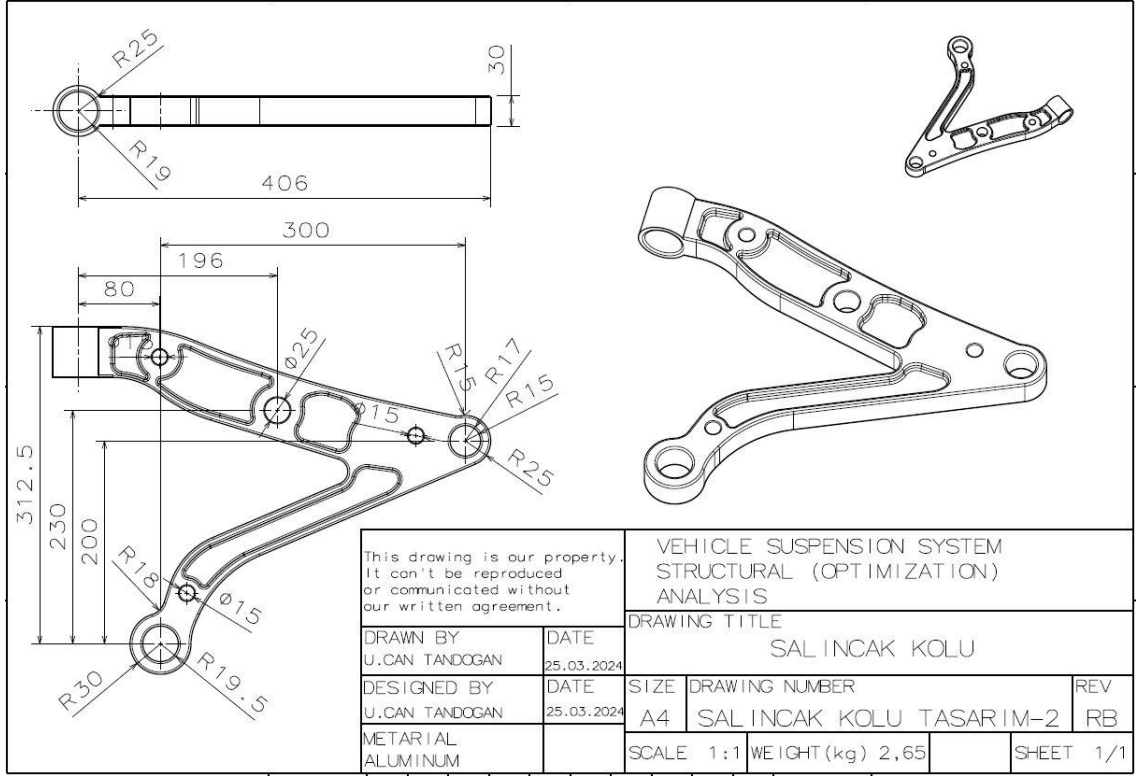
Şekil 4.18. Salıncak Kolu Ana tasarımdan çıkartılan bölüm (Sarı Bölge Çıkartılmıştır)

Ana tasarım topoloji optimizasyonu ve şekil optimizasyonu uygulanarak kütle azaltılması yapıldıktan sonra elde edilen tasarım daha sonra iki kez daha aynı işlem adımlarına tabi tutulmuştur. (Şekil 4.19)



Şekil 4.19. Salıncak Kolu Topoloji Optimizasyonu İterasyonları

Topoloji optimizasyonu, yapının optimal şeklini oluşturmak için kullanılır. Elde edilen şekle ait teknik resim Şekil 4.20’de verilmiştir.



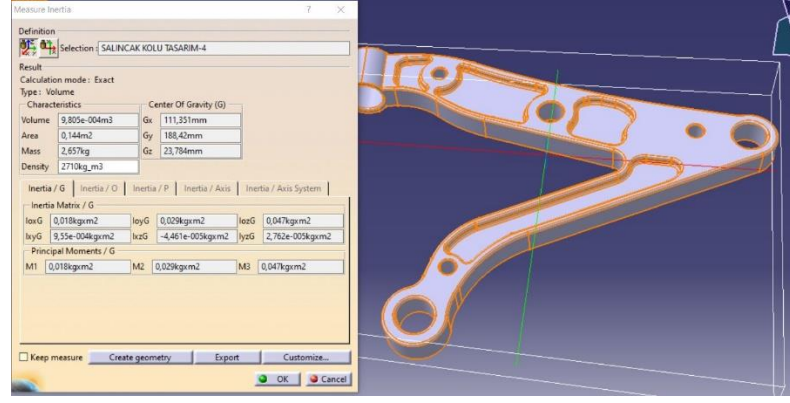
Şekil 4.20. Salıncak Kolu Optimizasyon Sonucu

Salıncak Koluna ait ilk tasarım ve sonrasında optimizasyon sonucu elde edilen tasarımlara ait maksimum gerilme ve toplam deformasyon sonuçları Çizelge 4.6'da verilmiştir.

Çizelge 4.6 .Salıncak Kolu Statik Analiz Sonuçları

	Maksimum Gerilme (MPa)	En Büyük Deformasyon (mm)
<b>Ana Tasarım</b>	147,37	2,4152
<b>1.İterasyon</b>	139,01	2,8155
<b>2.İterasyon</b>	158,19	3,9765

Optimize tasarımın sonunda parçamızın CATIA V5 kütüphanesinde mevcut olan Alüminyum malzeme kullanılarak ağırlık hesaplaması yapılmış ve ağırlığının 2,65 kg olduğu görülmüştür.



Şekil 4.21. Salıncak Kolu Optimize Tasarımın CATIA V5 Ortamında Ağırlığı

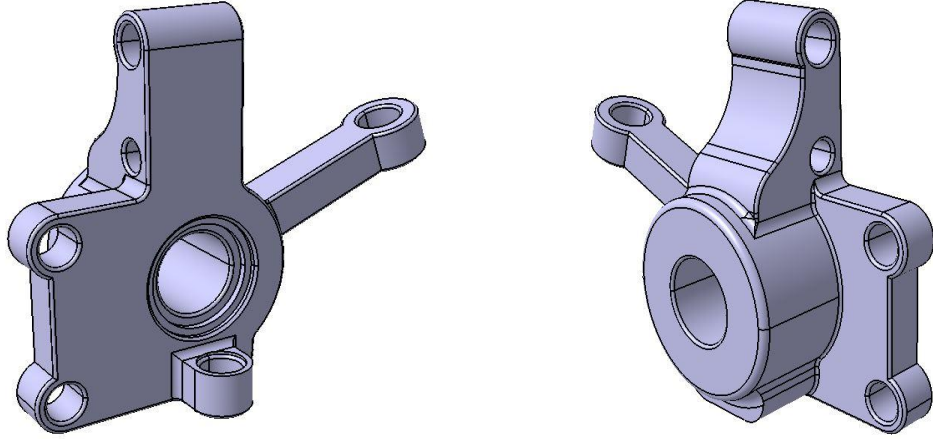
Optimizasyon sonucu ana tasarımımızın ağırlığında meydana gelen değişim Çizelge 4.7’de verilmiştir. Tasarım sonucuna göre parçanın ağırlığı şekil 4.21’de gösterildiği gibi 2,65 kg olarak ölçülmüştür.

Çizelge 4.7. Salıncak Kolu Ağırlıklar.

	Kütle (kg)
<b>Ana Tasarım</b>	3,92
<b>1.İterasyon</b>	2,95
<b>2.İterasyon</b>	2,65
<b>Kazanç</b>	<b>1,27</b>

#### 4.2. Direksiyon Mafsalı Tasarım Eniyileme

Süspansiyon sisteminin ve araç yürüyen aksamının en önemli parçalarından biri olan direksiyon mafsalının süspansiyon sitemi içerisine kaba hali ile bir montajı yapılmıştır. Bu hali ile direksiyon mafsalı gerek ağırlık gerek hacim olarak yüksek değerlere sahiptir. Topoloji optimizasyonu için ilk olarak optimizasyon parametreleri seçilerek ANSYS ‘de sonlu elemanlar kurulmuştur. Elemanın taşıyacağı yükler, sınır şartları ve malzeme değerlerine göre statik analiz gerçekleştirilip direksiyon mafsalının ilk tasarım hali olan kaba hali için dayanım değerleri elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu hacmi azaltılmış model, imalat edilebilir olarak tekrar CATIA ortamında modellenmiştir. Ardından eniyileme yapılmış model yeniden statik analize tabi tutulmuş olup sonuçlar sınır koşulları içerisinde değilse modelleme tekrardan yapılmıştır.



Şekil 4.22. Direksiyon Mafsalı Esas Model

#### 4.2.1. Direksiyon Mafsalı Malzeme Tayini

Yapılacak analizlerde direksiyon mafsalı malzemesi Alüminyum 6082 T6 olarak belirlenmiştir. Bu malzemeye ait özellikler Çizelge 4.2’de verilmiştir.

ANSYS de AL 6082-T6’ya ait özellikler Şekil 4.23’de gösterildiği gibi verilerek yeni bir malzeme modeli oluşturulmuştur. Kullanılacak olan malzemenin tüm özelliklerinin programa tanımlanması gerekmektedir. Malzemesi tanımlandıktan sonra girilen değerlere göre parçanın ağırlığı, hacmi vb özellikleri elde edilebilmektedir.

Outline of Schematic A2: Engineering Data					
	A	B	C	D	E
1	Contents of Engineering Data			Source	Description
2	Material				
3	Aluminum Alloy			Ge	General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
4	Structural Steel			Ge	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material				

Properties of Outline Row 3: Aluminum Alloy					
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Material Field Variables	Table			
3	Density	2770	kg m <sup>-3</sup>		
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion				
6	Isotropic Elasticity				
12	S-N Curve	Tabular			
16	Tensile Yield Strength	260	MPa		
17	Compressive Yield Strength	260	MPa		
18	Tensile Ultimate Strength	310	MPa		
19	Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

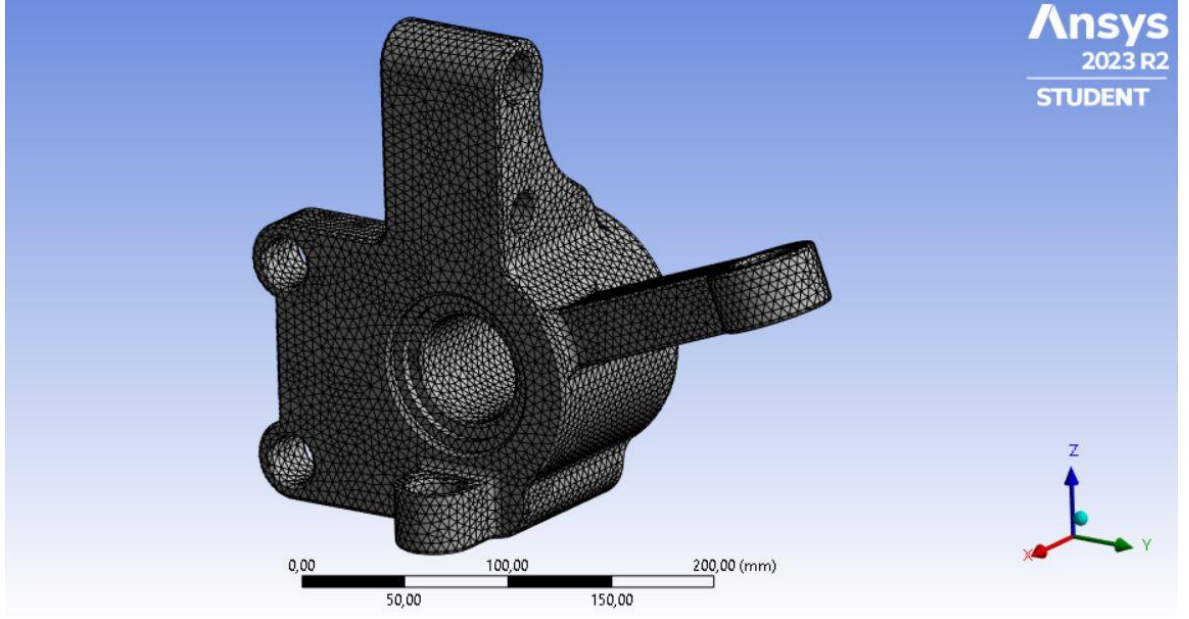
Şekil 4.23. Direksiyon Mafsalı İçin Mekanik değerlerin ANSYS ortamına aktarılması

#### 4.2.2. Direksiyon Mafsalı Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

İlk olarak direksiyon mafsalının basit modellemesi CATIA V5 paket programı kullanılarak yapılmıştır. CATIA paket programının ‘Part design’ modülü kullanılmıştır. Parçanın

boyutlandırılması bir otomobilde kullanılan direksiyon mafsalı parçasına yakın ölçülerde yapılmıştır. CATIA'da çizmiş olduğumuz model \*STP uzantılı olacak şekilde kaydedilmiştir. Hazırlanan STP uzantılı model, geometri modülünden ANSYS programı içerisine alınarak mesh işlemine tabi tutulmuştur.

Topoloji optimizasyonunda doğru sonuçlar alabilmemiz için parçaya mümkün olduğunca küçük mesh atmamız gerekmektedir. Meshlemenin hassasiyeti artırıldıkça daha doğru sonuçlar elde edilebilir. Meshleme süresinin artırılması analiz süresinin uzaması anlamına gelmektedir.



Şekil 4.24. Direksiyon Mafsalı Mesh Yapısı (5 mm)

Mesh işlemimiz sonucunda 153,359 Node ve 102,663 Element sayısı elde edilmiştir. Bu işlemler sonucundan Skewness değeri maksimum 0,88 ve Element Quality değeri ortalama 0,8132 gelmiştir. Verilmiş olan mesh kabul kriterleri baz alınarak yapılan son mesh işleminin uygun olduğu sonucuna varılmıştır (Şekil 4.6).

Çizelge 4.8. Direksiyon Mafsalı Mesh İşlemi Sonucu Düğüm ve Eleman Sayıları

MESH	ELEMAN BOYU (mm)	DÜĞÜM SAYISI	ELEMAN SAYISI
1	5	153,359	102,663

#### 4.2.3. Direksiyon Mafsalı Sınır Şartlarının, Başlangıç Şartlarının ve Yüklerin Uygulanması

Sonlu elemanlar analizi modellerinden doğru sonuçlar alınabilmesi için önemli adımlardan biride sınır şartları ve yüklerin doğru tanımlanmasıdır. Direksiyon mafsalına uygulanan yükler için ağırlığı 1200 kg olan Premium C segmentinde olan bir araç 5 kişilik taşıma kapasitesi (400 kg) ile birlikte 1600 kg olacak şekilde baz alınmıştır.

Her bir tekerleğe gelen kuvvet aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır:

$$m = 1600/4 = 400 \text{ kg}$$

Süspansiyon sistemine etki eden kuvvetler Çizelge 4.5’de verilmiştir. Buna göre;

$$F_{\text{fren}} = 1,5 \times 400 \times 9,81 = 5886 \text{ N} \quad (4.10)$$

$$F_{\text{amortisör}} = 1,5 \times 400 \times 9,81 = 5886 \text{ N} \quad (4.11)$$

$$F_{\text{salıncak}, x} = 3 \times 400 \times 9,81 = 11772 \text{ N} \quad (4.12)$$

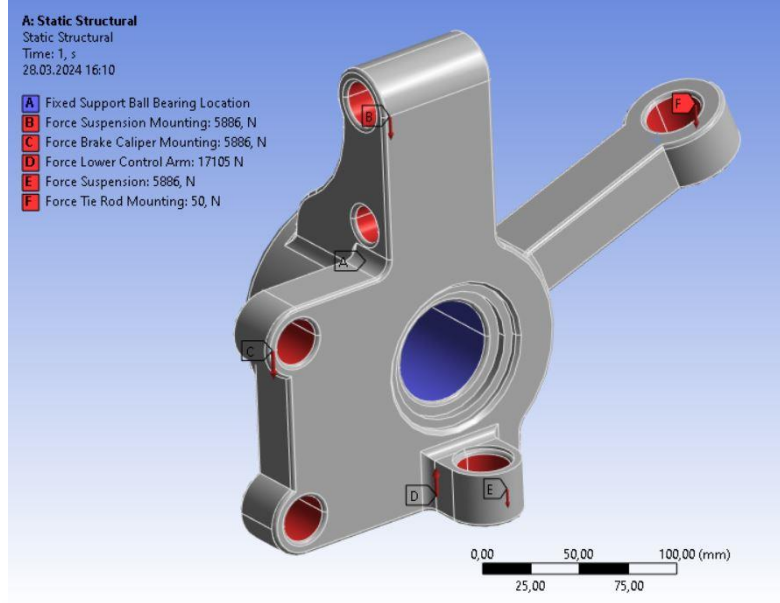
$$F_{\text{salıncak}, y} = 3 \times 400 \times 9,81 = 11772 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$F_{\text{salıncak}, z} = 1 \times 400 \times 9,81 = 3924 \text{ N} \quad (4.14)$$

X, Y ve Z eksenlerinde salıncak koluna etki eden kuvvetler bulunduktan sonra salıncak koluna etki eden bileşke kuvvet aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

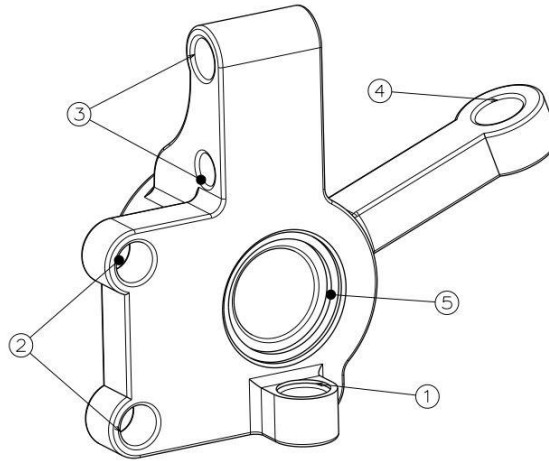
$$F_{\text{salıncak}} = \sqrt{(11772)^2 + (11772)^2 + (3924)^2} = 17104,74 \text{ Newton} \quad (4.16)$$

Bulunan yükleme değerleri Şekil 4.25’de gösterildiği gibi ANSYS ortamında uygulanmıştır.



Şekil 4.25. Direksiyon Mafsalı Sınır Şartları

Araç hareket halindeyken birçok farklı yol senaryosu ile karşı karşıya kalabilmektedir bunlar ani fren yapmak, keskin dönüşlerde manevra yapmak, ani hızlanma ve yolda karşılaşılabilecek çukur ve kasislerden geçmek bu yol senaryolarından bazısıdır. Direksiyon mafsalı üzerinde süspansiyon sistemi, fren sistemi ve yürüyen aksam parçalarını barındırmaktadır. Bu değişken yol şartları esnasında amortisör, salıncak kolu, fren kaliperi ve rot kolu direksiyon mafsalını zorlamaya çalışmaktadır.



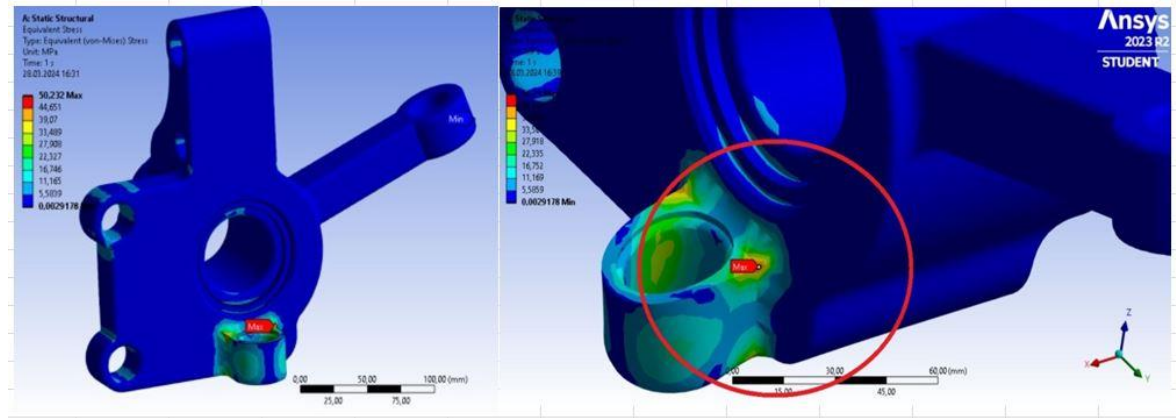
NUMBER	PART
1	Lower Ball Joint
2	Brake Caliper Mounting
3	Suspension Mounting Upper Arm
4	Tie Rod Mounting
5	Ball Bearing Location

Şekil 4.26. Direksiyon Mafsalı Bağlantı Noktaları

Şekil 4.26’da direksiyon mafsalinın bağlantı noktaları gösterilmiştir. 1 numara ile gösterilen yer direksiyon mafsalinın alt salıncak kolu ile bağladığı bölümdür. 2 numaralı bağlantı delikleri fren kaliperinin direksiyon mafsalına bağlandığı yeridir. 3 numaralı bölüm süspansiyon kolunun bağlantısının yapıldığı montaj delikleridir. 4 numaralı bölüm rot kolunun direksiyon mafsalına bağlandığı deliklerdir ve 5 numara ile gösterilen yer ise aks kolunun bağlantı yeridir. ANSYS de sınır şartlar tanımlanırken bu yerler ele alınmıştır.

#### 4.2.4. Direksiyon Mafsalı İçin Çözümün Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi

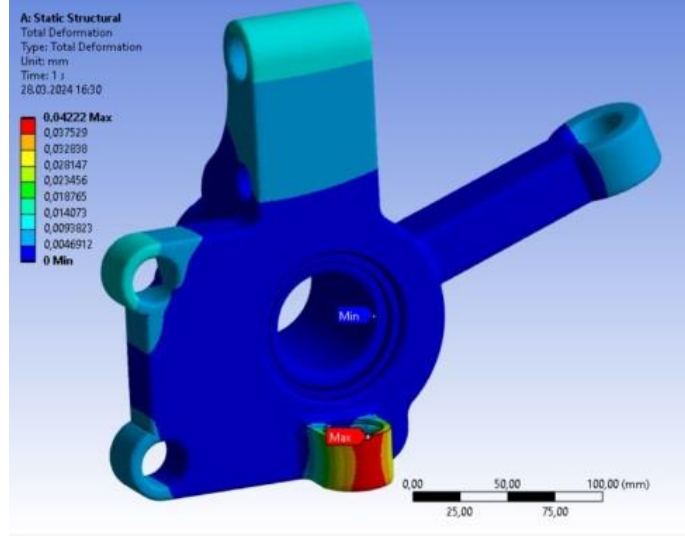
Malzeme seçiminin (6082 T6), mesh değerlerinin ve sınır şartlarının belirlenmesinin ardından direksiyon kolu parçamız statik analize tabi tutulmuştur. ANSYS programı kullanılarak yapılan statik analiz sonucunda parçamızda maksimum gerilmenin olduğu yer uygulamış olduğumuz bileşke kuvvetlerin doğrultusunda kuvvet yönü ile aynı yönlü olarak alt salıncak kolu bağlantı bölgesinde maksimum olduğu gözlemlenmiştir. Maksimum gerilme şekil 4.27’de görüldüğü gibi 50,23 MPa olarak gözlemlenmiştir.



Şekil 4.27. Direksiyon Mafsalı Maksimum Gerilme Dağılımı

Maksimum gerilmemin yeri belirlendikten sonra bu bölgeye en yakın kritik bölgeler belirlenmiştir. Bu bölgelerin parçamızın ‘fixed support’ olarak belirlenen aks mili bağlantı bölgesinin yakınında olduğu gözlemlenmiştir (Şekil 4.27).

Yapılan statik analizi sonucu parçadaki en büyük deformasyon miktarının 0,042 mm olduğu ve bu bölgenin parçamıza uygulanan bileşke kuvvetin etrafında olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.28’de yer değiştirmenin maksimum ve minimum olduğu yerler gösterilmiştir.



Şekil 4.28. Direksiyon Mafsalı En Büyük Deformasyon Dağılımı

#### 4.2.5. Direksiyon Mafsalı Topoloji Optimizasyonu

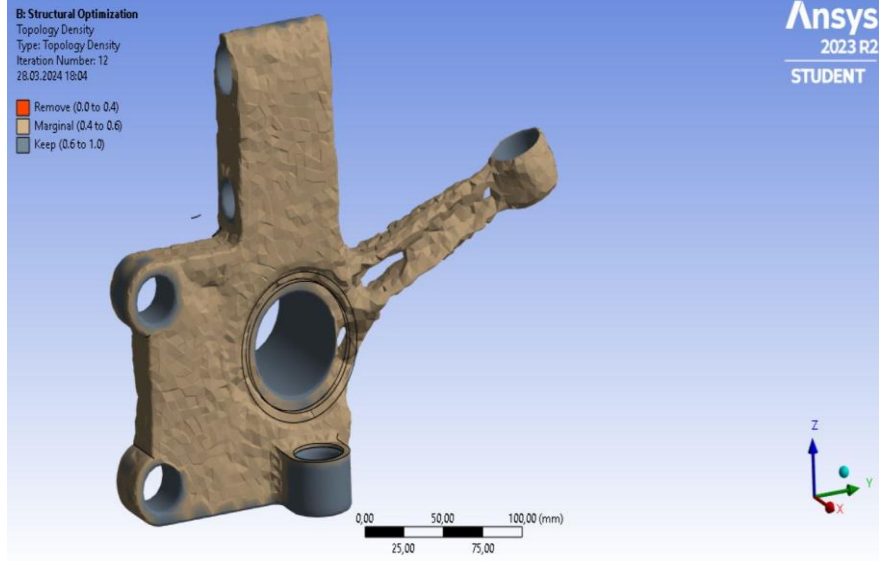
Statik analizini yapmış olduğumuz direksiyon mafsalı parçamıza topoloji optimizasyonu uygulayarak parçamızdan kütle azaltılması hedeflenmiştir. Kütle azaltma çalışması yapılırken parçanın mevcut çalışma şartlarındaki rijit yapısının bozulmaması sağlanmıştır.

Yapmış olduğumuz statik analizler sonucu şekil 4.27’de gördüğümüz gibi bazı bölgelerde gerilmelerin oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu gözlemler sonucu mevcut modelde topoloji optimizasyonu uygulamanın uygun olduğu görülmüştür.

Direksiyon mafsalı parçasının optimizasyonu sırasında ‘Density Method’ yöntemi tercih edilmiştir. Bu yöntem kapsamında, sonlu elemanlar analizi (SEA) modelindeki her bir elemana bir hayali yoğunluk atanarak malzeme dağılımı gerçekleştirilir. Bu hayali yoğunluk, 0 ile 1 arasında bir değer olarak malzemenin boşaltılabileceği bölgelerin belirlenmesine yardımcı olur.

Optimizasyon esnasında parçanın sınır koşulları, maksimum gerilme değerleri, maksimum deformasyon miktarı gibi değerler ele alınarak parçanın malzeme dağılımındaki yükler sonucu gerilme oluşmayan veya sınırlar içerisinde kalan hacimlerin modelden uzaklaştırılması sağlanır.

ANSYS optimizasyon modülünde ‘Response Constraint’ bölümünün tanım ‘Definition’ kısmında ‘Percent to Retain’ sekmesi bulunmaktadır. Bu sekmede bulunan ayarlanabilir çubuk sayesinde model üzerinde boşaltma yapılacak oranın belirlenmesi gerekmektedir. Analizi yaparken bu değer %60 olarak seçilmiştir. Ayar yapıldıktan sonra analize başlanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen geometri Şekil.4.29’da verilmiştir.



Şekil 4.29. Direksiyon Mafsalı Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu sonucunda parçamızın ön yüzeyinde aks bağlantı bölgesinde ve rot kolu bağlantı bölgesinde hacimde azaltma yapılabileceği gözlemlenmiştir. Şekil 4.29’da görüldüğü gibi rot bağlantı kolunda büyük oranda kesit daralması görülmektedir. Parçadaki en büyük değişim arka yüzeyinde olmuştur, arka yüzeyde bulunan aks bağlantı bölgesinde büyük miktarda hacimlerin çıkartılabileceği anlaşılmıştır.

Topoloji optimizasyonu sonuçlarına baktığımızda orijinal kütlesi 5,15 kg olan direksiyon mafsalı, optimizasyon sonrası 3,23 kg olarak elde edilmiştir. Esas tasarım 1,92 kg azalmıştır. Bu değer %37,28 oranında ağırlıkta azalma sağlandığı anlamına gelmektedir. Topoloji optimizasyonu elde edilen model ve analize giren model parçaya ait kütle ve hacim bilgileri Şekil 4.30’da verilmiştir.

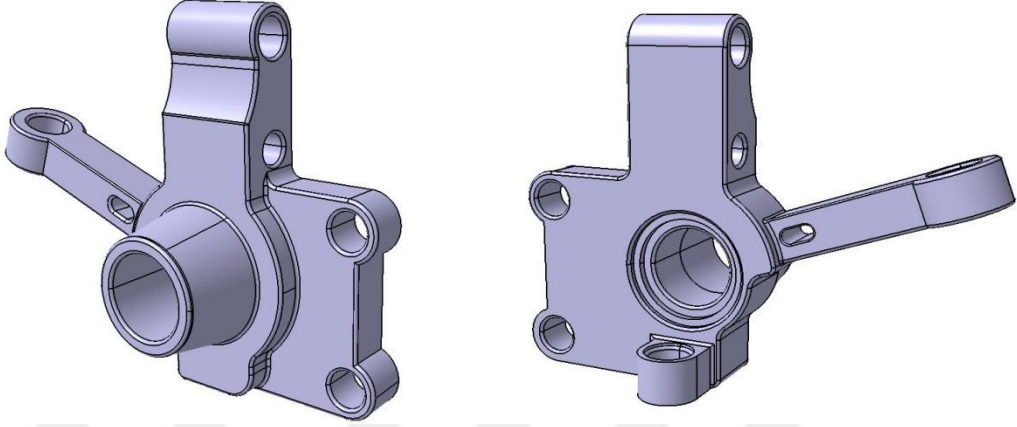
Details of "Topology Density"	
Suppressed	No
<b>Results</b>	
Minimum	1,e-003
Maximum	1,
Average	0,5464
Original Volume	1,8598e+006 mm <sup>3</sup>
Final Volume	1,1676e+006 mm <sup>3</sup>
Percent Volume of Original	62,778
Original Mass	5,1517 kg
Final Mass	3,2342 kg
Percent Mass of Original	62,778
<b>Visibility</b>	
Show Optimized Region	Retained Region
<b>Information</b>	
Iteration Number	12

Şekil 4.30. Direksiyon Mafsalı ANSYS Topoloji Optimizasyon Detayı

Optimizasyon süreci sonrası elde edilen parça, ANSYS ‘SpaceClaim’ modülü içerisine aktarılmıştır. ‘Check Facets’ komutu ile yüzey hataları tespit edilmiştir. Bu hatalı yüzeyler ‘Auto Fix’ komutu ile parçamız yüzey hatalarından arındırılmıştır. Parçamız işlemlerin ardından \*STP

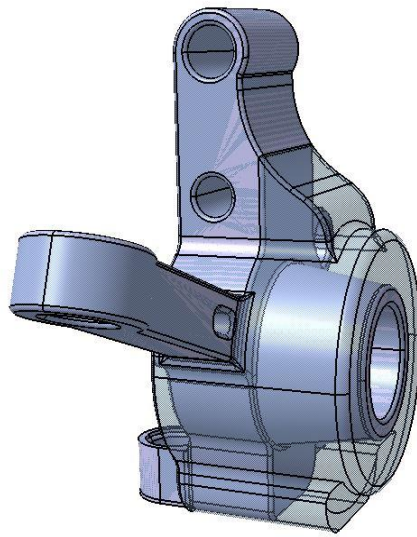
data olarak kaydedilip CATIA V5 programına geri aktarılmıştır. CATIA V5 ile parçamızın imal edilebilecek uygun bir hale getirilmesi sağlanmıştır.

Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen geometri referans alınarak imalat açısından da daha uygun bir model tasarımı yapılmıştır.



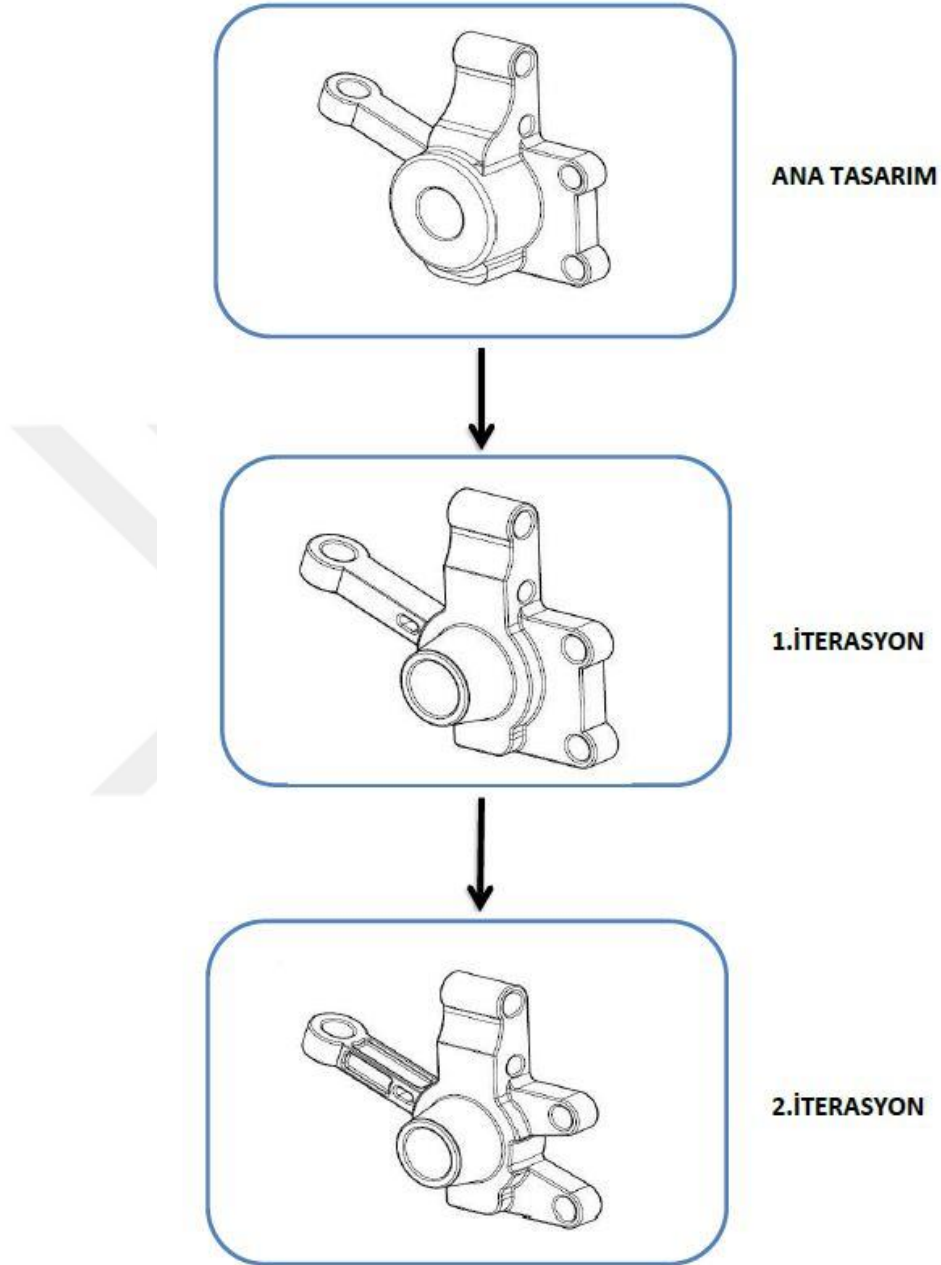
Şekil 4.31. CATIA V5 İle Optimizasyon Sonrası Direksiyon Mafsalı Tasarımı

ANSYS programının yapmış olduğu topoloji optimizasyonu CATIA V5 programı ile düzenlenmiş olup gerilmelerin en az olduğu ve çıkartılması uygun olan bölge şekil 4.31’de görüldüğü gibi ana tasarımdan çıkartılmıştır. Elde edilen data, topoloji optimizasyonu sonucunda çıkan sınırlar içerisinde yeniden boyutlandırılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrasında şekil optimizasyonu yapılmıştır.



Şekil 4.32. Direksiyon Mafsalı Ana tasarımdan çıkartılan bölüm (Şeffaf Bölge Çıkartılmıştır)

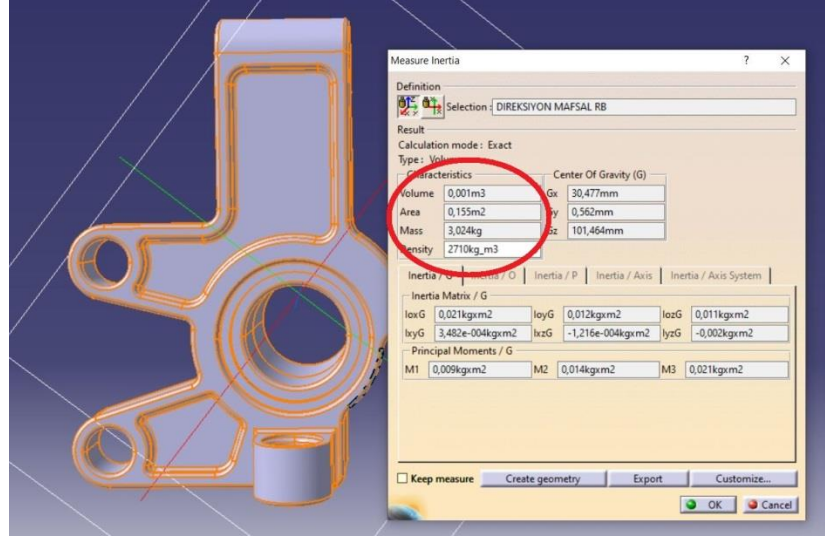
Ana tasarım topoloji optimizasyonu ve şekil optimizasyonu uygulanarak kütle azaltılması yapıldıktan sonra elde edilen tasarım daha sonra iki kez daha aynı işlem adımlarına tabi tutulmuştur. (Şekil 4.33)



Şekil 4.33. Direksiyon Mafsalı Topoloji Optimizasyonu İterasyonları

Topoloji optimizasyonu, yapının optimal şeklini oluşturmak için kullanılır. Elde edilen şekle ait teknik resim Şekil 4.34’de verilmiştir.





Şekil 4.35. Direksiyon Mafsalı Optimize Tasarımın CATIA V5 Ortamında Ağırlığı

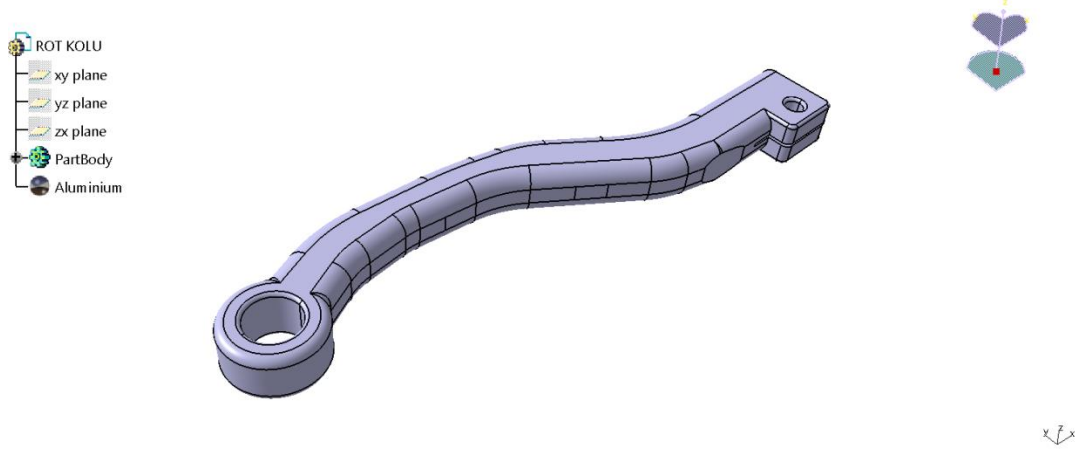
Optimizasyon sonucu ana tasarımımızın ağırlığında meydana gelen değişim Çizelge 4.10'da verilmiştir. Tasarım sonucuna göre parçanın ağırlığı şekil 4.35'de gösterildiği gibi 3,024 kg olarak ölçülmüştür.

Çizelge 4.10. Direksiyon Mafsalı Ağırlıklar.

	Kütle (kg)
<b>Ana Tasarım</b>	5,042
<b>1.İterasyon</b>	3,483
<b>2.İterasyon</b>	3,024
<b>Kazanç</b>	<b>2,018</b>

### 4.3. Rot Kolu Tasarım Eniyileme

Süspansiyon sisteminin ve araç yürüyen aksının en önemli parçalarından biri olan rot kolunun süspansiyon sistemi içerisine kaba hali ile bir montajı yapılmıştır. Bu hali ile rot kolu gerek ağırlık gerek hacim olarak yüksek değerlere sahiptir. Topoloji optimizasyonu için olarak optimizasyon parametreleri seçilerek ANSYS 'de sonlu elemanlar kurulmuştur. Elemanın taşıyacağı yükler, sınır şartları ve malzeme değerlerine göre statik analiz gerçekleştirilip rot kolunun ilk tasarım hali olan kaba hali için dayanım değerleri elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu hacmi azaltılmış model, imalat edilebilir olarak tekrar CATIA ortamında modellenmiştir. Ardından eniyileme yapılmış model yeniden statik analize tabi tutulmuş olup sonuçlar sınır koşulları içerisinde değilse modelleme tekrardan yapılmıştır.



Şekil 4.36. Mevcut Rot Kolu Modelinin CATIA V5 İle Tasarımı

#### 4.3.1. Rot Kolu Malzeme Tayini

Direksiyon sistemine uygulanan kuvvet rotlar yardımıyla tekerleklere iletilmektedir. Rot kollarımızın bu kuvvetlere dayanabilmesi için yapısal olarak sert malzemeden imal edilmesi gerekmektedir. Rot kolları için kullanılan en yaygın malzeme çoğunlukla çelik malzemedir. Çelik malzemenin güçlü ve dayanıklı yapısı direksiyon sisteminde oluşan kuvvetlere ve gerilmelere dayanabilmektedir. Güvenilirliği ve maliyeti sebebiyle otomotiv sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Rot kolları için yaygın olarak yumuşak çelikler (MS) kullanılmaktadır. Yumuşak çeliklere alternatif olarak EN8, EN19 ve paslanmaz çelik (SS) alaşımlarda kullanılabilir.

Yapılacak olan analizlerde rot kolunun malzemesi EN8 çelik olarak belirlenmiştir. Bu malzemeye ait özellikler Çizelge 4.11’de verilmiştir.







Çizelge 4.11. EN8 Çelik Malzeme Özellikleri (astmsteel.com, 2024)

ÇELİK EN8		
Isıl İşlem	Çekme Dayanımı	Akma Dayanımı
	MPa	MPa
N	550	280
	510	245
Q	625/775	385
R	700/850	465

ANSYS’de sonlu elemanlar analizinin adımlarından olan ve ilk olarak yapılan işlem malzeme özelliklerinin tanımlandığı bölümdür. Malzeme kütüphanesinde çok sayıda mühendislik malzemesinin bulunduğu gibi istendiği durumlarda istenilen özellikte malzeme modeli oluşturulabilir.

Bu tezde EN8 malzemeye ait özellikler Şekil 4.37’de gösterildiği gibi verilerek yeni bir malzeme modeli oluşturulmuştur. Kullanılacak olan malzemenin tüm özelliklerinin programa tanımlanması gerekmektedir.

Malzemesi tanımlandıktan sonra girilen değerlere göre parçanın ağırlığı, hacmi vb özellikleri elde edilebilmektedir.

12	 Strain-Life Parameters				
20	 S-N Curve	Tabular			
24	 Tensile Yield Strength	280	MPa		
25	 Compressive Yield Strength	280	MPa		
26	 Tensile Ultimate Strength	550	MPa		
27	 Compressive Ultimate Strength	0	Pa		

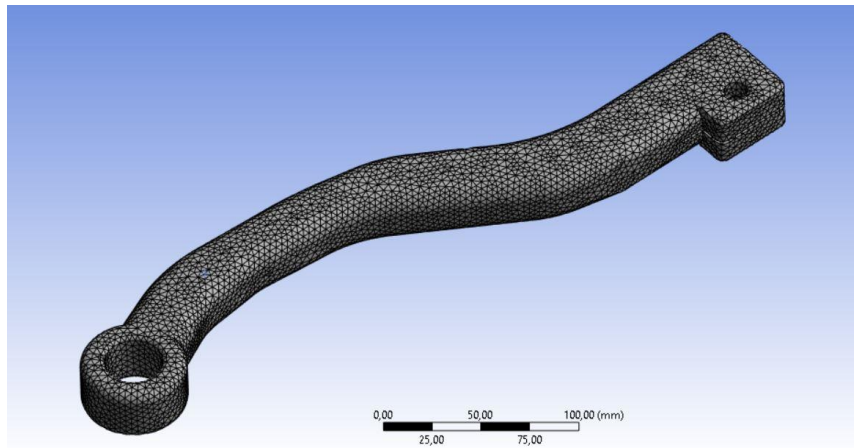
Şekil 4.37. EN8 Malzeme Özelliklerinin ANSYS Ortamına Aktarılması

#### 4.3.2. Rot Kolu Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

İlk olarak rot kolunun basit modellemesi CATIA V5 paket programı kullanılarak yapılmıştır. CATIA paket programının 'Part design' modülü kullanılmıştır. Parçanın boyutlandırılması bir otomobilde kullanılan rot kolu parçasına yakın ölçülerde yapılmıştır. CATIA'da çizmiş olduğumuz model \*STP uzantılı olacak şekilde kaydedilmiştir. Hazırlanan STP uzantılı model, geometri modülünden ANSYS programı içerisine alınarak mesh işlemine tabi tutulmuştur.

Topoloji optimizasyonunda doğru sonuçlar alabilmemiz için parçaya mümkün olduğunca küçük mesh atmamız gerekmektedir. Meshlemenin hassasiyeti artırıldıkça daha doğru sonuçlar elde edilebilir. Meshleme süresinin artırılması analiz süresinin uzaması anlamına gelmektedir.

Parçamız CATIA V5 programı yardımıyla çizilip \*STP formatında kaydedilmiştir daha sonra modelimizin \*STP formatında ANSYS 'Static Structural' modülünde Geometri kısmına aktarılmıştır. Aktarılan modelimize 'Model' bölümünde mesh işlemi uygulanmıştır.



Şekil 4.38. Rot Kolu Mesh Yapısı (5mm)

Yapılan mesh işlemi sonucunda 131,062 Düğüm ve 89,280 Eleman sayısı elde edilmiştir. Bu işlemler sonucundan 'Skewness' değeri ve 'Element Quality' değerleri kabul edilebilir değerler

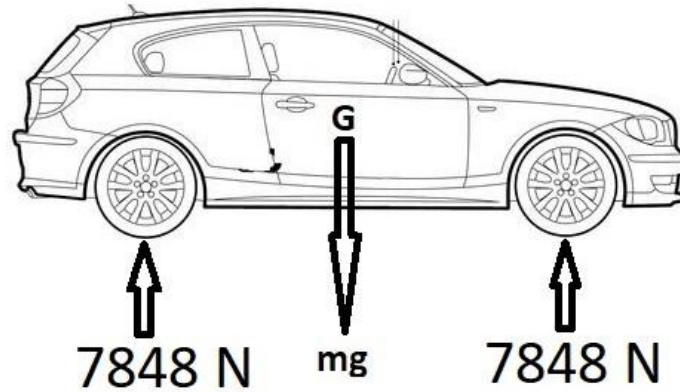
içerinde elde edilmiş olup Şekil 4.6’da verilmiş olan mesh kabul kriterleri baz alınarak analize devam edilmiştir.

Çizelge 4.12. Rot Kolu Mesh İşlemi Sonucu Düğüm ve Eleman Sayıları

MESH	ELEMAN BOYU (mm)	DÜĞÜM SAYISI	ELEMAN SAYISI
1	5	131,062	89,280

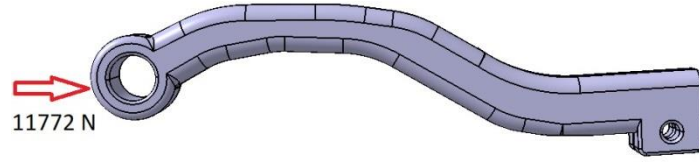
#### 4.3.3. Rot Kolu Sınır Şartlarının, Başlangıç Şartlarının ve Yüklerin Uygulanması

Sonlu elemanlar analizi modellerinden doğru sonuçlar alınabilmesi için önemli adımlardan biride sınır şartları ve yüklerin doğru tanımlanmasıdır. Rot koluna uygulanan yükler için ağırlığı 1200 kg olan Premium C segmentinde olan bir araç 5 kişilik taşıma kapasitesi (400 kg) ile birlikte 1600 kg olacak şekilde baz alınmıştır. Aracımızın ağırlık dağılımı %50 ön aks ve %50 arka aks olacak şekildedir (Demir, 2014). Ağırlık dağılımı ön aks ve arka aks için eşit olduğu kabul edilirse ön aks tarafından karşılanan kuvvet 7848 N olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.39. Araca etki eden kuvvetler

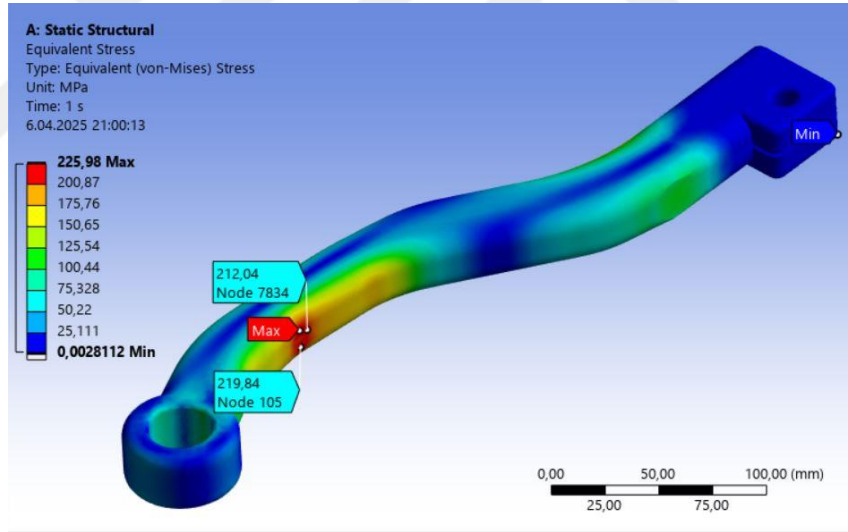
Ön tekerimizdeki tepki kuvveti, ön aksımız tarafından karşılanan kuvvetin yarısı olan 3924 N’a eşittir. Çizelge 4.5’de ifade edilen kuvvetler ele alınırsa rot koluna etki eden kuvvet 11772 N olacak şekilde analizlerimiz gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.40. Rot Kolu Sınır Şartları

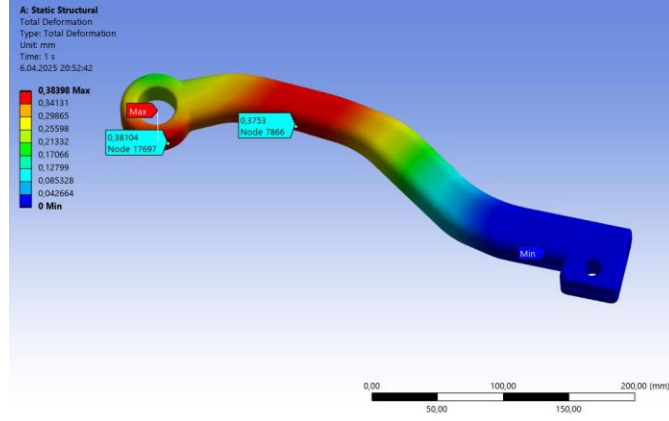
#### 4.3.4. Rot Kolu İçin Çözümün Yapılması ve Sonuçların Değerlendirilmesi

Malzeme seçiminin (EN8), mesh değerlerinin ve sınır şartlarının belirlenmesinin ardından rot kolu parçamız statik analize tabi tutulmuştur. ANSYS programı kullanılarak yapılan statik analiz sonucunda parçamızda maksimum gerilmenin olduğu yer, parçanın gövdesi üzerinde bulunan kavisli geometrisi üzerinde 225,98 MPa olarak okunmuştur. Maksimum gerilme aynı zamanda parçanın en fazla kesit değişimine uğradığı bölgede olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.41. Rot Kolu Maksimum Gerilme Dağılımı

Statik analizi sonucu parçada meydana gelen en büyük deformasyon miktarı 0,3898 mm olarak okunmuştur. Parçada meydana gelen en büyük yer değiştirme kuvvetin uygulandığı rot başı bölgesinde meydana gelmiştir.



Şekil 4.42. Rot Kolu En Büyük Deformasyon Dağılımı

#### 4.3.5. Rot Kolu Topoloji Optimizasyonu

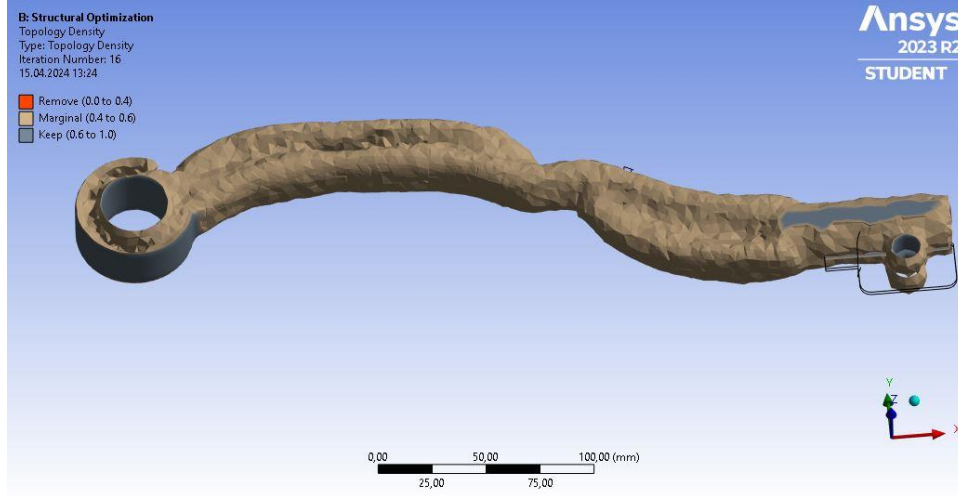
Statik analizini yapmış olduğumuz rot kolu parçamıza topoloji optimizasyonu uygulayarak parçamızdan kütle azaltılması hedeflenmiştir. Kütle azaltma çalışması yapılırken parçanın mevcut çalışma şartlarındaki rijit yapısının bozulmaması sağlanmıştır.

Yapmış olduğumuz statik analizler sonucu şekil 4.41’de gördüğümüz gibi bazı bölgelerde gerilmelerin oldukça düşük olduğu gözlemlenmiştir. Bu gözlemler sonucu mevcut modelde topoloji optimizasyonu uygulamanın uygun olduğu görülmüştür.

Rot kolu parçasının optimizasyonu sırasında ‘Density Method’ yöntemi tercih edilmiştir. Bu yöntem kapsamında, sonlu elemanlar analizi (SEA) modelindeki her bir elemana bir hayali yoğunluk atanarak malzeme dağılımı gerçekleştirilir. Bu hayali yoğunluk, 0 ile 1 arasında bir değer olarak malzemenin boşaltılabileceği bölgelerin belirlenmesine yardımcı olur.

Optimizasyon esnasında parçanın sınır koşulları, maksimum gerilme değerleri, maksimum deformasyon miktarı gibi değerler ele alınarak parçanın malzeme dağılımındaki yükler sonucu gerilme oluşmayan veya sınırlar içerisinde kalan hacimlerin modelden uzaklaştırılması sağlanır.

ANSYS optimizasyon modülünde ‘Response Constraint’ bölümünün tanım kısmında ‘Percent to Retain’ sekmesi bulunmaktadır. Bu sekmede bulunan ayarlanabilir çubuk sayesinde model üzerinde boşaltma yapılacak oranın belirlenmesi gerekmektedir. Analizi yaparken bu değer %60 olarak seçilmiştir. Ayar yapıldıktan sonra analize başlanmıştır. Analiz sonucunda elde edilen geometri Şekil.4.43’te verilmiştir.



Şekil 4.43. Rot Kolu Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu sonucunda parçanın gövde kısmında ve rot mili bağlantı bölgesinde hacimde azaltma yapılabileceği gözlemlenmiştir (Şekil 4.43).

Topoloji optimizasyonu sonuçlarına baktığımızda orijinal kütlesi 3,21 kg olan Rot Kolu, optimizasyon sonrası 2,03 kg olarak gözlemlenmiştir. Orijinal kütlemiz 1,17 kg azalmıştır. Bu değerler bize orijinal kütlemizden %36,66 ağırlıkta azalma sağlandığı anlamına gelmektedir. Topoloji optimizasyonu elde edilen model ve analize giren parçaya ait kütle ve hacim bilgileri Şekil 4.44’de verilmiştir.

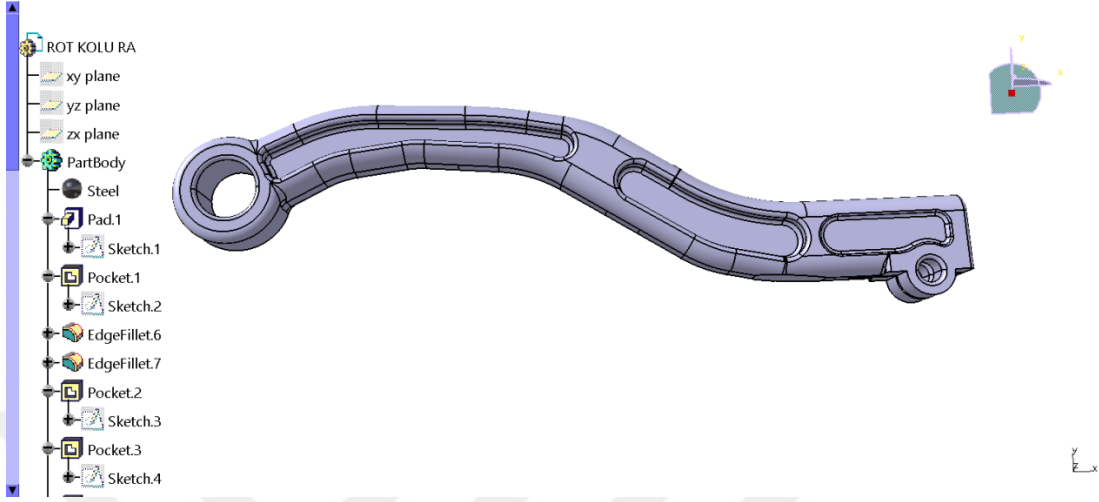
Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	1,e-003
<input type="checkbox"/> Maximum	1,
<input type="checkbox"/> Average	0,51833
<input type="checkbox"/> Original Volume	4,0867e+005 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Final Volume	2,5885e+005 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Percent Volume of Original	63,339
<input type="checkbox"/> Original Mass	3,2081 kg
<input type="checkbox"/> Final Mass	2,032 kg
<input type="checkbox"/> Percent Mass of Original	63,339

Şekil 4.44. Rot Kolu Topoloji Optimizasyon Detayı

Optimizasyon süreci sonrasında elde edilen parça, ANSYS ‘SpaceClaim’ programına aktarılmıştır. Burada, ‘Check Facets’ komutu kullanılarak hatalı yüzeyler tespit edilmiştir. Bu hatalı yüzeyler, ‘Auto Fix’ komutu ile düzeltilmiştir. Ardından, parça \*STP formatında kaydedilerek CATIA V5 yazılımına geri aktarılmıştır. CATIA V5 ile parçanın, imalat için uygun bir hale getirilmesi sağlanmıştır.

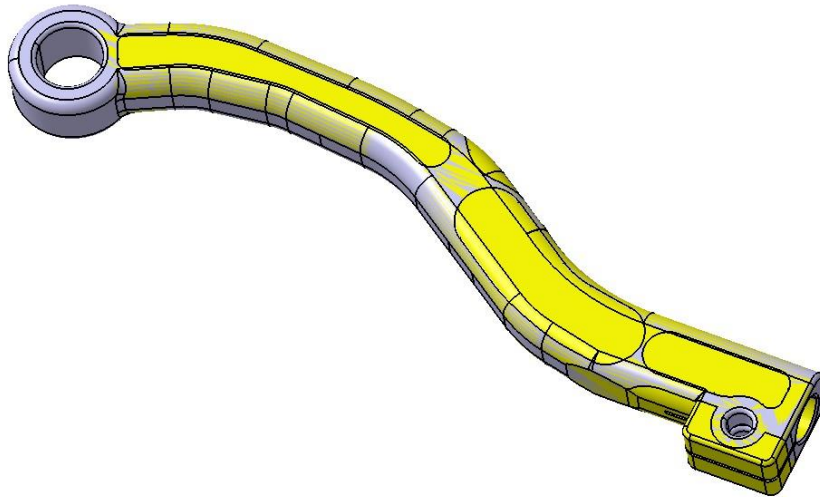
Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen geometri referans alınarak imalat açısından da daha uygun bir model tasarımı yapılmıştır.

ANSYS programı kullanılarak yapılan topoloji optimizasyon sonucu gerilmelerin en az olduğu yerler ve çıkartılması uygun görülen yerler CATIA V5 programı kullanılarak düzenlenmiştir.



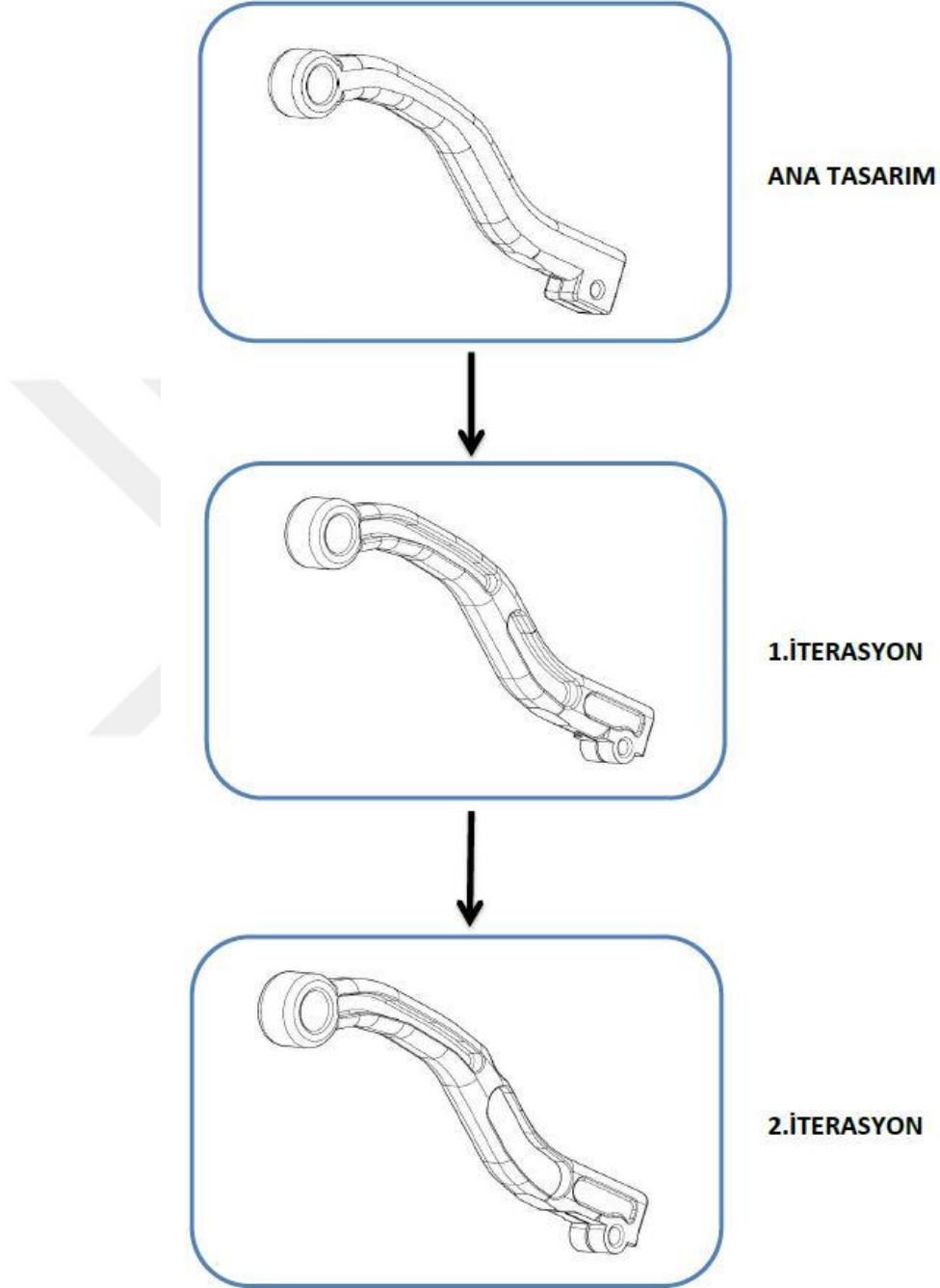
Şekil 4.45. CATIA V5 ile Optimizasyon Sonrası Rot Kolu Tasarımı

ANSYS programının yapmış olduğu topoloji optimizasyonu CATIA V5 programı ile düzenlenmiş olup gerilmelerin en az olduğu ve çıkartılması uygun olan bölge şekil 4.45’de görüldüğü gibi ana tasarımdan çıkartılmıştır. Elde edilen data, topoloji optimizasyonu sonucunda çıkan sınırlar içerisinde yeniden boyutlandırılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonrasında şekil optimizasyonu yapılmıştır.



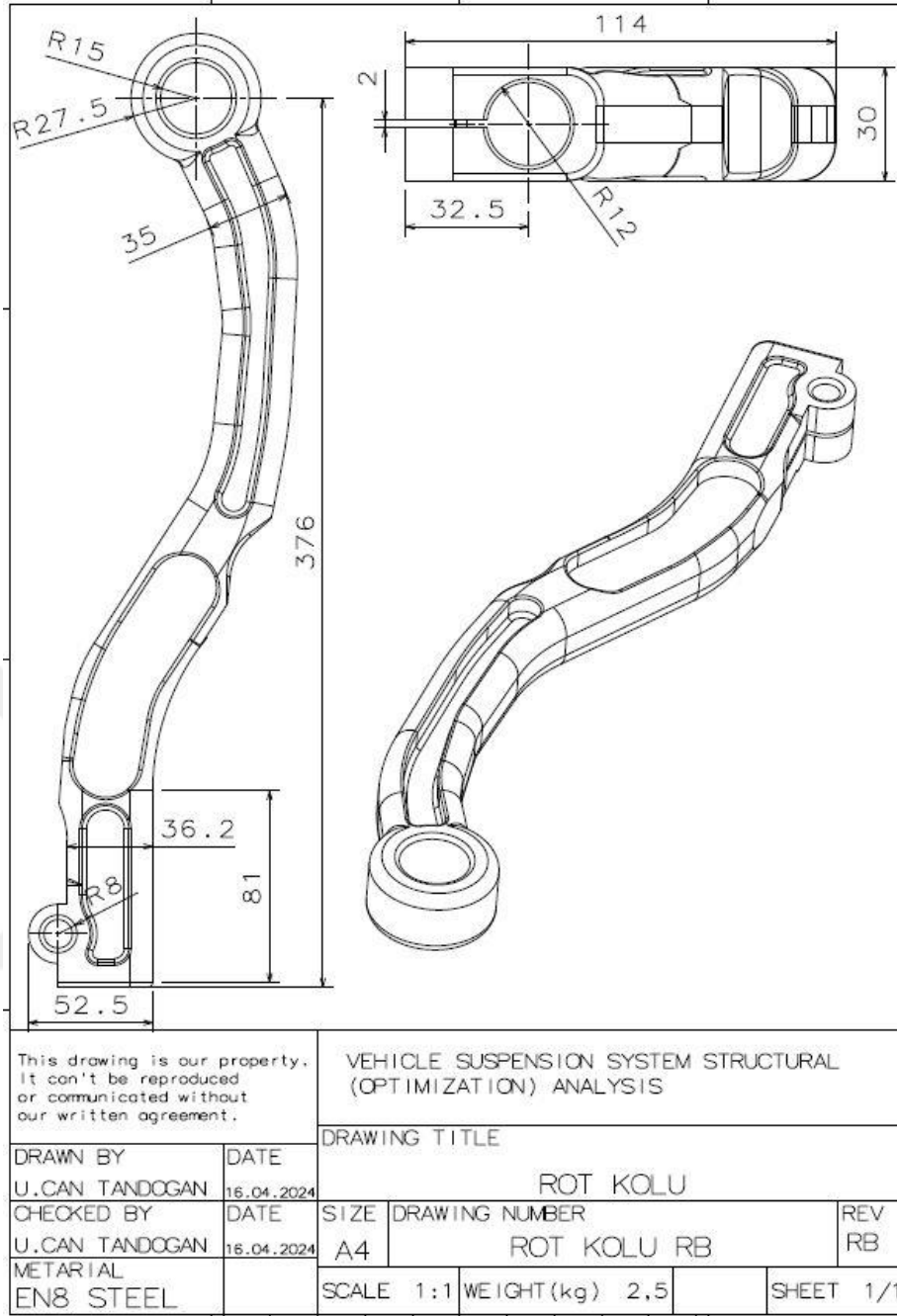
Şekil 4.46. Rot Kolu Ana tasarımdan çıkartılan bölüm (Sarı Bölge Çıkartılmıştır)

Ana tasarım topoloji optimizasyonu ve şekil optimizasyonu uygulanarak kütle azaltılması yapıldıktan sonra elde edilen tasarım daha sonra iki kez daha aynı işlem adımlarına tabi tutulmuştur. (Şekil 4.47)



Şekil 4.47. Rot Kolu Topoloji Optimizasyonu İterasyonları

Topoloji optimizasyonu, yapının optimal şeklini oluşturmak için kullanılır. Elde edilen şekle ait teknik resim Şekil 4.48’de verilmiştir.



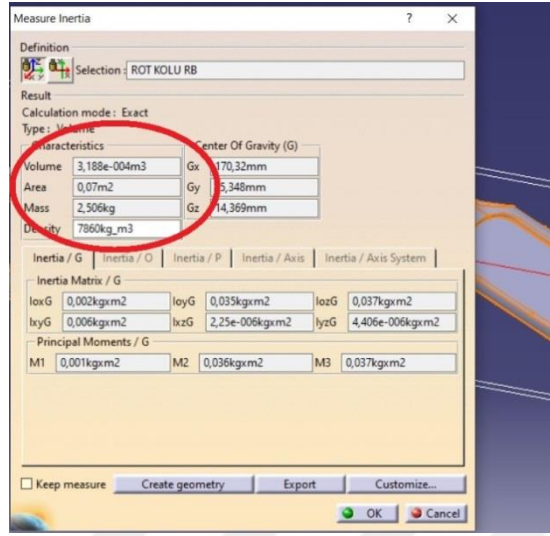
Şekil 4.48. Rot Kolu Optimizasyon Sonucu

Salıncak Koluna ait ilk tasarım ve sonrasında optimizasyon sonucu elde edilen tasarımlara ait maksimum gerilme ve toplam deformasyon sonuçları Çizelge 4.13'de verilmiştir.

Çizelge 4.13. Rot Kolu Statik Analiz Sonuçları

	Maksimum Gerilme (MPa)	En büyük Deformasyon (mm)
<b>Ana Tasarım</b>	225,98	0,3839
<b>1.İterasyon</b>	244,70	0,5047
<b>2.İterasyon</b>	249,03	0,7292

Optimize Tasarımın sonunda parçamızın CATIA V5 kütüphanesinde mevcut olan Çelik malzeme kullanılarak ağırlık hesaplaması yapılmış ve ağırlığının 2,506 kg olduğu görülmüştür.



Şekil 4.49. Rot Kolu Optimize Tasarımın CATIA V5 Ortamında Ağırlığı

Optimizasyon sonucu ana tasarımımızın ağırlığında meydana gelen değişim Çizelge 4.14’de verilmiştir. Tasarım sonucuna göre parçanın ağırlığı şekil 4.58’de gösterildiği gibi 2,506 kg olarak ölçülmüştür.

Optimize Tasarım modelimiz ile elde etmiş olduğumuz 0,707 Kg’lık kütle azaltmamız esas modelimize göre %22 oranında hafifleme sağladığımızı göstermektedir.

Çizelge 4.14. Rot Kolu Ağırlıklar

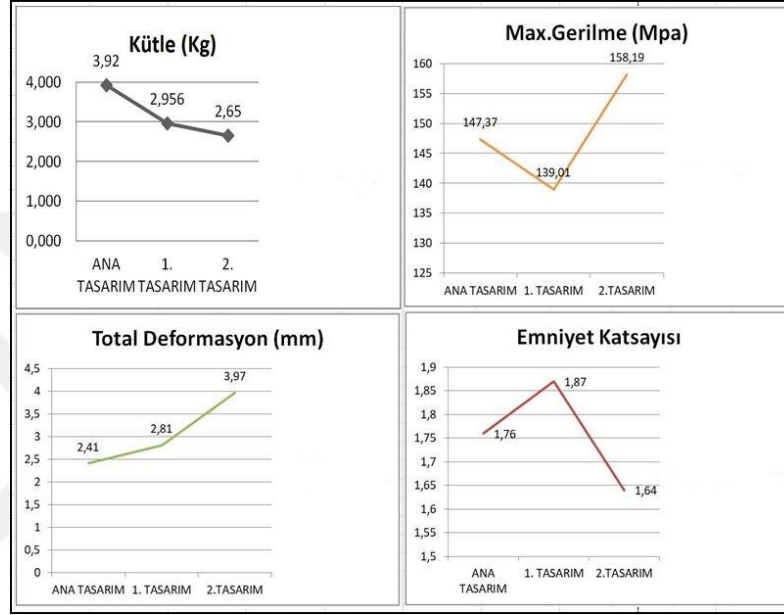
	<b>Kütle (kg)</b>
<b>Ana Tasarım</b>	3,213
<b>1.Tasarım</b>	2,792
<b>2.Tasarım</b>	2,506
<b>Kazanç</b>	<b>0,707</b>



## 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

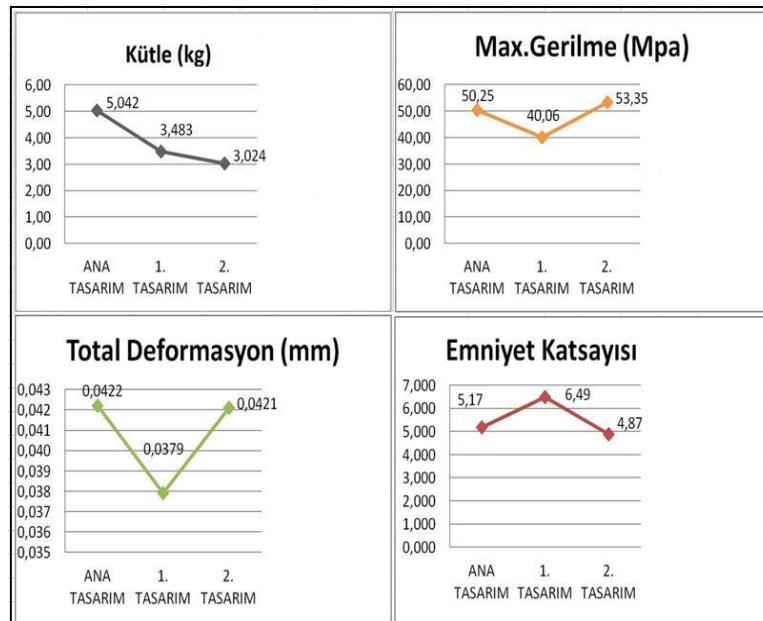
Bu çalışmada bir otomobil süspansiyon sistemini oluşturan salıncak kolu, direksiyon mafsalı ve rot kolu parçalarında topoloji optimizasyonu yapılarak çıkan sonuçlara göre en uygun parçaların elde edilmesi amaçlanmıştır. Optimizasyon sonunda parçaların ağırlıklarında hedeflenen hafifletmeler elde edilirken yeterli dayanım değerlerine sahip oldukları da görülmüştür.

Salıncak kolunun optimizasyonu sonucu elde edilen sonuçlar Şekil 5.1’de gösterilmiştir



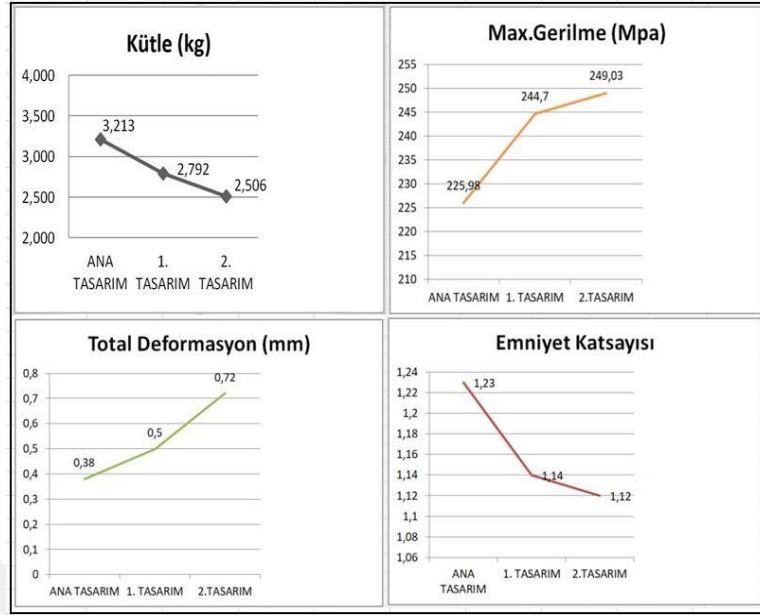
Şekil 5.1. Salıncak Kolu İçin Optimizasyon Sonuçları

Direksiyon Mafsalı optimizasyonu sonucu elde edilen sonuçlar Şekil 5.2’de gösterilmiştir



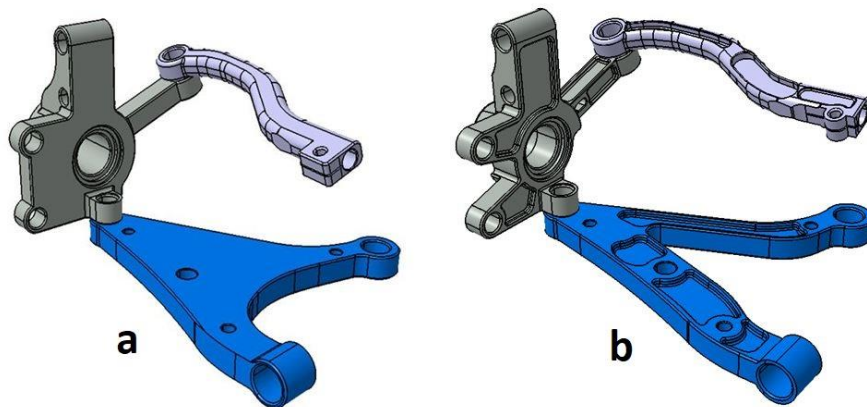
Şekil 5.2. Direksiyon Mafsalı İçin Optimizasyon Sonuçları

Rot kolunun optimizasyonu sonucu elde edilen sonuçlar Şekil 5.3’de gösterilmiştir.

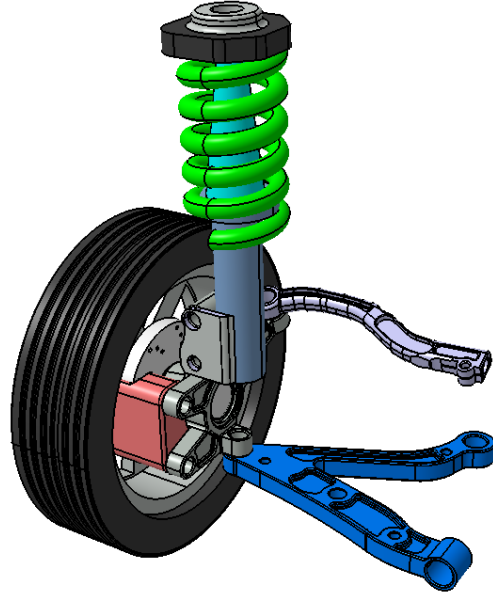


Şekil 5.3. Rot Kolu İçin Optimizasyon Sonuçları

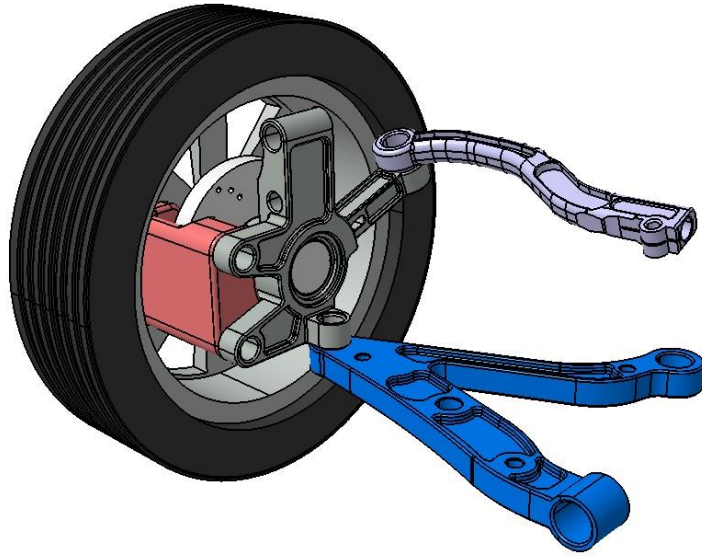
Salıncak kolu, direksiyon mafsalı ve rot kolu parçalarından oluşan süspansiyon sisteminin ilk hali ve optimizasyon sonraki hali Şekil 5.4 ‘de gösterilmiştir. Süspansiyon sisteminin ilk halinin ağırlığı CATIA V5 ortamında 12,177 kg olarak ölçülmüştür. Optimizasyon sonrası süspansiyon sisteminin ağırlığı ise CATIA V5 ortamında 8,217 kg olarak ölçülmektedir. Sonuç olarak süspansiyon sisteminde 3,96 kg’lık hafifletme gerçekleştirilmiştir. Bu sayede; ağırlık olarak hafifletilmiş bir ürün, malzemede tasarruf, imalat maliyetinde azalma, bilgisayar ortamında tasarım ve analizlerin gerçekleştirilmesi sonucu zamandan tasarruf sağlanmıştır. Ayrıca nihai ürünün araç üzerinde kullanılması ile birlikte hafifletme sayesinde ortama salınan egzoz emisyon miktarlarında azalma ile birlikte çevreye verilen zararda en aza indirilebilmektedir.



a- İlk hali b- optimizasyon sonraki hali  
Şekil 5.4. Süspansiyon Sisteminin montajlı hali



Şekil 5.5. Optimize Edilmiş Süspansiyon Sistemi



Şekil 5.6. Optimize Parçaların Süspansiyon Sistemine Montajı



## KAYNAKLAR

- Anonim 1: <https://docplayer.biz.tr/48904953-Urun-tasariminda-yapisal-optimizasyon-yontemleri.html> [Son erişim tarihi: 9.03.2024]
- Babu, B. M. Prabhu, P. Dharmaraj, R. Sampath, 2014. Stress Analysis on Steering Knuckle of the Automobile Steering System, International Journal of Research in Engineering and Technology. 363-368.
- Bannantine, AJ., Comer, JJ. and Handrock LJ. 1983. Fundamentals of Metal Fatigue Analysis. Englewood Cliffs, Prentice Hall, N.J, USA. ,
- Bendsøe, M.P. ve Sigmund, O., 2003. Topology Optimization, Theory, Methods and Applications, Springer, Heidelberg, 2-184.
- Birch, T.,1998. Automotive suspension and steering system. CENGAGE Delmar Learning; 3 edition, 640.
- Crouse, W. H., Anglin, D.L., 1992. Automotive Brakes, Suspension and Steering, Macmillan/McGrawHill, New York, 112-133.
- Enginar, H. E.,2014. Ağır taşıt jantının topoloji optimizasyonu yardımıyla optimum tasarımı, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 69s.
- EN8 Çelik Malzeme Özellikleri <https://www.astmsteel.com/product/en8-carbon-steel-080m40-bs-970/> [Son erişim Tarihi: 13.04.2024]
- Erdil, A.B., 2007. Portal Krenlerin Tasarımı Ve Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Gerilme Analizi. Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, İstanbul, 126s.
- Erol, B., 2019. Uçak komponentlerinin bilgisayar destekli malzeme seçimi ve topoloji optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, Ege Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 221s.
- Falah, A.H., Alfares, M. A., Elkholy, A.H. (2007). Parametric design of automotive ball joint based on variable desing methodology using knowledge and feature-based computer assisted 3D modelling. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 66, 87-103
- Fish, J., Belytschko, T., 2007. A First Course in Finite Elements. John Wiley & Sons, Chichester, England, 1-9.
- Habibi, H., Shirazi, K. H., Shishesaz, M., 2008. Roll ster minimization of McPherson-strut suspension system using genetic algorithm method, Mechanism and Machine Theory 43, Iran, 57-67.
- Halderman, J. D., Mitchell, Jr. C. D., 2004. Automotive Steering, Suspension and Alignment, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, Columbus, Ohio.
- Hatipoglu, M 2015. Topology Optimization Method and Automotive Bracket Optimization, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 75s

- Hrovat, Davor., 1997. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. *Automatica* 33(10), 1781-1817.
- Hwang, S. Y., Jeong, H. S., Kim, N., Domblesky, J.(2016). Design process to minimize roof surface defects using a flexural function and finite element analysis. *Int J. Automotive Technology* 17(1), 127-133.
- Isermann, R., 2005. *Mechatronic systems Fundamentals*. Springer, New York, 598s.
- Kurtaran, H., 2005. Optimizasyon teorisi ve uygulamaları, ders notları. Gebze İleri teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Mühendisliği Anabilim Dalı, Kocaeli.
- Larsson, R., 2016. *Methodology for Topology and Shape Optimization : Application to a Rear Lower Control Arm*”, Yüksek Lisans Tezi Chalmers Teknoloji Üniversitesi, Göteborg.
- Liu, G.R., Quek, S.S., 2003. *The Finite Element Method: a Practical Course*, Ed: Liu G.R. and Quek S.S. Butterworth Heinemann, Oxford, 1-11.
- Nazlı, A., Özsoy, N. (2024). Bir Otomobil Salınacağına Topoloji Optimizasyonu. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, 29(2), 607-622. <https://doi.org/10.17482/uumfd.1431634>
- Putgöl, Y., Altıparmak, D., 2016. Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri. *Politeknik Dergisi*, 19(2), 195-202.
- Poulikidou, S., Jerpdal, L., Björklund, A., Akermo, M.(2016). Environmental performance of self-reinforced composites in automotive applications- Case study on a heavy truck component. *Materials and Design*, 103,321-329
- Rajamani, R., 2005. *Vehicle dynamics and control*. Springer, New York, 496s.
- Rastani, M. 1996. *Integration of manufacturing design applications in FE-based applied mechanics courses*.
- Reimpell, J., Stoll, H., Betzler, J. W., 2001. *The Automotive Chassis*. 2nd ed, Oxford: Butterworth Heinemann, England, 1-85, 266-306.
- Smith, J.H., 2002. *An introduction to modern vehicle design*. SAE International, 600s.
- Sundaram, J., Varadarajan, B., Keppanan, M.(2017). Dynamic behaviour of a trailing arm suspension unit of a tracked vehicle with flexible and rigid elements. *Int. J. Heavy Vehicle Systems* 24(4), 345-360.
- Top, N., Şahin, İ., ve Gökçe, H., 2018. 3B Yazıcı teknolojisi için topoloji optimizasyonu: Otomotivde salıncak kolu üzerine bir çalışma. *Third International Symposium on Industrial Design & Engineering (ISIDE)*, Antalya, 210-219.
- Tyflopoulos, Evangelos, ve ark. (2018). "State of the art of generative design and topology optimization and potential research needs." *DS 91: Proceedings of NordDesign 2018*, Linköping, Sweden, 14th-17th August 2018

- Uludamar, Erinç, Biçer, S ve Taş, M., 2018.Sonlu elemanlar metodu kullanılarak rot üzerinde oluşan gerilmelerin hesaplanması. Artibilim: Adana Bilim ve Teknoloji Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi, 1(2), 30-35.
- Uludamar,E.,Taş, M., Biçer, S.G., Yıldırım,C., Yıldırım,E.A., & Çelebi, K.,(2020).Investigating the Effect of Weight Reduction of Rod-End in Drag-Link Product with Finite Element Analysis, Fatigue Test, and a Case Study. International Journal of Automotive Technology, 21,513-518
- Yadav, Sanjay, ve ark., 2016. Design and analysis of steering knuckle component. Int. J. Eng. Res, 5.
- Yıldız, A.R.,2002, Salıncak Kolunun Optimizasyonu ve Yorulma Analizi, Otekon'02, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, Türkiye.
- Zeytin, H. 2000. Alüminyum Alaşımları Otomotiv Endüstrisinde Uygulamaları ve Geleceği, MAM MKTAE Proje No: 50H5602.
- Zhang, Z., Yu, J., 2008. Design process of a double wishbone suspension, SAE Technical Paper Series, China, 1-9.
- [http://www.matweb.com/search/datasheet\\_print.aspx?matguid=fad29be6e64d4e95a241690f1f6e1eb7](http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=fad29be6e64d4e95a241690f1f6e1eb7) [Son erişim Tarihi: 13.03.2024]
- <https://www.padtinc.com/blog/tag/meshing/page/2/> [Son erişim tarihi: 14.03.2024]
- <https://www.otoguncel.com/teknik-bilgiler/bmw-orneginde-5050-agirlik-dagilimi/> [Son erişim Tarihi: 13.03.2024]



## ÖZGEÇMİŞ

Umut Can TANDOĞAN, 2015 yılında Mersin Ticaret ve Sanayi Odası Anadolu Lisesinden mezun oldu. Aynı yıl Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne başladı. 2020 yılında Fırat Üniversitesinden mezun oldu. 2022 yılında Çukurova Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim dalında Yüksek Lisans eğitimine başladı. 2021 yılında beri Mersin MTD Otomotiv firmasında AR-GE Mühendisi olarak çalışmaktadır.





