

**KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

DOKTORA TEZİ

**HAFİF TİCARİ BİR ARAÇTA KULLANILAN
ÖN ALT ASKI KOLUNUN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU**

SÜLEYMAN SOYDAŞ

KOCAELİ 2022

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

HAFİF TİCARİ BİR ARAÇTA KULLANILAN
ÖN ALT ASKI KOLUNUN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

SÜLEYMAN SOYDAŞ

Prof. Dr. H. İbrahim SARAÇ
Danışman, Kocaeli Üniversitesi

.....

Prof. Dr. A. Necati ÖZSEZEN
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi

.....

Prof. Dr. Kemal ERMİŞ
Jüri Üyesi, Sakarya Uygulamalı Bilimler Üniv.

.....

Dr. Öğr. Üyesi Osman İYİBİLGİN
Jüri Üyesi, Sakarya Üniversitesi

.....

Dr. Öğr. Üyesi Talip ÇELİK
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniversitesi

.....

Tezin Savunulduğu Tarih: 01.04.2022

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ

Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez/proje çalışmada,

- Bu tezin/projenin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu,
- Çalışmanın hazırlık, veri toplama, analiz ve bilgilerin sunumu olmak üzere tüm aşamalarında bilimsel etik ilke ve kurallara uygun davrandığımı,
- Bu çalışma kapsamında elde edilen tüm veri ve bilgiler için kaynak gösterdiğimi ve kaynaklara kaynakçada yer verdiğimi,
- Bu çalışmanın Kocaeli Üniversitesi'nin abone olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Fen Bilimleri Enstitüsü'nün belirlemiş olduğu ölçülere uygun olduğunu,
- Kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- Tezin/Projenin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez/proje çalışması olarak sunmadığımı, beyan ederim.

☒ Bu tez/proje çalışmasının herhangi bir aşaması hiçbir kurum/kuruluş tarafından maddi/alt yapı desteği ile desteklenmemiştir.

☐ Bu tez/proje çalışması kapsamında üretilen veri ve bilgiler..... tarafından.....no'lu proje kapsamında maddi/alt yapı desteği alınarak gerçekleştirilmiştir.

Herhangi bir zamanda, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçları kabul ettiğimi bildiririm.

.....

Süleyman SOYDAŞ

YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI

Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından onaylanan lisansüstü tezimin/projemin tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda belirtilen koşullarla kullanıma açma izninin Kocaeli Üniversitesi'ne verdiğimi beyan ederim. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet haklarım bende kalacak, tezimin/projemin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanımı bana ait olacaktır.

Tezin/projenin kendi özgün çalışmam olduğunu, başkalarının haklarını ihlal etmediğimi ve tezimin/projenin tek yetkili sahibi olduğumu beyan ve taahhüt ederim. Tezim de yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederim.

Yükseköğretim kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında tezim aşağıda belirtilen koşullar haricinde YÖK Ulusal Tez Merkezi/ Kocaeli Üniversitesi Kütüphaneleri Açık Erişim Sisteminde erişime açılır.

- ☐ Enstitü yönetim kurulu kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 2 yıl ertelenmiştir.
- ☐ Enstitü yönetim kurulu gerekçeli kararı ile tezimin/projemin erişime açılması mezuniyet tarihinden itibaren 6 ay ertelenmiştir.
- ☒ Tezim/projem ile ilgili gizlilik kararı verilmemiştir.

.....

Süleyman SOYDAŞ

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmasını hazırlarken yardımlarını esirgemeyen danışmanım Sayın Prof. Dr. H. İbrahim SARAÇ hocamıza, çalışmam sırasında destek veren Prof. Dr. A. Necati ÖZSEZEN, Prof. Dr. Kemal ERMİŞ, Dr. Öğr. Üyesi Osman İYİBİLGİN ve Dr. Öğr. Üyesi Talip ÇELİK hocalarımıza, her zaman sevgi ve desteğiyle yanımda olan kıymetli aileme teşekkürlerimi sunarım.

Nisan – 2022

Süleyman SOYDAŞ



İÇİNDEKİLER

ETİK BEYAN VE ARAŞTIRMA FONU DESTEĞİ.....	i
YAYIMLAMA VE FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI	ii
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
TABLOLAR DİZİNİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. GENEL BİLGİLER.....	3
2.1. Literatür Araştırması.....	3
2.2. Araç Süspansiyon Sisteminde Aranan Temel Kriterler	4
2.3. Süspansiyon Çeşitleri.....	4
2.3.1. Bağımlı Süspansiyonlar	5
2.3.2. Bağımsız Süspansiyonlar	5
2.3.2.1. MacPherson Süspansiyonları	6
2.3.2.2. Çift Salıncaklı Süspansiyonlar	7
2.3.2.3. Çok Bağlantılı Süspansiyonlar.....	8
2.4. Genel Süspansiyonda Kullanılan Alt Askı Koluna Ait Tasarım Kriterleri.....	9
2.5. Alt Askı Kolu Literatür Özeti	9
2.6. Yeni Nesil Çelikler	18
3. METODOLOJİ VE YÖNTEM	20
3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD).....	20
3.2. Sonlu Elemanlar Metodu ve Bilgisayar Destekli Analiz (CAE).....	20
3.3. Topoloji Optimizasyonu	21
3.4. Sayısal Yöntemler ile Süspansiyon Elemanlarının Modellenmesi	21
3.4.1. Hafif Ticari Araç Süspansiyonu Matematiksel Modeli (Yüksüz Aks)	22
3.4.2. Hafif Ticari Araç Süspansiyonu Matematiksel Modeli (Yük Taşıyan Aks).....	26
4. TASARIM VE MODELLEME.....	29
4.1. Bilgisayar Destekli Tasarım.....	29
4.1.1. Alt Askı Kolu İçin Mevcut CAD Modelinin Oluşturulması.....	30
4.1.2. Topoloji Optimizasyonu İçin Tasarım Kriterleri	32
4.1.2.1. Geometrik Kriterler (Boyutsal Kriterler)	32
4.1.2.2. Ağırlık Azaltma.....	32
4.1.2.3. Maliyet	32
4.1.2.4. Sürdürülebilirlik	33
4.1.2.5. Üretilbilirlik.....	33
4.2. Alt Askı Kolunun Tasarımı.....	33
4.2.1. Tersine Mühendislik	33
4.2.2. Benzeşim Yoluyla Tasarım Değişikliklerinin Yapılması	34
4.2.3. Tasarım Yönünden Topoloji Optimizasyonu Aşamaları	35
4.3. Optimizasyon Sonuçlarına Göre Nihai Tasarımın Geliştirilmesi	36
5. SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ	37

5.1.	Sonlu Elemanlar Yönteminin Önemi.....	37
5.2.	Eleman Tipi ve Mesh Özellikleri.....	39
5.2.1.	Eleman Tipi.....	39
5.2.2.	Mesh Yapısı.....	40
5.2.3.	Malzeme Modeli.....	40
5.3.	Alt Askı Kolu İçin Sonlu Elemanlar Yöntemi Sınır Şartları.....	41
5.3.1.	Yol Şartı ve Yük Durumları.....	41
5.3.2.	Birinci Yol Şartı (Araç Ağırlığı, Tekerlek Temas Noktasında).....	42
5.3.3.	İkinci Yol Şartı (Düşey İvmelenme, Tekerlek Temas Noktasında)....	43
5.3.4.	Ön Çalışma Koşulları ve Standart Yük Durumları.....	44
5.3.5.	Alt Kontrol Kolunun Statik Yük Hesaplaması (Araç Ağırlığı).....	52
5.3.6.	Alt Kontrol Kolunun Statik Yük Hesaplaması (Araç Brüt Ağırlığı).....	53
5.4.	Sonlu Elemanlar Analizi ANSYS Uygulaması İçin Belirli Kriterler.....	54
5.5.	Akma ve Kırılma Kriterleri.....	54
5.5.1.	Tresca Akma Kriteri.....	55
5.5.2.	Von Mises Akma Kriteri.....	55
5.5.3.	Coulomb-Mohr Teorisi.....	56
5.6.	ANSYS Programında Statik Analiz Uygulamalarının Yapılması.....	56
5.7.	Alt Askı Koluna Uygulanan Statik Analizler.....	59
5.7.1.	Alt Askı Kolu İçin 3600N (Engelden Geçme Düşey 3g) de Yapılmış Analiz Sonuçları.....	59
5.7.2.	EN24 Malzemesi İçin 3600N (Düşey 3g) de Yapılmış Analiz Sonuçları.....	61
5.7.3.	DP980 Malzemesi İçin 3600N (Düşey 3g) de Yapılmış Analiz Sonuçları.....	63
5.7.4.	CP700-800 Malzemesi İçin 3600N (Düşey 3g) de Yapılmış Analiz Sonuçları.....	65
5.7.5.	CP800-1000 Malzemesi İçin 3600N (Düşey 3g) de Yapılmış Analiz Sonuçları.....	67
6.	TOPOLOJİ OPTİMİZASYONUNUN UYGULANMASI.....	71
6.1.	Yapısal Optimizasyon.....	71
6.1.1.	Boyut Optimizasyonu.....	73
6.1.2.	Şekil Optimizasyonu.....	73
6.1.3.	Topoloji Optimizasyonu.....	74
6.2.	Alt Askı Kolu İçin Yapılmış Topoloji Optimizasyonu Literatür Örnekleri.....	76
6.3.	Alt Askı Kolu Modeli İçin Topoloji Optimizasyonu Aşamaları.....	79
6.4.	Topoloji Optimizasyonu Bölgelerinin Belirlenmesi ve Yineleme Durumları.....	80
6.5.	Alt Askı Kolu İçin Çeşitli Malzemelerde Yapılan Topoloji Optimizasyonu.....	83
6.5.1.	Alt Askı Kolu EN24 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu.....	83
6.5.2.	Alt Askı Kolu DP980 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu.....	86
6.5.3.	Alt Askı Kolu CP700-800 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu.....	88
6.5.4.	Alt Askı Kolu CP800-1000 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu.....	90

6.6. Topoloji Optimizasyonu Sonrası Ön Alt Askı Kolu Final Modeli	92
7. BULGULAR VE TARTIŞMA	93
7.1. Malzeme Tipinin Topoloji Optimizasyonuna Etkisi.....	93
7.2. Maliyet Etkisi.....	93
7.3. Emniyet Katsayısı ve Gerilme Değerlerinin Etkisi.....	94
7.4. Seri Üretime Uygunluğunun Değerlendirilmesi	97
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	98
KAYNAKLAR.....	100
ÖZGEÇMİŞ.....	105



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1.	Mercedes B-Serisi'nin MacPherson ön aksı	6
Şekil 2.2.	MacPherson süspansiyonu	7
Şekil 2.3.	Çift salıncaklı süspansiyon.....	7
Şekil 2.4.	Çok bağlantılı süspansiyon.....	8
Şekil 2.5.	Malzemelerin optimizasyondan önce ve sonraki kütle grafiği.....	10
Şekil 2.6.	Alt kol CAD modelleri: (a) Çelik alt kol modeli b) Basitleştirilmiş kompozit alt kol modeli.....	12
Şekil 2.7.	Topoloji optimizasyonu için alt kontrol kolu ilk modeli.....	13
Şekil 2.8.	Optimize edilmiş yeni CFRP alt kontrol kolu modeli: (a) Ön görünüş (b)Arka görünüş.	13
Şekil 2.9.	Alt kontrol kolunun optimize edilmiş ilk tasarımı	15
Şekil 2.10.	Alt kontrol kolu mevcut metal tasarımı (a) ve ilk konsept tasarımı (b)	16
Şekil 2.11.	Alüminyum döküm alt kontrol kolunun topoloji optimizasyon süreci	16
Şekil 2.12.	Konvansiyonel, mevcut, ileriye dönük otomotiv çelikleri ve bunlara karşılık gelen uzama-çekme dayanımı grafiği	18
Şekil 2.13.	Bir otomobilde kullanılan çelik türlerinin dağılımı.....	19
Şekil 3.1.	Hafif ticari araç süspansiyonu matematiksel modeli (aksın yük taşımadığı kabul edilmiştir).....	22
Şekil 3.2.	Hafif ticari araç süspansiyonu matematiksel modeli (aksın yük taşıdığı kabul edilmiştir).....	26
Şekil 4.1.	Bilgisayar destekli tasarım (CAD)	29
Şekil 4.2.	Alt askı kolu	30
Şekil 4.3.	SolidWorks programında alt askı kolu CAD modelinin oluşturulması	30
Şekil 4.4.	Alt askı kolu 3B modelinin render edilmiş üst görünüşü.....	31
Şekil 4.5.	Alt askı kolu 3B modelinin perspektif görünüşü	31
Şekil 4.6.	Taranarak elde edilen 3B modelin yüzey kusurları	33
Şekil 4.7.	Modelin CAD tasarımı için alt askı kolu üzerinden ölçü alınması	34
Şekil 4.8.	Modelde benzeşim yoluyla tasarım değişikliklerinin yapılması	35
Şekil 4.9.	Tasarım yönünden topoloji optimizasyonu aşamaları.....	35
Şekil 4.10.	Optimizasyon sonuçlarına göre nihai tasarım	36
Şekil 5.1.	Yay bağlantısı ile bir kirişi modelleme	38
Şekil 5.2.	Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan mesh eleman tipleri	39
Şekil 5.3.	ISO tarafından tanımlanan araç koordinat sistemi	41
Şekil 5.4.	Hafif ticari bir araç için yük durumu ve ağırlık merkezi (CG)	42
Şekil 5.5.	Kuvvet dağılımı için çizgi şeması	49
Şekil 5.6.	Alt kontrol kolunun sınır şartları	49
Şekil 5.7.	Maksimum deformasyon, eşdeğer gerilme ve güvenlik faktörü sonuçları	50
Şekil 5.8.	Alt askı kolu, aks, yay ve ön teker bağlantısı.....	51
Şekil 5.9.	Alt askı kolu bağlantı konumu	51
Şekil 5.10.	Kuvvet dağılımı için çizgi şeması	52
Şekil 5.11.	Kuvvet dağılımı için çizgi şeması	53
Şekil 5.12.	Alt askı kolu için sınır şartları	59
Şekil 5.13.	Alt askı kolu için mesh yapısı	59
Şekil 5.14.	Alt askı kolu analizi için kontak ilişkisi	60
Şekil 5.15.	Alt askı kolu analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı.....	60

Şekil 5.16.	EN24 malzemesi statik analizi için sınır şartları.....	61
Şekil 5.17.	EN24 malzemesi statik analizi için mesh yapısı	61
Şekil 5.18.	EN24 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı	62
Şekil 5.19.	EN24 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı	62
Şekil 5.20.	DP980 malzemesi statik analizi için sınır şartları	63
Şekil 5.21.	DP980 malzemesi statik analizi için mesh yapısı	63
Şekil 5.22.	DP980 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı	64
Şekil 5.23.	DP980 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı	64
Şekil 5.24.	CP 700-800 malzemesi statik analizi için sınır şartları	65
Şekil 5.25.	CP 700-800 malzemesi statik analizi için mesh yapısı	65
Şekil 5.26.	CP 700-800 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı	66
Şekil 5.27.	CP 700-800 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı	66
Şekil 5.28.	CP 800-1000 malzemesi statik analizi için sınır şartları	67
Şekil 5.29.	CP 800-1000 malzemesi statik analizi için mesh yapısı	67
Şekil 5.30.	CP 800-1000 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı	68
Şekil 5.31.	CP 800-1000 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı (detay görünüm)	68
Şekil 5.32.	CP 800-1000 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı	69
Şekil 5.33.	CP 800-1000 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı (detay görünüm).....	69
Şekil 5.34.	Kritik bölgeden kırılan kullanılmış bir alt askı kolu	70
Şekil 6.1.	Yapısal optimizasyonun üç kategorisi.....	72
Şekil 6.2.	Topoloji optimizasyonu işlem basamakları (SIMP metodu).....	76
Şekil 6.3.	Alt askı kolu için yapılmış çeşitli topoloji optimizasyon örnekleri	77
Şekil 6.4.	Topoloji optimizasyon şeması.....	78
Şekil 6.5.	Alt askı kolu için topoloji optimizasyonu süreci.....	79
Şekil 6.6.	Ansys topoloji optimizasyonu modülünde yapılan optimizasyon durumları	80
Şekil 6.7.	Modelin statik analizler sonucu manuel boşaltma ile hazırlanmış topoloji optimizasyonu aşamaları.....	81
Şekil 6.8.	Topoloji optimizasyonu için limit değerlerin ve bölgelerin program içerisinden belirlenmesi	82
Şekil 6.9.	Boşaltma miktarının artırılması ve topoloji optimizasyonu final geometrisi.....	82
Şekil 6.10.	EN24 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu.....	83
Şekil 6.11.	Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için sınır şartları.....	84
Şekil 6.12.	Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için mesh yapısı.....	84
Şekil 6.13.	Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı	85
Şekil 6.14.	Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı	85
Şekil 6.15.	DP980 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu.....	86

Şekil 6.16.	DP980 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu.....	86
Şekil 6.17.	Topoloji optimizasyonu sonrası DP980 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı.....	87
Şekil 6.18.	Topoloji optimizasyonu sonrası DP980 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı.....	87
Şekil 6.19.	CP 700-800 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu	88
Şekil 6.20.	CP 700-800 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu	88
Şekil 6.21.	Topoloji optimizasyonu sonrası CP 700-800 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı.....	89
Şekil 6.22.	Topoloji optimizasyonu sonrası CP 700-800 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı.....	89
Şekil 6.23.	CP 800-1000 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu	90
Şekil 6.24.	Topoloji optimizasyonu sonrası CP 800-1000 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı.....	91
Şekil 6.25.	Topoloji optimizasyonu sonrası CP 800-1000 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı	91
Şekil 6.26.	Ön alt askı kolu ilk modeli	92
Şekil 6.27.	Topoloji optimizasyon sonrası ön alt askı kolu final modeli	92
Şekil 7.1.	Malzeme çeşitlerine göre topoloji optimizasyonu aşamaları	95
Şekil 7.2.	Topoloji optimizasyonu önce ve sonrası emniyet katsayısı	96
Şekil 7.3.	Topoloji optimizasyonu önce ve sonrası von Mises gerilme değerleri.....	97

TABLolar DİZİNİ

Tablo 2.1.	Malzeme özellikleri.....	10
Tablo 2.2.	Malzeme türlerinin özellikleri.....	11
Tablo 2.3.	Simülasyon durumları	14
Tablo 2.4.	Farklı durumlarda modeller için optimizasyon öncesi ve sonrasına ait von Mises gerilme değerlerinin karşılaştırılması	14
Tablo 2.5.	Tasarım optimizasyonu yineleme özeti.....	16
Tablo 5.1.	Standart yük durumları.....	45
Tablo 5.2.	Taşıt üreticileri tarafından kullanılan bazı standart yük tipleri	45
Tablo 5.3.	AISI 1040 malzemesinin özellikleri.....	46
Tablo 5.4.	Modelin analiz için mesh sonuçları.....	46
Tablo 5.5.	Taşıt üreticileri tarafından kullanılan standart çelik tablosu	58
Tablo 5.6.	Tez çalışmasında SE analizi için kullanılan alt askı kolu malzeme özellikleri.....	58
Tablo 7.1.	Hafif otomotiv malzemelerinin ağırlık kazancı ve birim fiyat karşılaştırması.....	94

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

a	: İvme, m/s^2
E	: Elastisite Modülü, N/m^2
ε	: Birim Şekil Değiştirme
F	: Kuvvet, N
g	: Yer Çekimi İvmesi, m/s^2
GPa	: Gigapaskal
h	: Araç Ağırlık Merkezi Yüksekliği, mm
L	: Araç Aks Açıklığı Uzunluğu, mm
La	: Arka Aksa Olan Mesafe, mm
Lö	: Ön Aksa Olan Mesafe, mm
m	: Araç Kütlesi, kg
MPa	: Megapaskal
ν	: Poisson Oranı
w	: Araç İz Genişliği, mm
ρ	: Yoğunluk, kg/m^3
σ	: Gerilme
σ_{ak}	: Akma Mukavemeti
$\sigma_{\check{c}}$	: Çekme Mukavemeti

Kısaltmalar

AHSS	: Advanced High Strength Steel (Gelişmiş Yüksek Dayanımlı Çelikler)
CAD	: Computer Aided Desing (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAE	: Computer Aided Engineering (Bilgisayar Destekli Analiz)
CP	: Complex Phase (Kompleks Fazlı Çelik)
DP	: Double Phase (Çift Fazlı Çelik)
HSLA	: High Strength Low Alloy Steel (Yüksek Mukavemetli Düşük Alaşımlı Saclar)
SEA	: Sonlu Elemanlar Analizi
SE	: Sonlu Elemanlar Metodu
TRIP	: Transformation Induced Plasticity (Dönüşümle Oluşturulan Plastisite Saclar)

HAFİF TİCARİ BİR ARAÇTA KULLANILAN ÖN ALT ASKI KOLUNUN TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

ÖZET

Günümüz otomotiv endüstrisi için yakıt tüketimi ve emisyonların azaltılması istenirken yeşil enerjiye ve çevreci önlemlere de gereksinim duyulmaktadır. Yakıt tüketimi ve emisyonları azaltmanın bir yolu da topoloji optimizasyonu metodolojisi uygulayarak araç ağırlığının azaltılmasıdır. Optimize edilmiş ağırlıkla, taşınacak daha az ağırlığa sahip olmak aynı zamanda yakıt tüketimini azaltmak böyle bir gereksinime ihtiyaç olduğunu göstermektedir. Araçlarda konfor ve güvenlik açısından etkin bir rolü olan süspansiyon sisteminin iyileştirilmesi araç performansı için önemli bir parametredir. Otomotiv endüstrisinde ağırlığın azaltılıp taşıt performansının artırılması gereken durumlarda genellikle statik yük koşullarında optimizasyon teknikleri kullanılmaktadır.

Bu tez çalışmasında hafif ticari bir araçta kullanılan ön alt askı kolunun topoloji optimizasyonu incelenmiştir. Çalışmada süspansiyon sisteminin matematiksel modeli geliştirilmiş ve alt askı koluna gelen yükler farklı yol koşullarında değerlendirilmiştir. Topoloji optimizasyonu için son zamanlarda sıklıkla tercih edilen sonlu elemanlar metodu kullanılarak pek çok statik analiz gerçekleştirilmiştir, ayrıca yapısal analiz için izin verilen gerilme değerlerine ve emniyet katsayısına göre topoloji optimizasyonu metodu uygulanmıştır. Optimizasyon açısından iyileştirilen geometrik 3B modeller üzerinde belirli yükler uygulanarak çeşitli malzemelerde çalışılmıştır. Topoloji optimizasyonu metodu ile nihai tasarım modeli mevcut askı kolu ağırlığına göre %7,5 oranında azaltılmıştır. Elde edilen sonuçlar bu metodun malzeme maliyetinden tasarruf sağladığı gibi gelecekte de elektrikli araçların şasi modernizasyonu için önemli bir basamak oluşturacağını göstermektedir.

Anahtar Kelimeler: Alt Askı Kolu, Otomotiv, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Süspansiyon Sistemi, Topoloji Optimizasyonu.

TOPOLOGY OPTIMIZATION OF FRONT LOWER CONTROL ARM USED ON A LIGHT COMMERCIAL VEHICLE

ABSTRACT

While it is desired to reduce fuel consumption and emissions for today's automotive industry, green energy and environmental measures are also needed. One way to reduce fuel consumption and emissions is to reduce vehicle weight by applying topology optimization methodology. With optimized weight, having less weight to carry but also reducing fuel consumption demonstrates the need for such a requirement. Improving the suspension system, which has an active role in terms of comfort and safety in vehicles, is an important parameter for vehicle performance. Optimization techniques are generally used under static load conditions in the automotive industry where it is necessary to reduce weight and increase vehicle performance.

In this thesis, the topology optimization of the front lower suspension arm used in a light commercial vehicle was investigated. In this study, the mathematical model of the suspension system was developed and the loads on the lower suspension arm were evaluated in different road conditions. For topology optimization, various static analyzes have been carried out using the finite element method, which has been frequently preferred recently, and the topology optimization method has been applied according to the allowed stress values and safety factor for structural analysis. Various materials have been studied by applying certain loads on the geometric 3D models that have been improved in terms of optimization. With the topology optimization method, the final design model has been reduced by 7.5% compared to the existing suspension arm weight. The results show that this method will not only save material costs but will also constitute an important step for the chassis modernization of electric vehicles in the future.

Keywords: Lower Control Arm, Automotive, Finite Element Method, Suspension System, Topology Optimization.

1. GİRİŞ

Küresel ısınma, enerji fiyatlarındaki dalgalanmalar ve malzeme tedarikinde yaşanan zorluklar otomotiv üreticilerinin hafif ticari araç tasarımını etkileyen ana faktörlerden bazılarıdır. Daha hafif taşıt parçaları üretmek için gereken temel kriterler ileri malzeme teknolojileri ve üretim yöntemleridir. Bir taşıt parçasının aynı mukavemet değerlerini sağlayarak hafifletilebilmesi için bu iki ana kriterin birlikte ele alınması gerekmektedir. Bir taşıtın ağırlığı %20 azaltılırsa yakıt tüketiminde %10 civarında bir iyileşme sağlayacağı öngörülmektedir. Ayrıca yakıt tüketimindeki bu azalma egzoz emisyon değerlerinin de azalmasına yol açacaktır. Taşıttaki hafif bileşenleri elde etmenin birkaç yolu vardır. Kompozitler ve alüminyum alaşımı gibi yeni hafif bir malzemenin değiştirilmesi araca iyi bir ağırlık azalması sağlayabildiği gibi yakıt tasarrufunu da artırabilir. Günümüzde pek çok otomotiv üreticisi hâlihazırda çelik alaşımı, dökme demir, kompozit ve alüminyum alaşım gibi alternatif hafif malzemelere yönelmektedir. Böylece otomotiv endüstrisinde malzeme olarak bazı çelik alaşımları ve dökme demir kullanımı kademeli bir düşüş göstermektedir.

Günümüz teknolojisi içerisinde kendini yenileyen ve otomotiv endüstrisiyle bütünleşik ilerleyen süspansiyon tasarımı aranmaktadır. Tasarım aşamasında araştırmacılar tarafından bir ön alt askı koluna uygun optimizasyon metodolojileri sunulması arzu edilir. Öncelikle topoloji optimizasyonu kullanılarak en uygun yerleşim düzeni ve yapısı elde edilmeli daha sonra detay tasarımları, yapısal sertlik ve mukavemet için şekil optimizasyonu kullanılarak gerçekleştirilmesi istenmektedir. Alt askı kolu ile ilgili çeşitli çalışmalar karşılaştırıldığında topoloji optimizasyonu kullanılarak ağırlık azaltma sağlanırken, dayanıklılık ve mukavemetin yüzdelik olarak artırıldığı bu konuya yönelen araştırmacılar tarafından tespit edilmiştir. Bu durum yeni araçlarda süspansiyonların optimizasyonuna uygun, minimum donanım ve araç performansı için hızlı bir şekilde tasarlanması anlamına gelir. Bu nedenle, üretim teknolojisi için gelinen süreçte bilgisayar destekli tasarım ve analize büyük önem verilmektedir. Optimum sonuçlar elde etmek için karmaşık matematiksel modeller ve analiz bilgisayarlarının kullanılmasına gereksinim vardır. İstenilen çalışma senaryolarının hızlı bir şekilde test edilmesini sağlayan sonlu elemanlar metodu (SE) yazılımları çok sayıda prototip testi ihtiyacını da ortadan kaldırmaktadır.

Bu tez çalışmasında topoloji optimizasyonu yöntemi kullanılarak hafif ticari bir aracın alt askı kolunda ağırlık azaltma amaçlanmış ve SE analizi ile aynı aracın ön alt askı kolu yapısal tasarım analizi incelenmiştir. Tasarım bölgesine farklı malzemelerde belirli yükler uygulanarak yapı üzerindeki etkisi araştırılmış bir dizi yenilemeden sonra hesaplanan ve optimize edilen çok sayıda örnek modeller elde edilmiştir. Askı koluna ait temel yapının sonlu elemanlar modeli tasarlanarak farklı malzemelerde, yükler, sınır şartları tekrar uygulanmış ve değişkenlere bağlı olarak topoloji optimizasyonu sonunda nihai model elde edilmiştir.



2. GENEL BİLGİLER

2.1 Literatür Araştırması

Mekanik bir yapının geliştirilmesinde kavramsal tasarımdan başlanması önemlidir. Düşük maliyet, yüksek performans ve kaliteyle bu durum sağlanabilir. Ayrıca yapısal ve topolojik sistem, sertlik, mukavemet ve ağırlık azalması açısından performans üzerinde büyük bir etkiye sahiptir.

Yapılan çalışmalarda iyi bir süspansiyon için kontrol kolunun tasarım aşamalarında optimizasyon tasarım yöntemleri istenmektedir. İlk olarak statik analizler, topoloji optimizasyonu, optimum düzen ve takviye yapısı elde edilir. Sonra da şekil optimizasyonu kullanılarak yapısal sertlik ve mukavemet için detay tasarımları elde edilmektedir. (Lee ve Lee, 2003) yaptığı çalışmada referans alınan ilk modelle veya bir kontrol kolu ile karşılaştırıldığında kütlede ağırlıkça azalma sağlanırken yapısal sertlik ve mukavim değerlerin iyileştirilebilir olduğu gözlenmiştir (Lee ve Lee, 2003).

Sürücünün sürüş davranışı ve taşıtın yol tutuş kabiliyeti aracın konfor parametrelerini belirleyen en önemli özelliklerindendir. Araştırmacılar çözülmesi gereken bazı tasarım sorunlarına yönelik çalışmalar üretirler. Ayrıca bir aracın deneyimlediği geniş çalışma koşullarına ait hem sürüşü hem de yol tutuşunu etkileyen parametreler şasi için dikkate alınmalıdır. Bunların hepsi istenilen gereksinimleri karşılamak adına tasarımcıya bazen zorlu görevler yüklediği bilinmektedir. Belirli bir görev için işlevsel gereksinimlerin bir kontrol listesine sahipken tasarım açısından karşılanması gereken başka kısıtlamalarda bulunmaktadır. Bu gereksinimlerle birlikte maliyet, ağırlık, sağlamlık, güvenilirlik, üretim, montaj ve bakım kolaylığı gibi özelliklerin yanında süspansiyon tasarımı da gelişmelerden etkilenmektedir (Barton ve Fieldhouse, 2018).

Süspansiyon tasarımcısının karşılaştığı sorunları anlamak için aşağıdaki şu bilgilere sahip olması istenmektedir.

- Direksiyon, yol tutuş ve stabilite gereksinimleri.
- Araç gövdesinin yoldan izolasyonu ile ilgili sürüş gereksinimleri, titreşim ve gürültü kaynaklarının bilinmesi.

- Frenleme, hızlanma ve viraj alma sonucunda lastik kuvvetlerinin nasıl oluştuğunun bilinmesi.
- Süspansiyon ve askı kolu kontrol gereksinimleri.
- Süspansiyon yüklemesine bağlı olarak süspansiyon elemanlarının boyutuna ve yük üzerindeki etkisi (Barton ve Fieldhouse, 2018).

2.2. Araç Süspansiyon Sisteminde Aranılan Temel Kriterler

Süspansiyon sistemine ait temel kriterler ve gereksinimler aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Süspansiyon için iyi bir sürüş ve yol tutuş performansının oluşturulması
- Manevra sırasında direksiyon kontrolünün muhafaza edildiğinden emin olmak için tekerlekleri uygun konumda tutacak yol yüzeyi sağlanması.
- Araç tarafından üretilen kontrol kuvvetlerine süspansiyonun olumlu yanıt vermesi istenir. Boylamasına frenleme ve hızlanma kuvvetlerinin bir sonucu olarak lastikler, yanal viraj kuvvetleri, frenleme ve hızlanma torkları bu süspansiyonu gerektirmektedir.
- Lastik uyarılmasından kaynaklı yüksek frekanslı titreşimden dolayı ortaya çıkan yol gürültüsünün araç gövdesine iletilmesinde izolasyon görevini yapması beklenir.
- Süspansiyon üzerine uygulanan yüklere dirençli yapısal mukavemeti sağlaması da bir başka gereksinim olarak belirtilmektedir.

Bu gereksinimlerin aynı anda elde edilmesinin çok zor olduğu görülecektir özellikle maliyet, dizayn alanı, sağlamlık gibi ek kısıtlamalar olduğunda diğer faktörler de dikkate alınır. Bu durum bazı tasarım gereksinimlerine de yol açmaktadır. Genellikle beklenen hedef ve arzular bu konuda çalışma yapan araştırmacılar için iyi bir performansla sonuçlanabilir (Barton ve Fieldhouse, 2018).

2.3. Süspansiyon Çeşitleri

Otomotiv teknolojisindeki gelişmelere bağlı olarak araç konfor ve güvenliğinden sorumlu olan süspansiyonların zaman içerisinde gelişim gösterdiği bilinmektedir. Araç çeşidi ve yük durumuna göre araçta kullanılan süspansiyon sistemleri bağımlı ve bağımsız olarak sınıflandırılmaktadır.

2.3.1. Bağımlı Süspansiyonlar

Bağımlı süspansiyonlarda aracın bir tarafındaki tekerleğin hareketi diğer taraftaki partnerinin hareketine bağlıdır. Örneğin bir aksın bağlantılı olduğu tekerleğin bir tarafı çukura çarparsa etkisi direk olarak aksın karşılığına iletilmektedir. Genel olarak bu durumun sürüş üzerinde olumsuz bir etkisi vardır.

Günümüzde konfor ve güvenlik için daha fazla araç iyileştirmenin bir sonucu olarak bağımlı süspansiyonlar binek otomobillerde yaygın olmasa da hala kullanılabilmektedir. Ticari ve arazi araçlar için avantajları ise basit yapılı olması ve gövde yuvarlanmasıyla kamber açısı değişikliğini neredeyse tamamen ortadan kaldırılmasıdır. Hafif ticari araçlar ile otoyol dışı araçlarda arkadan tahrikli akslar (aktif akslar) zaman zaman birlikte kullanılırlar (Barton ve Fieldhouse, 2018).

2.3.2. Bağımsız Süspansiyonlar

Bağımsız süspansiyonlarda tekerlek çiftlerinin hareketi bağımsızdır, böylece bir tekerlekteki sorun doğrudan doğruya diğer eşine iletilmez bunun sonucu olarak daha iyi sürüş ve yol tutuş yetenekleri bulunur. Bu askı sisteminin bağımlı sistemlere kıyasla genellikle daha fazla tasarım esnekliği sağladığı bilinmektedir (Barton ve Fieldhouse, 2018).

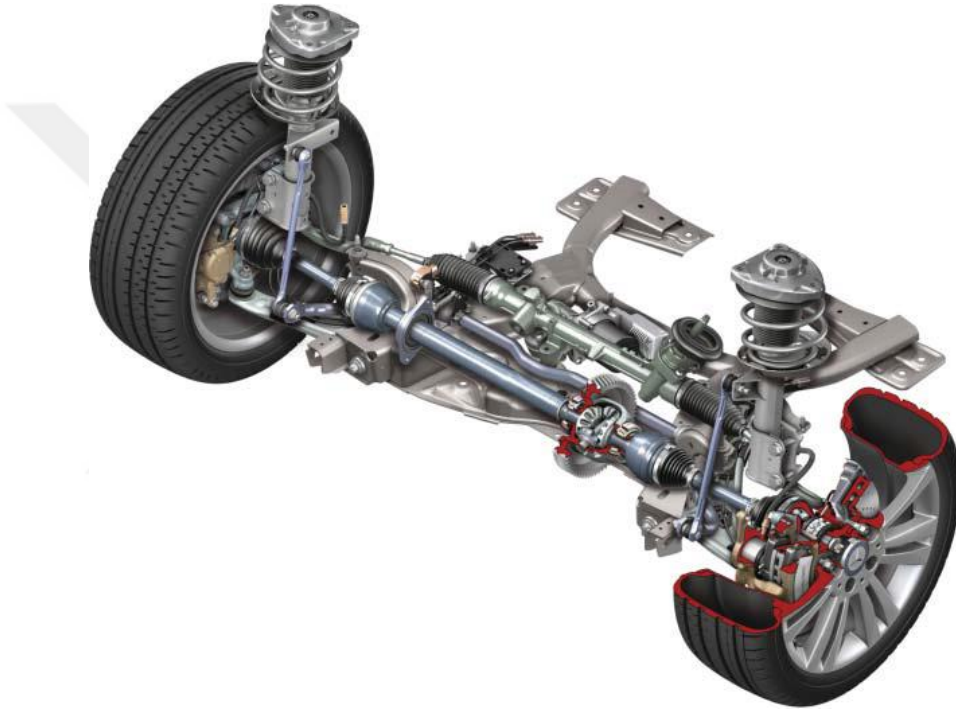
Ön ve arka bağımsız süspansiyonun en çok tercih edilenlerini ele aldığımızda MacPherson askı kolu, çift salıncaklı ve çok bağlantılı sistemler hem ön hem de arka tekerlek uygulamaları için yaygın olarak kullanılmaktadır (Okuturlar, 2018).

Süspansiyon sisteminde kullanılan akslar iki alt gruba ayrılmaktadır.

- Aktif akslar.
- Pasif akslar.

Modern binek araç tasarımlarında yekpare akslar nadiren kullanılmaktadır. Ancak kamyonlar ve ticari araçlar için neredeyse evrensel olarak kullanılır. Basitlikleri nedeniyle otoyol dışı araçlar (bağımsız sistemlere göre) tekerlek kamberini ortadan kaldırırlar. İç ve dış tekerleklerde farklı lastik sapmaları ve tekerlek hizalamasını sağlamak kolaydır, lastik aşınma özelliklerini de iyi bir şekilde korumaktadır. Bağımlı

süspansiyon sistemlerini kullanarak pasif aksları monte etmenin birçok yöntemi araç tasarımında kullanılmış ve halen kullanılmaktadır. Hemen hemen tüm binek otomobiller ve artan sayıda hafif kamyonlar bağımsız ön süspansiyonlara sahiptir. Bağımsız süspansiyonlara doğru kademeli geçiş özellikle önden çekişli araçlar için bazı faydalarından kaynaklanmıştır ve motorun etrafındaki sınırlı alana daha iyi sığabilecekleri yerlerde tercih edilmektedir. Ayrıca süspansiyon tasarımı için daha fazla esnekliğe izin verirler. Genellikle aks ile ilişkili direksiyon sarsıntısına dayalı titreşim sorunlarının üstesinden gelen tasarımlardır.



Şekil 2.1. Mercedes B-Serisi'nin MacPherson ön aksı (Meywerk, 2015)

Günümüze kadar çok sayıda bağımsız süspansiyon tasarımı önerilmiştir (Barton ve Fieldhouse, 2018). Şekil 2.1'de Mercedes B-Serisi'nin MacPherson ön aksı verilmiştir (Meywerk, 2015).

2.3.2.1 MacPherson Süspansiyonları

Süspansiyon için büyük bir basitlik sunarak tekerlek tarafından kontrol edilebilmesi ve iyi bir tasarımın yanında tek bir montajda oluşturulabiliyor olması bu tasarımın ana avantajıdır. Ayrıca, MacPherson süspansiyon sistemi, basit tasarımı, hafifliği, az yer tutması ve düşük maliyeti nedeniyle hafif araçlarda yaygın olarak kullanılmaktadır.

Şekil 2.2’de gösterilen MacPherson süspansiyonu önden çekişli araçların büyük çoğunluğunda tercih edilir (Putgöl ve Altıparmak, 2016).



Şekil 2.2. MacPherson süspansiyonu (Putgöl ve Altıparmak, 2016).

2.3.2.2 Çift Salıncaklı Süspansiyonlar

Çift salıncaklı süspansiyonlar hafiflik ve istenmeyen karşılıklı tekerlek etkisinin engellenmesi durumunda oldukça etkindir. Süspansiyon sisteminde kontrol kolu uzunluğu her zaman aynı değildir, böylelikle tekerleklerin yukarı ve aşağı hareketlerinin dengelenmesi sağlanmaktadır.

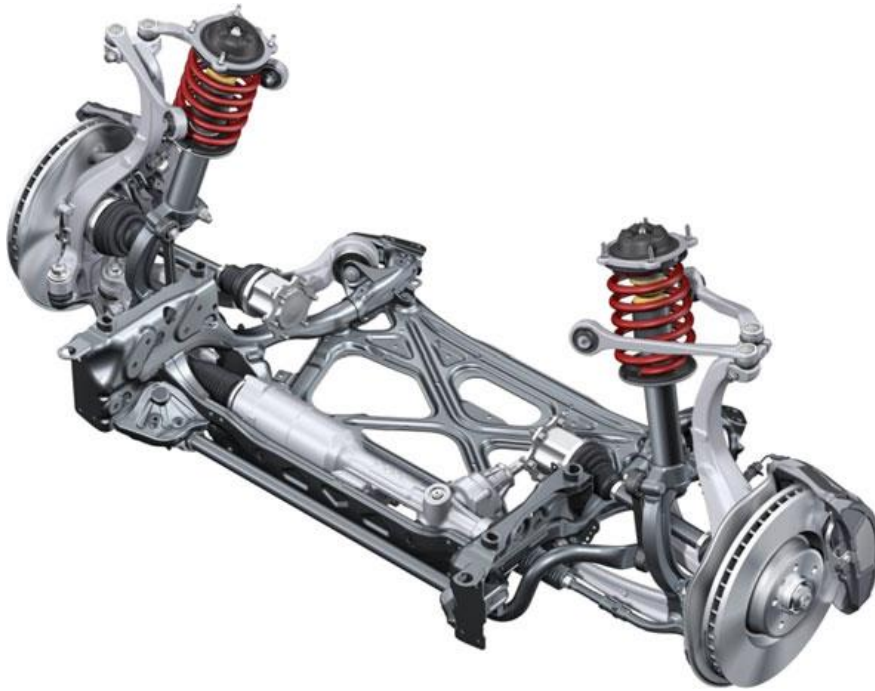


Şekil 2.3. Çift salıncaklı süspansiyon (Barton ve Fieldhouse, 2018)

Bu durumu açıklamak gerekirse ön tekerlekler bir tümseğe çarptığında, tekerlekler yukarı doğru ani hareket ederler. Bu hareketi dengelemek için üstteki askı kolu daha kısa olarak dizayn edilmiştir. Böylece sarsıntı nedeniyle izlediği kavis alt askı kolundan daha kısadır. Şekil 2.3'te çift salıncaklı süspansiyon gösterilmektedir (Barton ve Fieldhouse, 2018). Çift salıncaklı süspansiyonların ana avantajı askı kollarının birbirlerine göre olan durumları ile ani dönme merkezinin istenilen her yüksekliğe getirilebilir olmasıdır (Putgül ve Altıparmak, 2016).

2.3.2.3 Çok Bağlantılı Süspansiyonlar

Çok bağlantılı süspansiyonlar günümüz binek araçlarında ortak bir özelliktir. Orta sınıf modeller yukarı doğru ve genellikle her biri üç, dört veya beş bağlantıya dayanırlar. Tekerlek durumu ve tekerlek konumlandırma üzerinde tam kontrol sağlamak için tasarlanmıştır. Eklenen bileşen sayısı nedeniyle belli bir maliyeti vardır. Bağlantıların sayısından dolayı süspansiyon mekanizması kinematik olarak çok kısıtlıdır. Süspansiyon da hareket yalnızca uçlardaki uyumlu askı burçları nedeniyle mümkündür. Kompleks, pahalı bir sistemdir, genellikle üst sınıf araçlarda tercih edilir. Şekil 2.4'te çok bağlantılı süspansiyon sisteminin görünüşü verilmiştir (Barton ve Fieldhouse, 2018).



Şekil 2.4. Çok Bağlantılı Süspansiyon (Barton ve Fieldhouse, 2018)

2.4. Genel Süspansiyonda Kullanılan Alt Askı Koluna Ait Tasarım Kriterleri

Süspansiyon sisteminde kullanılan alt askı koluna ait gereksinimleri aşağıdaki gibi sıralamak mümkündür.

- Seri üretime uygun, üretimi kolay ve maliyet açısından ucuz olması istenir.
- Sabit bir fiyatla uzun süre kullanılabilirlik.
- Yüksek elastik limit ve dinamik yük kapasitesi.
- Kompakt ve hafif olması.
- Yüksek elastikiyet sergileme ve aşırı yüklemeye kırılmaya karşı direnç oluşturma
- Darbelere, tuzlu suya ve korozyona karşı dayanıklı olması istenmektedir (Heißing ve Ersoy, 2011).

2.5. Alt Askı Kolu Literatür Özeti

Alt kontrol kolu araçlarda kullanılan süspansiyon sisteminin etkin bir elemanıdır. Çalışma koşullarında maksimum yük, üst koldan alt kola aktarılır ve bu durum kontrol kolunda arıza olasılığı oluşturabilir. Bu nedenle mevcut tasarımı iyileştirmek için alt kontrol kolunun gerilme analizine odaklanmak esastır.

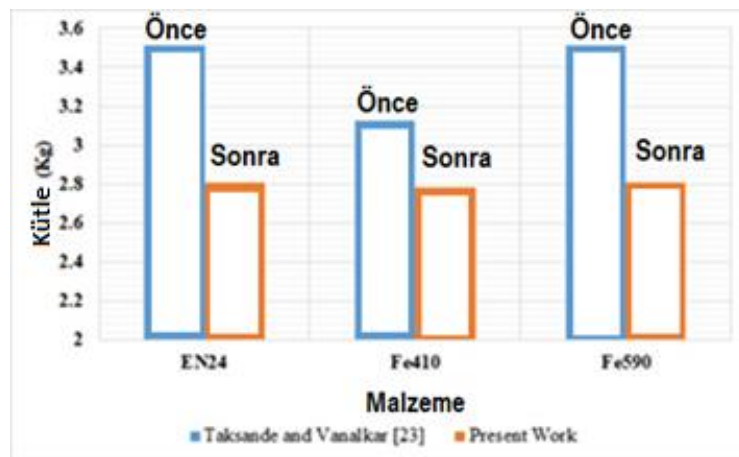
P. Gunjan ve ark., yaptıkları araştırmada sonlu elemanlar analiz yaklaşımını kullanarak bu problemin çözümü için katkıda bulunmaya çalışmışlardır. Alt kontrol kolu literatürde verilen özelliklere göre modellenmiş ve analiz için ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımı kullanılmıştır. Topoloji optimizasyonu uygulanarak toplam deformasyon, von Mises gerilimi, maksimum kesme gerilimi ve ağırlık gibi parametreler önceki çalışmaya kıyasla azaltılacağı hedeflenmiştir. Bu çalışmada ayrıca alt kontrol kolu için Tablo 2.1’de malzeme özellikleri verilen EN 24, Fe 410 ve Fe 590 olmak üzere üç çeşit malzeme esas alınmıştır. Parçanın kütlesi azaltılarak uygun malzeme ve tasarım önerilmiş, alt kontrol kolunun üretim maliyeti de azaltılmaya çalışılmıştır. Çalışmada üründe maliyet tasarrufuna ve malzeme kalitesinde iyileştirmeye yol açtığı vurgulanmıştır (Gunjan ve Sarda, 2018). Süspansiyon sisteminin en önemli rolü otomobilin hızlanmaları sonucunda oluşan kuvvetleri telafi etmektir. Ayrıca, iyi bir süspansiyon sistemi aracı daha konforlu ve güvenli hale getirebilir. Bu nedenle mevcut tasarımın daha iyi performansı için optimum tasarım gerekebilir.

Tablo 2.1. Malzeme özellikleri (Gunjan ve Sarda, 2018)

Özellikler	Malzeme		
	EN 24	Fe 410	Fe 590
Yoğunluk (kg/mm^3)	7850	7685	7850
Elastiklik modülü (MPa)	2,1E+05	2,1E+05	2E+05
Poisson oranı	0,3	0,285	0,3
Akma dayanımı (MPa)	680	290	490
Basma dayanımı (MPa)	680	290	490
Maksimum çekme dayanımı (MPa)	850	510	590
Maksimum basma dayanımı (MPa)	0	0	0

Çalışmada optimize edilmiş tasarım için uygulanan yöntem hakkında tartışılmıştır. Alt askı kolu modellemesi için SolidWorks, analiz ve topoloji optimizasyonu içinde ANSYS 18.1 yazılımı seçilmiştir. Metodolojinin ana hatları aşağıda belirtilmektedir (Gunjan ve Sarda, 2018).

- Mevcut alt kontrol kolunun 3B modellemesi gerçekleştirilmiştir.
- Alt kontrol kolu tasarımının SEA' da ki analizi yapılmıştır.
- Tasarım ve analiz üzerinde topoloji optimizasyonu uygulanmıştır.
- Topoloji optimizasyonuna göre tasarım modifiye edilmiş sonra da tekrar analiz edilerek Şekil 2.5'teki sonuç grafiği bulunmuştur.
- Optimize sonuç elde edildiği belirtilmiştir.



Şekil 2.5. Malzemelerin optimizasyondan önce ve sonraki kütle grafiği (Gunjan ve Sarda, 2018)

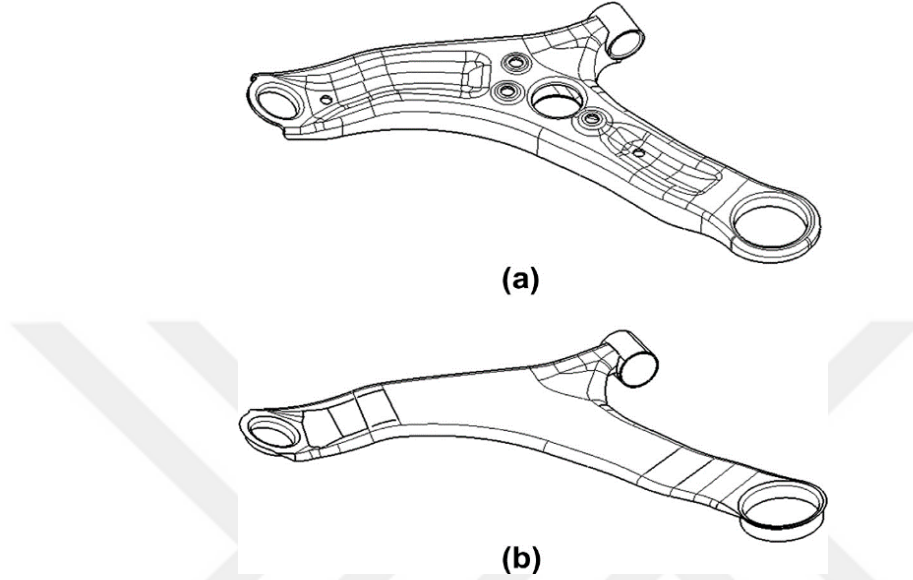
Taksande ve ark., çalışmasında Creo-Parametric 2.0 tasarım programı ve ANSYS 13.0 gibi analiz yazılımları kullanılmıştır. Araştırmacılar tarafından Creo-Parametric 2.0'da alt kolun 3B modelinin hazırlanabileceği ve ANSYS 13.0'da gerilme ve deformasyon değerinin belirlenebileceği kanaatine varılmıştır. Böylece alt kol üzerinde etkili olan çeşitli gerilmeler ve deformasyon değerleri incelenmek istenmiştir. Creo-Parametric 2.0'da tasarlanan alt kolun CAD modeli, mesh tekniklerinin uygulanması ve farklı analizler için ANSYS yazılımına aktarılmıştır. Alt kolun mesh modeli esas olarak belirli sayıda düğümlerden ve elemanlardan oluşur. Tetra elemanlar diğer eleman tiplerine göre daha iyi sonuç verdiği bilinmektedir, bu nedenle analizde mesh olarak tetra elemanlar tercih edilmiştir. Alt kontrol kolu modeli için Fe 410 ve Fe 510 malzemesi kullanılmıştır. Hesaplanan kuvvetler, sınır şartları belirlendikten sonra meshlenen modele uygulanmış, ANSYS 13.0 yazılımı kullanılarak statik ve modal analizi yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde elde edilen tasarım parametreleri belirlenen malzemeler için karşılaştırılarak en iyisinin seçildiği ifade edilmiştir (Taksande ve Vanalkar, 2015). Analizlerde EN 24, Fe 410, Fe 590 malzemeleri kullanılmış ve Tablo 2.2'de malzemelerin özellikleri verilmiştir.

Tablo 2.2. Malzeme türlerinin özellikleri (Taksande ve Vanalkar, 2015)

Malzeme Özellikleri	Malzeme türleri		
	EN 24	Fe 410	Fe 590
Elastiklik modülü	$2,1 \times 10^5$ MPa	$2,1 \times 10^5$ MPa	$2,1 \times 10^5$ MPa
Poisson oranı	0,3	0,285	0,3
Akma dayanımı	680 MPa	290 MPa	490 MPa
Basma dayanımı	680 MPa	290 MPa	490 MPa
Max. çekme dayanımı	850 MPa	510 MPa	590 MPa
Yoğunluk	7850 kg/mm ³	7850 kg/mm ³	7850 kg/mm ³

Bu çalışmada ANSYS 13.0 yazılımı ile gerilme analizi yapılmış, araç yük etkisi altında bulunan süspansiyon alt kolundaki gerilme ve deformasyon durumu araştırılmıştır. Alt kolun davranışını etkileyen yükler ve burç kısmındaki stres dağılımı önemli parametrelerdir. Bu uygulama ile ilgili deneyler daha fazla modifikasyonun konusu olacağı çalışmada belirtilmiştir. Sonuç olarak alt kol deformasyonu, von Mises gerilmesi, maksimum kayma gerilmesi dikkate alınarak farklı alt kol malzemeleri kullanılmış ve yapılan gerilme analizinde test edilen Fe 410 malzemesinin EN 24 malzemesinden daha iyi olduğu gözlemlenmiştir.

Kim ve ark., yaptığı çalışmada Şekil 2.6.a'da çelik alt kol geometrik modeli gösterilmektedir. Standart çelik modelin CAD verilerinden oluşturulan bir alt kontrol kolu tasarımı model alınmış ve tasarım geometrisinin ana hatları korunarak Şekil 2.6.b'de kompozit yapıdaki yeni modeli basitleştirilmiştir (Kim ve diğ., 2013).



Şekil 2.6. Alt kol CAD modelleri: (a) Çelik alt kol modeli (b) Basitleştirilmiş kompozit alt kol modeli (Kim ve diğ., 2013).

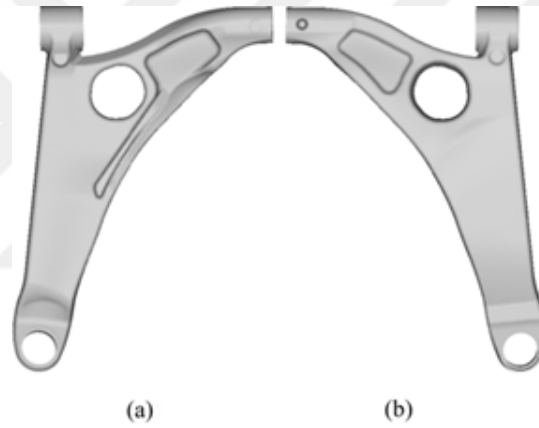
Analizlerde model basitleştirilerek geometrik karmaşıklık oluşturan cıvatalama ve montaj kılavuzu için açılan delikler, simülasyonda hesaplama süresinden tasarruf etmek için kaldırılmıştır. Bu gibi durumlar SE analizinde modeli iyileştirmenin optimum sonuca ulaşmak için işlem basamaklarını hızlandırdığı bilinmektedir. CATIA V5 (Dassault Systems, ABD) tasarım yazılımı kullanılarak 3B model oluşturulmuş ve yeni model kompozit alt kol için ABAQUS yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Son tasarım ile kompozit alt kola ait kritik yükün ve rijitliğin 2,2 kat daha yüksek olduğu bulunmuş ve %50'lik (2,15 kg'dan 1,12 kg'a) ağırlık azaltma hedefine ulaşıldığı belirtilmiştir (Kim ve diğ., 2013).

Yoo ve ark., çalışmada alüminyum alaşımdan yapılmış olan alt kontrol kolu ağırlığını azaltmak için topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonuçları optimizasyondan önce Şekil 2.7'de gösterilen alt kontrol kolu ilk modelinin mukavemet ve dayanıklılık koşullarını karşılayıp karşılamadığını kontrol etmek için incelenmiştir. Optimizasyon sonuçları Mat1'den Mat3'e kadar farklı performans özellikleri göstermiştir.

Her bir model sırasıyla 1.170 kg, 1.092 kg ve 1.057 kg ağırlığındadır. Ağırlık azaltma açısından Mat3 en iyi performans gösteren malzeme olarak ifade edilmiştir.



Şekil 2.7. Topoloji optimizasyonu için alt kontrol kolu ilk modeli (Yoo ve diğ., 2017)



Şekil 2.8. Optimize edilmiş yeni CFRP alt kontrol kolu modeli (Yoo ve diğerleri, 2017):
Ön görünüş; (b) Arka görünüş.

Çalışmada tasarım hedefinin alt kontrol kolu mukavemet değerlerini koruyarak ağırlıkça en aza indirmek olduğu belirtilmiştir. Çoklu tasarım kısıtlamaları altında ağırlık, mukavemet ve dayanıklılık koşulları bulunmaktadır. Sonuç olarak Şekil 2.8’de önerilen model ağırlığı 517 g azaltılmış ve ağırlığın oran olarak orijinal alt kontrol kolu tasarım modelinin %30’na karşılık geldiği belirtilmiştir (Yoo ve diğ., 2017).

Wang ve ark., yeni bir ürün geliştirme ve malzeme seçimi için yapısal konsept tasarımında en iyi topolojiyi bulmanın çok önemli olduğunu vurgulamışlardır. Topoloji optimizasyonu tasarımcı için yapısal tasarımın ilk aşamasında bir konsept tasarımı sağlayabilir ve yerleşim düzeninde yapılar en uygun hale getirilir.

Mühendislik yapıları içinde optimal yapısal topoloji talebini karşılamak zordur. Araç süspansiyonunun kılavuzluk ve yük aktarım elemanı olarak kontrol kolunun performansı süspansiyonu için önemlidir. Bu nedenle alt kontrol kolu tasarımının dayanıklılık ve frekans gereksinimlerini karşılaması gerektiği belirtilmiştir. HyperWorks'teki OptiStruct modülü ile bir alt kontrol kolunun çok amaçlı topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve kontrol kolunun topoloji yapısı elde edilmiştir (Wang ve diğ., 2013).

Tablo 2.3. Simülasyon durumları (Wang ve diğ., 2013)

Koşullar	Açıklamalar
Durum 1 dikey etki	4g tam yük dikey darbe
Durum 2 yanal etki	1g yanal ivme, 2g dikey ivme
Durum 3 geri çekilme frenlemesi	Aks yükünün aktarılması 1g boyuna ivme
Durum 4 çukur	2g dikey ivme, 1g boyuna ivme

Topoloji optimizasyonu modeli oluşturulmasında dört simülasyon durumu dikkate alınmıştır. Alt kontrol kolunun statik çalışmada elde edilen topoloji optimizasyonu Tablo 2.3'te gösterilmiştir.

Tablo 2.4. Farklı durumlarda modeller için optimizasyon öncesi ve sonrasına ait von Mises gerilme değerlerinin karşılaştırılması (Wang ve diğ., 2013)

Durum 1	629 MPa	337 MPa	↓ %46,4
Durum 2	632 MPa	323 MPa	↓ %48,9
Durum 3	1310 MPa	549 MPa	↓ %58,1
Durum 4	471 MPa	372 MPa	↓ %21,0

Sonuç olarak bir arabanın alt kontrol kolunda optimizasyon final yapısı elde edilmiş, yöntemin otomotiv parçalarında topoloji optimizasyonu için uygun olduğu belirtilmiştir (Wang ve diğ., 2013).

Biglete ve ark., yaptığı çalışmada Sedan'nın süspansiyon sisteminde kullanılan alt kontrol kolu modellenerek statik analizde simüle edilmiştir. Topoloji optimizasyonu tekniklerini uygulamak için Autodesk Fusion 360'ın CAD/CAE modülleri aracılığıyla ağırlığı azaltmak adına yaylı ve yaysız ağırlıklara bağlı olarak model yeniden tasarlanmıştır. Böylelikle, analiz simülasyonu için yük durumları olarak düz bir arazi koşuluna ait alt

kontrol kolu modeli belirlenmiştir. Stres, güvenlik faktörü ve yüzdelik ağırlık azalması dikkate alınarak yeniden tasarlanan modellerin topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Şekil değiştirmeyi içeren çok sayıda simülasyonla alt kontrol kolunda çıkarılan alanların konumları modellerde belirtilmiştir.

Malzeme seçimi çeşitli faktörlere dayanmaktadır. Bu parametreler, bileşenin gücünü ve performansını etkileyen yoğunluk, çekme dayanımı, akma dayanımı ve elastiklik modülü gibi özellikler sıralanabilir. Modellemede alt kolun statik gerilme analizi ve SEA işlemi kullanılarak alt kontrol kolunun optimizasyonu için üç önemli özellik belirtilebilir; bunlar mesh oluşturma, sınır şartları ve yükleme koşullarıdır. Şekil 2.9'da optimizasyon çalışması altında Fusion 360 ile optimize edilmiş alt kontrol kolunun 3B tasarımı gösterilmiştir (Biglete ve diğerleri, 2020).



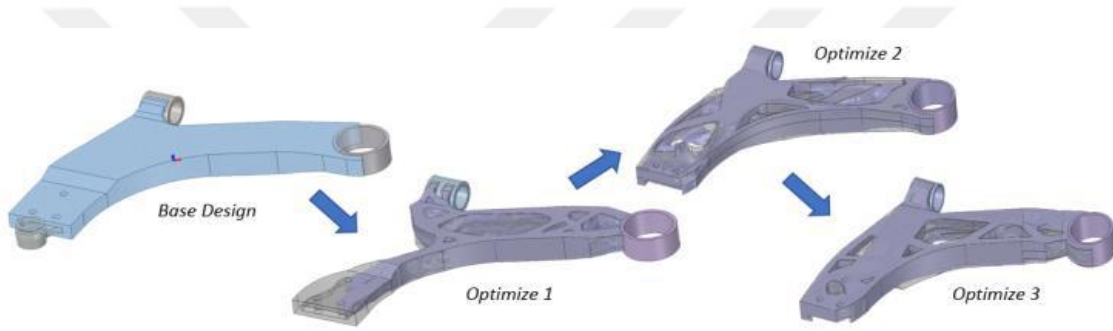
Şekil 2.9. Alt kontrol kolunun optimize edilmiş ilk tasarımı (Biglete ve diğerleri, 2020)

AbdulRahman ve ark., yaptıkları çalışmada ön alt kontrol kolu (FLCA) alüminyum döküm için tasarım optimizasyonu ve üretim süreci ele alınmış, ön alt kontrol kolunun yeni tasarım konsepti için CATIA yazılımı kullanılmıştır. Bundan sonraki aşamalarda yapısal analizi uygulayıp, parçanın ağırlığını optimize etmek için Hyperworks yazılımı tercih edilmiştir. Yeni tasarımın ana hedefi çelik malzeme kullanılarak üretilen ön alt kontrol kolunun toplam ağırlığının %20 oranında azaltılmasıdır. Şekil 2.11'de alüminyum döküm alt kontrol kolunun topoloji optimizasyon süreci verilmiştir. Elde edilen sonuçlar 396.000 devirlik bir yorulma ömür döngüsü ile toplam ağırlıkta %25'e varan önemli bir azalma olduğunu göstermektedir. Bu sonuç ile alt askı kolu yeni tasarımının yorulma döngüsü kriterlerini karşıladığı ve C segmenti bir binek otomobilde kullanılmaya uygun olduğu araştırmacılar tarafından bulunmuştur.

Araştırmanın amacında C-Segment aracı için topoloji optimizasyonu işlemi kullanılarak hafif yeni bir alt kontrol kolu tasarlanması olduğu belirtilmiştir (AbdulRahman ve Salleh, 2018).



Şekil 2.10. Alt kontrol kolu mevcut metal tasarımı (a) ve ilk konsept tasarımı (b) (AbdulRahman ve Salleh, 2018)



Şekil 2.11. Alüminyum döküm alt kontrol kolunun topoloji optimizasyon süreci (AbdulRahman ve Salleh, 2018)

Tablo 2.5. Tasarım optimizasyonu yineleme özeti (AbdulRahman ve Salleh, 2018)

Tasarım Optimizasyonu	Hedef Ağırlık (kg)	Ağırlık (kg)	% Ağırlık azaltma
Durum 1	Minimum %20 ağırlık azaltma (Maksimum 2,7 kg)	2,124	%37,53
Durum 2		2,604	%23,41
Durum 3		2,510	%26,18
Son tasarım		2,550	%25,00

Alüminyum döküm alt kontrol kolunun tasarım ve optimizasyon sürecinin birkaç yinelemesinden sonra %20 ağırlık azaltma hedefine ulaştığı belirtilmektedir (Tablo 2.5). Ağırlık azaltılması ile nihai tasarım konseptine dayalı olarak toplam ağırlık 2,55 kg olmuştur. Mevcut alt kontrol kolu ağırlığı olan 3,40 kg'a kıyasla ağırlıkta yaklaşık %25 azalma olmasına rağmen yapısal mukavemet performansı ve yorulma dayanıklılık direncini koruduğu çalışmada ifade edilmiştir (AbdulRahman ve Salleh, 2018).

Pawar ve ark., yaptıkları çalışmada ön alt kontrol koluna 3000 N'luk yük uygulayarak optimizasyon sonunda 170 gr ile %6,53 ağırlık azaltma sonucunu elde etmişlerdir. Malzeme 520 MPa ile akma sınırı içinde olduğu belirtilmiştir (Pawar ve diğ., 2017).

Abay, yaptığı çalışmada hafif bir aracın lamine Kevlar/E-glass hibrit kompozit ve çelik malzeme kullanılarak alt kontrol kolunun mafsallı üzerine 3850 N'luk bir yük ile statik analizi gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan lamine Kevlar/E-glass hibrit kompozit ve çelik alt kolun SEA'dan elde edilen sonuçları karşılaştırıldığında yeni tasarlanmış lamine Kevlar/E-glass hibrit kompozit alt kol, mevcut çelik alt kontrol koluna göre ağırlıkça daha hafif ve daha az gerilmeler elde edildiği bulunmuştur (Abay, 2018).

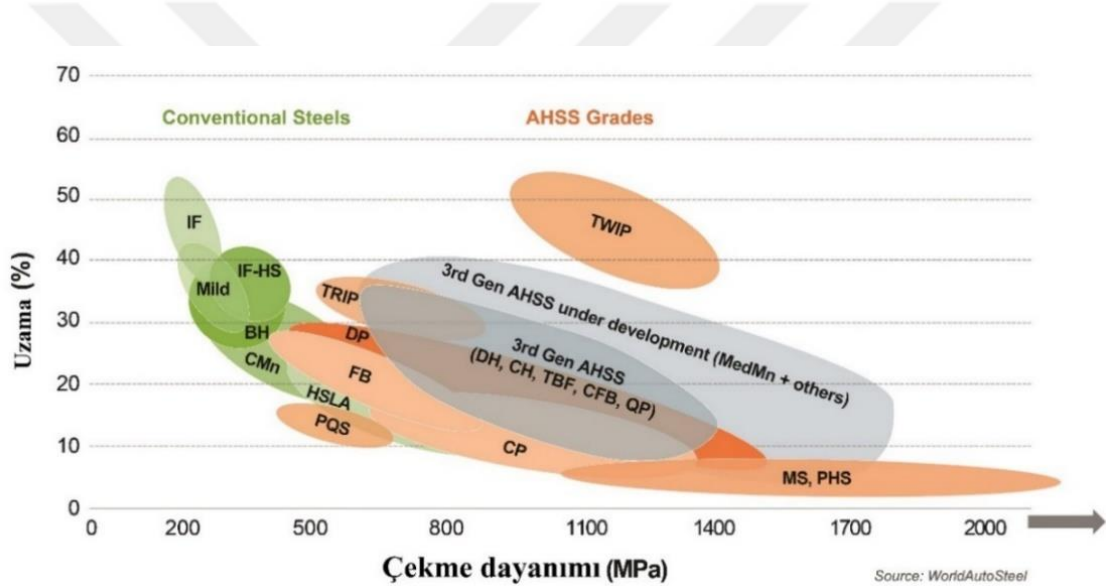
Zhao ve ark., askı kolunun dinamik durumunu dikkate alarak optimizasyon çalışmasında bulunmuşlardır. Optimizasyon yöntemi altında alt kontrol koluna dinamik yük koşulları uygulanmış ve geleneksel statik optimizasyon tekniklerindeki tasarım sürecinin biraz daha azaltılabileceği ifade edilmiştir (Zhao ve diğ., 2012).

Song ve ark., hafif tasarım ilkesini esas alan bir çalışmada bulunarak askı kolu için karbon fiber malzeme kullanımı tercih edilmiş ve parçayı tasarlamak için geleneksel metal malzemeler yerine güçlendirilmiş kompozit taşıyıcı önermişlerdir. Gerçek çalışma koşullarının analizi yoluyla alt askı kolunun gerilme ve sınır koşulları elde edilmeye çalışılmıştır. Alt kolun geometrik topolojisi daha da optimize edilerek, karbon fiber alt askı kolunun istenen performansı karşıladığı belirtilmiştir (Song ve Zhao, 2017).

H. Kutlak ve ark., çalışmasında ANSYS programı kullanılarak alt askı kolu için yorulma dayanımı ve ömür analizi yapılmıştır. Alt askı kolunun sac gövdesine hex dominant mesh atanmıştır. Mesh eleman boyutu 1,5 mm olarak tanımlanmış ve matematiksel modelinde 464962 düğüm ve 178653 eleman mevcut olduğu belirtilmiştir. Analizler sonucunda yorulmaya maruz kalan bölgenin tespit edildiği belirtilmektedir. Alt askı kolunda oluşan kırılma bölgesi ömür testi makinesinde kırılan askı kolu ile mukayese edildiğinde aynı yerden kırıldığı görülmüştür. Askı koluna yükleme anında maksimum gerilmenin olduğu bölgedeki 148,27 MPa'lık maksimum eşdeğer gerilme değeri, 269 MPa'lık akma sınırının altında kaldığından güvenlik katsayısı 1,8 olarak bulunmuştur (Kutlak ve Uygur, 2014)

2.6. Yeni Nesil Çelikler

Otomotiv parçalarının topoloji optimizasyonu için çeliklerin araçta kullanım yeri ve malzeme sınıfının bilinmesi büyük önem arz etmektedir. Araçta kullanılan HSLA çelikleri sertleştirilebilir, yüksek mukavemetli ve düşük alaşım özelliğine sahip çeliklerdir. Gelişmiş Yüksek Mukavemetli Çelikler (AHSS) geleneksel yüksek mukavemetli çift fazlı ve dönüşüm kaynaklı plastisite çeliklerinden oluşmaktadır. Çok yüksek mukavemetli çelikler ise presle sertleştirilmiş çelikleri ve gelişmiş kenar esneme, bükme özelliklerine sahip benzersiz uygulamalar için tasarlanmış çelikleri içermektedir (WorldAutoSteel, 2022). Şekil 2.12'de konvansiyonel, mevcut, ileriye dönük otomotiv çelikleri ve bunlara karşılık gelen uzama-çekme dayanımı grafiği gösterilmiştir.



Şekil 2.12. Konvansiyonel, mevcut, ileriye dönük otomotiv çelikleri ve bunlara karşılık gelen uzama-çekme dayanımı grafiği (WorldAutoSteel, 2022)

AHSS minimum olarak belirtilen çekme mukavemeti en az 440 MPa olan tüm martensitik ve çok fazlı çelikleri içerir. Çok yüksek çekme mukavemetine sahip çeliklere de Ultra Yüksek Mukavemetli Çelikler (UHSS) denir. Bazı şirketler "ultra" yüksek mukavemetin başladığı eşik olarak 980 MPa'yı seçerken, diğer şirketler ise 1180 MPa veya 1270 MPa'lık daha yüksek eşikler kullanır. Ürünün üreticileri ve kullanıcıları arasında genel kabul görmüş bir tanım bulunmamaktadır. AHSS ve UHSS arasındaki fark yalnızca terminolojidedir, aslında farklı ürünler değildir (WorldAutoSteel, 2022). Şekil 2.13'te bir otomobilde kullanılan çelik türlerinin dağılımı verilmiştir.

Üreticiler tarafından şekillendirme, birleştirme veya işleme için gerçekleştirilen eylemler, sonuç olarak çelik kalitesi ve kalınlığı mekanik özelliklerin bir fonksiyonudur.



Şekil 2.13. Bir otomobilde kullanılan çelik türlerinin dağılımı (Bachman, 2018)

Üçüncü Nesil AHSS daha önce geliştirilen 1. Nesil AHSS (DP, TRIP, CP, MS ve PHS) ve 2. Nesil AHSS (TWIP) üzerine kuruludur. Küresel ticarileşme 2020'den itibaren başlamaktadır (WorldAutoSteel, 2022). 3. Nesil gelişmiş yüksek mukavemetli çelikler, yüksek mukavemet ve yüksek sünekliğin olağanüstü kombinasyonundan dolayı hafif otomotiv bileşenlerinde uygulama için aday gösterilmektedir (Shojaee ve diğ., 2021).

3. METODOLOJİ VE YÖNTEM

Tez çalışmasında maksimum yükleri taşımak için askı kolunun kısıtlamaları olan alt kolun hacmi ve ağırlığını en aza indirmek hedeflenmiştir. Bu hedeflere ulaşmak için bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve sonlu elemanlar metodunu içeren bilgisayar destekli analiz (CAE) yöntemleri kullanılmıştır. Topoloji optimizasyonu yöntemi için alt askı kolu modeline statik analizlerle manuel topoloji optimizasyonu uygulanmış ve Ansys programında topoloji optimizasyonu modülü kullanılmıştır.

3.1. Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD)

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) programı olarak SolidWorks tercih edilmiştir. SolidWorks, diğer CAD tasarım programlarına göre oldukça kullanışlı bir ara yüze sahiptir. Bu programda katı modelleme, montaj, ölçüde parametrik değişim, simülasyon durumları, modelin teknik çizim ortamına aktarılması, standart malzeme ve makine elemanları kütüphanesi bulunmaktadır. Bu nedenle diğer tasarım programlarına kıyasla kullanım avantajı sunmaktadır.

Tez çalışması için SolidWorks'te tasarlanan 3B CAD modelleri step dosya formatına dönüştürülerek gereksinim durumunda farklı bir CAD veya CAE programıyla rahatlıkla çalışabilmektedir. Bunun en iyi örneği 3B Modelin tasarlandıktan sonra ANSYS analiz programıyla uyumlu çalışabilmesidir. Ayrıca programlar arası geçiş, özel oluşturulan modüllerden yapılabilmektedir. ANSYS programı içerisinde yer alan tasarım modülleri kullanılarak gerekli düzeltmelerin yapılmasıyla analiz ve uygun mesh için daha stabil hale getirilebilmektedir. Bu durum CAD programı kullanımını ayrıcalıklı kılmıştır.

3.2. Sonlu Elemanlar Metodu ve Bilgisayar Destekli Analiz (CAE)

Sonlu elemanlar analizi kullanılarak kompleks bir yapının statik analizi rahatlıkla yapılabilmektedir. Alt askı koluna gelen yüklerin hesabını yapmak bu açıdan idealdir (Chang, 2015). Gerekli sınır şartları ve uygun meshleme teknikleri ile istenilen analiz ortamı hazırlanmış olmaktadır. Yol şartlarına bağlı olarak süspansiyon sistemini etkileyen ve alt askı koluna gelen yükler belirlenmiştir. Statik analizler için ANSYS workbench yazılımı tercih edilmiştir. Sonraki aşamada SolidWorks programında hazırlanmış olan 3B

model ANSYS Workbench içerisinde tanımlanarak yapısal analiz formuna uygun hale getirilmiştir.

3.3. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu günümüzde vazgeçilmez bir yöntem haline gelmiştir. Özellikle gelişen otomotiv sektöründe önemlidir. Çünkü aracın ağırlık ve performans ilişkisine bağlı olarak yakıt tasarrufu için topoloji optimizasyonuna ihtiyaç olduğu bilinmektedir. Araçların birçok parçasında optimizasyon gereksinimi bulunabilir. Bu nedenle üretilecek parça için tasarım aşamasında topoloji optimizasyonu uygulanabilmektedir.

Bu çalışma kapsamında aracın süspansiyon sisteminin önemli bir parçası olan askı kolu parçası üzerinde optimizasyon yapılması amaçlanmıştır. Ansys programında statik analiz sonucu elde edilen değerler, yine Ansys topoloji optimizasyonu modülünde tanımlanmıştır. Belirli kısıtlamalar dikkate alınarak, kütle, hacim ve gerilme değerlerini istenilen seviyeye getirmek için parça üzerinde uygun boşaltmalar yapılmıştır. Diğer bir topoloji optimizasyonu ise manuel olarak uygulanmıştır. Ansys’de statik analizler sonucu elde edilen gerilme değerleri ve emniyet katsayısı değerleri referans alınarak model üzerinde uygun boşaltmalar manuel olarak yapılmıştır. Sonuçta her iki yöntem kullanılarak nihai model elde edilmiştir.

3.4. Sayısal Yöntemler ile Süspansiyon Elemanlarının Modellenmesi

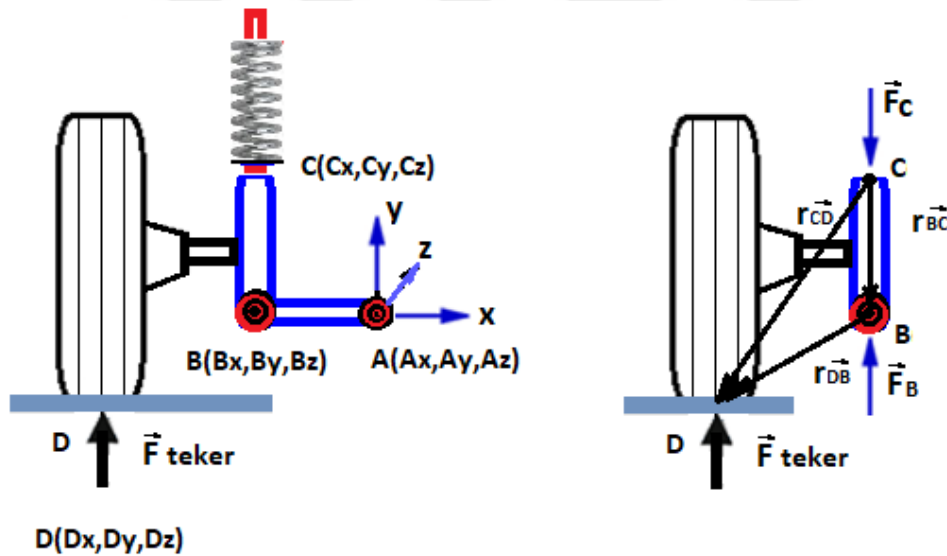
Bir süspansiyon sistemindeki tüm kuvvetlerin kapsamlı analizi karmaşık bir problemdir. Bu durum bilgisayarlarda analiz yazılımı kullanılmasını zorunlu hale getirmektedir. Sonlu elemanlar analiz (SEA) paketleri çok gövdeli parçalarda statik analizler ve stres dağılımı için kullanılabilir, üç boyutlu dinamik analiz için ayrıca yazılım paketleri de gerekebilir. Süspansiyon sistemleri için statik kuvvetleri analiz etmek basittir, ancak dikey ve boyuna yol düzensizlikleri, frenleme, hızlanma, viraj alma vb. dinamik yüklerin çoğu geçici niteliktedir ve bu gibi durumlar nedeniyle dinamik yük ile modellenme eğilimindedirler. Modellemenin zor olduğu bu konuda çalışma yapan araştırmacılar tarafından da bilinmektedir.

Sistemdeki tüm karmaşıklıklara rağmen pratik durumlarla ilgili olarak bazı basit tasarım hesaplamaları yapmak mümkündür. Süspansiyondaki yükleri etkinleştirilen elemanlarda

ve belirlenecek gövde montaj noktalarında hesaplamalar için kaçınılmaz olarak basitleştirici varsayımlar mevcuttur (Barton ve diğ., 2018).

3.4.1. Hafif Ticari Araç Süspansiyonu Matematiksel Modeli (Yüksüz Aks)

Bir aracın süspansiyon sistemi dikkate alındığında sisteme gelen yüklerin sistem mukavemeti açısından önemi büyüktür. Bu sistemin bir parçası olan askı koluna gelen yükler genellikle literatürdeki gibi kabul edilerek basit matematik hesabı ile bulunmuştur. Çalışmada daha kapsamlı bir şekilde statik denge şartları dikkate alınarak matematiksel model ortaya çıkartılmış ve genel bir formül elde edilmiştir. Bu sayede süspansiyon sistemi üzerine mukavemet analizleri yapmak isteyen araştırmacılara gerçeğe daha yakın kuvvet hesaplamaları olanağı sağlanmıştır. Şekil 3.1 ve 3.2’de basit süspansiyon sisteminin şematik görünüşü verilmiştir. Burada önemli olan süspansiyon sistemlerinin birbiri ile bağlantı şekilleri ve sınır şartlarıdır. Buna göre iki farklı durum değerlendirmesi yapılmıştır.



Şekil 3.1. Hafif ticari araç süspansiyonu matematiksel modeli (aksın yük taşımadığı kabul edilmiştir)

Bazı çalışmalarda aksın yük taşıdığı kabul edilmiş bazılarında ise ihmal edilmiştir. Buna göre iki durum değerlendirilerek modellenmesi yapılmıştır. Şekil 3.1’de aksın yük taşımadığı kabul edilerek bir matematiksel model çıkartılmıştır. Diğer bir başlık altında değerlendirilen ve Şekil 3.2’de şematik şekli verilen durumda ise aksın yük taşıdığı kabul edilmiştir. Buna göre; A, B, C ve D noktaları şekil üzerinde belirlenmiştir.

D noktasından tekere gelen ve z eksenlerinde konumu tanımlanmış nokta tekerin tam orta bölgesinden uygulandığı kabul edilmiştir. C noktası ise akson ile süspansiyon yayının bağlandığı nokta, B noktası ise akson ile alt askı kolunun bağlandığı noktadır.

Tekere etkiyen kuvveti vektörel olarak $\vec{F}_{teker}$ yazılırsa;

$$\vec{F}_{teker} = F_x\vec{i} + F_y\vec{j} + F_z\vec{k} \quad (3.1)$$

Denklem (3.1) olur. Askı koluna etkiyen kuvvetleri bulmak için C noktasına göre moment alınır ve 0'a eşitlenir.

$$\sum \vec{M}_C = 0 \quad (3.2)$$

Askı koluna etkiyen kuvveti $\vec{F}_B$ olarak belirtirsek;

$$\vec{F}_B = (F_{Bx})\vec{i} + (F_{By})\vec{j} + (F_{Bz})\vec{k} \quad (3.3)$$

$$\vec{r}_{BC} \times \vec{F}_B + \vec{r}_{CD} \times \vec{F}_{teker} = 0 \quad (3.4)$$

Denklem (3.3) ve Denklem (3.4) yazılır. Yer vektörleri;

$$\vec{r}_{BC} = (C_x - B_x)\vec{i} + (C_y - B_y)\vec{j} + (C_z - B_z)\vec{k} \quad (3.5)$$

$$\vec{r}_{CD} = (D_x - C_x)\vec{i} + (D_y - C_y)\vec{j} + (D_z - C_z)\vec{k} \quad (3.6)$$

şeklinde Denklem (3.5) ve (3.6) yazılır. Denklem (3.4)'te gerekenler yerine yazılırsa;

$$\begin{aligned} & [(C_x - B_x)\vec{i} + (C_y - B_y)\vec{j} + (C_z - B_z)\vec{k}] \times [(F_{Bx})\vec{i} + (F_{By})\vec{j} + (F_{Bz})\vec{k}] + \\ & [(D_x - C_x)\vec{i} + (D_y - C_y)\vec{j} + (D_z - C_z)\vec{k}] \times [(F_x)\vec{i} + (F_y)\vec{j} + (F_z)\vec{k}] = 0 \end{aligned} \quad (3.7)$$

olur. Denklem (3.7) determinant olarak yazılırsa;

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ C_x - B_x & C_y - B_y & C_z - B_z \\ F_{Bx} & F_{By} & F_{Bz} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} i & j & k \\ D_x - C_x & D_y - C_y & D_z - C_z \\ F_x & F_y & F_z \end{bmatrix} = 0 \quad (3.8)$$

olur. Buradan;

$$[F_{Bz}(C_y - B_y) - F_{By}(C_z - B_z) + F_z(D_y - C_y) - F_y(D_z - C_z)]\vec{i} + [F_{Bx}(C_z - B_z) - F_{Bz}(C_x - B_x) + F_x(D_z - C_z) - F_z(D_x - C_x)]\vec{j} + [F_{By}(C_x - B_x) - F_{Bx}(C_y - B_y) + F_y(D_x - C_x) - F_x(D_y - C_y)]\vec{k} = 0 \quad (3.9)$$

Denklem (3.9) elde edilir. Bu eşitlikten;

$$F_{Bz}(C_y - B_y) - F_{By}(C_z - B_z) = F_y(D_z - C_z) - F_z(D_y - C_y) \quad (3.10)$$

$$F_{Bx}(C_z - B_z) - F_{Bz}(C_x - B_x) = F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z) \quad (3.11)$$

$$F_{By}(C_x - B_x) - F_{Bx}(C_y - B_y) = F_x(D_y - C_y) - F_y(D_x - C_x) \quad (3.12)$$

Denklem (3.10), (3.11) ve Denklem (3.12) yazılır. İşlemleri basitleştirmek için;

$$C_y - B_y = a$$

$$C_z - B_z = b$$

$$D_z - C_z = c$$

$$D_y - C_y = d$$

$$C_x - B_x = e$$

$$D_x - C_x = f$$

kabul edilirse;

$$F_{Bx} = \frac{f}{b}F_z - \frac{c}{b}F_x + \frac{ac}{ab}F_y - \frac{ed}{a.b}F_z + \frac{eb}{a.b}F_{By} \quad (3.13)$$

Denklem (3.13) bulunur. $\vec{F}_{By}$ değerini bulmak için Denklem (3.12)'de yalnız bırakılır.

$$F_{By} - \frac{a.f}{b}F_z - \frac{a.c}{b}F_x + \frac{e.c}{b}F_y - \frac{ed}{b}F_z + eF_{By} = dF_x - fF_y \quad (3.14)$$

$$(1 + e)F_{By} = fF_x - fF_y + \frac{a.f}{b}F_z + \frac{ac}{b}F_x - \frac{ec}{b}F_y + \frac{ed}{b}F_z \quad (3.15)$$

$$(1 + e)F_{By} = \left(d + \frac{ac}{b}\right)F_x - \left(f + \frac{ec}{b}\right)F_y + \left(\frac{af+ed}{b}\right)F_z \quad (3.16)$$

$$F_{By} = \frac{\left(d + \frac{ac}{b}\right)F_x - \left(f + \frac{ec}{b}\right)F_y + \left(\frac{af+ed}{b}\right)F_z}{1+e} \quad (3.17)$$

Denklem (3.17) olur. $\vec{F}_{Bz}$ değeri için Denklem (3.11)'de gerekli bilgiler yazılır ve;

$$F_{Bz} = \left(\frac{bd+ac}{a(1+e)}\right)F_x + \left[\frac{c}{a} - \left(\frac{fb+ec}{a(1+e)}\right)\right]F_y + \left[\left(\frac{af+ed}{a(1+e)}\right) - \frac{d}{a}\right]F_z \quad (3.18)$$

Denklem (3.18) bulunur. a, b, c, d, e ve f katsayıları yerine yazılırsa;

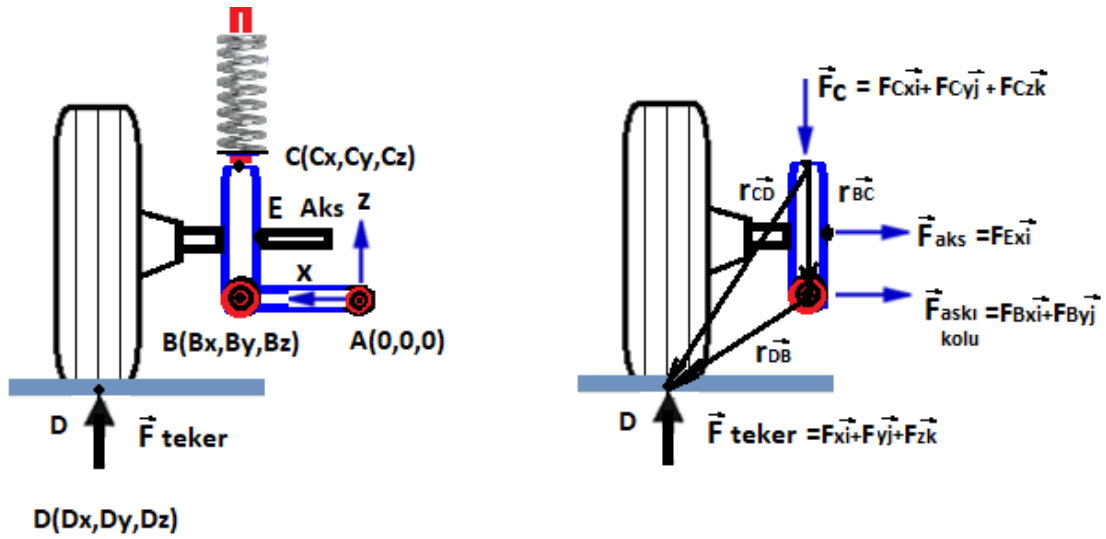
$$F_{Bx} = \left[\frac{(C_x - B_x)(C_z - B_z)(D_y - C_y) + (C_x - B_x)(C_y - B_y)(D_z - C_z)}{(C_y - B_y)(C_z - B_z) + (C_y - B_y)(C_z - B_z)(C_x - B_x)} - \frac{(D_z - C_z)}{C_z - B_z} \right] F_x \\ + \left[\frac{(C_x - B_x)(D_z - C_z)}{(C_z - B_z)(C_y - B_y)} - \frac{(C_x - B_x)(D_x - C_x)(C_z - B_z) + (C_x - B_x)^2(D_z - C_z)}{(C_y - B_y)(C_z - B_z) + (C_z - B_z)(C_y - B_y)(C_x - B_x)} \right] F_y \\ + \left[\frac{(C_y - B_y)(C_x - B_x)(D_x - C_x) + (C_x - B_x)^2(D_y - C_y)}{(C_z - B_z)(C_y - B_y) + (C_y - B_y)(C_z - B_z)(C_x - B_x)} - \frac{(C_x - B_x)(D_y - C_y)}{(C_z - B_z)(C_y - B_y)} \right] F_z$$

$$F_{By} = \left[\frac{(C_z - B_z) \cdot (D_y - C_y) + (C_y - B_y)(D_z - C_z)}{(C_z - B_z)(1 + C_x - B_x)} \right] F_x \\ - \left[\frac{(C_z - B_z) \cdot (D_x - C_x) + (C_x - B_x)(D_z - B_z)}{(C_z - B_z)(1 + C_x - B_x)} \right] F_y \\ + \left[\frac{(C_y - B_y)(D_x - C_x) + (C_x - B_x)(D_y - C_y)}{(C_z - B_z)(1 + C_x - B_x)} \right] F_z$$

$$F_{Bz} = \left[\frac{(C_z - B_z)(D_x - C_x) + (C_x - B_x)(D_y - C_y)}{(C_y - B_y) + (C_y - B_y)(C_x - B_x)} \right] F_x \\ + \left[\frac{(D_z - B_z)}{(C_y - B_y)} - \frac{(D_x - C_x)(D_z - B_z) + (C_x - B_x)(D_z - B_z)}{(C_z - B_z)(1 + C_x - B_x)} \right] F_y \\ + \left[\frac{(C_y - B_y)(D_x - C_x) + (C_x - B_x)(D_y - C_y)}{(C_y - B_y) + (C_y - B_y)(C_x - B_x)} - \frac{(D_y - C_y)}{(C_y - B_y)} \right] F_z$$

3.4.2. Hafif Ticari Araç Süspansiyonu Matematiksel Modeli (Yük Taşıyan Aks)

Aksonun Şekil 3.2’de yük taşıdığı kabul edilerek matematiksel bir model çıkartılmıştır. Askı kolunun aksına bağlandığı noktada askı kolunun z ekseninde lineer hareketi ve y eksenine göre momenti kısıtlamadığı için bu yönlerde tepki kuvveti oluşmaz. Bu sebepten dolayı askı kolu x ve y ekseninde yük taşır. Z yönündeki hareketi ise aksın C noktasına bağlanan helezon yaylar engeller. Aynı şekilde E noktasından bağlanan aks, sadece x ekseninde yük taşır ve diğer yönlerde serbesttir.



Şekil 3.2. Hafif ticari araç süspansiyonu matematiksel modeli (aksın yük taşıdığı kabul edilmiştir)

Bu bilgilere göre kuvvetleri vektörel olarak;

$$\vec{F}_{teker} = F_x\vec{i} + F_y\vec{j} + F_z\vec{k} \quad (3.19)$$

$$\vec{F}_C = F_{Cx}\vec{i} + F_{Cy}\vec{j} + F_{Cz}\vec{k} \quad (3.20)$$

$$\vec{F}_{aks} = F_{Ex}\vec{i} \quad (3.21)$$

$$\vec{F}_{askı\ kolu} = F_{Bx}\vec{i} + F_{By}\vec{j} \quad (3.22)$$

Denklem (3.19), (3.20), (3.21) ve (3.22) şeklinde yazılabilir.

Bazı çalışmalarda aksın askı koluna gelen yükün %50’sini taşıdığı belirtilmiştir (Khode ve diğ., 2017). Benzer şekilde 2 boyutlu düzlemde kabul edildiğinde aksın CE ve EB uzunlukları eşittir. Bu açıdan bakıldığında C ve E noktaları z ekseninde aynı hizada kabul edilirse,

Şekil 3.2'e göre;

$$\sum M_E = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{teker} \cdot |DE| = F_{askı} \cdot |BE| \quad (3.23)$$

$$F_{teker} |DB| = F_{aks} \cdot |EB| \quad (3.24)$$

şeklinde Denklem (3.23) ve Denklem (3.24) yazılır.

$|DE| = |DB|$ dik uzaklıklar eşit olduğu için $F_{aks} = F_{askı}$ olur.

O halde $\vec{F}_{aks} = F_{Bxi}$ yazılabilir

Genel Denklem:

$$\sum \vec{M}_C = 0$$

$$\vec{F}_{CD} \times \vec{F}_{teker} + \vec{r}_{CE} \times \vec{F}_{aks} + \vec{r}_{CB} \times \vec{F}_{askı} = 0$$

$\vec{r}$ yer vektörüdür.

$$\begin{aligned} & [(D_x - C_x)\vec{i} + (D_y - C_y)\vec{j} + (D_z - C_z)\vec{k}] \times [F_x\vec{i} + F_y\vec{j} + F_z\vec{k}] + [(E_x - C_x)\vec{i} \\ & + (E_y - C_y)\vec{j} + (E_z - C_z)\vec{k}] \times [F_{Bxi}\vec{i}] \\ & + [(B_x - C_x)\vec{i} + (B_y - C_y)\vec{j} + (B_z - C_z)\vec{k}] \times [F_{Bxi}\vec{i} + F_{Byj}\vec{j}] = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ (D_x - C_x) & (D_y - C_y) & (D_z - C_z) \\ F_x & F_y & F_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i & j \\ (D_x - C_x) & (D_y - C_y) \\ F_x & F_y \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} & -F_x(D_y - C_y)\vec{k} - F_y(D_z - C_z)\vec{i} - F_z(D_x - C_x)\vec{j} + F_z(D_y - C_y)\vec{i} + F_x(D_z - C_z)\vec{j} \\ & + F_y(D_x - C_x)\vec{k} \end{aligned}$$

$$\text{a) } [F_z(D_y - C_y) - F_y(D_z - C_z)]\vec{i} + [F_x(D_z - C_z) - F_z(D_x - C_x)]\vec{j} + [F_y(D_x - C_x) - F_x(D_y - C_y)]\vec{k}$$

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ E_x - C_x & E_y - C_y & E_z - C_z \\ F_{Bxi} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i & j \\ E_x - C_x & E_y - C_y \\ F_{Bxi} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\text{b) } -F_{Bxi}(E_z - C_z)j - F_{Bxi}(E_y - C_y)k$$

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ B_x - C_x & B_y - C_y & B_z - C_z \\ F_{Bx} & F_{By} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} i & j \\ F_{Bx} & F_{By} \end{bmatrix}$$

$$-F_{Bx}(B_y - C_y)k - F_{By}(B_z - C_z)i - 0 + 0 + F_{Bx}(B_z - C_z)j + F_{By}(B_x - C_x)k$$

$$c) F_{Bx}(B_z - C_z)j + F_{By}(B_x - C_x)k - F_z(D_x - C_x)j + F_z(D_y - C_y)k - F_{By}(B_z - C_z)i$$

$$a+b+c = 0$$

$$\begin{aligned} & [F_z(D_y - C_y) - F_y(D_z - C_z) - F_{By}(B_z - C_z)]\vec{i} \\ & + [F_x(D_z - C_z) - F_z(D_x - C_x) + F_{Bx}(E_z - C_z) + F_{Bx}(B_z - C_z)]\vec{j} \\ & + F_y(D_x - C_x) + F_x(D_y - C_y) - F_z(D_x - C_x)j + F_{Bx}(E_y - C_y) \\ & + F_{By}(B_x - C_x) - F_{By}(B_y - C_y)]\vec{k} = 0 \end{aligned}$$

$$F_z(B_y - C_y) - F_y(B_z - C_z) - F_{By}(B_z - C_z) = 0 \quad (3.25)$$

$$F_x(D_z - C_z) - F_z(D_x - C_x) + F_{Bx}(E_z - C_z) + F_{Bx}(B_z - C_z) = 0 \quad (3.26)$$

$$F_y(D_x - C_x) - F_x(D_y - C_y) - F_{Bx}(E_y - C_y) + F_{Bx}(B_x - C_x) - F_{Bx}(B_y - C_y) = 0$$

Denklem (3.26) yazılarak;

$$F_{Bx}(E_z - C_z + B_z - C_z) = F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z) \quad (3.27)$$

$$F_{Bx} = \frac{F_z(D_x - C_x) - F_x(D_z - C_z)}{E_z + B_z - 2C_z}$$

Denklem (3.27) den;

$$\begin{aligned} F_{By} = & \frac{F_x(D_y - C_y)}{B_x - C_x} - \frac{F_y(D_x - C_x)}{B_x - C_x} + \frac{F_z(B_x - C_x) - F_x(E_y + B_y - 2C_y)}{(B_x - C_x)(E_z + B_z - 2C_z)} \\ & - \frac{F_x(D_z - C_z)(E_y + B_y - 2C_y)}{(B_x - C_x)(E_z + B_z - 2C_z)} \end{aligned}$$

elde edilir.

4. TASARIM VE MODELLEME

4.1. Bilgisayar Destekli Tasarım

Bilgisayar Destekli Tasarım (CAD) metodu sayesinde temsil edilen ürünün katı modeli ile ürün geliştirme aşamaları, analiz ve imalatı yapılabilmektedir (Chang, 2015). Günümüz tasarım dünyasında birçok yazılım paketlerinin geliştirilmesi, mevcut yazılım paketlerini işlevsel hale getirerek model alınan parçanın daha kolay ve hızlı tasarlanmasını sağlamaktadır. CAD tasarım teknolojisi ile otomotiv başta olmak üzere diğer endüstrilerdeki sistemlerin tasarım ve üretim sürecini hızlandırmak mümkündür. Deneylere ek gereksinim olmadan araçtaki karmaşık sistemleri ve montajı oluşturan parçaların sorun oluşturabilecek olası durumları tasarım aşamasının ilk basamağında ortaya çıkmaktadır (Vasiljević ve diğ., 2018).

Otomotiv endüstrisine ait ürünlerin gelişimi bir dizi karmaşık deneyler ve ayrıntılı araştırma gerektirmektedir. Belirli parçaların daha hızlı test edilmesini kolaylaştırmak ve performansını etkinleştirmek için CAD teknolojisi kullanmanın çok önemli olduğu bilinmektedir. Günümüz otomotiv endüstrisinde kullanılan CATIA, SolidWorks, AutoCAD, Siemens NX başlıca CAD yazılımlarıdır (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Bilgisayar destekli tasarım (CAD) (3dnatives, 2022)

4.1.1. Alt Askı Kolu İçin Mevcut CAD Modelinin Oluşturulması

Bu tez çalışmasında askı kolunun statik yükler altında gerilme analizi ve topoloji optimizasyonu için öncelikle bir CAD modeli oluşturulmuştur. Böylelikle hafıf ticari bir araca ait askı koluna sonlu elemanlar analiz metodu uygulanmış ve topoloji optimizasyonu ile parça ağırlığının azaltılması hedeflenmiştir. İlk aşamada askı kolunun orijinal boyut özelliği korunarak SolidWorks programında 3B modeli tasarlanmıştır. şekil 4.2’de hafif ticari bir araca ait n alt askı kolu ile şekil 4.3’te CAD modeli gösterilmektedir. Tasarlanan bu parça sldprt uzantısına sahip bir dosya formatındadır. SolidWorks yazılımı parametrik bir program olmasından dolayı tasarım iyileştirme süreçleri uygulanabilmektedir.



şekil 4.2. Alt askı kolu

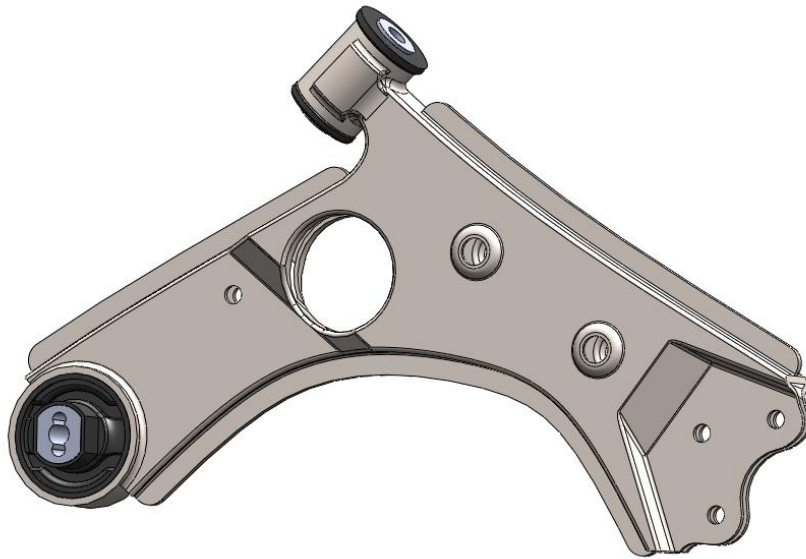


şekil 4.3. SolidWorks programında alt askı kolu CAD modelinin oluşturulması

Tasarımı yapılan model gerektiğinde diğ er tasarım ve analiz programlarına uygun dosya formatına d on üşebilmektedir. Tez  alışması için tasarlanan CAD modeli aslı korunmuş olarak Step dosya formatında ANSYS yazılım ortamına aktarılmıştır. Bundan sonraki s ure te SE analiz basamakları yer almaktadır. Karşılaşılabilecek zorlukların başında statik analiz s urecine ait sınır koşullarının belirlenmesi ve alt askı kolu modeline uygun mesh tanımlanması gelmektedir. şekil 4.4 ve şekil 4.5'te alt askı kolu 3B modeli gösterilmektedir.



şekil 4.4. Alt askı kolu 3B modelinin render edilmiş üst görünüşü



şekil 4.5. Alt askı kolu 3B modelinin perspektif görünüşü

4.1.2. Topoloji Optimizasyonu İçin Tasarım Kriterleri

Topoloji optimizasyonları için belirli kriterler vardır. Bu kriterler; geometrik özellikler, ağırlık azaltma, maliyet, sürdürülebilirlik ve üretilebilirliktir. Başarılı bir optimizasyon için bu kriterler sağlanmalıdır.

4.1.2.1. Geometrik Kriterler (Boyutsal Kriterler)

Topoloji optimizasyonunda kullanılacak tasarım için mevcut alt askı kolunun boyutsal kriterleri referans alınarak 3B modeli oluşturulmuştur. Topoloji optimizasyonu yapılacak bölgeler dışında kritik gerilme bölgeleri, birleşme ve kaynak bölgelerinden kaçınılmıştır. Ayrıca statik analizler için mevcut modelin ayrıntılarından kaçınılarak model basitleştirilmiştir.

4.1.2.2. Ağırlık Azaltma

Çalışmada hafif ticari bir araca ait alt askı kolu 3B modeline topoloji optimizasyonu ile sonlu elemanlar yöntemi uygulanmıştır. Sonuç olarak topoloji optimizasyonu yardımıyla parça ağırlığının azaltılması amacına ulaşılmıştır. Model için seçilen malzeme türüne göre ağırlığın azaltılması sağlanırken yük altındaki modelin gerekli emniyet sınır değerleri içinde kalması istenmektedir. İzin verilen gerilme değerlerine bağlı olarak uygun parça boşaltmalarıyla istenilen hafiflik elde edilmiştir. Nihai modelin ağırlığı, mevcut alt askı koluna göre %7,5 oranında azaltılmıştır. Bu durum tasarım kriterlerinden ağırlık azaltmanın verimli bir sonucudur.

4.1.2.3. Maliyet

Günümüz araçlarına ait mevcut alt askı kolunda döküm, yapı çeliği, bazı çelik alaşım türleri veya alüminyum alaşımı gibi malzemeler kullanılmaktadır. Tasarlanan modelde tercihen yüksek dayanımlı çift fazlı veya kompleks fazlı çelik serileri kullanılmaktadır. Üretim metodu, maliyet başta olmak üzere kalite ve performans açısından tercih sebebidir. Askı kolunda tercih edilen sac çelik, ürün maliyeti, ayrıca işlenebilirlik sürecindeki oluşan maliyetin askı kolu için kullanılan diğer imalat tekniklerine ve malzemelerine göre düşük olması bu durumu ayrıcalıklı kılmıştır.

4.1.2.4. Sürdürülebilirlik

Alt askı kolunda tercih edilen CP ve DP çelik serileri yurt dışı otomotiv piyasasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Ülkemiz metal endüstrinde bu yönde gelişmelerinde bulunması nedeniyle tercih edilen tasarım ve imalat yöntemi sürdürülebilirlik arz etmektedir.

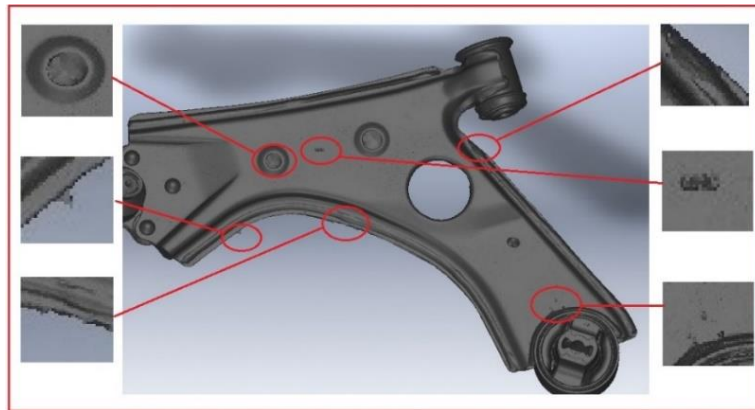
4.1.2.5. Üretilebilirlik

Çift fazlı ya da kompleks fazlı çelik sac askı kolunun kullanılması için en büyük etken pratik ve seri üretilebilmeleridir. Tasarım ve üretim teknolojisinde önemli bir payı olan çelikler özellikle ince sac levhalar lazer kesime çok uygun olmalarından dolayı tercih edilir. Üretim sırasından döküm kullanılmadığı için imalat kusurlarının bulunmaması ve tamir kabiliyeti ayrı bir avantajdır. Sac çelik malzemesi alt askı kolu için imalat kolaylığı sağladığı gibi estetik açıdan da iyi bir tasarım sunmaktadır.

4.2. Alt Askı Kolunun Tasarımı

4.2.1. Tersine Mühendislik

Alt askı kolu 3B modelini oluşturmak için öncelikle parçanın taranması düşünülmüştür. Tarama sonucunda model üzerinde imalat hatasından kaynaklı yüzey pürüzlülüğünün fazla olması, kenar köşe kavislerinin keskin ve ince çapakların bulunması nedeniyle taranan model ANSYS yazılımı analiz formatına uygun değildir. Alt askı kolu taranarak elde edilen STL formatındaki 3B modelin yüzey kusurları şekil 4.6'da detaylı olarak verilmiştir.



Şekil 4.6. Taranarak elde edilen 3B modelin yüzey kusurları

Analizde çok ince detaylar ve hassas yüzeyler hem mesh yapısını düzensiz kılmakta hem de analiz sürecini oldukça artırmaktadır. Oluşan durumun analiz sonuçlarını olumsuz etkilediği bilinmektedir. Bu nedenle parça üzerinden kumpas ve cetvel yardımıyla ölçü alınarak SolidWorks tasarım programında birebir 3B modeli oluşturulmuştur (Şekil 4.7).



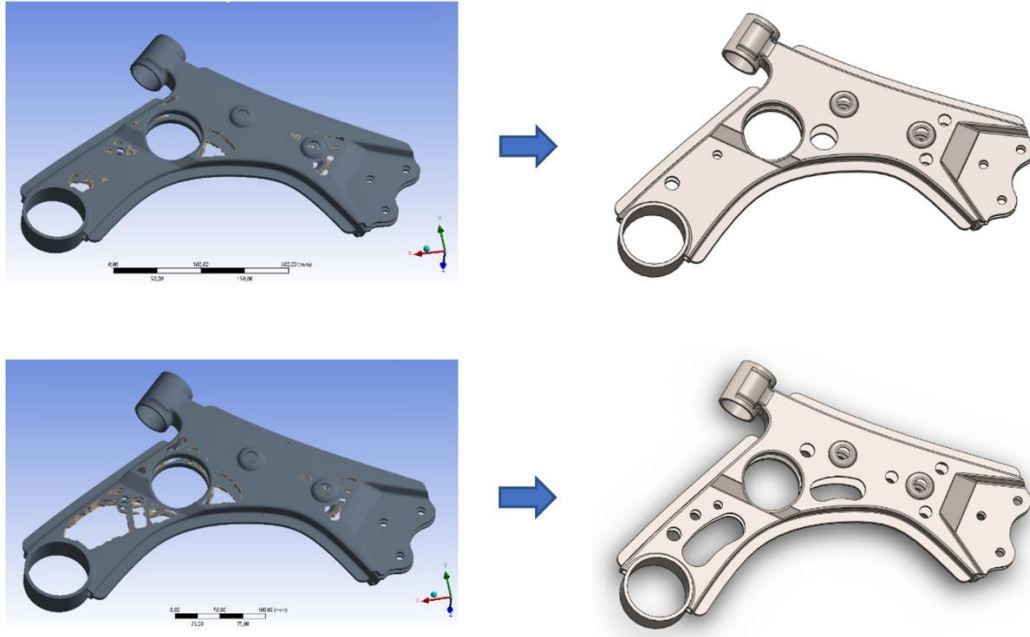
Şekil 4.7. Modelin CAD tasarımı için alt askı kolu üzerinden ölçü alınması

Tasarım programında model üzerindeki ana hatlar korunarak detay çizimlerinden kaçınılmıştır. Böylelikle hem yüzey kalitesi kusursuz hale getirilmiş hem de analiz süreç ve sonuçları daha başarılı kılınmıştır. Tersine mühendislik tasarımı zor olan parça geometrileri için ideal bir yöntemdir. Bazı yazılımlarla dönüşüm uygulanarak tersine mühendislikte elde edilen modelin üzerinde çeşitli iyileştirmelerin uygulanmasıyla yeni modelin modifikasyonu sağlanabilmektedir. Tez çalışmasında ise analiz ve topoloji optimizasyonu için modelin basitleştirilmesi aranmaktadır. Alt askı kolu mevcut 3B modeli tercihen CAD yöntemi ile tasarlanarak oluşturulmuştur.

4.2.2. Benzeşim Yoluyla Tasarım Değişikliklerinin Yapılması

Askı kolu modelinin optimizasyon tasarım aşamaları topoloji optimizasyonu ile elde edildiğinden mesh yapısına göre modelde kenar çıkıntıları ve boşaltılan kısımlarda şekilsel düzensizlikler oluşmaktadır. Modelin tekrar istenilen düzgün bir forma getirilmesi topoloji optimizasyonu sonrası analiz için bir ön hazırlıktır. Bu durum optimizasyon sonrası elde edilen sonuç geometrisine benzer tasarım oluşturulmasıyla sağlanmalıdır. Şekil 4.8’de Ansys programı topoloji optimizasyonu sonrası modelde benzeşim yoluyla tasarım değişikliklerinin yapılması gösterilmektedir. Tasarım değişiklikleri yapılırken kenar keskinlikleri giderilerek gerilme yığılması oluşturacak

delik, çıkıntı veya boşluklardan kaçınılmıştır. Gövde üzerinde gerilmelerin yoğun olduğu ya da çatlak başlangıcı, çıkıntı, çentik etkisi yapacak boşlukların geometrilerine dikkat edilmelidir. Bu nedenden dolayı askı modeline ait sac gövde üzerinde tasarım açısından boşaltma için keskin radüsler ve köşeler kullanılmamıştır. Topoloji optimizasyonu sonrası her durumda model geometrisi için şekilsel düzeltmeler uygulanmıştır.



Şekil 4.8. Modelde benzeşim yoluyla tasarım değişikliklerinin yapılması

4.2.3. Tasarım Yönünden Topoloji Optimizasyonu Aşamaları

Tasarımı yapılan 3B askı kolu öncelikle belirlenen sınır şartlarına göre mukavemet analizleri yapılmıştır. Daha sonra model üzerinde oluşan gerilme dağılımları incelenmiş ve gerilmelerin düşük olduğu noktalardan geometride çıkarma işlemleri yapılmıştır.

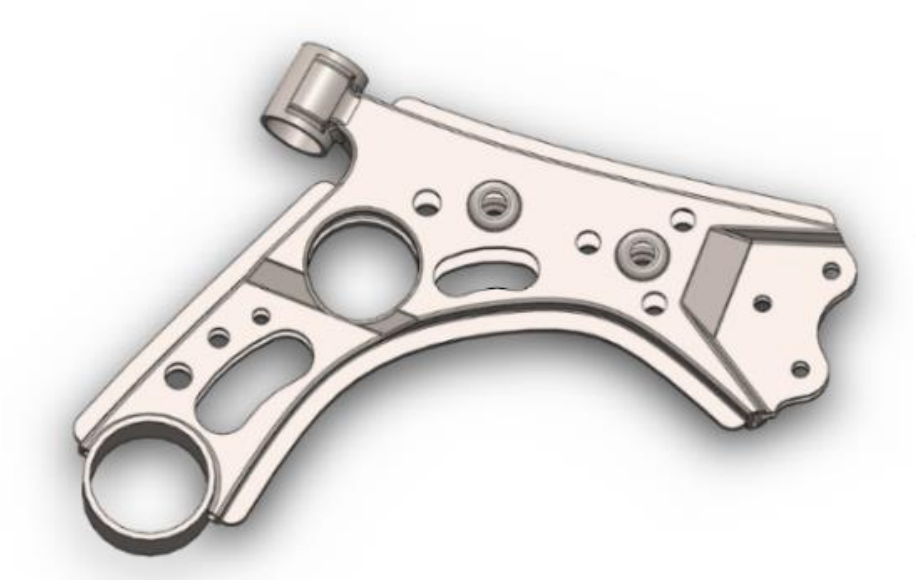


Şekil 4.9. Tasarım yönünden topoloji optimizasyonu aşamaları

Bu çıkarma işlemleri yapılırken gerilme yığılmasına sebep olacak keskin köşelerden kaçınılmıştır. Şekil 4.9’da tasarımla ilgili aşamalar sırası ile verilmiştir. Geometrilere çıkarma işlemleri sonucunda her geometri aynı sınır şartlarına göre mukavemet analizleri gerçekleştirilmiştir. İmal edildikleri malzemenin akma mukavemet değerini referans alan tasarımlar elde edilmiştir.

4.3. Optimizasyon Sonuçlarına Göre Nihai Tasarımın Geliştirilmesi

Optimizasyon sonucunda güvenlik katsayısı ve gerilme sınır değerleri gözetilerek en çok ağırlık azaltılması sağlanan model nihai tasarım kabul edilmiştir. Model üzerinde farklı malzemelerle analizler yapılmış ve buna göre değerlendirme gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.10’da nihai tasarım görülmektedir. Nihai tasarımla ilk modele göre birçok bölgede dairesel parça çıkarımları yapılabilmektedir.



Şekil 4.10. Optimizasyon sonuçlarına göre nihai tasarım

5. SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

5.1 Sonlu Elemanlar Yönteminin Önemi

Sonlu elemanlar yöntemi çok çeşitli karmaşık fiziksel olayları ve mühendislik problemlerini çözmek için kullanılan sayısal bir metottur. Bu problemler doğası gereği yapısal, termal (veya termo-mekanik), elektriksel, manyetik ve akustik gibi bunların herhangi bir kombinasyonu da olabilir. Basit analitik çözümlere uygun olmayan problemlerin üstesinden gelmek için sıklıkla kullanılır (Dean, 2020).

Genellikle literatürde FEM veya SEA olarak kısaltılan sonlu elemanlar yöntemi, yaklaşık değeri elde etmek için uygulanan sayısal bir tekniktir. SEA başlangıçta karmaşık yapılardaki gerilmeleri incelemek için geliştirilmiştir. Uçak ve otomobil endüstrisi başta olmak üzere pek çok alanda uygulanmaktadır. Akışkanlar mekaniği ve ısı transferi dahil olmak üzere mekanik yapılarla başa çıkma yeteneği nedeniyle bir analiz yöntemi olarak mühendislikte önemli bir rolü bulunur. Sonlu elemanlar yöntemi ile çalışan güncel yazılımların gelişen bilgisayar teknolojisine paralel yaygınlaşması mühendislik problemlerini çözmede etkinliğini artırmaktadır.

Sonlu elemanlar yönteminin avantajlarını sıralamak gerekirse,

- Tasarım aşamasında ürünün kalite ve performans kontrolü sağlanmaktadır.
- Farklı koşullara ve durumlara göre ürünün değerlendirilmesine imkân verir.
- Potansiyel problemlerin tasarım aşamasında belirlenmesi ve çözülmesi sağlar.
- İdeal şartlara ve ideal tasarıma ulaşmak için optimizasyon seçenekleri sunar (Demiray, 2021).

Sonlu elemanlar yöntemi ile termal analizler, deformasyon analizleri, gerilme analizleri, burkulma analizleri, dinamik analizler, titreşim analizleri, optimizasyon analizleri ve topoloji analizleri rahatlıkla yapılabilmektedir (Demiray, 2021).

SEA'nin sadece yaklaşık bir çözüm verebileceği yani fiziksel bir sorunu çözmenin en çok arzu edilen yolu sunabileceği bilinmektedir. Böyle bir sorunu çözmede en iyi tercih diferansiyel denklem tarafından yönetilen bir analitik çözüm elde etmektir (Salih, 2020).

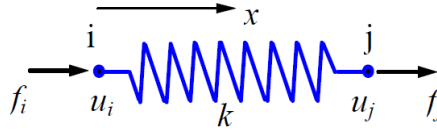
Örneğin Şekil 5.1’de verilen yay bağlantısı ile bir kirişi modellemek için kullanılabilir. Modelde i ve j noktaları kirişin baş ve son kısmını gösterirken, k değeri ise sertlik kavramını içermektedir. Genel formüller dikkate alındığında kuvvet, yer değiştirme ilişkisi

$$F = k.\Delta u \quad (5.1)$$

Denklem (5.1) olarak yazılabilir, burada;

F ; kuvveti

$\Delta u = u_i - u_j$ yer değiştirmeyi göstermektedir.



Şekil 5.1. Yay bağlantısı ile bir kirişi modelleme (Tasdemir, 2016)

Kuvvet yazılabilir;

$$f_i = -F = -k(u_j - u_i) = ku_i - ku_j \quad (5.2)$$

$$f_j = F = k(u_j - u_i) = -ku_i + ku_j \quad (5.3)$$

Denklem (5.2) ve Denklem (5.3) matris formunda yazılırsa;

$$f_i = ku_i - ku_j \quad (5.4)$$

$$f_j = -ku_i + ku_j \quad (5.5)$$

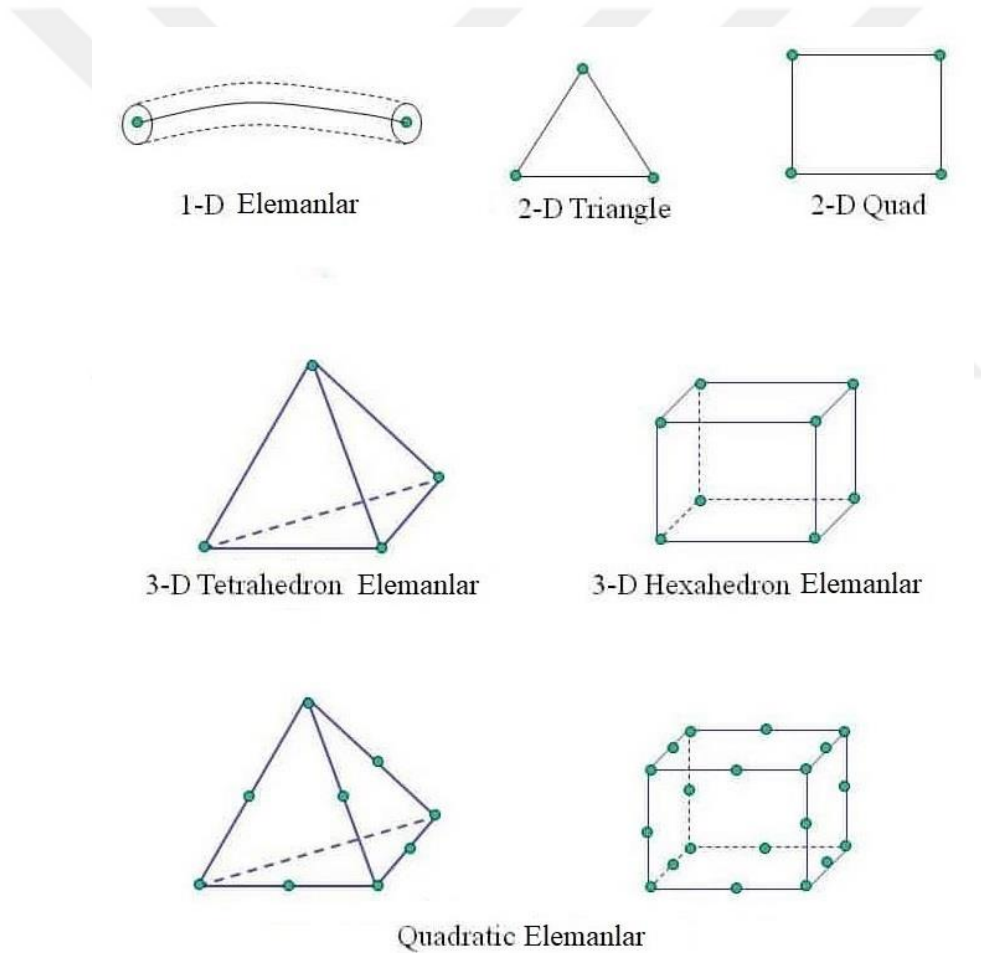
$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_j \end{Bmatrix} \quad (5.6)$$

Denklem (5.4) ve Denklem (5.5) yazılır. İlk bulunan değer yer değiştirme olmaktadır, Denklem (5.6) matris formu sonlu elemanlar yönteminin temel denklemidir (Tasdemir, 2016).

5.2. Eleman Tipi ve Mesh Özellikleri

5.2.1 Eleman Tipi

Sonlu elemanlar analizinde, üç boyutlu (3B) mesh oluşturma için yaygın olarak iki tip eleman şekli kullanılmaktadır. Bunlar tetrahedron ve hexahedron elemanlardır (Şekil 5.2). Çözümün yakınsama hızı ve doğruluğu açısından üstün performansları nedeniyle genellikle hexahedron elemanlar tetrahedron elemanlara nazaran daha çok tercih edilmektedir. Hexahedron elemanlar için genel bir kural düşünülürse, basit ve minimum sürede en doğru çözüme ulaşmak için hexahedron elemanlar çoğu zaman tercih sebebidir. Katı ve yüzey modellemede çok tercih edilen eleman çeşididir.



Şekil 5.2. Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan mesh eleman tipleri (Demiray, 2021).

Tetrahedron elemanlar, 4 düğüm noktası üzerinde bulunur. Karmaşık katı modellerde sık tercih edilmektedir. İyi bir meshleme ve kontrol yeteneğine sahip olduğu bilinmektedir. Bu eleman tipi ile genel olarak yapının eğilimini incelemek daha uygundur.

Sonuçlardaki değişikler çok önemli değilse kullanılması optimum sonuç için tercih sebebidir (Demiray, 2021). Şekil 5.2’de SE analizi için sıklıkla kullanılan eleman tipleri gösterilmiştir. Bu elemanlar link eleman, 2D üçgen eleman, 2D quad, 3D tetrahedron, 3D hexahedron ve quadratic eleman tipleridir. Eleman tipi analiz edilecek parçanın geometrisine göre tercih edilir. Tek çubuk halinde çekme yönünde yük taşıyan elemanlar için link eleman tercih edilirken yüzey olarak modellenen parçalarda 2D elemanlar tercih edilir. Bunun dışında 3B parçalar 3D tetrahedron veya hexahedron elemanlar kullanılır. Bu elemanların orta noktalarına ekstradan node eklenirse quadratic eleman oluşturulmuş olur. Kiriş çubuk elemanlar çelik konstrüksiyon ve kafes sistemlerinin analizinde sıkça tercih edilir. Triangel eleman ise yüzey modellemede oldukça zayıf yeteneği bulunan bir eleman tipidir. Yüzey modelleme genel olarak değerlendirilirse yetenek açısından Quadrangel eleman karmaşık ve basit bütün yüzey modellemelerde başarılı sonuçlar çıkaran bir eleman tipi olarak bilinir (Demiray, 2021).

5.2.2. Mesh Yapısı

3B CAD modeli elemanlara bölündüğünde sonlu elemanlar modeline dönüştürülmüş olur. Bu modele dönüştürme işlemine meshleme denir. Her sonlu elemanlar modelinin mesh yapısı vardır ve bu mesh yapısı yukarıda bahsi geçen eleman tipleri ile belirlenir. Ayrıca eleman boyutları da analiz açısından önem arz etmektedir. Küçük eleman boyutları tercih edilmesi SEA’lerin de daha doğru sonuca ulaşmayı sağlarken, büyük eleman boyutlarında ise hatalı sonuç alma ihtimali artmaktadır. Ancak burada da şu dikkat edilmelidir: küçük eleman boyutlarında bilgisayar kapasitesi yeterli olmalıdır ve analiz süresi ona göre uzayacaktır. Burada da optimum mesh boyutlarını elde etmek için yakınsama çalışmaları yapılmalıdır. Bir parça üzerinde yüksek gerilme oluşması beklenen bölgelere yoğun mesh atılması gerekir. Kritik olmayan bölgelerde ise mesh sıklığı azaltılabilir. Bu şekilde analizde doğruya ulaşma ve zaman yönünde kaybı azaltma sağlanabilir.

5.2.3. Malzeme Modeli

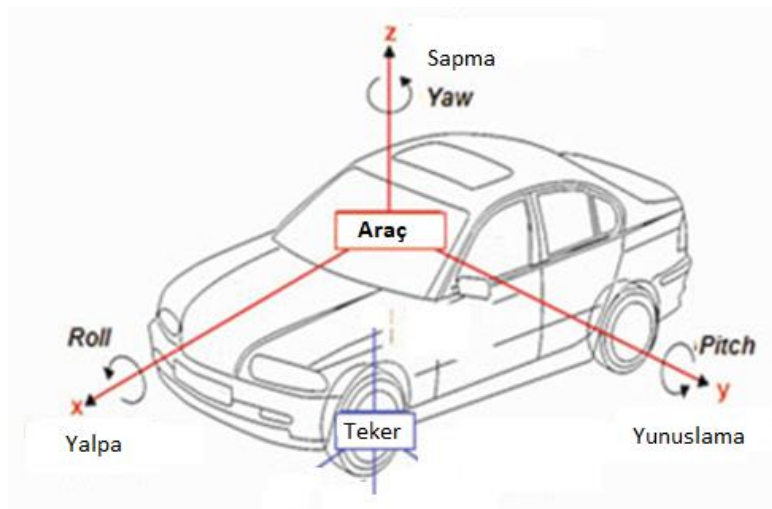
Malzeme modelinin seçimi hazırlık sürecini ve analiz sonucunu etkilemektedir. Hooke kanunu sonlu elemanlar konusunda çalışma yapan araştırmacıların bilmesi gereken önemli bir kriterdir. Metallerin çekme gerilmesi testine tabi tutulduğu bu deney; malzeme

özelliklerinin belirlenmesi için uygulanır, sonuç olarak deney sonunda stres ve strain eğrisi denilen bir eğri ortaya çıkmaktadır. Analiz sonucunda bulunan stres değeri akma gerilmesinden küçükse analiz doğru kabul edilebilir fakat elde edilen verilerin akma gerilmesinden büyük olması durumunda analizde çok daha farklı sonuçlar ortaya çıkabilir. Bu durumda doğru sonuçlar için nonlinear analiz yapılmasına gereksinim duyulabilmektedir, tercihen visko elastik, bi-lineer elasto plastik, hiper elastik ve multi-lineer plastik modeller kullanılabilir. (Tasdemir, 2016). Analizlerde kullanılan malzeme modellerinde von Mises akma kriteri göz önüne alınmıştır. Analizler elastik-plastik malzeme modeli olarak Cowper-Symonds malzeme izotropik tanımlandığı gibi model sadece kabuk ve katı elemanlar için uygulanabilir. Zerilli-Armstrong malzeme modeli, Piecewise malzeme modeli ve son olarak da elastik-plastik hasar malzeme modeli de bulunmaktadır (Ceylan, 2008).

5.3. Alt Askı Kolu İçin Sonlu Elemanlar Yöntemi Sınır Şartları

5.3.1. Yol Şartı ve Yük Durumları

Bir aracın süspansiyonunu tanımlamak için önce araç koordinat sistemi tanımlanmalıdır. Aerodinamik kuvvetlerin, taşıt dinamiğine etkisi önemli bir faktördür. Bu nedenle dinamik analizler incelenirken aerodinamik momentlerinde göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Bunlar, yunuslama momenti (pitching), yalpa momenti (rolling) ve sapma momentidir (yaw) (Demircioğlu, 2007). Şekil 5.3'te araca tanımlanmış ISO 8855 / DIN 70000 standardında bir koordinat sistemi gösterilmiştir.

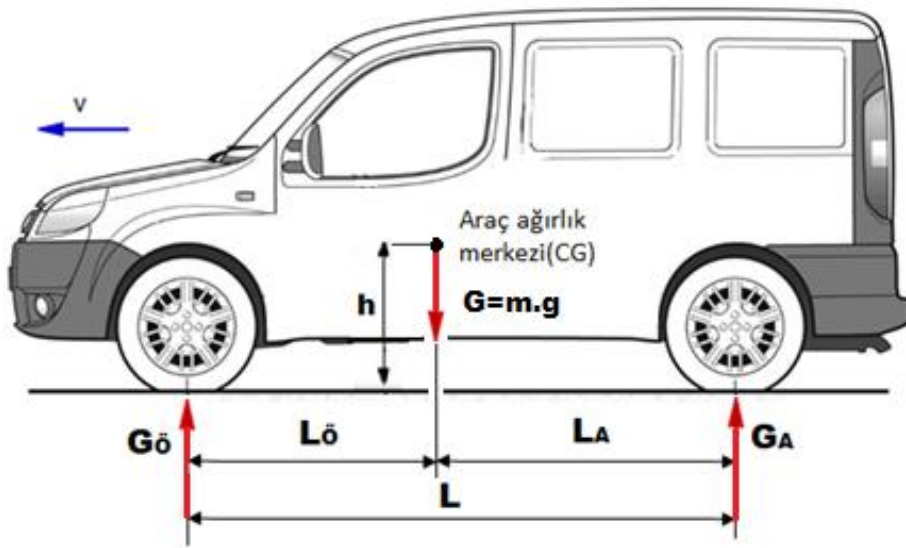


Şekil 5.3. ISO tarafından tanımlanan araç koordinat sistemi (Heißing ve Ersoy, 2011)

Kinematik noktalar ve birbirlerine göre konumları seçilen süspansiyon konfigürasyonu tarafından belirlenirken aracın diğer özellikleri araç boyutlarına göre belirlenmektedir. Bunlar iz genişliği, tekerlekler, lastikler, aks mesafesi ve boyutu gibi özelliklerdir. Süspansiyon parametrelerini hesaplamak için bazı araç özellikleri de gereklidir. Konumu, ağırlık merkezi, aks ağırlıkları, aks yükleri, fren kuvvet dağılımı, tahrik gücü dağıtımı ve farklı yol şartı durumu süspansiyonu etkileyen çeşitli parametrelerdir (Heißing ve Ersoy, 2011).

5.3.2. Birinci Yol Şartı (Araç Ağırlığı, Tekerlek Temas Noktasında)

Birinci yol şartı durumuna göre (araç ağırlığı, tekerlek temas noktası) hesaplar yapılarak her bir tekere düşen yük tespit edilir. Sonraki basamakta askı koluna etki eden kuvvet hesaplanır, gerekirse diğer yol şartları için kritik yük durumlarına bakılarak maksimum ivme ve kuvvetler bulunmaktadır. Hafif ticari aracın birinci yol şartı (araç ağırlığı, tekerlek temas noktasında) kendi ağırlığından kaynaklı tekerlek temas noktasında oluşan kuvvetler Şekil 5.4'te modelde belirtilmiştir (Özçelik, 2011), (Rill, 2007).



Şekil 5.4. Hafif ticari bir araç için yük durumu ve ağırlık merkezi (caradisiac, 2022)

$$G = m \times g \quad (5.7)$$

$$G_A = \frac{m \times g \times L_o}{L} \quad (5.8)$$

Denklem (5.7) kullanılarak, Denklem (5.8)'de değerler yerine yazılırsa;

$$GA = \frac{2130 \times 9,81 \times 1240}{2583}$$

GA = 10031N, GAA = 5015 N elde edilir.

$$G\ddot{O} = \frac{m \times g \times LA}{L} \quad (5.9)$$

Denklem (5.9)'da değerler yerine yazılarak;

$$G\ddot{O} = \frac{2130 \times 9,81 \times 1343}{2583}$$

GÖ = 10864 N, GÖÖ = 5432 N. Ön tek tekerdeki yük bulunur.

5.3.3. İkinci Yol Şartı (Düşey İvmelenme, Tekerlek Temas Noktasında)

Bu yol şartında düşey yönde engelden (hendekten) geçme 3g'lik bir ivmelenme durumu incelenmektedir. Aracın hendekten geçme ya da çukur engeli durumuna karşılık gelen 13 farklı yol durumu içinde büyük kuvvetlere sebep olan bir yol şartı durumudur.

$$G = m \times g \quad (5.7)$$

$$GA = \frac{m \times 3g \times L\ddot{o}}{L} \quad (5.10)$$

Denklem (5.7) kullanılarak, Denklem (5.10)'da değerler yerine yazılırsa;

$$GA = \frac{2130 \times 3 \times 9,81 \times 1240}{2583}$$

GA = 30093 N, GAA = 15046 N elde edilir.

$$G\ddot{O} = \frac{m \times 3g \times LA}{L} \quad (5.11)$$

Denklem (5.11)'de değerler yerine yazılarak;

$$G\ddot{O} = \frac{2130 \times 3 \times 9,81 \times 1343}{2583}$$

GÖ = 32592 N, GÖÖ = 16296 N. Ön tek tekerdeki yük (düşey 3g) bulunur.

Birinci ve ikinci yol şartı için hafif ticari araca ait aşağıdaki parametreler referans alınmıştır.

Hafif ticari aracın ağırlığı, $m = 1450$ kg

Hafif ticari aracın brüt ağırlığı, $m = 2130$ kg (yolcu ve aksesuar ağırlığı dikkate alındığında). Yol şartı hesaplamaları için brüt ağırlık kullanılmıştır.

Araç aks açıklığı uzunluğu, $L = 2583$ mm

Ön aksa olan mesafe, $L_{\text{Ö}} = 1240$ mm

Arka aksa olan mesafe, $L_{\text{A}} = 1343$ mm

İkinci yol şartında görüldüğü gibi hafif ticari aracın ön tekerine 16296 N yük düşmektedir. Bu yükün, amortisör yayı, aks ve alt askı kolundan oluştuğu bilinmektedir. Yük dağılımı hususunda benzer kabuller bulunmaktadır. Bu kabuller göz önünde bulundurularak yay, aks ve alt askı kolu arasında yük paylaşımı yapılabilmektedir.

5.3.4. Ön Çalışma Koşulları ve Standart Yük Durumları

Süspansiyon sistemi üzerine yapılan çalışmalarda dikey, yanal lastik yüklerini ve boylamsal yük üretimini incelemekte fayda bulunmaktadır. Frenleme ve hızlanma gibi araç kontrol eylemlerinden kaynaklanan yükler, frenleme ve tahrik troklarının nasıl tepki gösterdiğine bağlıdır. Sistemde bulunan frenler ve tahrikin hareketli bir aksa mı yoksa bağımsız bir süspansiyonla mı çalıştığını bilmek, sistemde oluşan yükleri belirlemek için bir ön çalışma oluşturmaktadır.

Dinamik yükler araçtan gelen kuvvetler tarafından belirlenir. Hareket halindeki bir araçta yerçekimi, lastikler ve aerodinamik kuvvetler vb. parametrelere bağlı olarak tekerlek yükleri sürekli değişmektedir. Bu yükler hızlanma ve frenleme gibi boylamasına yönde olabilir. Viraj alma kuvvetleri gibi yanal yönde ve dikey yönde tekerlek yüklerinin nasıl hesaplanabileceğini göstermek için bir dizi işlevsel basitleştirici varsayımlar yapılmıştır. Bu kabuller, ön çalışma koşulları ve standart yük durumları referans alınarak yapılmaktadır (Güler, 2006). Tablo 5.1’de standart yük durumları verilmiştir.

Tablo 5.1. Standart yük durumları (Heiβing ve Ersoy, 2011), (Balkan, 2018)

Standart Yük Durumları		İvme (g)		
		x	y	z
1	Duran araç	0,00	0,00	1,00
2	Engelden geçme (düşey yön 3,00 g)	0,00	0,00	3,00
3	Engelden geçme (boyuna yön 2,50 g)	2,50	0,00	1,00
4	Engelden geçme (enine yön 2,50 g)	0,00	2,50	1,00
5	Sağa dönüş (1,25 g)	0,00	1,25	1,00
6	Frenleme ve dönüş	0,75	0,75	1,00
7	Geri frenleme (1,00 g)	1,00	0,00	1,00
8	İvmelenme (-0,50 g)	-0,50	0,00	1,00
9	İvmelenme ve dönüş (0,70 g)	-0,50	0,50	1,00
10	Diagonal yük (ön ve arka)	0,00	0,00	1,75
11	Engelden geçme (bump 2,25 g)	0,00	0,00	2,25
12	Engelden geçme (rebound 0,75 g)	0,00	0,00	0,75
13	Sağa dönüş (0,75 g)	0,00	0,75	1,00
14	Sola dönüş (0,75 g)	0,00	-0,75	1,00
15	Frenleme (0,75 g)	0,75	0,00	1,00
16	İvmelenme (0,50 g)	-0,50	0,00	1,00

Tablo 5.2. Taşıt üreticileri tarafından kullanılan bazı standart yük tipleri (Heiβing ve Ersoy, 2011)

Tip No	Yük çeşidi	İvme bileşenleri		
		X	Y	Z
1	Engelden geçme (düşey yön 3,00 g)	000	000	3,00
2	Engelden geçme (boyuna yön 2,50 g)	2,50	000	1,00

Otomotiv sektöründe hafif ve işlevsel bir iyileştirme için çeşitli yük koşulları altında farklı optimizasyon teknikleri yaygın olarak kullanılmaktadır.

Khode, Patil ve ark., yaptığı çalışmada sonlu elemanlar ile Mac-pherson süspansiyon sisteminin alt kontrol kolu analizi ve statik yük altındaki optimizasyonu incelenmiştir. Çalışma için hafif ticari bir aracın alt kontrol kolu mevcut tasarımı seçilmiş, tasarımdaki deformasyon ve gerilme dağılımını belirlemek için sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.

Süspansiyon sistemi, aracın güvenliği, performansı, gürültü seviyesini ve konforunu etkileyen en önemli bileşenlerinden biridir. Statik yük koşullarında çalışan otomobil süspansiyon sistemi için alt kontrol kolunun dinamik yükler altında tüm kritik durumları temsil edemediği belirtilmiştir.

CATIA V5 kullanılarak modellenen süspansiyon sisteminin alt kontrol kolu analiz alanının ilk basamağında maksimum stres alanı hesaplanmıştır. Bu analizlerin ANSYS yazılımı kullanılarak yapıldığı görülmektedir. Gerilmeleri azaltmak ve yapısal mukavemeti artırmak için ANSYS' de topoloji optimizasyonu yaklaşımı uygulanarak burada belirli bir parça için bir tasarım bölgesi tanımlanmış, düşük maliyet ve ağırlık azaltma amaçlanmıştır. Güvenlik faktörü izin verilen sınırlar içinde iken alt kontrol kolundaki ağırlık azalması %17,5 olarak gözlemlenmiştir (Khode ve diğ., 2017).

Tablo 5.3. AISI 1040 malzemesinin özellikleri (Khode ve diğ., 2017)

Malzeme	AISI 1040
Elastiklik modülü	2,1e ⁵ MPa
Poisson oranı	0,3
Yoğunluk	7850 Kg/m ³
Akma dayanımı	415 MPa
Çekme dayanımı	620 MPa

Tablo 5.4. Modelin analiz için mesh sonuçları

Sr. No.	Açıklama	Değerler
1	Node sayısı	53002
2	Eleman sayısı	26694
3	Eleman boyutu	Max.5 mm - Min.3 mm

Alt kontrol kolunun boyutları, toplam uzunluk 463 mm, genişlik 241,9 mm ve kalınlık 3 mm'dir. Malzemesi ise AISI 1040 olarak belirtilmektedir (Tablo 5.3).

Kulkarni ve ark., çift salıncaklı süspansiyonun üst kontrol kolu statik analizi ve optimizasyonu için çalışmada bulmuşlardır. Üst kontrol kolunun bu optimizasyonunda %6,29 ağırlık azalması sağlandığı belirtilmiştir. Araçla ilgili hesaplamalar belirtilirken aşağıdaki sıralama izlenmiştir (Kulkarni ve diğ., 2016).

Aracın toplam ağırlığı = 2650 kg = 25996,5 N

Aracın kapasitesi 7 kişi olup, her bir kişinin ağırlığı 70 kg kabul edilerek,

Toplam ağırlık = $7 \times 70 = 490$ kg elde edilmiştir.

Araç kütlesi = Araç ağırlığı – Kişi ağırlığı toplamı

$2650 - 490 = 2160$ kg = 21189,6 N

Aracın toplam ağırlığı, ön aks ağırlığı ve arka aks ağırlığı olarak ikiye ayrılmaktadır. Toplam ağırlığın %52'si ön aks, %48'i arka aks tarafından alınır, prensibi benimsenmiştir (Kulkarni ve diğ., 2016). Ön aks ağırlığı = $0,52 \times 2650 = 1378$ kg = 13518,2 N Tek tekerlekte oluşan reaksiyon = $13518,18/2 = 6759,09$ N olarak bulunmuştur.

S. V. Yende ve ark., yaptıkları çalışmada analiz için mevcut MacPherson süspansiyon sisteminin alt askı kolu seçilmiş ve tersine mühendislik uygulanıp mevcut askı kolunu tarayarak modeli oluşturmaya çalışmışlardır. 3B model tasarımı için CATIA ve statik analiz için ANSYS yazılımı kullanıldığı belirtilmiştir. ANSYS analizi için solid tetrahedron mesh kullanılmış, düğüm sayısı 42549 ve elemanların sayısı 42885'tir. Eleman boyutu 3 mm olarak belirtilmektedir. Gerekli yükleme ve sınır şartları uygulanmış, mevcut modelin gerilme dağılımı ve deformasyonu için alt askı kolu yeniden tasarlanarak analiz edilmiştir. Sonuç olarak mevcut ağırlıkta toplam azalma %16,66 olarak bulunmuştur (Yende ve Burande, 2020).

Teorik hesaplama için Maruti Suzuki Swift Dzire'nin sol alt askı kolu seçilmiştir. Brüt ağırlık (m) 1505 kg'dır. Belirli bir araç modeli için yük hesaplaması aşağıdaki gibidir:

Ağırlık merkezinde hareket eden aracın ağırlığı $W = m \times g$. Tüm araba ağırlığının %52'sinin ön aks tarafından alındığı, kalan %48 ağırlık arka aks tarafından alındığı kabul edilmiştir (Swapnil ve Amol, 2017). Ön aks üzerindeki ağırlık: $F_f = 0,52 \times m \times g$, her bir ön tekerlekteki tepki: $R_{fw} = \text{Ön aks üzerindeki ağırlık} / 2$, hesaplama ön tekerleğe etkileyen yük 3838,65 N bulunmuştur.

Optimize edilmiş modele mesh oluşturmak için solid tetrahedron elemanlar kullanılmıştır. Düğüm sayısı 41339 ve eleman sayısı 41732'dir. Eleman boyutu 3 mm

olarak verilmiştir. Analiz sonucunda alt askı kolundaki gerilimler izin verilen limit dahilinde 415 MPa'dır. Dolayısıyla tasarım, akma dayanımı kriterlerine göre güvenlidir. Alt askı kolunun ağırlığının azaltılması askı kolu performansını değiştirmeden yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu ile alt kolda mevcut modele göre %16,66 oranında ağırlık azalması gözlemlenmiştir. Böylece ağırlık hedefi için yaysız kütlenin azaltıldığı ve maliyetin düşürüldüğü belirtilmiştir (Yende ve Burande, 2020).

Y. Düzcan yaptığı çalışmada modele topoloji optimizasyonu ve şekil optimizasyonu uygulayarak lokal gerilme değerlerinin azaltılmasını amaçlamış ve çalışma sonucunda modelin kütlesi %35,2 azalırken, maksimum gerilmenin ise %8,25 değerinde azaltıldığı belirtilmiştir (Düzcan, 2019). Parça üzerine gelen kuvvetlerin hesaplanmasında statik durumda araca etki eden kuvvetler belirlemek için Kulkarni ve arkadaşlarının temel prensibi referans alınmıştır. Yani aracın toplam ağırlığı ön ve arka aksa bölünmelidir. Bu ağırlığın %52'si ön aksa, %48'i arka aksa aktarılır (Kulkarni ve ark. 2016).

Araç ağırlığı = 1149 kg, araçtaki yolcu ağırlığı = $80 \times 5 = 400$ kg,

Araç toplam ağırlığı = 1549 kg, ön aks ağırlığı = $0,52 \times 1549 = 805,48$ kg = 7901 N

Arka aks ağırlığı = $0,48 \times 1549 = 743,52$ kg = 7293 N bulunmuştur (Düzcan, 2019).

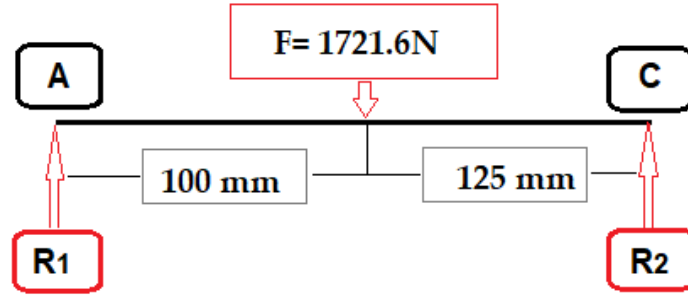
Khode, Patil ve ark., yaptığı çalışmada araç brüt ağırlığı $R = 1350$ Kg (yolcu ve aksesuar ağırlığı dikkate alındığında) Newton cinsinden toplam ağırlık $W = 1350 \times 9,81 = 13243$ N. Motorun ön tarafa montajından dolayı ağırlığın %52'si ön aks tarafından alındığı varsayılmaktadır. Kalan %48 ağırlık arka aks tarafından alındığı kabul edilmiştir (Khode ve diğ., 2017).

Bu nedenle ön aks üzerindeki ağırlık (F_1) = $0,52 \times 13243,5 = 6886,62$ N.

Arka akstaki ağırlık (F_2) = $0,48 \times 13243,5$ N = 6356,88 N.

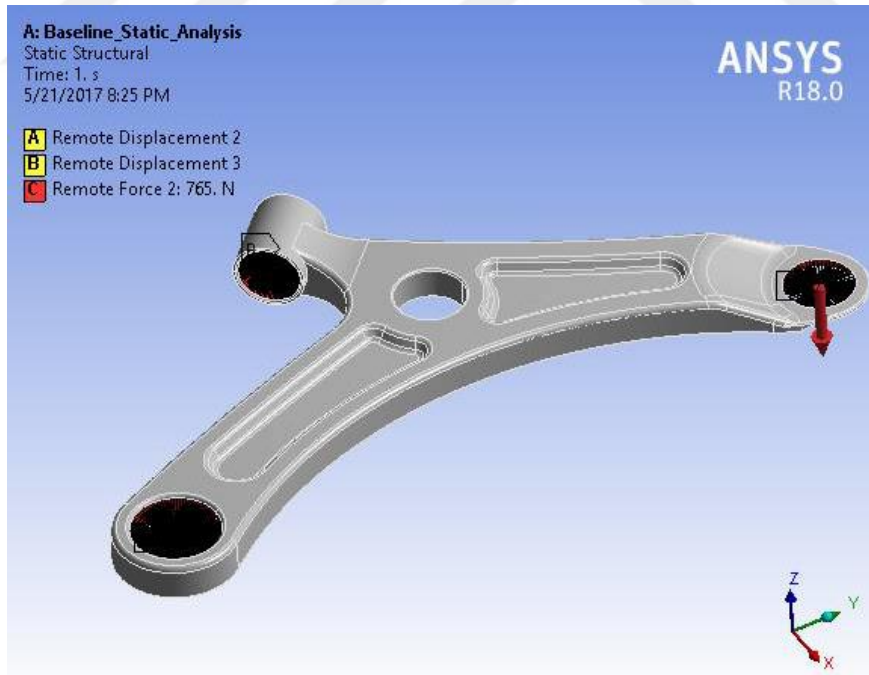
Her bir ön tekerlekteki tepki, $R_w = \text{Ön ağırlık aks}/2 = 6886,62/2 = 3443,31$ N. Bu yükün, yay, aks ve alt kontrol kolundan oluştuğu belirtilmektedir. Aks milinin, her bir tekerleğe etkiyen toplam yükün %50'sini aldığı kabul edilmiştir. Şekil 5.5'te tekerleğin aks mili eksenine etkiyen kuvvet $F = 1721,6$ N verilmiştir.

Aşağıdaki çizgi şeması yay ve alt kolun bir temsildir (Khode ve diğ., 2017).



Şekil 5.5. Kuvvet dağılımı için çizgi şeması (Khode ve diğ., 2017)

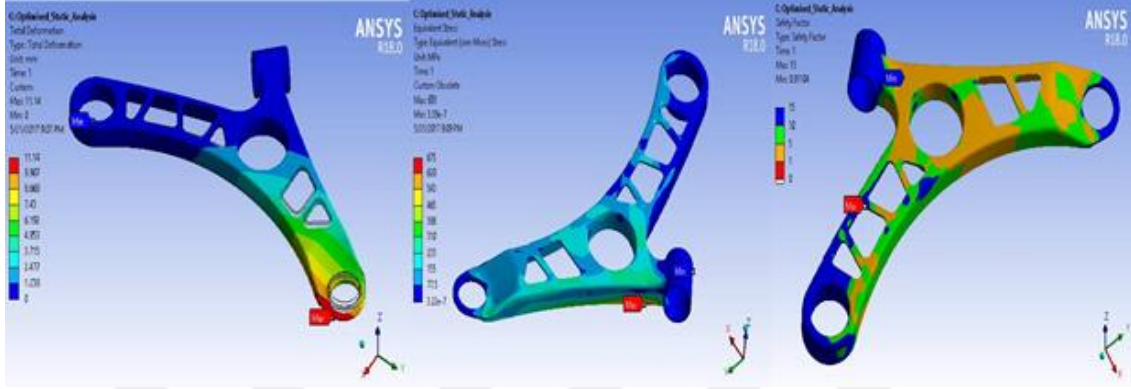
Buradan, $R1$ = Yay için Newton cinsinden tepki, $R2$ = Alt kol için Newton cinsinden tepki F = Newton cinsinden aks mili eksenine etki eden kuvvet. Bu nedenle, denge koşulundan A'daki momenti almak için sıfıra eşitlenmiştir. $\Sigma M_A = 0$, Şimdi, $R1 + R2 = F$, Dolayısıyla $R1 = 956,45\text{ N}$. Bu reaksiyon dikey olarak hareket etmektedir, yayda hareket yukarıya doğru bulunmuştur. Şekil 5.6'da sınır şartları verilen alt kontrol kolunda $R2 = 765\text{ N}$ dikey olarak yön aşağı bulunmuştur (Khode ve diğ., 2017).



Şekil 5.6. Alt kontrol kolunun sınır şartları (Khode ve diğ., 2017)

Sonuç olarak modelin Şekil 5.7'de verilen maksimum deformasyon, eşdeğer gerilme ve güvenlik faktörü sonuçlarına göre alt kontrol kolunun yeni tasarımı güvenli olarak ifade edilmiştir.

Final tasarımın ağırlığı optimize edilmiş model için 0,99 kg'dır. Güvenlik faktörü korunarak optimize edilmiş kütlede toplam %17,5 azalma gözlenmiştir. Böylece araştırmacılar tarafından yaysız kütle ağırlığının azaltılması ve maliyetin düşürülmesi amacı elde edilmiştir (Khode ve diğ., 2017).

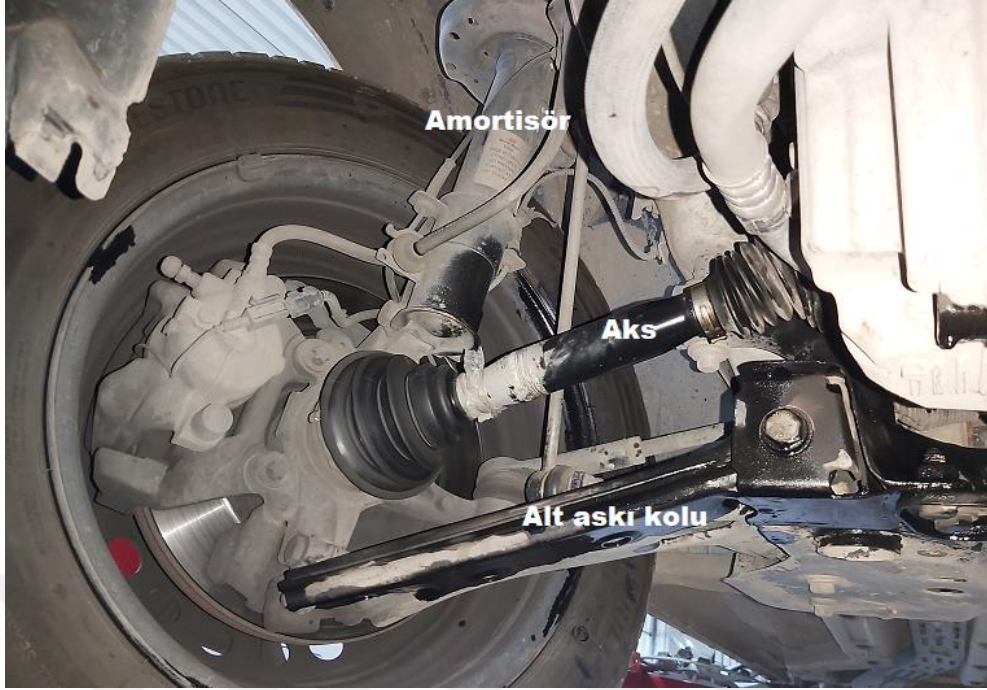


Şekil 5.7. Maksimum deformasyon, eşdeğer gerilme ve güvenlik faktörü sonuçları (Khode ve diğ., 2017)

Tez çalışmasında hafif ticari araç incelendiğinde yükleme durumu ve bağlantı noktalarının konumu, sınır şartlarını belirleyecek şekilde oluşturulması analiz için önemlidir. Şekil 5.8 ve Şekil 5.9'da ise alt askı kolunun daha iyi anlaşılması için gerçek araç üzerinden alınan resimleri verilmiştir. Bu şekillerden de anlaşılacağı üzere alt askı kolu bağlantıları dönmeye izin verecek şekilde silindirik desteklerle birbirine bağlanmıştır. Bu durumda askı kolunu zorlayan asıl kuvvetlerin yanal ve (x-y) kuvvetleri olduğu anlaşılmaktadır. Aracın tekerine alttan dik gelen kuvvetleri ise (z yönünde) süspansiyon yayı taşımaktadır.

Literatürde bu konuda da bir karmaşa söz konusudur. Bazı çalışmalarda askı kolu topoloji optimizasyonu için z yönünde kuvvet uygulanarak yapılmıştır [(Kulkarni ve diğ., 2016; Khode ve diğ., 2017)].

Bu çalışmada 3.4.1 ve 3.4.2 askı koluna gelen yükleri hesaplama konularında her durumda değerlendirme yapacak şekilde matematik modeli çıkarılmıştır. Çalışmada hesaplamalar için maksimum yük taşıma kapasitesini içeren aracın brüt ağırlığı ve kendi ağırlığı verilmiştir. Askı koluna gelen kritik yükleri belirlerken yol şartına bağlı olarak aracın brüt ağırlığı referans alınmıştır. Sistemi etkileyen diğer parametreler yol şartına bağlı oluşan standart yük durumlarıdır.



Şekil 5.8. Alt askı kolu, aks, yay ve ön teker bağlantısı



Şekil 5.9. Alt askı kolu bağlantı konumu

5.3.5. Alt Kontrol Kolunun Statik Yük Hesaplaması (Araç Ağırlığı)

Hafif ticari aracın ağırlığı $R = 1450$ Kg, Toplam ağırlık $W = 1450 \times 9,81 = 14224,5$ N.

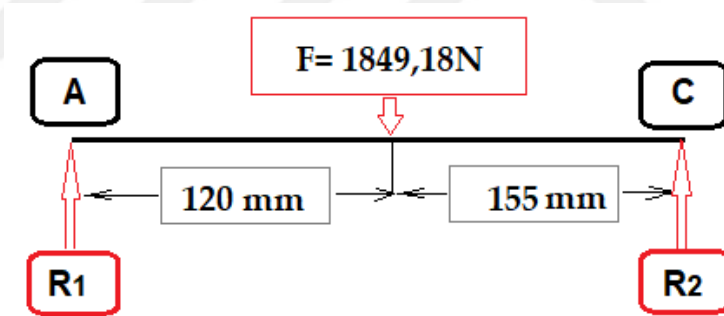
Khode, Patil ve ark., yaptığı çalışma referans alınarak motorun ön tarafa montajından dolayı ağırlığın %52'si ön aks tarafından alındığı, kalan %48 ağırlık arka aks tarafından alındığı kabul edilmiştir (Khode ve diğ., 2017).

Ön aks üzerindeki ağırlık (F_1) = $0,52 \times 14224,5$ N = $7396,74$ N

Arka aks üzerindeki ağırlık (F_2) = $0,48 \times 14224,5$ N = $6827,76$ N

Her bir ön tekerlekteki tepki, $R_w = \text{Öndeki ağırlık aks}/2 = 7396,74 / 2 = 3698,37$ N. Bu yük yay, aks ve alt kontrol kolundan oluşmaktadır. Aks milinin, her bir tekerleğe etkiyen toplam yükün %50'sini aldığı kabul edilmiştir (Khode ve diğ., 2017).

Tekerleğin aks eksenine etkiyen kuvvet verilmiştir. $F = 1849,18$ N. Şekil 5.10'da verilen çizgi şeması yay ve alt kolun bir temsildir.



Şekil 5.10. Kuvvet dağılımı için çizgi şeması

Fiat Doblo Cargo için $A-C = 275$ mm. R_1 = Yay için Newton cinsinden tepki, R_2 = Alt kol için Newton cinsinden tepki. F = Newton cinsinden aks miline etki eden kuvvet. Moment denge koşulundan A'daki momenti almak için sıfıra eşitlenmiştir. $\Sigma M_A = 0$,

Şimdi, $R_1 + R_2 = F$, dolayısıyla $R_1 = 1042$ N. Bu reaksiyon dikey olarak hareket etmektedir, yayda yukarıya doğru belirtilmiştir. Alt kontrol kolunda dikey olarak yön aşağıdır. $R_2 = 807$ N bulunmuştur.

5.3.6. Alt Kontrol Kolunun Statik Yük Hesaplaması (Araç Brüt Ağırlığı)

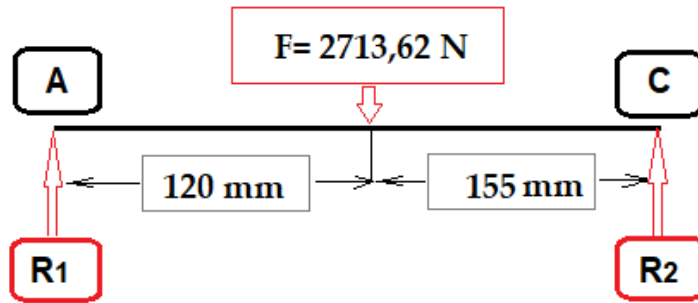
Hafif ticari aracın brüt ağırlığı $R = 2130$ Kg (yolcu ve aksesuar ağırlığı dikkate alındığında). Toplam ağırlık $W = 2130 \times 9,8 = 20874$ N. Khode, Patil ve ark., yaptığı çalışma referans alınarak motorun ön tarafa montajından dolayı ağırlığın %52'si ön aks tarafından alındığı, kalan %48 ağırlık arka aks tarafından alındığı kabul edilmiştir (Khode ve diğ., 2017).

Ön aks üzerindeki ağırlık (F_1) = $0,52 \times 20874$ N = 10854,48 N

Arka aks üzerindeki ağırlık (F_2) = $0,48 \times 20874$ N = 10019,52 N

Her bir ön tekerlekteki tepki $R_w = \text{Öndeki Ağırlık aks}/2 = 10854,48 / 2 = 5427,24$ N

Bu yük, yay, aks ve alt kontrol kolundan oluşur. Aks milinin, her bir tekerleğe etkiyen toplam yükün %50'sini aldığı kabul edilmiştir (Khode ve diğ., 2017). Şekil 5.11'de tekerleğin aks eksenine etkiyen kuvvet verilmiştir. $F = 2713,62$ N. Aşağıdaki çizgi şeması yay ve alt kolun bir temsildir.



Şekil 5.11. Kuvvet dağılımı için çizgi şeması

Fiat Doblo Cargo için $A-C = 275$ mm. R_1 = Yay için Newton cinsinden tepki. R_2 = Alt kol için Newton cinsinden tepki, F = Newton cinsinden aks miline etki eden kuvvettir. Moment denge koşulundan A'daki momenti almak için sifıra eşitlenmiştir. $\Sigma M_A = 0$, Şimdi $R_1 + R_2 = F$, dolayısıyla $R_1 = 1529$ N. Bu reaksiyon dikey olarak hareket etmektedir ve yayda yukarıya doğru bulunmuştur. Alt kontrol kolunda yön dikey olarak aşağıdır. $R_2 = 1184$ N bulunmuştur. Askı kolu çalışma koşulları dikkate alınarak analizlerde 1200 N ve 2.Yol şartı düşey 3g maksimum yük değeri olarak 3600 N referans alınmıştır.

5.4. Sonlu Elemanlar Analizi ANSYS Uygulaması İçin Belirli Kriterler

SE analizinde elde edilen sonuçların gerçek değerlere yakın olması için tasarlanan modelinde gerçeğe yakın olarak modellenmesi gerekmektedir. Bu nedenle analiz için önem arz eden bazı kriterlere dikkat etmek analiz sonuçlarının doğruluğu açısından önemlidir (Düzcan, 2019).

- Öncelikle parça modellenirken mesh yapısı mümkün olduğunca sorunsuz ve modelin geometrisine uygun olmalıdır. Ayrıca, yükleme şartları için kritik olan bölgelerde daha sık ve uygun mesh tipi tercihen uygulanabilmelidir.
- Parça modellenirken dörtgen yapıları elemanların kullanımı analiz sonucunun doğruluğu açısından önemlidir. Üçgen eleman kullanılması gereken durumlarda ise tercihen büyük açılı elemanlara gereksinim duyulmaktadır.
- Model geometrisinin simetrik olduğu durumlarda parçanın belirli bir yeri seçilerek modelleme uygulanabilir.
- Model için uygun eleman türleri boyutlandırılırken yakınsama tekniklerinden yararlanılmalıdır. Modelin şekline uygun eleman kalitesi, boyutu ve eleman sayısı dikkate alınarak bölgesel geçişler küçük ve yumuşak tercih edilmelidir.
- Farklı geometriye sahip montaj modellerin veya kompleks parçaların analizi yapılırken tüm yapı için ilk olarak kaba bir mesh örgüsü uygulanmalıdır. Bu aşamada elde edilen analiz sonuçları ve referans değerler dikkate alınarak seçilmiş bir kritik bölge var ise bu bölge için daha sık bir mesh yapısı ile analiz işlemi uygulanmalıdır (Düzcan, 2019).

5.5. Akma ve Kırılma Kriterleri

Akma kriterleri, sünek malzemelerin akma durumu için tercih edilirken kırılma kriterleri ise gevrek malzemelerin kırılma durumunun kontrolünde kullanılmaktadır (Gültekin, 2020). Akma kriterleri malzemenin farklı yönlerdeki akma davranışını açıklayan matematiksel modellerdir. Malzemenin akma gerilmesi ile akma kriterinin eşdeğer gerilmesinden büyük olduğu durumlarda akmanın başlayacağı ifade edilmektedir. Geliştirilen bütün akma kriterlerinde de eşdeğer gerilme farklı olarak tanımlandığı için her kriterin öngörüsü farklı olmaktadır. Belirlenen her kriter farklı yönlerde uygulanan kuvvetler sonucunda oluşan gerilmelerin malzemeyi nasıl etkileyeceğini tahmin

etmektedir (Kılıç ve diğ., 2019). Bu kriterlerden Tresca ve von Mises akma kriteri sünek malzemelere uygulanırken, Coulomb ve Rankine kriteri ise gevrek malzemeler için yaygın olarak kullanılmaktadır (Ovalı ve Esen, 2017).

5.5.1. Tresca Akma Kriteri

Tresca teorisi maksimum kayma gerilmesi kriteri olarak da bilinir. Bu akma kriterinde kayma gerilmesi dikkate alınmaktadır. Uygulanan kuvvet karşısında oluşan maksimum kayma gerilmesinin, akmanın meydana geldiği andaki kayma gerilmesinden yüksek olması durumunda akmanın gerçekleştiği varsayılır (Ovalı ve Esen, 2017). Akmanın tahmini için Denklem (5.12)'de gösterildiği gibi en büyük ve en küçük asal gerilmelerin farkı dikkate alınmaktadır.

$$\tau \geq \tau_{mak}, \tau_{mak} = \sigma_1 - \sigma_2 \quad (5.12)$$

5.5.2. Von Mises Akma Kriteri

Von Mises teorisi 1904 yılında M. T. Huber tarafından önerilmiş ve daha sonra R. von Mises(1913) tarafından geliştirilmiştir (Koşaroğlu ve Khalikov, 2009). Maksimum distorsiyon enerjisi olarak da bilinmektedir (Gök ve Gök, 2018). Von Mises gerilme kriteri, sünek malzeme bileşenlerinin tasarımında yaygın olarak kullanılan kriterlerden biridir. Bir tasarım modelinin tasarım sınırları içinde olup olmadığını ve tasarım ömrü boyunca güvenli bir şekilde çalışma durumunu kontrol etmek için von Mises gerilim kriterlerinin oldukça etkili olduğu kanıtlanmıştır.

Von Mises gerilme teorisi, bozulma enerjisi teorisi ve mekanik tasarım endüstrisinde kullanım açısından oldukça sık tercih edilen geliştirilmiş bir teoridir. Von Mises gerilme değeri, gerilim limitine eşit olduğu durumda sünek malzemenin belirli bir konumda akmaya başlayacağını göstermektedir. Birçok durumda akma dayanımı, Denklem (5.13) deki gibi gerilim limiti olarak da kullanılmaktadır (Akgünoğlu ve Erzincanlı, 2019).

$$\sigma_{\text{von Mises}} \geq \sigma_{\text{limiti}} \quad (5.13)$$

Von Mises kırılma teorisinde bir malzemenin yük altındaki von Mises gerilmesi, basit tek eksenli gerilim testi altında aynı malzemenin akma sınırına eşit veya daha büyükse, başarısız olacağını göstermektedir. Çok eksenli yükleme durumundaki eşdeğer gerilme,

malzemenin akma gerilmesini geçtiğinde akma meydana geleceğini ifade etmektedir. Bu durum asal gerilmeler cinsinden Denklem (5.14)'te verilmiştir.

$$\sigma_{eş} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \quad (5.14)$$

İki eksenli gerilme durumlarında modellerin farkları ortaya çıkmaktadır. İki eksenli gerilme durumunda Tresca'ya göre akma daha erken başlamaktadır (Kılıç ve diğ., 2019).

5.5.3. Coulomb-Mohr Teorisi

Gevrek malzemelerde yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu kriter Rankine teorisinden farklı olarak minimum asal gerilme ve basma dayanımlarında değerlendirilir. Coulomb-Mohr teorisinde kritik kesme geriliminin dahili sürtünme ile bağlantılı olduğu varsayılmaktadır.

5.6. ANSYS Programında Statik Analiz Uygulamalarının Yapılması

Tasarım ve üretim teknolojisinin gelişmesiyle güçlü analiz yazılımları için çok farklı mesh teknikleri geliştirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemini uygulayan paket programlarla da mühendisliğin kullanım hizmetine sunulmuştur. Spesifik problemlerin çözümü için genel bir yazılımın kullanılması, sonlu elemanlar yönteminin başarılı ve çok yönlü bir araç olduğunun göstergesidir. Bu yazılımlardan bazıları genel amaçlı olup çeşitli mühendislik alanlarındaki sorunların giderilmesi için oldukça sık kullanılmaktadır (İpek, 2011). Bu programlardan birisi de yapısal analiz ve topoloji optimizasyonu için tez çalışmasında kullanılan ANSYS Workbench'dir.

Sonlu elemanlar analizinde sonuca en yakın değeri saptamak için mesh tekniklerinin iyi bilinmesi gerekmektedir. Mesh oluşturma işlemi modelin geometrisine bağlı olarak genellikle iki kategoriye ayrılır. 3B CAD modele sahip bir makine parçası için solid mesh oluşturma yeterlidir, ancak düzensiz geometriler için önce yüzey mesh oluşturma ve ardından solid mesh kullanılması gerekebilir. Bu durum manuel veya otomatik mesh oluşturma teknikleri kullanılarak gerçekleştirilir. Mesh oluşturulduktan sonra eleman kalitesi ayrıca en boy oranı, orthogonal kalite, eğrilik açısı ve koniklik açısından da kontrol edilir. Modele güvenli ve sağlam bir yüzey meshi oluşturduktan sonra, bir sonraki

adım modeli solid meshte oluşturma için ANSYS programına aktarmaktır (Solanki ve Patel, 2014).

Alt askı kolu eleman modellerinde tercihen tetrahedron 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Literatüre göre başarılı bir sonlu elemanlar analizi için mesh tekniklerine uyma gereksinimi vardır. Bu yüzden eleman kalitesinin 0,7'den büyük olması aranır, alt askı kolu modellerinde bu değer 0,7- 0,9 arasında tutulmuştur. En/boy oranı (aspect ratio) değeri ise ortalama 3'ten küçük olması istenmektedir (Balkan, 2018). Yine bu değer uygulanan mesh tekniklerinde 1,5- 2,5 aralığında referans alınmıştır. Skewness ve orthogonal quality gibi diğer özel parametreler ise belirlenen referans aralıklarındadır. Otomotiv endüstrisinde askı kolu için sıkça kullanılan farklı malzeme örnekleri analizlerde tercih edilmiştir. Tasarım geometrisine, mukavim değerlere bağlı olarak yapılan analizler tasarım sistematığının bir parçasıdır.

Sonlu elemanlar analizinde sisteme etkileyen kritik değerleri bulmak için yol şartlarına bağlı olarak uygulanması istenen parametreleri göz önünde tutmak gerekir. Örneğin virajda frenleme durumu von Mises gerilme dağılımı ve toplam şekil değişimi (δ) yüksek değerler olarak bilinir. En yüksek gerilmeler 3g düşey ivme altında engelden geçme durumu ile 2,5g boyuna ve yanal ivme değerleridir. Tekerleğe herhangi bir engel sebebiyle yol düzleminde darbe gelmesi durumunda maksimum yük tiplerinin alt askı kolunu etkileyen parametrelerden olmasıdır. Bu nedenle sistemi etkileyen 3g düşey ivme engelden geçme durumu referans alınarak süspansiyon sisteminin önemli bir parçası olan alt askı kolu analizlerinde sıkça kullanılmıştır (Topaç ve diğ., 2016).

Otomotiv endüstrisinde topoloji optimizasyonu çalışmaları için kullanılan malzemelerin akma dayanımının önemli bir özellik olduğu bilinmektedir. Bu tez çalışmasında literatür bilgileri referans alınarak AHSS çeliklerinden oldukça sık tercih edilen kompleks fazlı (CP) ve çift fazlı (DP) çelik türlerinde statik analizler ve topoloji optimizasyonu uygulanmıştır.

İmal edilebilirlik, hafiflik ve yüksek akma dayanımı gibi avantajlara sahip bu çeliklerin topoloji optimizasyonu için elverişli olduğu kabul edilir. Gelişen otomotiv teknolojisi için ayrı bir önem arz eden bu durum ağırlık azaltmayı desteklemesi açısından da avantajlıdır.

Tablo 5.5. Taşıt üreticileri tarafından kullanılan standart çelik tablosu (Fuchs ve Salmon, 2011)



Item #	Steel Grade	Thickness (mm)		Gage Length	Modulus of Elasticity (Mpa)	YS (Mpa) Min	YS (Mpa) Typical	UTS (Mpa) Min	UTS (Mpa) Typical	Tot EL (%) Typical
		Min t	Max t							
	Mild 180/300									
1	Mild 140/270	0.6	2.3	A50	20.7×10^4	140	150	270	300	38-44
2	BH 210/340	0.64	2.79	A50	20.7×10^4	210	230	340	350	41
3	BH 260/370	0.64	2.79	A50	20.7×10^4	260		370		32-36
4	IF 260/410	0.6	2.3	A50	20.7×10^4	260	280	410	420	34-48
5	BH 280	0.6	2.8	A50	21.0×10^4	280	324	400	421	30-34
6	IF 300/420	0.6	2.3	A50	20.7×10^4	300		420		29-36
7	DP 300/500	0.5	2.5	A80	20.6×10^4	300	345	500	520	28-32
8	HSLA 350/450	0.5	3.0	A80	21.8×10^4	350	360	450	470	27-30
9	DP 350/600	0.6	2.5	A80	21.3×10^4	350	385	600	640	26-30
10	DP 600	1.6	3.0	A80	22.5×10^4	350	430	600	640	22-26
11	TRIP 350/600	0.6	2.3	A50	21.0×10^4	350	400	600	630	26-30
12	DP 400/700	1.27	3.2		21.0×10^4	400		700		19-25
13	TRIP 400/700	1.0	1.6		21.0×10^4	400		700		24-28
14	HSLA 420/500	0.76	3.2		21.0×10^4	420	430	500	530	22-26
15	TRIP 450/800	1.0	1.6	A80	20.1×10^4	450	550	800	825	24-27
16	HSLA 490/600	0.75	3.2		21.0×10^4	490	510	600	630	20-25
17	TRIP 500/750				21.0×10^4	550		750		22-28
18	DP 500/800 ("DP780")	0.6	2.3	A50	21.2×10^4	500	520	800	835	14-20
19	CP 500/800	0.8	1.6	A80	21.0×10^4	500		800		10-14
20	HSLA 550/650	0.75	3.2	A50	21.2×10^4	550	586	650	676	21-23
21	SF 570/640				21.0×10^4	570		640		20-24
22	CP 700/800	1.5	3.0	A80	21.0×10^4	700	720	800	845	13-19
23	DP 700/1000 ("DP980")	0.6	2.3	A50	21.0×10^4	700	720	1000	1030	12-17
24	CP 800/1000	0.8	3.0	A80	22.9×10^4	800	845	1000	1005	8-13
25	MS 950/1200	1.5	3.2	A50M	20.8×10^4	950	960	1200	1250	5-7
26	CP 1000/1200	0.8	2.3		21.0×10^4	1000	1020	1200	1230	3-5
27	MS 1150/1400	0.5	1.5		21.0×10^4	1150		1400		3-5
28	MS 1250/1520	0.5	1.5	A50M	21.0×10^4	1250		1520		4-6
29	MnB**1200/1600	1.0	3.2	A80	21.0×10^4	1200	1220	1600	1630	4-5
30	FB 450	1.8	3.0	A80	21.2×10^4	330	380	450	490	29-33
31	FB 600	1.8	3.0	A80	22.4×10^4	450	530	560	605	18-23
32	HT 22MnB5	1.0	2.5	A80	21.0×10^4	1050		1500		5-7

SE analizlerinde Tablo 5.5'teki otomotiv endüstrisi standart çelik tablosu referans alınarak ön alt askı kolu için tercihen EN 24, DP 980, CP 700/800, CP 800/1000 malzemeleri kullanılmıştır. Tablo 5.6'da bu çelik malzeme türleri ve özellikleri verilmiştir.

Tablo 5.6. Tez çalışmasında SE analizi için kullanılan alt askı kolu malzeme özellikleri (Taksande ve Vanalkar, 2015), (Fuchs ve Salmon, 2011)

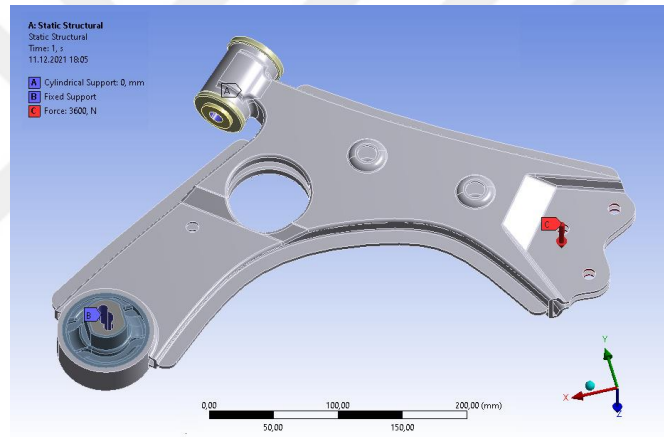
Malzeme Özellikleri	Malzeme türleri			
	EN 24	DP 980	CP 700/800	CP 800/1000
Elastiklik modülü	$2,1 \times 10^5$ MPa	$2,1 \times 10^5$ MPa	$2,1 \times 10^5$ MPa	$2,29 \times 10^5$ MPa
Poisson oranı	0,3	0,3	0,3	0,3
Akma dayanımı	680 MPa	720 MPa	720 MPa	845 MPa
Basma dayanımı	680 MPa	720 MPa	720 MPa	845 MPa
Max. çekme dayanımı	850 MPa	1030 MPa	845 MPa	1005 MPa
Max. basma dayanımı	0 MPa	0 MPa	0 MPa	0 MPa
Yoğunluk	7850 kg/mm ³	7850 kg/mm ³	7850 kg/mm ³	7850 kg/mm ³

5.7. Alt Askı Kolu İçin Çeşitli Malzemelerde Yapılan Statik Analizler

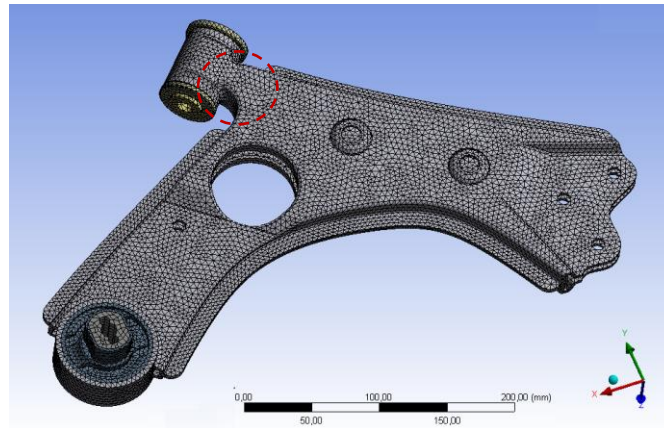
Alt askı kolunda EN 24, DP 980, CP 700/800 ve CP 800/1000 malzemeleri için aynı sınır şartlarına bağlı olarak statik analizler uygulanmıştır.

5.7.1. Alt askı kolu için 3600N (engelden geçme düşey 3g) de yapılmış analiz sonuçları

Alt askı kolu montaj modeli için Şekil 5.12'deki gibi sınır şartları uygulanmıştır. A ve B noktaları sabit tutularak C noktasından 3600N'luk yük ile düşey 3g de analiz yapılmıştır. Sınır şartlarına bağlı olarak analiz sonuçları elde edilmiş ve mesh kalitesi gibi diğer parametrelerde aşağıda belirtilmiştir. Mesh özellikleri ve eleman sayısı Şekil 5.13'te belirtilen kritik gerilme bölgesinde artırılarak hassas ve daha doğru sonuçların elde edilmesi amaçlanmıştır.

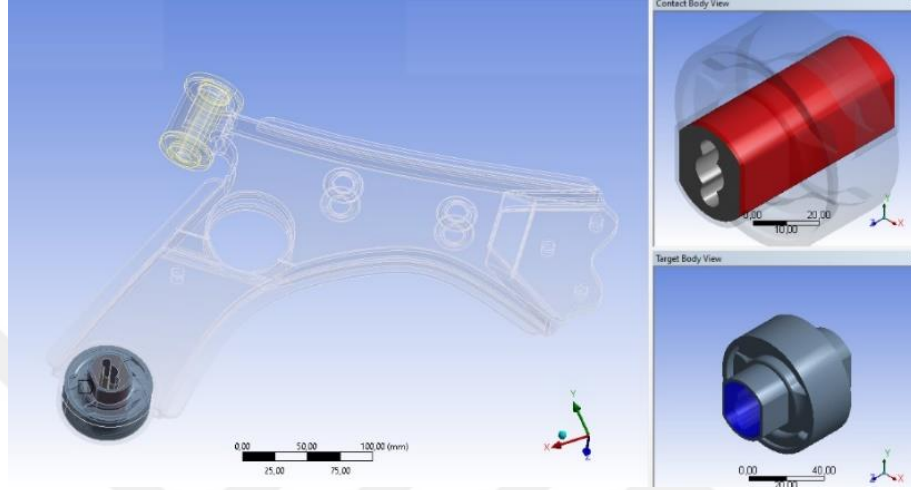


Şekil 5.12. Alt askı kolu için sınır şartları



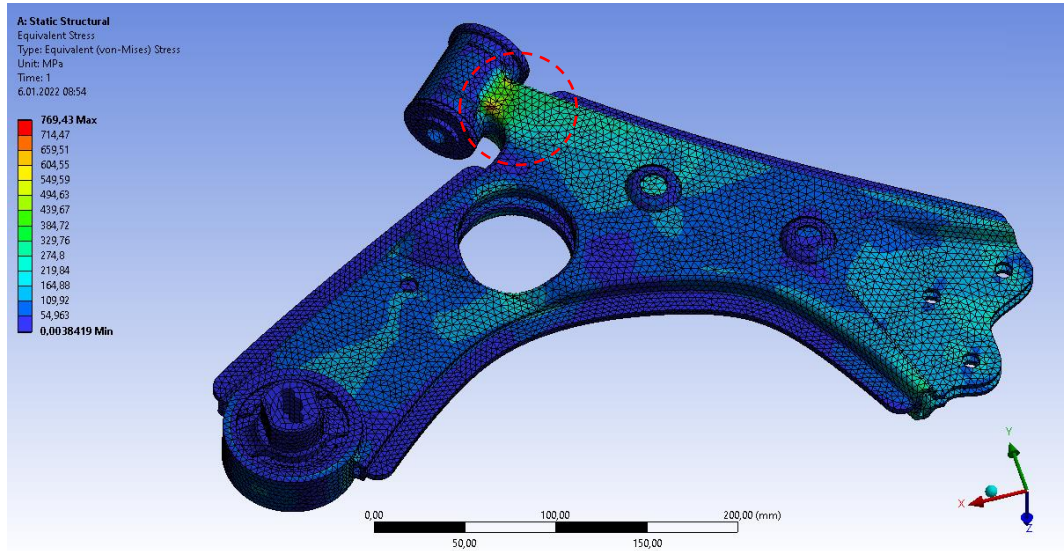
Şekil 5.13. Alt askı kolu için mesh yapısı

Ansys programı montaj analizinde her bir parça için malzeme özellikleri tanımlanarak girilmektedir. Şekil 5.14'te birden fazla parçadan oluşması sebebi ile bu parçalar arasındaki kontak ilişkileri verilmiştir. Kontak ilişki türü olarak yapışık (bonden) kontak tanımlaması yapılmıştır.



Şekil 5.14. Alt askı kolu analizi için kontak ilişkisi

Şekil 5.15'te alt askı kolu analizi için von Mises gerilmesi verilmiştir. Bu sonuca göre askı kolunun kritik bölgede maksimum gerilme 769 MPa elde edilmiştir.

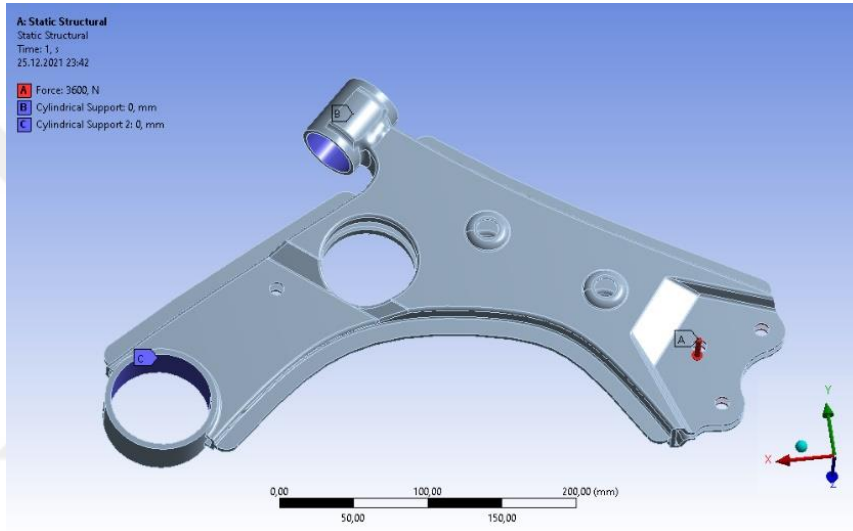


Şekil 5.15. Alt askı kolu analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı

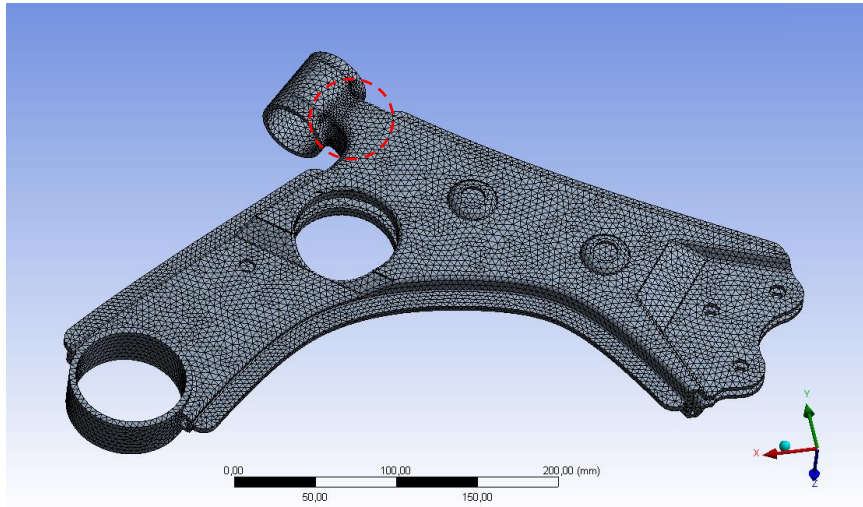
Askı kolu montajı için analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 8 mm, eleman kalitesi 0,79, en/boy oranı 2,01, düğüm sayısı 155654, eleman sayısı 80944'tür.

5.7.2. EN24 malzemesi için 3600N (düşey 3g) de yapılmış analiz sonuçları

Alt askı kolu EN24 malzemesi için Şekil 5.16'deki gibi sınır şartları uygulanmıştır. B ve C noktaları sabit tutularak A noktasından 3600N' luk yük ile (engelden geçme düşey 3g) analiz yapılmıştır. Mesh özellikleri ve eleman sayısı Şekil 5.17'de belirtilen kritik gerilme bölgesinde artırılarak hassas ve daha doğru sonuçların elde edilmesi amaçlanmıştır. Gerilme değerlerinin yoğun olduğu lokal bölgede “face sizing” özelliği kullanılarak mesh eleman boyutu 2 mm'ye düşürülmüştür. Modelin geometrisine bağlı olarak mesh örgüsündeki geçişler daha yumuşak ve iyi kalitede sağlanmıştır.

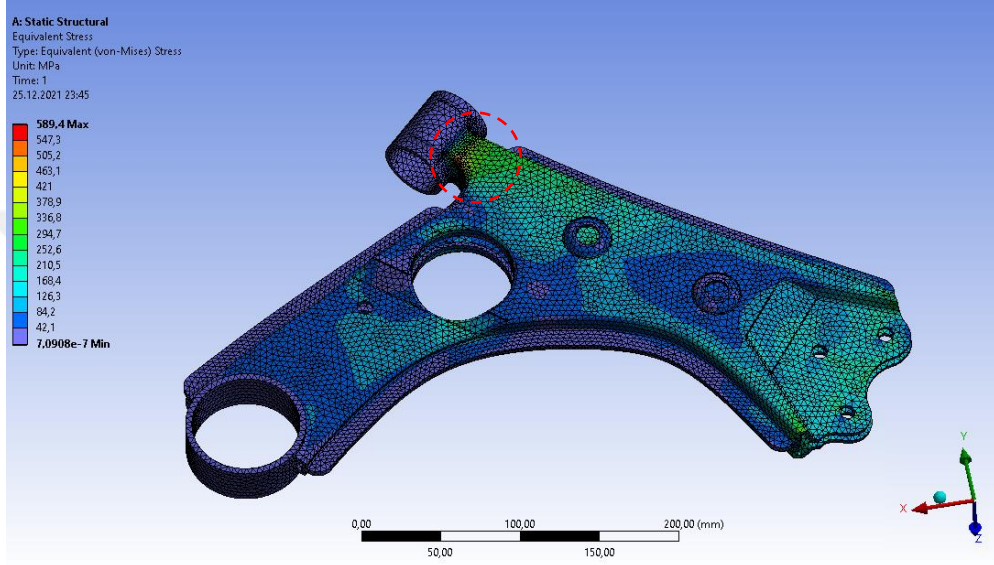


Şekil 5.16. EN24 malzemesi statik analizi için sınır şartları

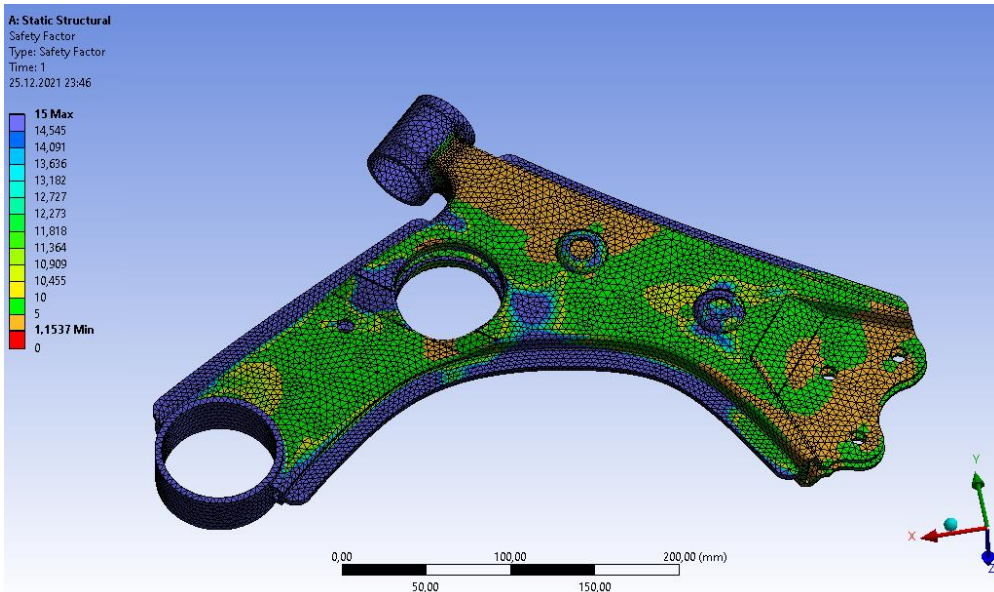


Şekil 5.17. EN24 malzemesi statik analizi için mesh yapısı

EN24 malzemesi için analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,78, en/boy oranı 2,06, ortogonal kalite 0,71, düğüm sayısı 124029, eleman sayısı 64964 dir. EN24 malzemesi için emniyet katsayısı 1,15 ve askı kolunun kritik bölgedeki maksimum von Mises gerilmesi 589,4 MPa bulunmuştur. Şekil 5.18 ve Şekil 5.19’da EN24 malzemesi için gerilme ve emniyet katsayısı sonuçları verilmiştir.



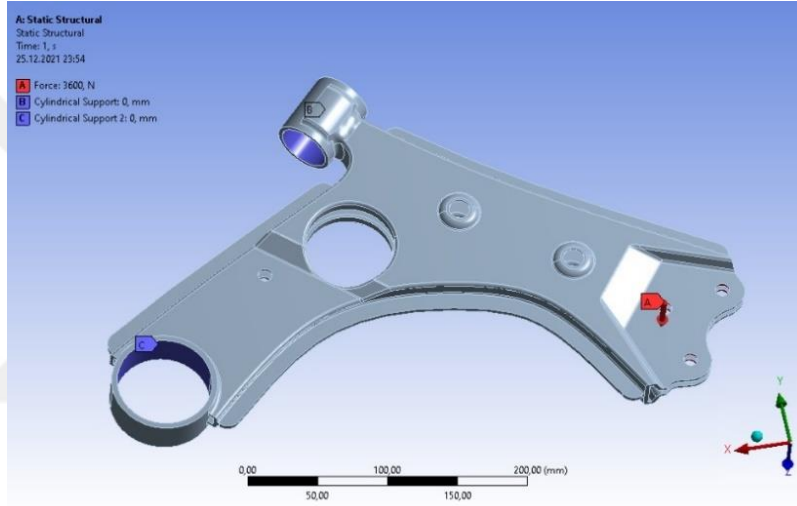
Şekil 5.18. EN24 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



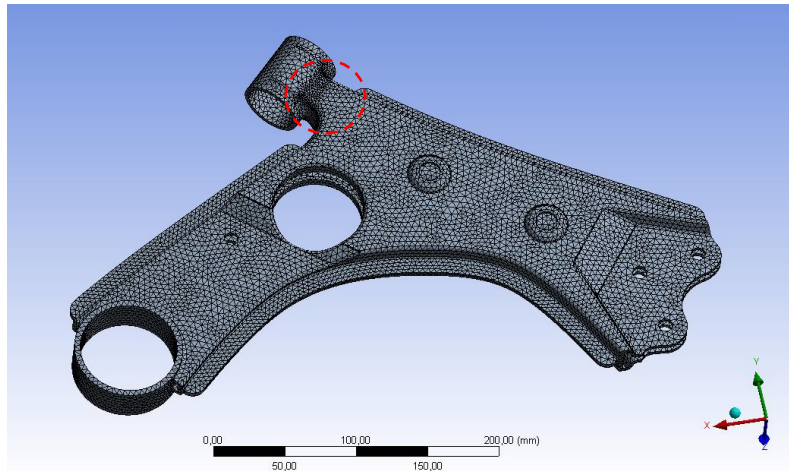
Şekil 5.19. EN24 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

5.7.3. DP980 malzemesi için 3600N (düşey 3g) de yapılmış analiz sonuçları

DP980 malzemesi için askı kolunun B ve C noktaları sabit tutularak A noktasından 3600N'luk yük ile analiz uygulanmıştır. Şekil 5.20'de sınır şartları verilen modelin mesh özellikleri ve eleman sayısı gibi parametreler Şekil 5.21'de belirtilen gerilme bölgesinde değiştirilerek doğru sonuçlara ulaşılması istenir. Gerilme değerlerinin yoğun olduğu kritik bölgede “face sizing” özelliği kullanılarak mesh eleman boyutu 2 mm'ye düşürülmüştür. Modelin geometrisine bağlı olarak mesh örgüsündeki geçişler daha yumuşak ve iyi kalitededir. DP980 malzemesi, 1,26 emniyet katsayısı değeriyle EN24 malzemesine göre daha güvenli bulunmuştur.

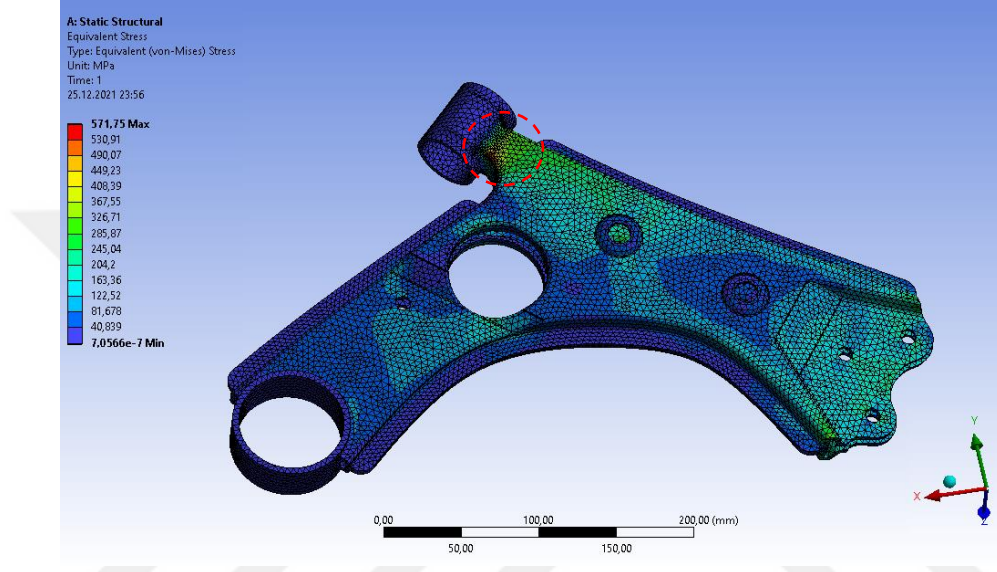


Şekil 5.20. DP980 malzemesi statik analizi için sınır şartları

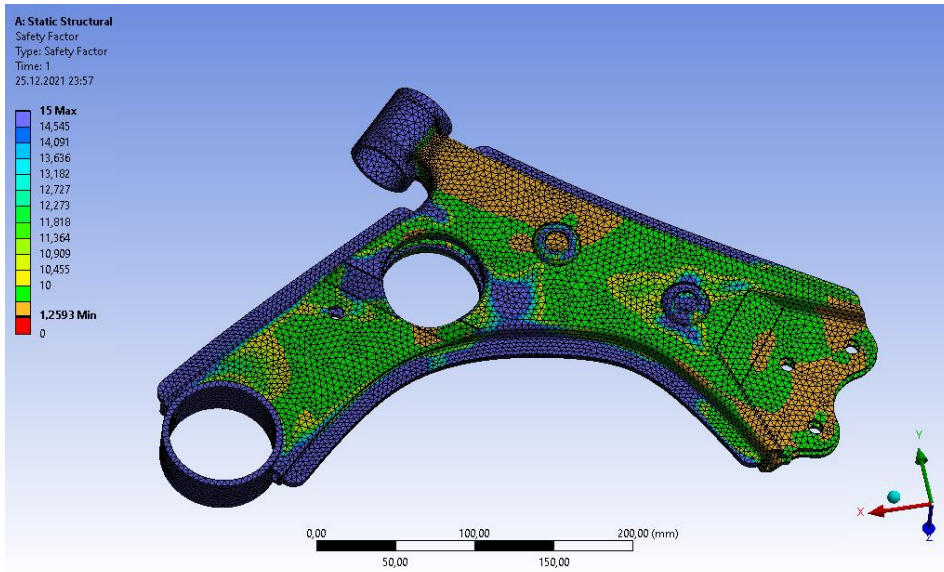


Şekil 5.21. DP980 malzemesi statik analizi için mesh yapısı

DP980 malzemesi için analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,78, en/boy oranı 2,07, ortogonal kalite 0,70, düğüm sayısı 121825, eleman sayısı 63528'dir. DP980 malzemesi için emniyet katsayısı 1,26 ve maksimum von Mises gerilmesi 571,75 MPa bulunmuştur. Şekil 5.22 ve Şekil 5.23'te gösterilen analiz sonuçları elde edilmiştir.



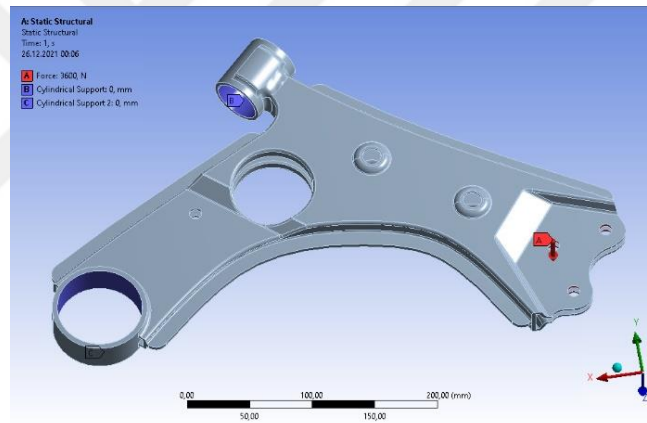
Şekil 5.22. DP980 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



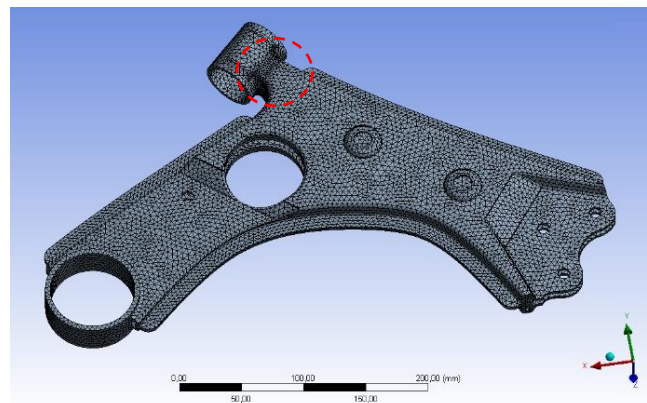
Şekil 5.23. DP980 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

5.7.4. CP 700-800 malzemesi için 3600N (düşey 3g) de yapılmış analiz sonuçları

CP 700-800 malzemesinin akma dayanımı 720 MPa ile akma dayanımı 680 MPa olan EN24 malzemesinden yüksektir bu durum emniyet katsayısını etkilemektedir. Askı kolu modelinin Şekil 5.24'te sınır şartları görülmektedir. B ve C noktaları sabit tutularak A noktasından 3600N'luk yük ile (engelden geçme düşey 3g) analiz uygulanmıştır. Mesh özellikleri ve eleman sayısı Şekil 5.25'te belirtilen modelin kritik gerilme bölgesinde mesh yoğunluğu artırılarak daha doğru sonuçların elde edilmesi beklenir. Gerilme değerlerine bakılarak lokal bölgelerde eleman boyutu 2 mm'ye düşürülmüştür. Önceki alt askı kolu analizlerinde olduğu gibi modelin geometrisine bağlı olarak mesh örgüsündeki geçişler yumuşak ve iyi kalitededir. Sonuç olarak CP700-800 malzemesi 1,22 emniyet katsayısı değeriyle DP980 malzemesine yakın özellik gösterirken, EN24 malzemesine göre daha güvenli bulunmuştur.

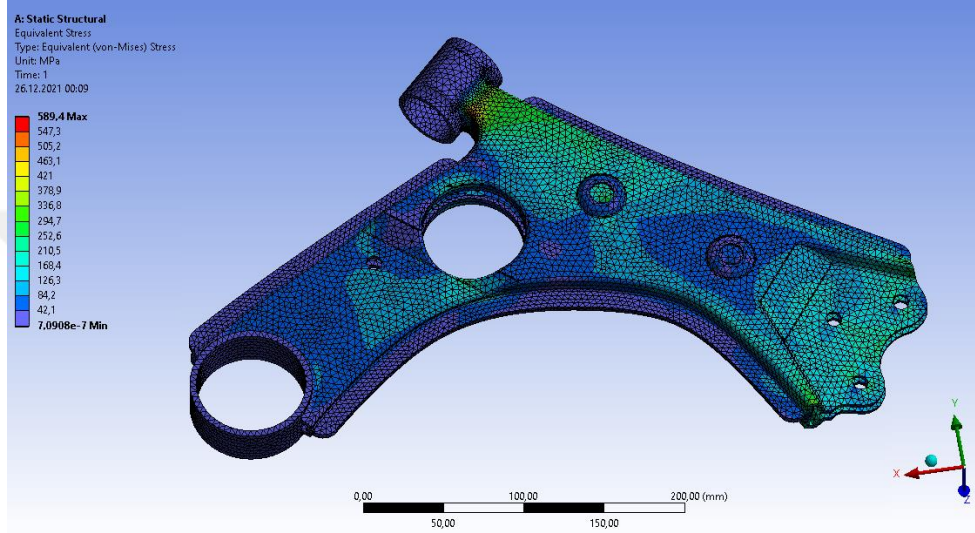


Şekil 5.24. CP 700-800 malzemesi statik analizi için sınır şartları

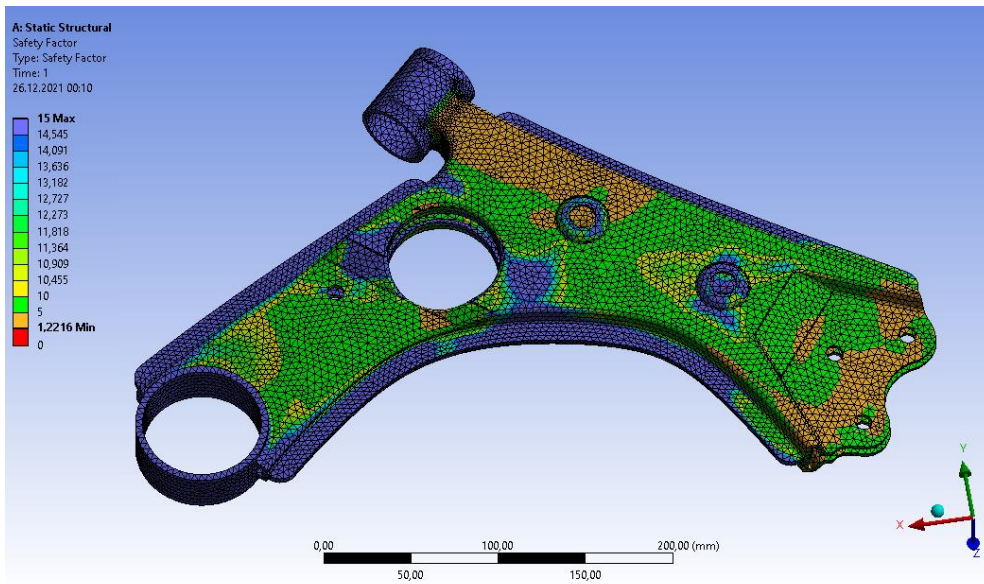


Şekil 5.25. CP 700-800 malzemesi statik analizi için mesh yapısı

CP 700-800 malzemesi için analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,788, en/boy oranı 2,06, ortogonal kalite 0,71, düğüm sayısı 124029, eleman sayısı 64964'tür. CP 700-800 malzemesi için emniyet katsayısı 1,22 bulunmuştur. Askı kolunda kritik bölgedeki maksimum von Mises gerilmesi 589,4 MPa'dır. Şekil 5.26 ve Şekil 5.27'de gösterilen analiz sonuçları elde edilmiştir.



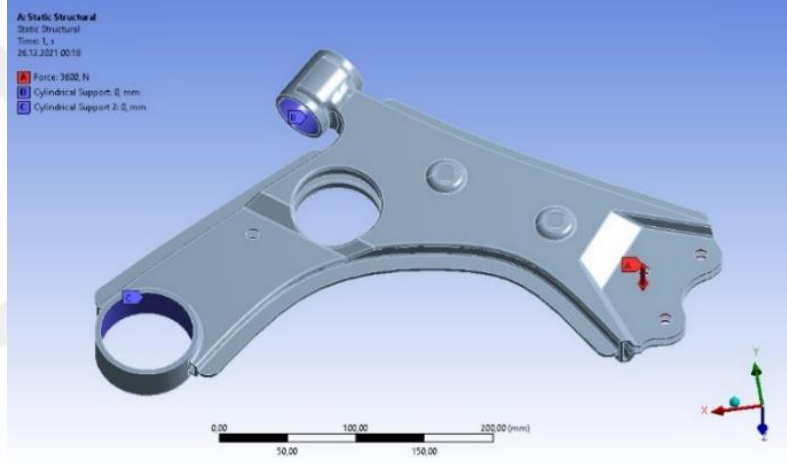
Şekil 5.26. CP 700-800 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



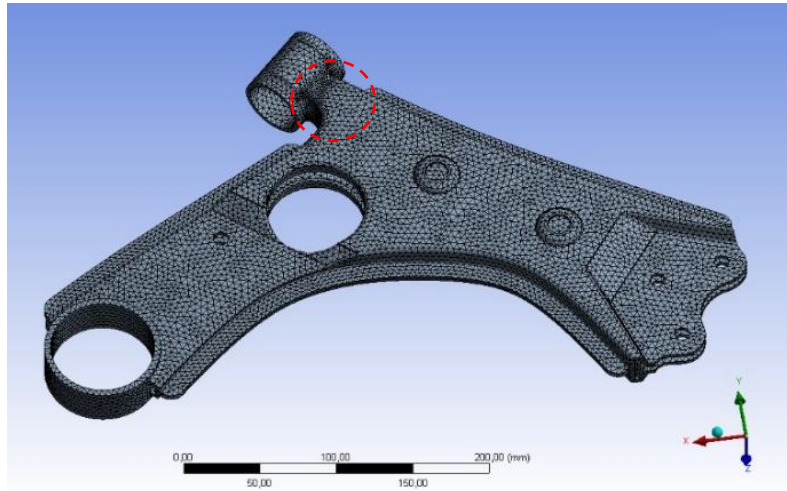
Şekil 5.27. CP 700-800 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

5.7.5. CP 800-1000 malzemesi için 3600N (düşey 3g) de yapılmış analiz sonuçları

CP 800-1000 malzemesi için diğer çelik malzemelerde uygulanan sınır şartları Şekil 5.28 deki gibi tekrar sağlanmıştır. B ve C noktaları sabit tutulmuş, A noktasından 3600N'luk yük ile analiz uygulanmıştır. Mesh özellikleri ve eleman sayısı Şekil 5.29'da belirtilen kritik gerilme bölgesinde artırılarak hassas ve daha doğru sonuçların bulunması hedeflenir. Gerilme değerlerinin yoğun olduğu lokal bölgede mesh eleman boyutu 2 mm ye düşürülmüştür. Modelin geometrisine bağlı olarak mesh örgüsündeki geçişler optimum değerlerle sağlanmıştır. CP 800-1000 malzemesi sonuç olarak 1,43 emniyet katsayısı değeriyle EN24, DP980 ve CP 700-800 malzemesine göre daha güvenli olduğu bulunmuştur.

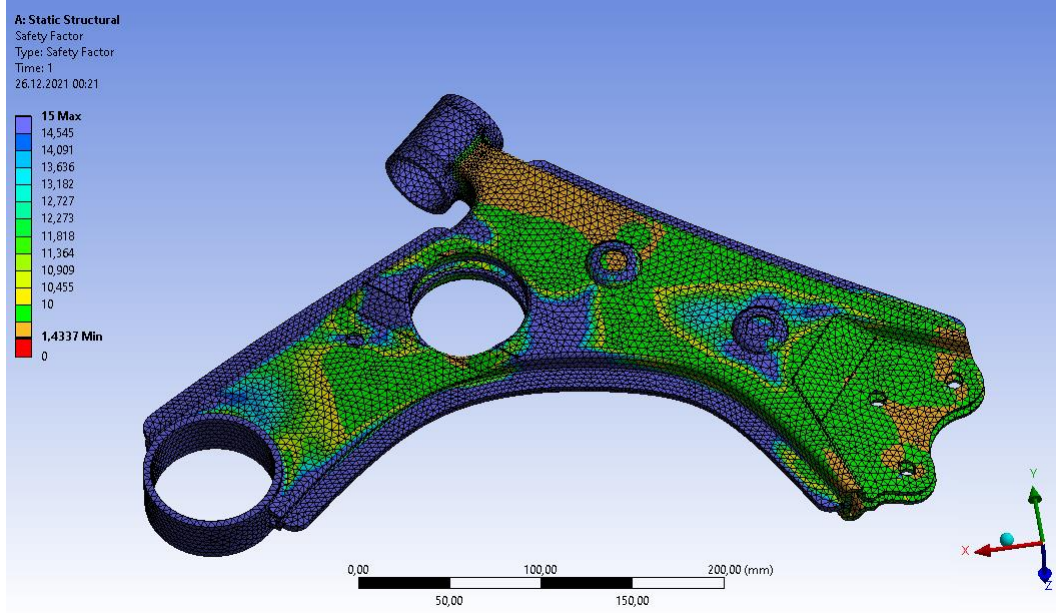


Şekil 5.28. CP 800-1000 malzemesi statik analizi için sınır şartları

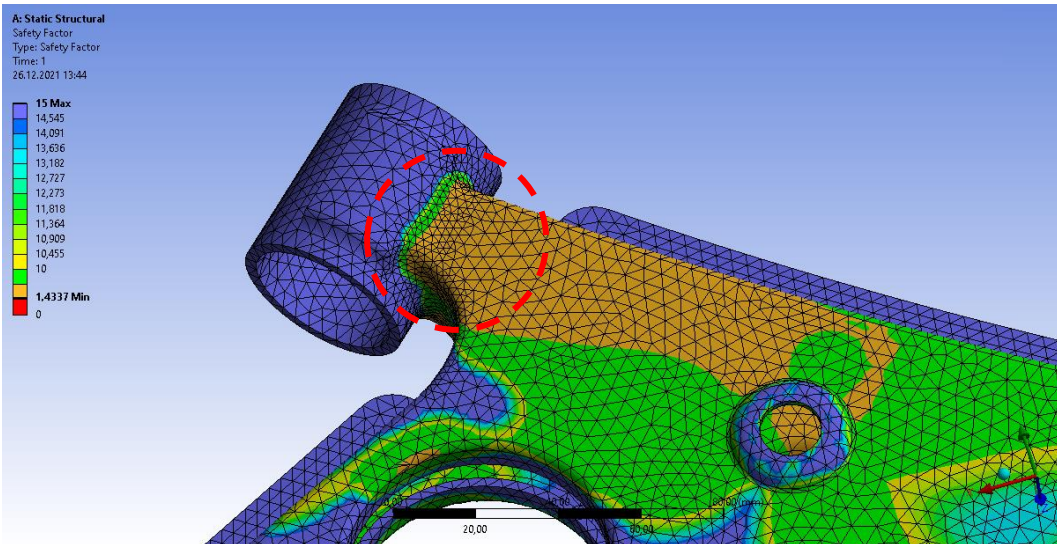


Şekil 5.29. CP 800-1000 malzemesi statik analizi için mesh yapısı

CP 800-1000 malzemesi için akma mukavemetinin 845 MPa da olması nedeniyle Şekil 5.30 ve Şekil 5.31’de gösterilen kritik bölgedeki emniyet katsayısı değerin seçilen diğer aday çeliklere göre daha yüksek olduğu görülecektir. Bu durum CP 800-1000 kompleks fazlı çeliğinin daha güvenli olduğunu göstermektedir.

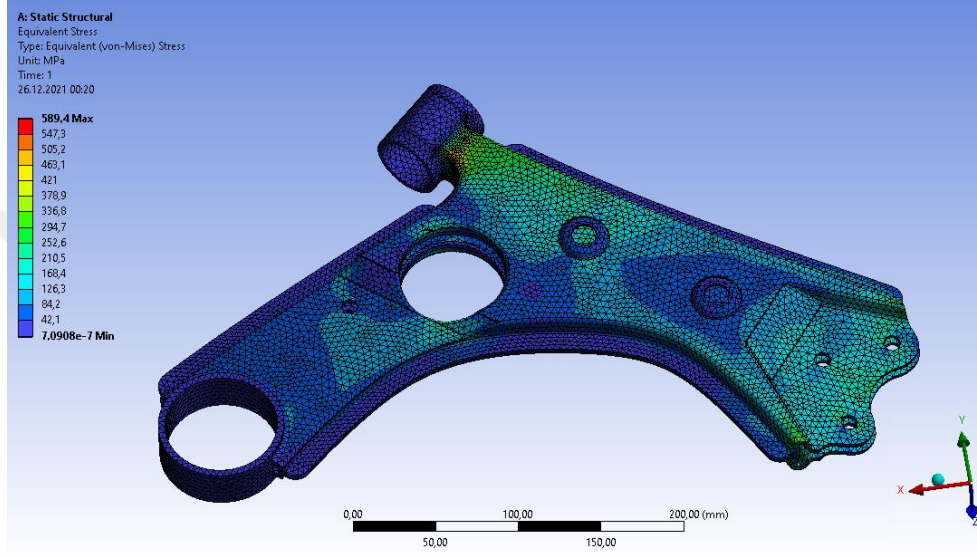


Şekil 5.30. CP 800-1000 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

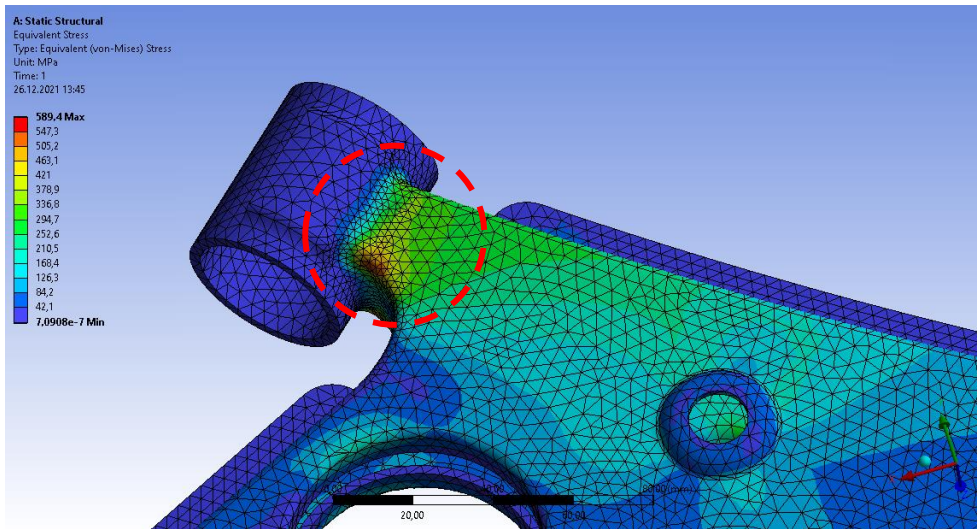


Şekil 5.31. CP 800-1000 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı (detay görünüm)

CP 800-1000 malzemesi için analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,788, en/boy oranı 2,07, ortogonal kalite 0,71, düğüm sayısı 124029, eleman sayısı 64964'tür. Şekil 5.32 ve Şekil 5.33'te gösterilen analiz sonuçları bulunmuştur. CP 800-1000 malzemesi için emniyet katsayısı 1,43 ve kritik bölgede maksimum von Mises gerilmesi 589,4 MPa olarak bulunmuştur.

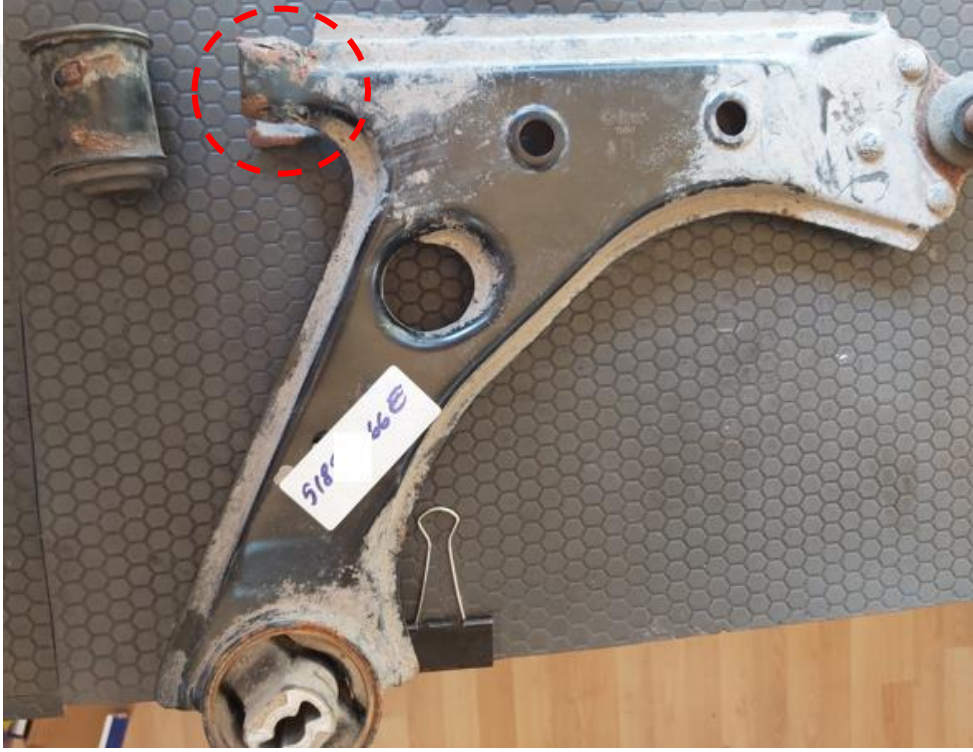


Şekil 5.32. CP 800-1000 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



Şekil 5.33. CP 800-1000 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı (detay görünüm)

Uzun süre kullanım sonucunda yorulma ve korozyon tahribatına maruz kalmış mevcut askı kolunun Şekil 5.34'te gösterildiği gibi engelden geçme (düşey yön 3g ivmesi) durumunda kritik kaynak bölgesinden ayrılmış olduğu görülmektedir. Modeller üzerinde yapılan çalışmalarda topoloji optimizasyonu ve analiz sonuçlarına göre özellikle kırılma yerine yakın bölgede von Mises gerilme değerlerinin yüksek olduğu görülmüştür. Model üzerinde topoloji optimizasyonu uygulanırken özellikle bu kritik bölgede boşaltma işlemi yapılmamıştır. Sonuç olarak, mevcut askı kolu yerine yüksek akma dayanımına sahip AHSS çelik malzeme ile oluşturulan optimizasyon modeli güvenlik açısından nihai model olarak kullanılabilir.



Şekil 5.34. Kritik bölgeden kırılan kullanılmış bir alt askı kolu

6. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONUNUN UYGULANMASI

Endüstriyel ürün geliştirme ve üretim teknolojisiyle birlikte yapısal optimizasyon kullanımı son yıllarda hızlıca artmıştır. Tasarım sürecinin akış aşamaları, bir ürün geliştirme süresinin %5'ini temsil etmektedir, ancak endüstriyel olarak küresel ürün geliştirme maliyetlerinin %75'ini oluşturduğu bilinmektedir. Bir projenin erken aşamalarında optimizasyonun entegrasyonu bu nedenle çok önemlidir.

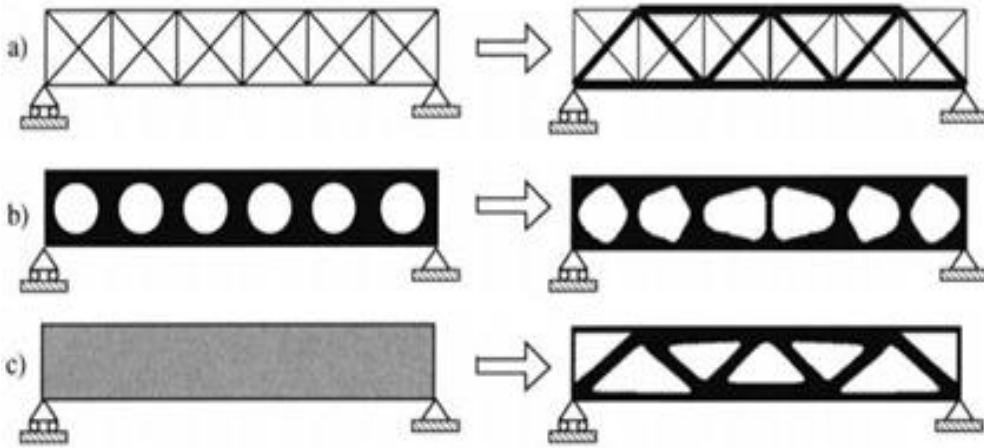
Ürünleri optimize etmek için sayısal simülasyonun kullanılması, farklı formları, malzemeleri test etmek ve ilgili fiziksel olayları daha iyi anlamak için gerekli hale gelmiştir. Hesaplamalı optimizasyonu kullanmanın temel zorluğu CAD ve CAE arasındaki bağlantıyı yönetmektir. Bu durumda analizin neden olduğu geometrideki herhangi bir değişiklik gecikmeyi büyük ölçüde artırabilir. Optimizasyon için kullanılan yöntemler bu zinciri otomatikleştirir ve bazı özelliklerin dahil edilmesiyle en uygun çözüm bulunur (Dhore ve Thorat, 2019). Orijinal çözümleri test etme olasılığının yanı sıra, sayısal optimizasyon kullanımı tasarım sürecinin ilk aşamalarında bilgi işlem entegrasyonunu çözebilmektedir.

6.1. Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon yük taşıyan yapıların optimal tasarımı ile ilgilenen bir disiplindir. Yapısal optimizasyonun temel amacı, ağırlık ve maliyet açısından yük koşulları altında yapının deformasyonları, gerilmeleri, öz frekansları veya geometrisi tarafından verilen performans gereksinimlerini (kısıtlamaları) yerine getirebilen uygun bir yapısal tasarımı bulmaktır (Matsimbi ve diğ., 2020). Buradaki kısıtlamalar yapıyı oluşturmak için kullanılması gereken malzeme miktarının kısıtlamaları veya sınırlamaları olarak tanımlanır.

Sağlam ve mukavim bir yapının çok güvenli bir ortam sağlayacağı bilinmektedir. Genel kullanımda daha güvenilir bir şekilde dayanabilecektir, bununla birlikte daha güçlü, sert yapılar için kullanılan malzemelerin artan ağırlığı ve yüksek maliyeti anlamına gelir. Bu nedenle oluşan durum tasarımcıların yanı sıra imalatçıların da uzlaşma bulması gereken bir problemi temsil etmektedir. Dayanım ve rijitlik açısından yapıların optimizasyonu, bir yapıyı oluşturan ayrı elemanların montajının doğru yük durumuna sahip olması temin edilerek ya da yapının geometrisinin mümkün olan en iyi şekilde bağlanmasını sağlayarak

gerçekleştirilebilir. Yeni bir yapının optimal geometrisini belirlemek, yapının karşılaması gereken birçok kısıtlamadan dolayı oldukça zor bir süreç olduğu bilinmektedir. Bu kısıtlamalar, maliyet, üretilebilirlik, paketleme gereksinimleri ve darbe güvenliğini içerir. Geleneksel olarak kullanımda olan yapıların en iyi geometrisi çoğu durumda mevcut tasarımlardan esinlenmiştir. Bazı durumlarda yapının işlevine bağlı olarak çeşitli performans gereksinimlerine sahip değişik tasarım konseptleri araştırılırken bunlardan biri detaylı bir tasarımın başlanabileceği nihai konsept olarak seçilir. Ancak bu bir deneme yanılma yaklaşımıdır ve tasarımcıların yaratıcılığının yanı sıra önceki deneyimlerin rehberliğinde ilk tasarımın seçimine bağlıdır. Bu gibi yaklaşımlar zaman alıcıdır ve yapıların yüksek üretim maliyetlerine dönüşen malzemenin ekonomik olmayan kullanımına sebep olabilir. Bu nedenle optimum tasarıma ulaşması da kesin değildir (Matsimbi ve diğ., 2020).



Şekil 6.1. Yapısal optimizasyonun üç kategorisi: a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji optimizasyonu (Bendsoe ve Sigmund, 2003)

Tasarım optimizasyonu matematiksel yaklaşımında problem formüle edildiğinde yapının fonksiyon performans gereksinimleri problemin kavramsal olarak yinelemeli-sezgisel olandan farklı bir formülasyon sunar. Belirli bir matematiksel form verilerek elde edilen bu yaklaşım, yinelemeli-sezgisel olandan daha otomatiktir. Asıl görevi yükleri güvenli ve ekonomik bir şekilde taşımak olan mekanik yapıların optimal çözümlerini belirlemek için kullanılabilir olmasıdır. Yapısal optimizasyonunda Şekil 6.1’de gösterildiği gibi boyut optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu olarak üç kategorisi bulunmaktadır.

6.1.1 Boyut Optimizasyonu

Boyut Optimizasyonu, yapısal optimizasyonun en basit şeklidir. Bir yapının kiriş elemanlarının optimal kesit alanlarını veya bir levha kalınlığının optimal dağılımını bulmayı sağlamaktadır (Bendsoe ve Sigmund, 2003). Boyutlandırma için parametre elde edilmesinde tasarım değişkenleri olarak bir levhanın kalınlığı veya kiriş elemanlarının çapı kullanılır. Boyut optimizasyonu, tipik olarak yalnızca ürün geometrisinin ince ayarının gerekli olduğu tasarım sürecinin detaylandırma aşamalarında gerçekleştirilir.

Boyut ve şekil optimizasyonu için genel olarak temel sorun dayanıklılığı artırırken gerilmeyi azaltmaktır. Boyut optimizasyonu için yapının şekli bilinmektedir, bu optimizasyonun amacı ise bileşenlerin boyutlarını ayarlayarak yapıyı optimize etmektir (Hatipoğlu, 2015). Örneğin ağırlık, gerilme, yer değiştirme ile ilgili olarak optimum çözümü bulmak için sac metalin kalınlığı tasarım değişkeni olabilir.

6.1.2. Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonunda amaç yapının optimal şeklini bulmaktır (Bendsoe ve Sigmund, 2003) Şekil optimizasyon problemlerinde alanın şekli bir tasarım değişkeni haline gelir. Şekil tasarım değişkenleri ile yapısal optimizasyon problemleri, boyutlandırma tasarım değişkenleri ile yapısal optimizasyon problemlerinden daha karmaşıktır. Bunun nedeni şekil optimizasyonunun yapının geometrisini kontrol etmesi ve optimizasyon işlemi sırasında ürün geometrisini değiştirmesidir.

Birçok problem için şekil optimizasyonunun boyut optimizasyonundan daha etkili olduğu bulunmuştur. Boyut ve şekil optimizasyonlarının karşılaştırılabileceği tipik bir örnek olarak bir panelin delik yakınındaki gerilme yığılmalarıdır. Boyut optimizasyonu sadece deliğin yakınındaki panelin kalınlığını değiştirirken, şekil optimizasyonu ise uygun şekli bularak bu deliğin sınırındaki gerilme uyumunu optimize etmektedir. Boyut optimizasyonuna benzer şekilde gerekli geometrinin zaten mevcut olduğu tasarım sürecinde şekil optimizasyonu da nispeten geç gerçekleştirilir ve optimizasyon yalnızca bir ince ayar adımı olarak uygulanır. Alışılmış şekil ve boyut optimizasyonu teknikleri çözüm süreci sırasında yapının topolojisini değiştirmez. Bu nedenle elde edilen çözüm

ilk problemle aynı topolojiye sahip olacaktır. Bir yapının topolojisi, yapı elemanlarının nasıl bağlandığını ifade etmektedir (Matsimbi ve diğ., 2020).

Şekil optimizasyonunda herhangi bir açıklayıcı örtülü kısıtlama olmaksızın, topoloji değişse bile mümkün olan en iyi şekil elde edilir (Gardan ve Schneider, 2014). Şekil optimizasyonunda yapının dış sınırları ve deliklerin şekilleri iyileştirilerek optimum duruma getirilmesi amaçlanmaktadır. Bölgesel stres değerlerinin azaltılması gibi problemler bu yöntemle çözülebilmektedir (Düzcan, 2019).

6.1.3. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu, yapısal optimizasyonun en genel şeklidir ve esas olarak tasarım sürecinin kavramsal aşamalarında gerçekleştirilir. Topoloji kelimesi, Yunanca yer, konum anlamına gelen ‘topos’ kelimesinden türetilmiştir.

Topoloji optimizasyonu iki duruma ayrılabilir; ayrık durum ve sürekli durum. Ayrık durumda topoloji optimizasyonu, bir kafes kirişi oluşturacak gerekli kiriş elemanları gibi bir tasarımda bulunması gereken ayrı bir üye kümesi bulma problemi ile ilgilidir. Ayrık durumun aksine süreklilik topoloji optimizasyonu malzemenin belirli bir alan veya tasarım alanı üzerindeki dağılımı ile ilgilidir. Bu durum boşlukların şekli ve malzeme bölgeleri tarafından tanımlanan bir geometri düzeni ile sonuçlanır (Matsimbi ve diğ., 2020). Boşlukların şekli, şekil kalınlığının sıfır değeri aldığını, bu durumda malzemenin tasarım alanından çıkarıldığını ifade etmektedir. Malzeme bölgelerinde, şekil kalınlığının maksimum değeri aldığını ve tasarım uzayında malzemenin bulunduğunu gösterir. Uygulamada sürekli ortam topoloji optimizasyonu alan veya tasarım alanı içindeki malzeme dağılımının değerle temsil edildiği ayrıklaştırılmış biçimde ele alınır. Sürekli ortam topoloji optimizasyonun işlevi verilen bir alan üzerindeki bağlantılarının yanı sıra deliklerin şeklini, sayısını ve konumunu bulmakla ilgilidir (Matsimbi ve diğ., 2020).

Topoloji optimizasyonu genellikle klasik şekil ve boyut optimizasyonu için bir ön işlem olarak kabul edilir. Katı yapıların topoloji optimizasyonu, boşlukların sayısı, boyutu, konumu, şekli ve konumu gibi özelliklerin belirlenmesini ve etki alanlarının bağlana bilirliliğini içerir (Bendsøe ve Sigmund, 2003). Topoloji optimizasyonunun amacı belirli bir tasarım alanı içinde yapının optimal yerleşimini bulmaktır. Bununla birlikte, tipik bir

topoloji optimizasyonu problemi için problem tanımında bilinen nicelikler dış yükler, olası destek koşulları, inşa edilecek tasarım alanı (yapının hacmi) ve muhtemelen konum gibi bazı ek tasarım kısıtlamalarıdır. Tasarım alanı yapının katı hacminin tamamı olarak verilmesi gerektiğinden, topoloji optimizasyon problemlerinde yapının fiziksel boyutu, şekli ve bağlana bilirliliği bilinmez (Bendsøe ve Sigmund, 2003).

Topoloji optimizasyonu, yapısal optimizasyon algoritmasından optimal bir tasarım elde etmek için bir yapıdan gereksiz veya verimsiz malzemeyi kademeli olarak kaldırma konseptine dayandığı bilinmektedir. Topoloji optimizasyonunda verilen kısıtlamalar göz önünde bulundurularak optimizasyon gerçekleştirilir. Ayrıca yer değiştirme, maksimum gerilme ve doğal frekans gibi kısıtlamalar tanımlanmaktadır. Optimizasyonda kullanılan programlarda bu kısıtlamalar referans alınarak hacim, kütle ve yer değiştirme değerlerini arzu edilen limitlere getirmek için model üzerinde uygun boşaltmalar yapılmaktadır (Düzcan, 2019).

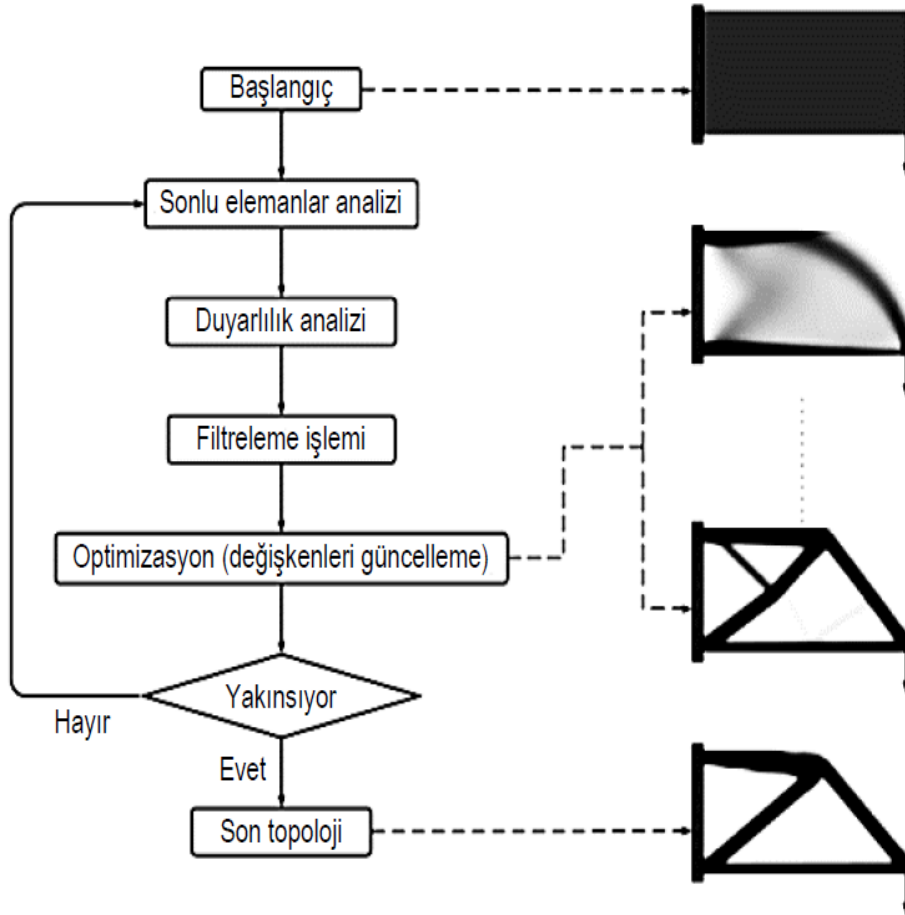
Topoloji optimizasyonunu geliştirmek için bazı etkin metotlar sunulmaktadır. Bunlardan bazıları aşağıdaki sıralanabilir (Göv ve Kütük, 2007), (Aslan, 2019).

- Optimizasyon Kriterleri Metodu (OCM)
- Penalizasyon ile Katı İzotropik Malzeme Metodu (SIMP)
- Seviye Kümesi Yaklaşımı (LSA)
- Homojenleştirme Metodu (HM)
- Evrimsel Yapı Optimizasyonu (ESO)

İmalat endüstrisine yönelik tasarım ve analiz aşamalarında topoloji optimizasyonun bu etkin metotları uygulanarak temel yapı geometrisinin başarılı şekilde iyileştirilmesi sağlanır.

Topoloji optimizasyonu ile ortaya çıkan şekil veya topoloji bilinmemektedir. Bu tür bir optimizasyon problemini çözmek için tasarım uzayını ayrık elemanlara bölerek sonlu elemanlar (SE) yöntemi kullanılır. Elemanların kalınlığını ayarlamak için von Mises gerilme dağılımı tercih edilir. Elastiklik modülü, sertlik, yoğunluk etkileyen diğer parametrelerdir (Aslan, 2019).

SIMP ile optimizasyon problemini çözmenin yoğunluk ve homojenleştirme yöntemi gibi iki ana çözüm yolu bulunmaktadır (Hatipoğlu, 2015). Şekil 6.2’de (SIMP metodu) topoloji optimizasyonu işlem basamakları görülmektedir.



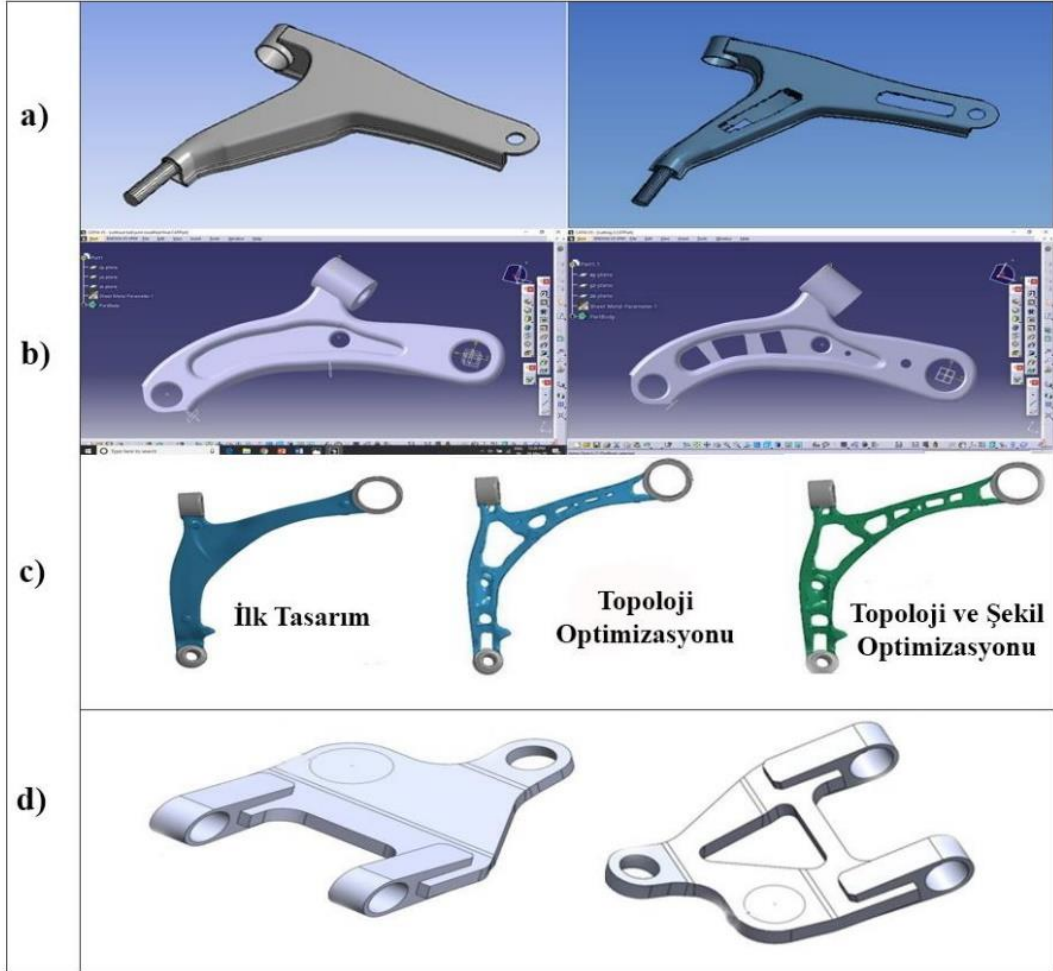
Şekil 6.2. Topoloji optimizasyonu işlem basamakları (SIMP metodu) (Topaç ve diğ., 2017)

6.2. Alt Askı Kolu İçin Yapılmış Topoloji Optimizasyonu Literatür Örnekleri

Otomotiv endüstrisinde SE analiz ve topoloji optimizasyonu yazılımları kullanılarak araçların birçok parçası için topoloji optimizasyonu çalışmaları sıkça yapılmaktadır. Modernize edilmiş şasi tasarımlarında araç parça ağırlığının gelişen malzemelere bağlı olarak azaltıldığı görülür. İyi bir tasarım optimizasyonu süreciyle geliştirilen parça tasarımları araç performansını iyileştirirken, sürüş konforu, güvenlik ve yakıt tasarrufunu artırdığı bilinir. Otomobilde arzu edilen gereksinimlere ve topoloji optimizasyonu kısıtlamaları dikkate alınarak parça optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Araç yakıt türü değişse bile şasi elemanlarının iyileştirme çalışmalarına ihtiyaç duyulmaktadır.

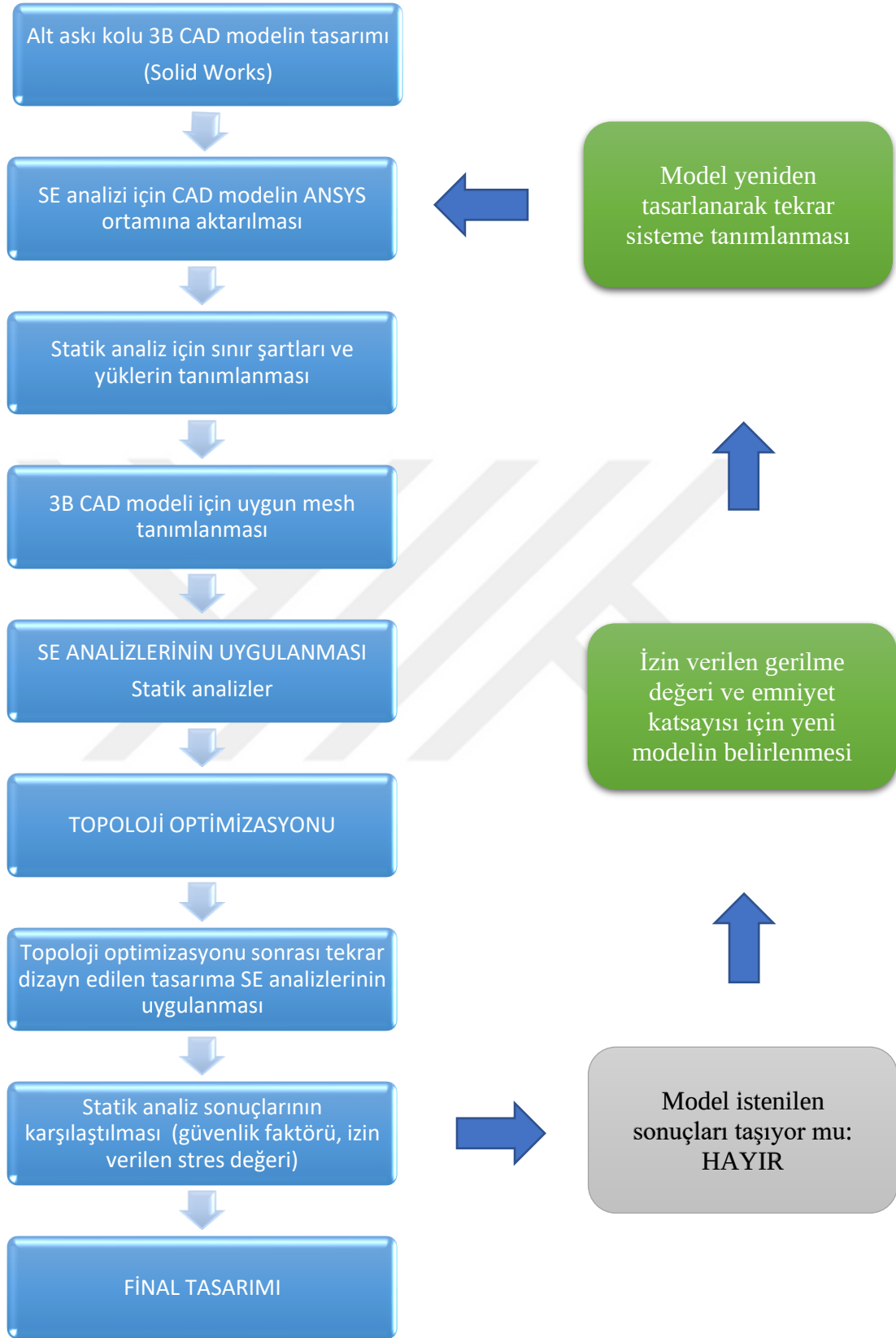
Günümüz elektrikli araçların gövde ve parçalarının geliştirilmesi aynı zamanda şasi ağırlığının azaltılıp yük taşıma kapasitesinin artırılması örnek olarak verilebilir.

Şekil 6.3'te sadece alt askı kolu için yapılmış örnekleri görmek mümkündür. Bu örnekler seri imalata uygun olup malzeme açısından sac metal, kompozit, döküm veya alüminyum alaşımı olabilmektedir.



Şekil 6.3. Alt askı kolu için yapılmış çeşitli topoloji optimizasyonu örnekleri (Kahraman ve Küçük, 2020)

Alt askı kolunda topoloji optimizasyonu yönteminin amacı maksimum yükleri taşımak için askı kolunun kısıtlamaları olan alt kol hacmini, ağırlığını en aza indirmek ve gerekli mukavim değerleri en üst düzeye çıkarmayı içermektedir. SIMP modeline dayalı bu yöntem, çoklu yükler altında alt kontrol kolunun topoloji optimizasyonu modeline örnek olarak verilebilir (Tang ve diğ., 2015).



Şekil 6.4. Topoloji optimizasyonu şeması

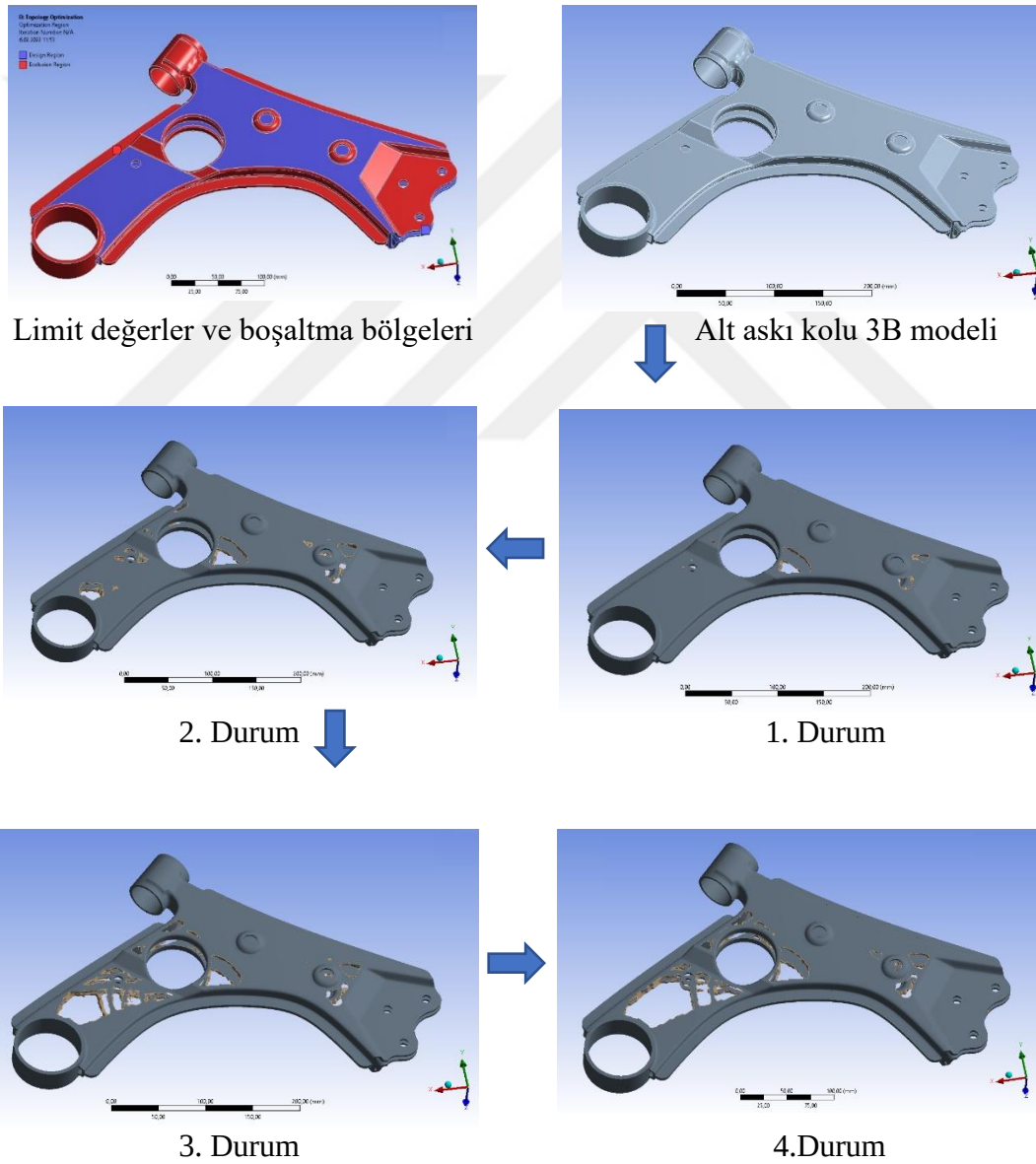
6.3. Alt Askı Kolu Modeli İçin Topoloji Optimizasyonu Aşamaları



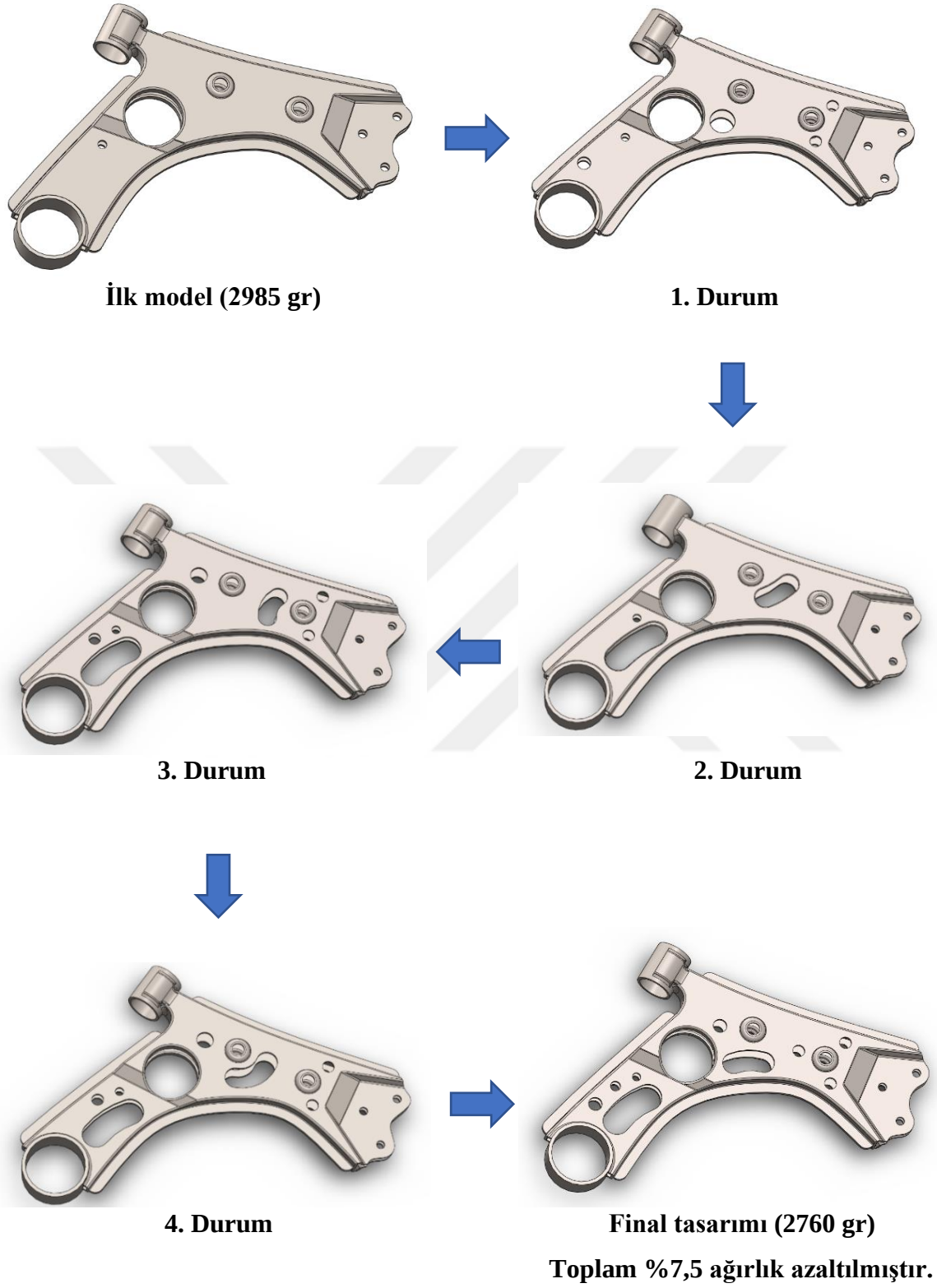
Şekil 6.5. Alt askı kolu için topoloji optimizasyonu süreci

6.4. Topoloji Optimizasyonu Bölgelerinin Belirlenmesi ve Yineleme Durumları

Topoloji optimizasyonu yapılacak bölgeler program içerisinde belirlenebilmektedir. Sınır bölgeler, boşaltılacak kısımlar ideal şekilde belirlenebilir (Şekil 6.6). Modelin boşatılacak kısmı veya model içerisinde kütleli, hacimsel olarak yüzdelik olarak kalması gereken miktar tanımlanabilmektedir. Topoloji optimizasyonunda dikkat edilmesi gereken en önemli husus boşaltma işlemi için von Mises gerilme değerlerinin düşük olduğu yerlerin seçilmesidir. Alt askı kolu modeli için bağlantı bölgeleri ve gerilme yığılmasının yoğun olduğu kritik bölgelerden uzak alanlar tercih edilmiştir.

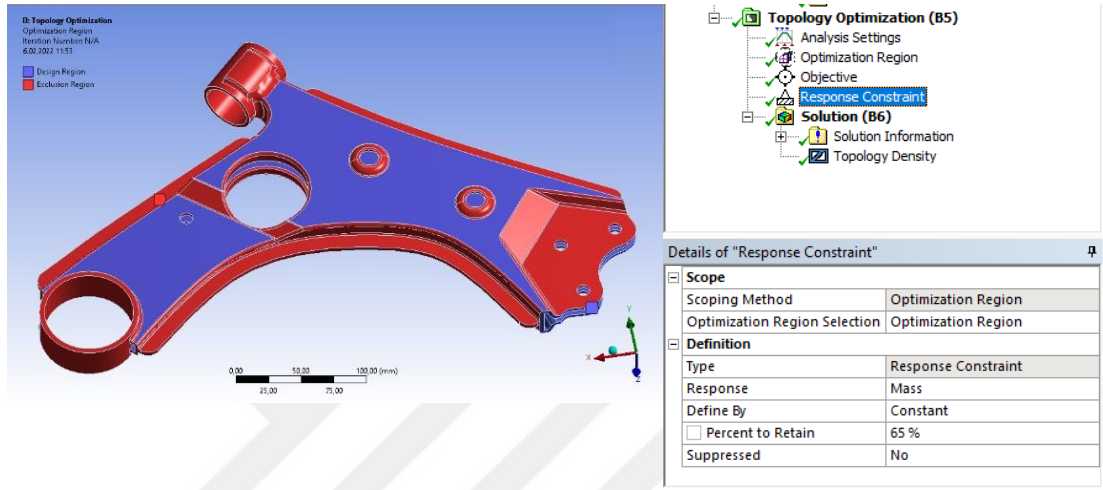


Şekil 6.6. Ansys topoloji optimizasyonu modülünde yapılan optimizasyon durumları



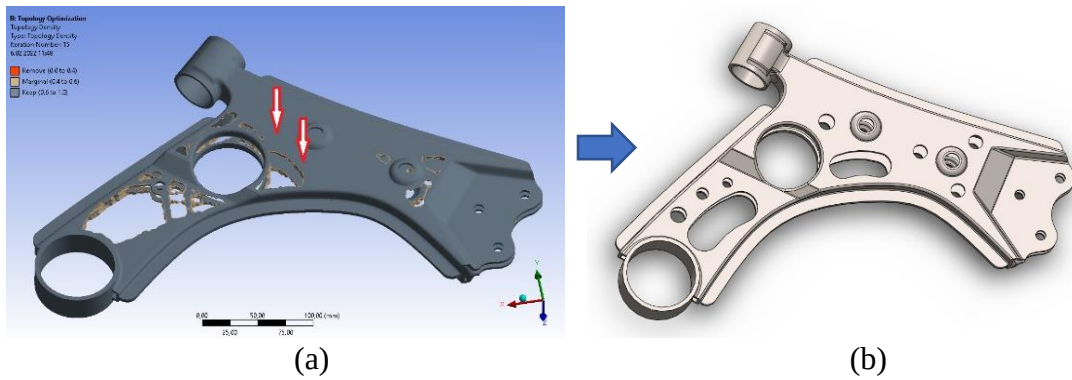
Şekil 6.7. Modelin statik analizler sonucu manuel boşaltma ile hazırlanmış topoloji optimizasyonu aşamaları

Şekil 6.8’de gösterilen ‘Response Constraint’ seçeneğinden yüzdelik miktarı değişiminin modelin topoloji optimizasyonu sürecinde geometrik şeklini etkilediği bilinir. Şekil 6.9.a’da boşaltma sırasında modelde kalması gereken %65 kütle miktarı %60 olduğunda, statik analizler sonucu elde edilen manuel topoloji optimizasyonuna bağlı olarak boşaltma miktarı artmış ve son geometri elde edilmiştir. Bu geometrik modelin boşaltılan bölgeleri tasarım programlarında düzeltilerek topoloji optimizasyonu final modeli oluşturulmuştur.



Şekil 6.8. Topoloji optimizasyonu için limit değerlerin ve bölgelerin program içerisinden belirlenmesi

Şekil 6.9.b’de verilen bu nihai tasarım modeli birçok malzeme türü için ortak model olarak kullanılmıştır. Literatürde belirtilen malzeme seçimine bağlı olarak, modelin gerilme ve emniyet katsayısı limit değerlerini karşıladığı analiz ve topoloji optimizasyonu sonuçlarından bulunmuştur.



Şekil 6.9. Boşaltma miktarının artırılması ve topoloji optimizasyonu final geometrisi

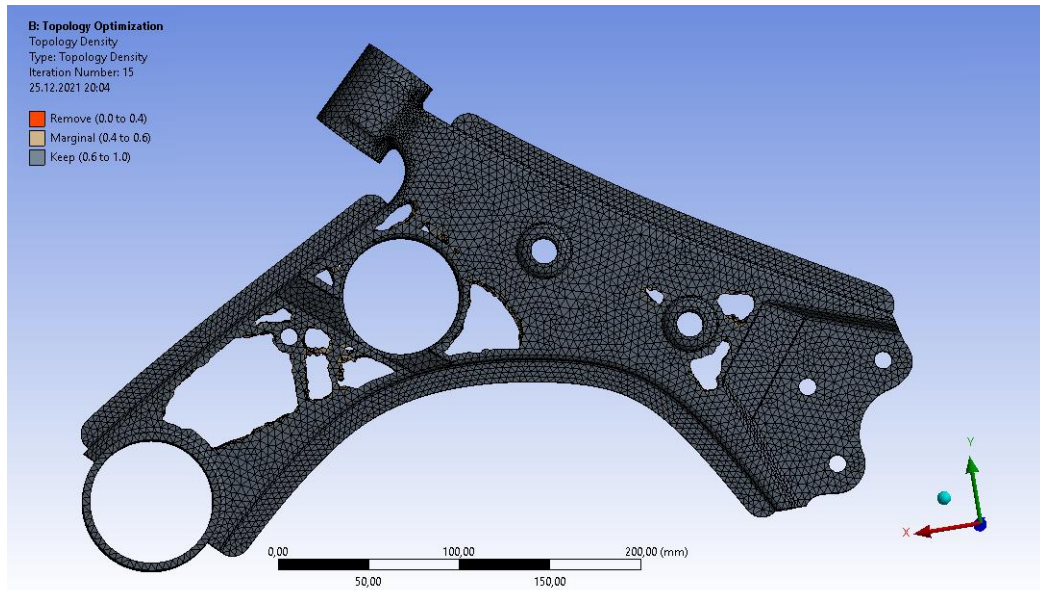
6.5. Alt Askı Kolu İçin Çeşitli Malzemelerde Yapılan Topoloji Optimizasyonu

Alt askı kolu modeli için yapılan statik analizler, topoloji optimizasyonu ile uyumlu çalışmaktadır. Askı koluna ait topoloji optimizasyonun ilk aşamasında statik analiz uygulanmıştır. Optimizasyon sonrası elde edilen geometrik modele EN 24, DP 980, CP 700/800 ve CP 800/1000 malzemeleri SE analizinde tanımlanarak aynı sınır şartlarında analizler tekrar uygulanmıştır. Modelin boşaltma sonrası istenilen güvenlik değerlerini karşılaması kontrol edilerek, analiz sonuçları ve diğer parametreler verilmiştir.

6.5.1. Alt Askı Kolu EN24 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu

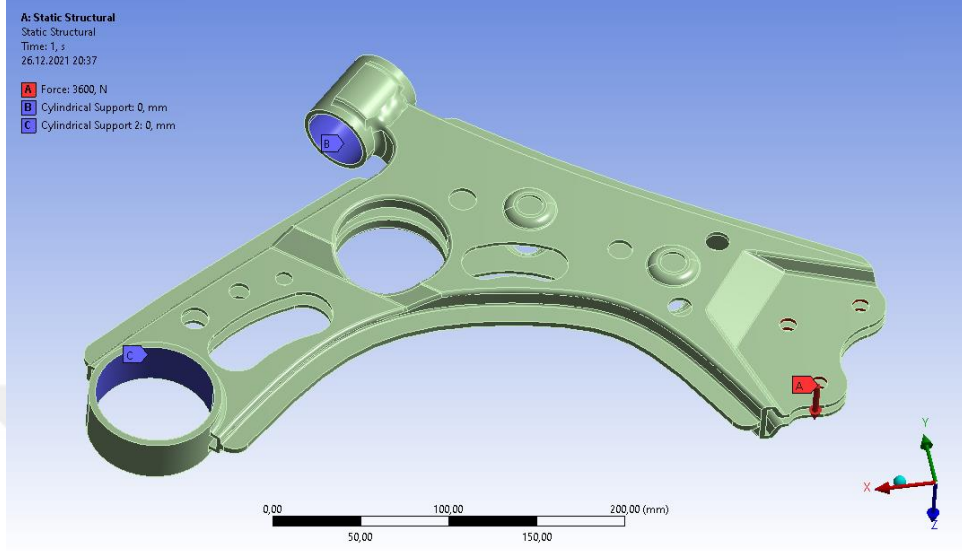
EN24 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonunda Şekil 6.10’da gösterilen boşaltma sonucu elde edilerek, bu çelik malzemenin ağırlık açısından azaltmaya uygun olduğu görülmüştür. Model için elde edilen geometrinin boşaltılan kenar köşe kavisleri tekrar düzenlenmiş ve analize uygun hale getirilmiştir. EN24 malzemesi için topoloji optimizasyonu sonrası statik analiz uygulanmıştır.

Gerilme değerlerinin yoğun olduğu lokal bölgede “face sizing” özelliği kullanılarak mesh eleman boyutu 2 mm’ye düşürülmüştür. EN24 malzemesi için modelin geometrisine bağlı olarak analiz sonucunda elde edilen 1,13 emniyet katsayısı ile kritik seviyenin üstünde olduğu bulunmuştur.



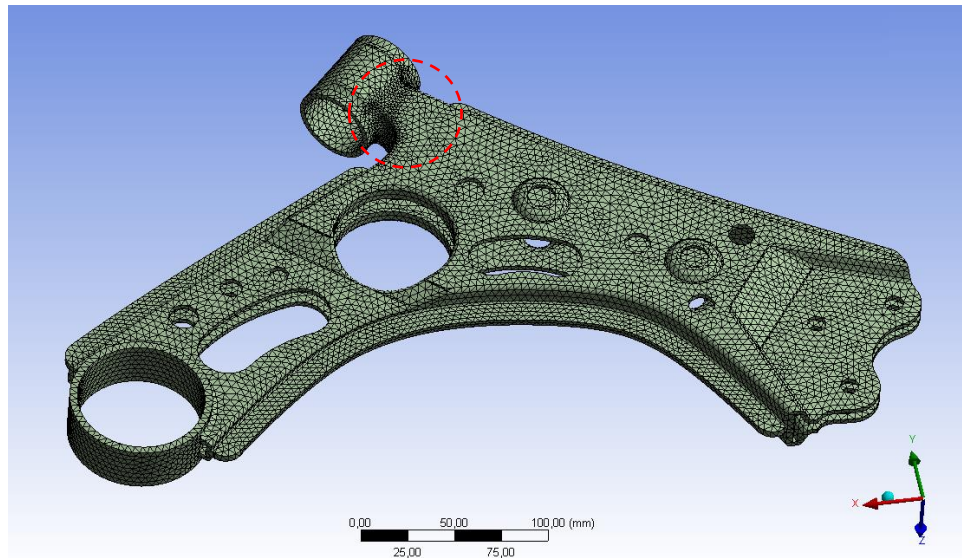
Şekil 6.10. EN24 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu

EN24 çelik malzemesinde modele uygulanan statik analiz sınır şartları DP980, CP700/800 ve CP800/1000 malzemesi için referans alınmıştır. Sınır şartları Şekil 6.11’de gösterildiği gibi uygulanmıştır.



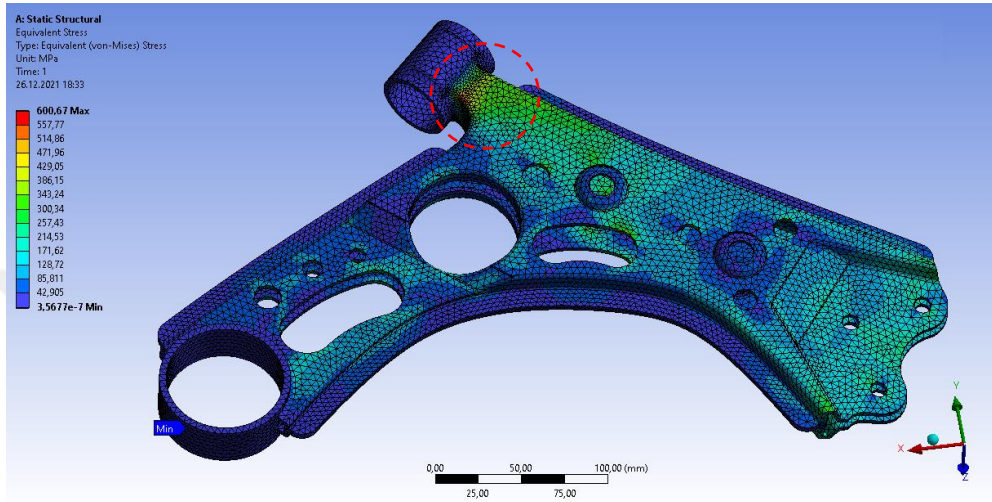
Şekil 6.11. Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için sınır şartları

B ve C noktaları sabit tutularak A noktasından 3600N’luk yük ile (engelden geçme düşey 3g) analiz yapılmıştır. Şekil 6.12’de gösterilen kritik bölgede eleman sayısı ve mesh özelliklerinin hassasiyeti artırılarak doğru sonuçların alınması istenmiştir.

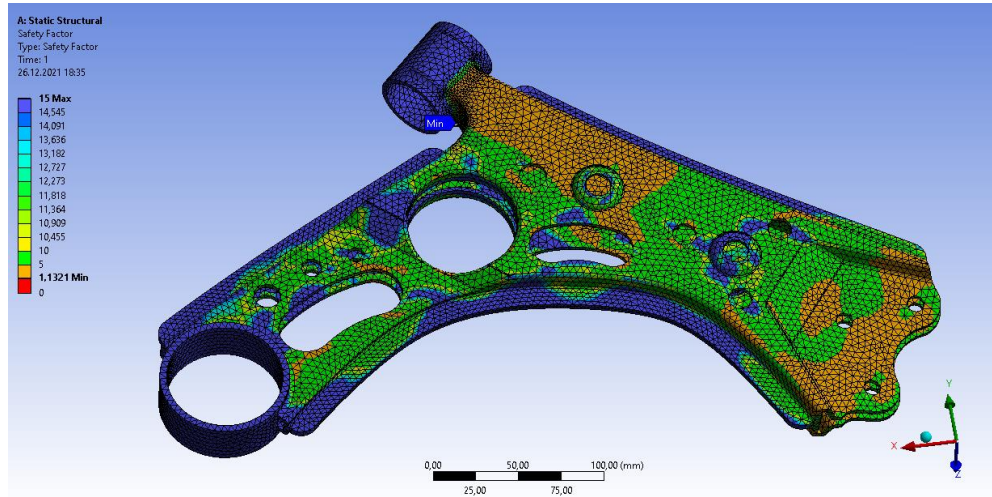


Şekil 6.12. Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için mesh yapısı

Şekil 6.13 ve Şekil 6.14'te gösterilen analiz sonuçları bulunmuş, mesh kalitesi gibi diğer parametrelerde aşağıda belirtilmiştir. Analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,78, en/boy oranı 2,1, ortogonal kalite 0,69, düğüm sayısı 124029, eleman sayısı 64964 olarak bulunmuştur.



Şekil 6.13. Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



Şekil 6.14. Topoloji optimizasyonu sonrası EN24 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

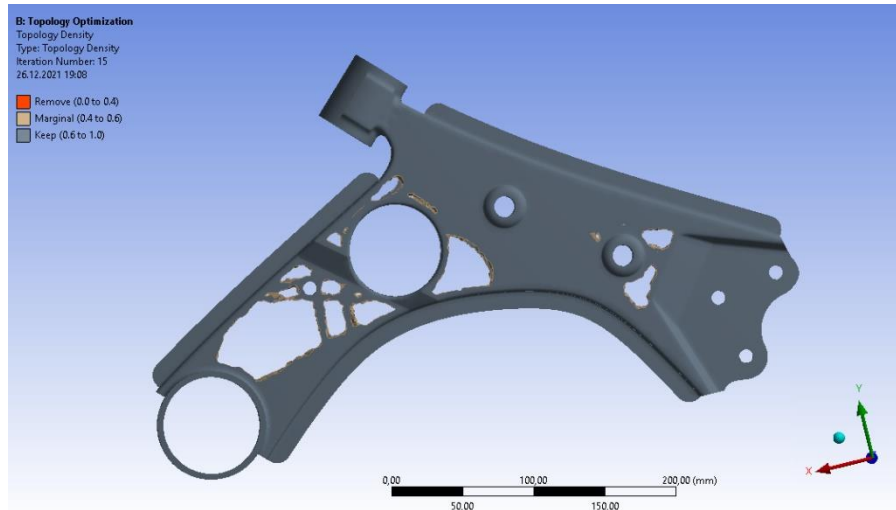
Sonuç olarak askı kolunun EN24 malzemesi için 1,13 emniyet katsayısı ve kritik bölgede maksimum von Mises gerilme değeri 600,67 MPa elde edilmiştir.

6.5.2 Alt Askı Kolu DP980 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu

DP980 malzemesi için topoloji optimizasyonunda Şekil 6.15 ve Şekil 6.16'daki boşaltma sonucu elde edilmiş ve bu çelik malzemenin ağırlık açısından azaltmaya uygun olduğu görülmüştür. Model için elde edilen geometride boşaltılan bölgelerin kenar köşe kavisleri tekrar düzenlenmiştir.

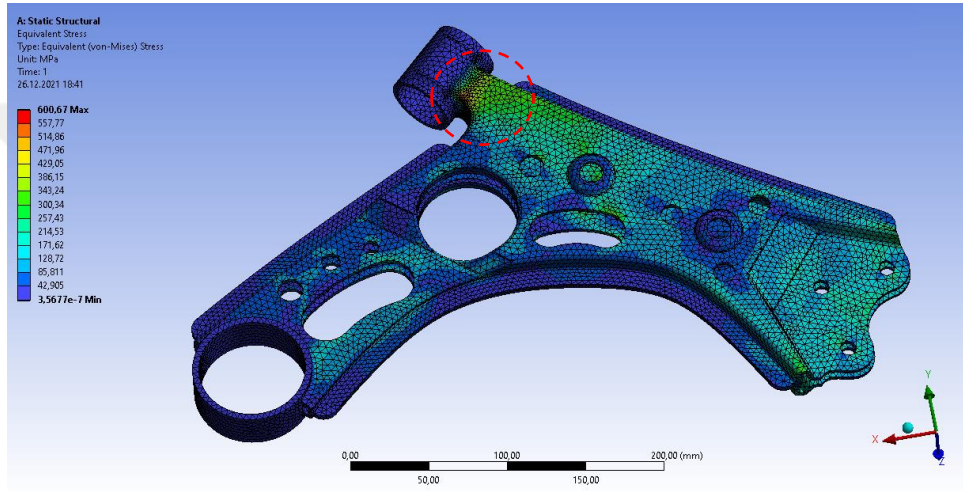


Şekil 6.15. DP980 malzemesi için Ansys'de yapılmış topoloji optimizasyonu

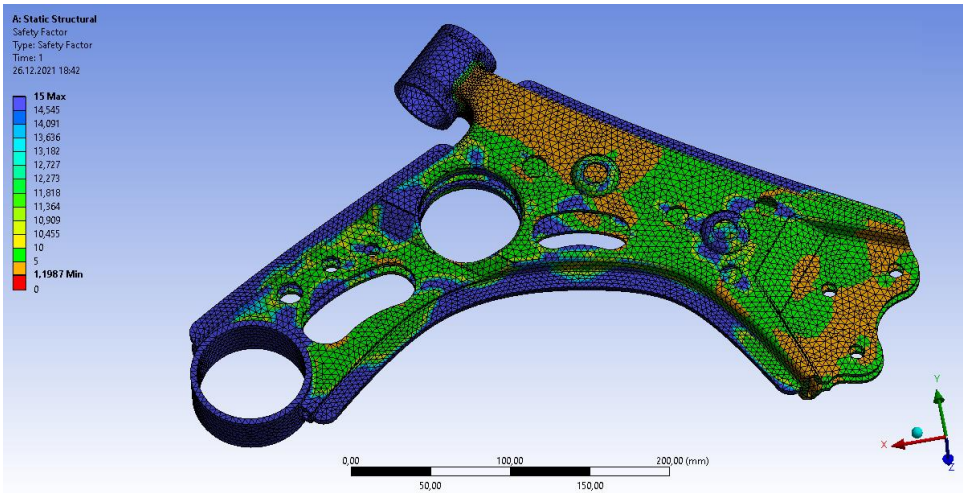


Şekil 6.16. DP980 malzemesi için Ansys'de yapılmış topoloji optimizasyonu

DP980 malzemesinde topoloji optimizasyonu sonrası EN24 çelik malzemesi için tercih edilen aynı sınır şartları referans alınarak Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’de verilen analiz sonuçları elde edilmiş, mesh kalitesi gibi diğer parametrelerde aşağıda belirtilmiştir. DP980 malzemesi için emniyet katsayısı 1,19 ve kritik bölgede maksimum von Mises gerilme değeri 600,67 MPa elde edilmiştir. Analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,775, en/boy oranı 2,1, ortogonal kalite 0,69, düğüm sayısı 118075, eleman sayısı 61769’dur.



Şekil 6.17. Topoloji optimizasyonu sonrası DP980 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



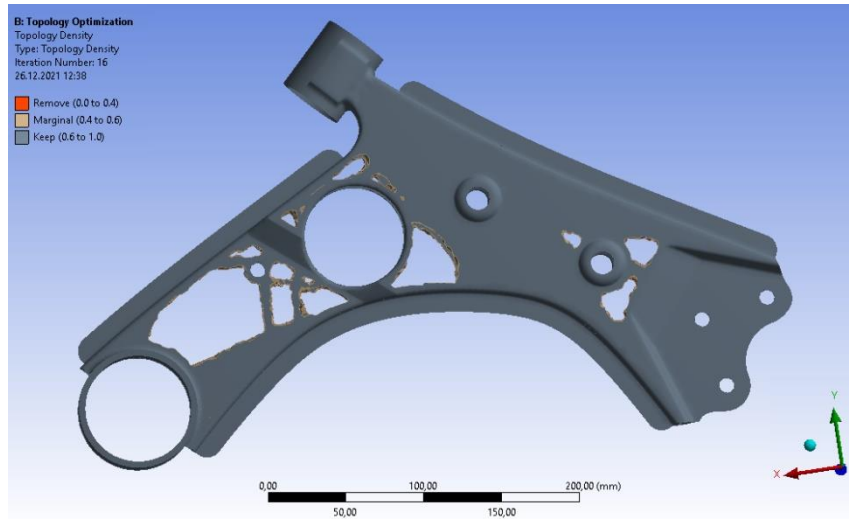
Şekil 6.18. Topoloji optimizasyonu sonrası DP980 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

6.5.3 Alt Askı Kolu CP 700-800 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu

CP 700-800 malzemesine ait modelin topoloji optimizasyonunda Şekil 6.19 ve Şekil 6.20’de gösterilen boşaltma sonucu elde edilmiştir. CP 700-800 malzemesinde topoloji optimizasyonu sonrası EN24 ve DP980 çelik malzemesi için tercih edilen aynı sınır şartları referans alınmıştır. Mesh kalitesi gibi parametrelerde diğer aday çeliklere benzerdir.

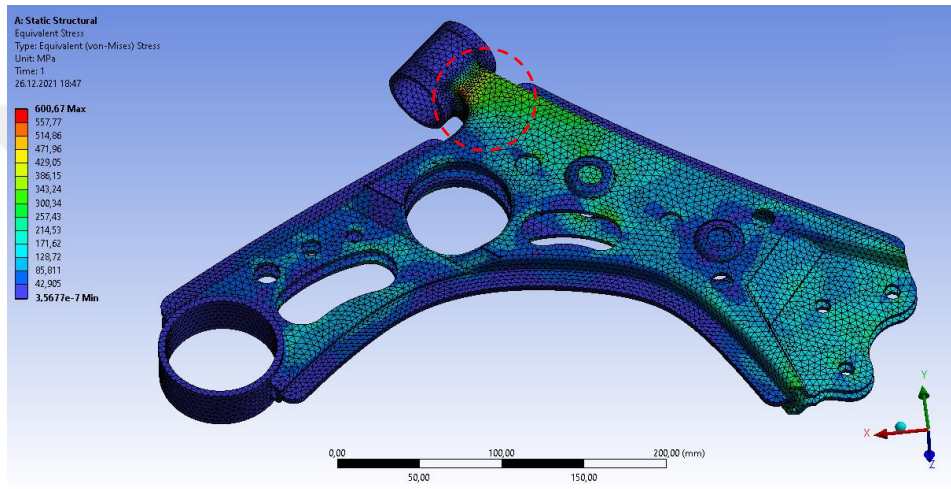


Şekil 6.19. CP 700-800 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu

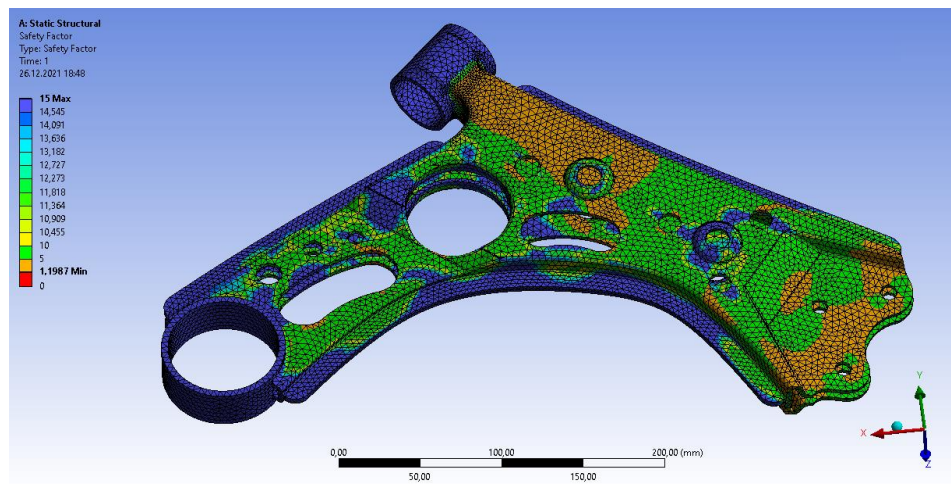


Şekil 6.20. CP 700-800 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu

Analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,775, en/boy oranı 2,1, ortogonal kalite 0,69, düğüm sayısı 118075, eleman sayısı 61769'dur. CP 700-800 malzemesi için emniyet katsayısı 1,19'dur. Askı kolunun kritik bölgede maksimum von Mises gerilme 600,67 MPa elde edilmiştir. Şekil 6.21'de verilen modelin diğer bağlantı bölgelerinde de gerilme değerlerinde artış görülmüştür. Şekil 6.22'ye göre CP 700-800 malzemesi DP980 ile aynı, EN24 çeliğine göre yakın güvenlik değerine sahip olduğu bulunmuştur.



Şekil 6.21. Topoloji optimizasyonu sonrası CP 700-800 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



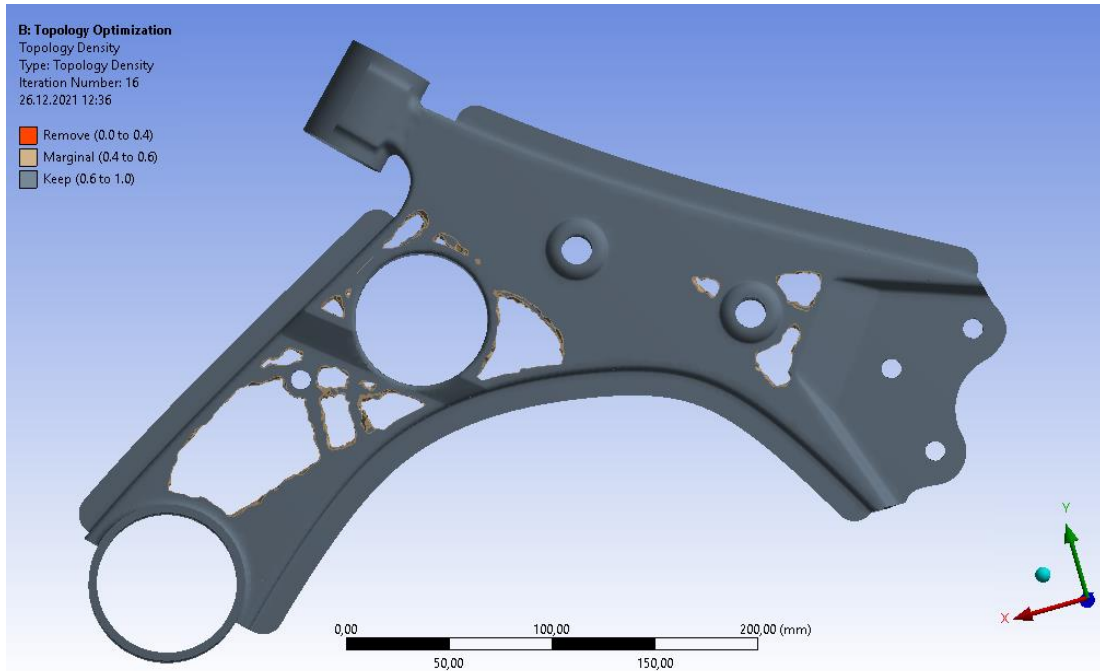
Şekil 6.22. Topoloji optimizasyonu sonrası CP 700-800 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

6.5.4. Alt Askı Kolu CP 800-1000 Malzemesi İçin Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu uygulanan modelde CP 800-1000 malzemesi için Şekil 6.23'te gösterilen boşaltma sonucu elde edilmiştir. Boşaltmanın en iyi elde edildiği malzeme türü olarak akma dayanımının yüksek olmasından dolayı CP 800-1000 malzemesi avantaja sahiptir. Bu kompleks fazlı çelik serisinin ağırlık açısından azaltmaya daha uygun olduğu sonucu bulunmuştur.

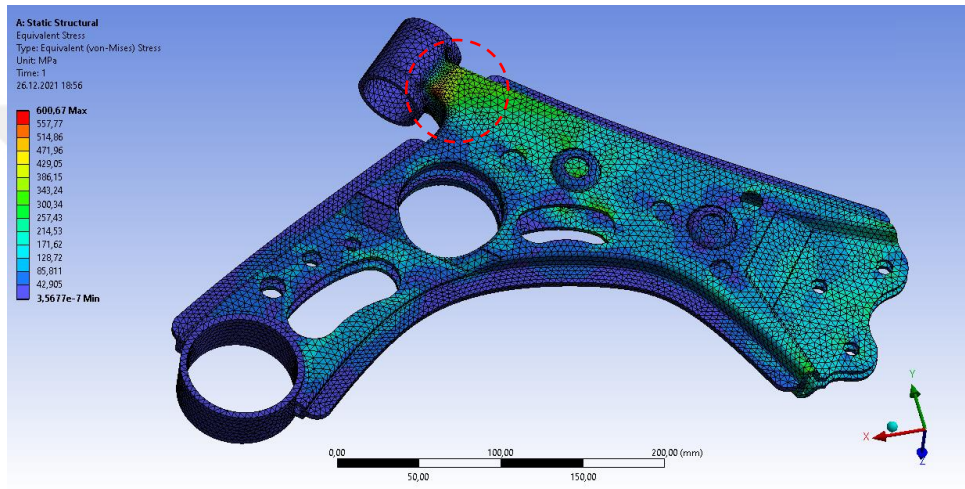
Model için elde edilen geometrinin boşaltılan kenar köşe kavisleri tekrar düzenlemiş ve analize uygun hale getirilerek daha önceki EN24 çelik malzemesi için tercih edilen statik analiz sınır şartları CP 800-1000 malzemesi için Şekil 6.11'deki gibi uygulanmıştır. B ve C noktaları sabit tutularak A noktasından 3600N'luk yük ile (engelden geçme düşey 3g) analiz uygulanmıştır. Gerilme değerlerinin yoğun olduğu lokal bölgede “face sizing” özelliği kullanılarak mesh eleman boyutu 2 mm'ye düşürülmüştür.

Sonuç olarak CP 800-1000 malzemesi için elde edilen model geometrisinin gerilme değerlerini karşıladığı ve topoloji optimizasyonu sonrası statik analizde kullanılan diğer aday çeliklerden daha iyi performans gösterdiği bulunmuştur.

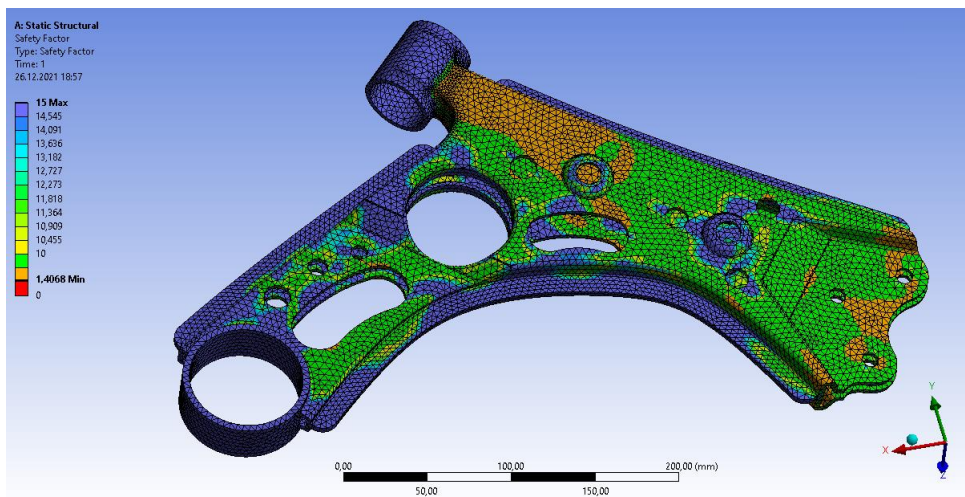


Şekil 6.23. CP 800-1000 malzemesi için Ansys’de yapılmış topoloji optimizasyonu

CP 800-1000 malzemesi için Şekil 6.24 ve Şekil 6.25'te analiz sonuçları gösterilmiş, mesh kalitesi gibi diğer parametrelerde aşağıda belirtilmiştir. Mesh özellikleri, eleman sayısı ve mesh yoğunluğu kritik gerilme bölgesinde artırılmış, doğru sonuçların elde edilmesi hedeflemiştir. Analizde tetrahedron mesh tipi ve 10 düğümlü 3 boyutlu eleman kullanılmıştır. Eleman boyutu 4 mm, maksimum eleman boyutu 6 mm, eleman kalitesi 0,775, en/boy oranı 2,1, orthogonal kalite 0,69, düğüm sayısı 118075, eleman sayısı 61769'dur. CP 800-1000 malzemesi için emniyet katsayısı 1,40 ve eşdeğer (von Mises) gerilmesi 600,67 MPa bulunmuştur.



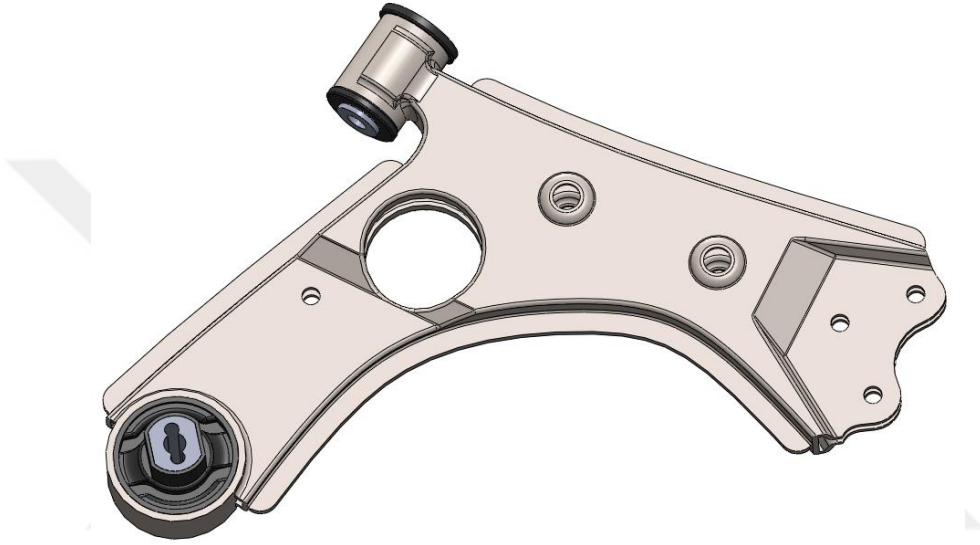
Şekil 6.24. Topoloji optimizasyonu sonrası CP 800-1000 malzemesi statik analizi için eşdeğer (von Mises) gerilme dağılımı



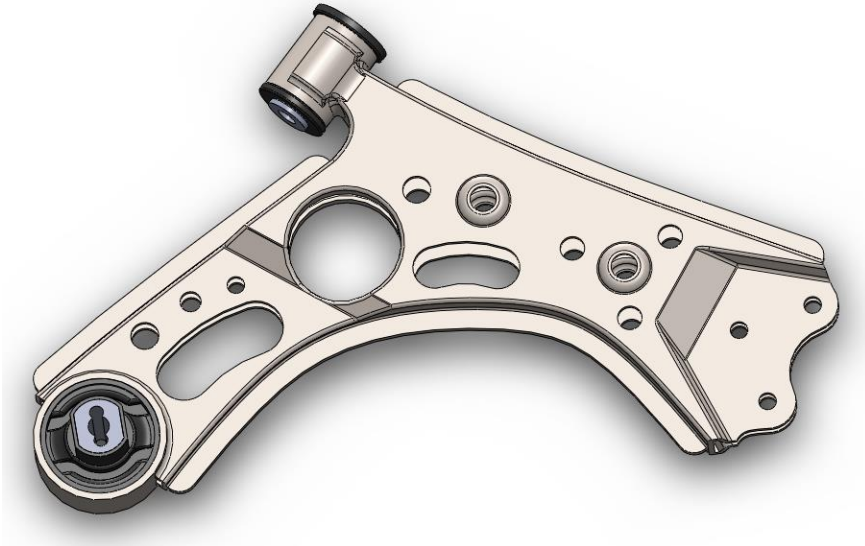
Şekil 6.25. Topoloji optimizasyonu sonrası CP 800-1000 malzemesi statik analizi için emniyet katsayısı

6.6. Topoloji Optimizasyonu Sonrası Ön Alt Askı Kolu Final Modeli

Bu bölümde topoloji optimizasyonu sonrasında elde edilen final geometrisi ve yapılan değişiklikler gösterilmektedir. Sonuçta alt askı kolu için oluşturulan ilk model ile topoloji optimizasyonu sonrası final modeli arasında %7,5 oranında ağırlık azaltma elde edilmiştir. Şekil 6.26'da Ön alt askı kolu ilk modeli ile Şekil 6.27'de topoloji optimizasyonu sonrası ön alt askı kolu final modeli verilmiştir.



Şekil 6.26. Ön alt askı kolu ilk modeli



Şekil 6.27. Topoloji optimizasyonu sonrası ön alt askı kolu final modeli

7. BULGULAR VE TARTIŞMA

7.1. Malzeme Tipinin Topoloji Optimizasyonuna Etkisi

Parça tasarımı ve topoloji optimizasyonu çalışmaları için en önemli parametre çeliğin mukavemetidir. Otomotiv endüstrisinde kullanılan HSLA çelikleri ile AHSS arasında bazı temel farklılıklar bulunmaktadır, bunlardan bir tanesi de mikro yapılarıdır. AHSS çelikleri içerisinde ferrit, perlit veya sementit yanında çok fazlı bir mikro yapıyı bulunduran çelikler olarak farklı mekanik özelliklere sahiptirler (Sezgin, 2017). Bazı AHSS türleri geleneksel çeliklerden daha üstün bir mukavemet ve süneklik dengesiyle sonuçlanan yüksek bir gerinim sertleştirme yeteneğine sahiptir. Ayrıca çok yüksek akma ve çekme dayanımları ile fırında sertleşme davranışı gösteren çeşitleri de bulunmaktadır (Keeler ve diğ., 2017).

Bu tez çalışmasında belirtilen literatür bilgileri referans alınarak 1.Nesil AHSS çelikleri içerisinde bulunan kompleks fazlı (CP), çift fazlı (DP) çelik türlerinde statik analizler ve topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Çalışmada askı kolunda kullanılan çelik türleri ve topoloji parametreleri değiştirilerek uygun yerler boşaltılmış, ağırlık bakımından hafifletilip, akma dayanımı gibi özelliklerinin yüksek olması nedeniyle topoloji optimizasyonu için elverişli olduğu görülmüştür. Kompleks fazlı ve çift fazlı çeliklerin yüksek mukavemet değerlerinin yanında hafiflik avantajlarının bulunması, gelişen otomotiv teknolojisi için ayrı bir önem arz etmektedir. Tezde kullanılan CP700/800, CP800/1000 ve DP980 malzemesi de askı kolunun topoloji optimizasyonu sonrası gerekli mukavemete sahip olup ağırlık azaltmayı desteklemesi açısından önemlidir.

7.2. Maliyet etkisi

Alt askı kolu malzemesi olarak kompleks fazlı çelik ve çift fazlı çeliklerden bazı seriler tez çalışmasında yol şartına bağlı olarak analizlerde tercih edilmiştir. Çift fazlı çelikler (DP) yüksek dayanım, şekil verilebilirlik, iyi kaynak edilebilirlik, hafiflik, temin edilme kolaylığı ve maliyet avantajları sayesinde piyasada en çok kullanılan çelik türleridir. Çift fazlı (DP) çeliklerde, ferrit ve martenzit fazı ikisi bir arada bulunmaktadır. Ferrit fazı malzemeye süneklik kazandırırken martenzit faz yapısı da malzemenin mukavemet kabiliyetini artırmaktadır. DP600, DP800 ve DP1000 çelikleri günümüz otomotiv endüstrinde yaygın olarak kullanılmaktadır (Sezgin, 2017).

Kompleks fazlı çelikler, çift fazlı çeliklere göre daha yüksek şekillendirilebilirliğe sahip oldukları gibi martenzit ve ferrit fazının yanında bir miktar beyritte içerirler. Kompleks fazlı çeliklerin mukavemet değerleri 800 MPa ile 1180 MPa arasında bulunmaktadır (Karaçalı, 2015). Maliyet açısından da bakıldığında malzeme çeşidi, ağırlık azalması ve birim fiyat etkisi gibi nedenlerden dolayı askı kolu topoloji optimizasyonu için DP980 çift fazlı, CP700/800 ve CP 800/1000 kompleks fazlı çelikleri tercih edilmiştir. Tablo 7.1’de belirtildiği gibi dökme demir, yumuşak çelik veya alüminyum yerine yüksek mukavemetli çelik kullanmanın maliyet açısından avantajlı olduğu görülmektedir.

Tablo 7.1. Hafif otomotiv malzemelerinin ağırlık kazancı ve birim fiyat karşılaştırması (Kazdal ve diğ., 2008)

HAFİF MALZEME	DEĞİŞTİRİLEN MALZEME	AĞIRLIÇA AZALMASI %	FİYAT (PARÇA BAŞINA)
Yüksek Mukavemetli Çelik	Yumuşak Çelik	10–25	1
Alüminyum	Çelik, Dökme Demir	40–60	1,3–2
Magnezyum	Çelik veya Dökme Demir	60–75	1,5–2,5
Magnezyum	Alüminyum	25–35	1–1,5
Cam, FRP, Kompozit	Çelik	25–35	1–1,5
Karbon, FRP, Kompozit	Çelik	50–60	2–10+
AL matris, Kompozit	Çelik veya Dökme Demir	50–65	1,5–3+
Titanyum	Alaşımlı Çelik	40–55	1,5–10+
Paslanmaz Çelik	Karbon Çeliği	20–45	1,2–1,7

7.3. Emniyet Katsayısı ve Gerilme Değerlerinin Etkisi

Alt askı kolu malzemesi için öncelikle geniş bir malzeme listesi oluşturulmuştur. Aracın 1.Yol şartına bağlı olarak 1200 N da yaklaşık 10 malzeme çeşidi kullanılmıştır. Bu malzemeler AISI 1040, CP 350/500, CP700/800, CP800/1000, DP600, DP780, DP 980, EN24, Fe590, HSLA550 ve FB600 dür. Belirlenen malzemelerde 1. ve 2.Yol şartı için pek çok statik analiz uygulanmış ve malzemelerin topoloji optimizasyonu açısından uygun olduğu görülmüştür. 2.Yol şartı için Ansys programı topoloji optimizasyon modülü kullanılmıştır. Tam yük durumunda emniyet katsayısı dikkate alınarak dört malzeme ile sınırlandırılmıştır. Analiz sonuçları incelendiğinde bu malzemelerin akma değerlerinin referans değerlerin biraz üstünde olduğu görülmektedir.

2.Yol şartı hendekten geçme yani düşey 3g maksimum yük durumunda emniyet katsayısı açısından uygun oldukları görülebilir.

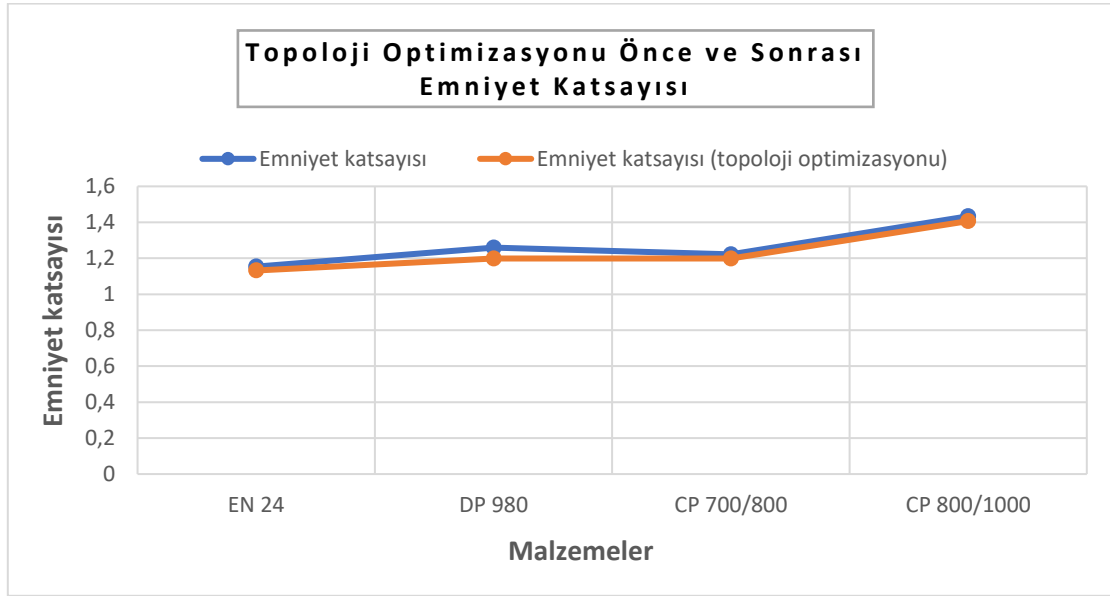
SE analizlerinde tam yük durumunda düşey 3g ivmesi 3600N için ön alt askı kolunda tercih edilen EN 24, DP 980, CP 700/800, CP 800/1000 malzemeleridir. Şekil 7.1’de modele ait topoloji optimizasyonu önce ve sonrası kullanılan malzeme çeşitlerinin emniyet katsayısı karşılaştırılmıştır.



Şekil 7.1. Malzeme çeşitlerine göre topoloji optimizasyonu aşamaları

Topoloji optimizasyonu sonrası izin verilen emniyet katsayısı ve gerilme değerleri dikkate alındığında ağırlıkça azalma kompleks fazlı CP 800/1000 çelik malzemesinde daha fazla görülmüştür. EN 24 çelik malzemesinde ise diğer aday çeliklere göre ağırlıkça azalma düşüktür. DP 980 ve CP 700/800 çelik serilerinin ağırlıkça yakın değerlere sahip olduğu bulunmuştur. Çelik malzemelerin topoloji optimizasyonu sonrası yapılan statik analizler sonucu elde edilen emniyet katsayısı değerleri ve malzeme özelliklerinin referans alınması ile bu sonuçlara varılmıştır. Topoloji optimizasyonunda amaç optimizasyon sonrası izin verilen güvenlik ve gerilme değerleri gibi kısıtlamalara bağlı olarak modelden uygun boşaltmaları sağlamaktır. Yapılan çalışmada bu amaca yönelik istenilen sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 7.2’de verilen grafikte ilk model ile topoloji optimizasyonu sonrası elde edilen nihai model için kullanılan malzeme çeşitlerinin emniyet katsayısı karşılaştırılmıştır. Grafikten de anlaşıldığı gibi malzemelerin topoloji sonrası emniyet katsayılarında gözle görülür bir düşüş bulunmamaktadır.



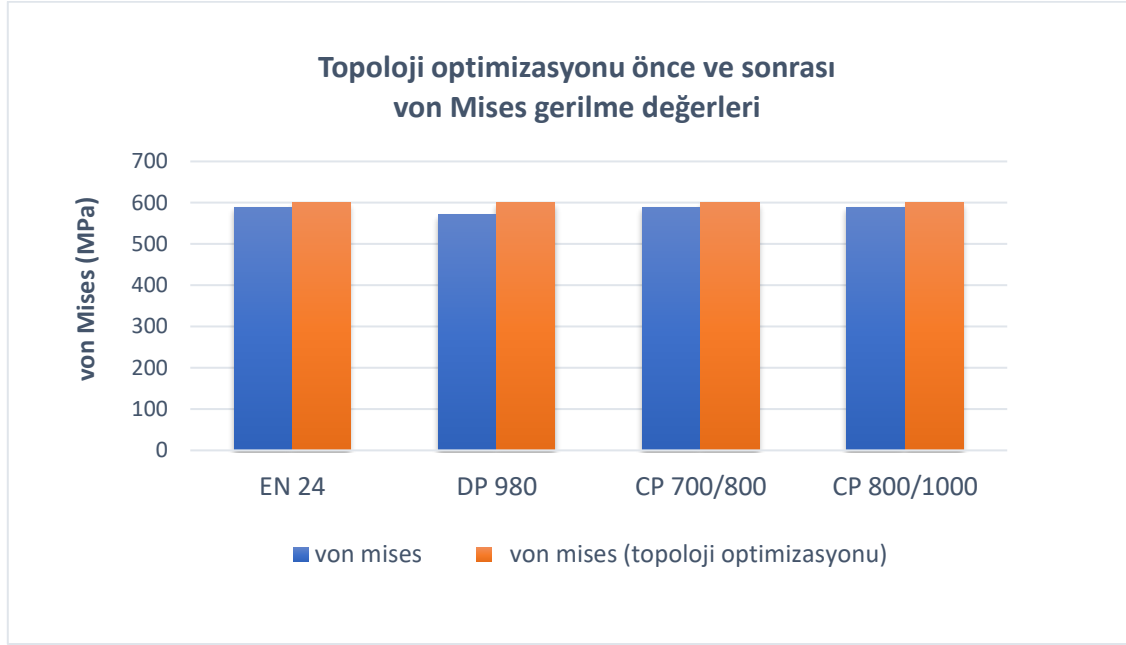
Şekil 7.2. Topoloji optimizasyonu önce ve sonrası emniyet katsayısı

Sonuç olarak bu durum topolojinin kritik gerilme bölgesinden uzak olduğunu ve model üzerinde boşaltma işleminin en uygun bölgelerde gerçekleştiğini göstermektedir. DP980 ve CP 700/800 malzemeleri emniyet katsayıları bakımından yakın değerler almıştır. CP 800/1000 malzemesinin akma dayanımının 845 MPa civarında olmasından dolayı emniyet katsayısı en yüksek değerde bulunmuştur.

Analiz sonuçlarına göre EN 24 malzemesi güvenlik değerleri düşük çıksa da düşey 3g ivme ile maksimum yük durumunda emniyet katsayısı açısından istenilen güvenlik değerlerini karşılamaktadır.

Alt askı kolu modelinde kullanılan malzeme türüne göre topoloji optimizasyonun önce ve sonrası von Mises gerilme değerleri Şekil 7.3’te grafikte verilmiştir. Grafiğe bakıldığında optimizasyon sonrası belirgin bir gerilme artışı olmadığı gibi emniyet katsayısının da aynı seviyelerde kaldığı görülmektedir. Eğer uygun olmayan bölgelerden boşaltmalar gerçekleştirilseydi gerilme değerlerine bağlı olarak emniyet katsayısında

ciddi farklılıklar görülebilirdi. Bu durum modelin geometrisine bağlı olarak topoloji optimizasyonunun en uygun bölgelerden boşaltma ile gerçekleştiğini göstermektedir. Topoloji optimizasyonu önce ve sonrasına ait her iki durumda da akma dayanımları yüksek aynı tür çelikler kullanılmıştır.



Şekil 7.3. Topoloji optimizasyonu önce ve sonrası von Mises gerilme değerleri

7.4. Seri Üretime Uygunluğunun Değerlendirilmesi

Askı kolunda sac metal kullanımının seri üretim, maliyet, tamir edilebilirlik ve uzun süre kullanım bakımından avantajı bulunmaktadır. Model geometrisine yapılabilecek ek iyileştirmelerle kritik gerilme bölgelerinde güvenlik değerlerini yükseltmek ve topolojiye uygun boşaltmayı artırmak ayrı bir avantaj sağlayabilmektedir. Ancak askı kolunun geometrisini etkileyecek böyle bir gereksinim, ek maliyet ve imal edilebilirlik sürecinde zaman kaybı nedeniyle göz ardı edilmiştir. Hafiflik ve düşük maliyetin yanında alt askı kolu için aranan özelliklerden biri de işlenebilirlik özelliğinin iyi olmasıdır. Çelik sac askı kolunun tercihen kullanılmasının ana avantajı çok ucuz, pratik ve seri üretilenleridir. İmalat teknolojisinde önemli bir payı olan çelikler özellikle ince levhalar lazer kesime uygun olmalarından dolayı sıkça tercih edilir. Sac levhalar katman halinde bulundurulduğunda gerekirse plazma kesimde kullanılabilmektedir. Sac metal askı kolunun seri üretimi kolay olup, estetik açıdan hoş bir tasarım sunmaktadır (Kumar ve Dayakar, 2015).

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Alt askı kolu üzerinde topoloji optimizasyonu için birçok araştırma yapılmış olduğu literatür çalışmalarında görülmektedir. Yapılan analiz ve topoloji çalışmaları incelendiğinde, montaj sırasında kullanılan burçların tümleşik halde analiz çalışmalarında kullanılmadığı, sadece gövde kısmının topoloji optimizasyonu yapıldığı görülmüştür (Kim ve diğ., 2013). Topoloji optimizasyonu çalışmalarında çoğunlukla binek tipi araçlarda kullanılan askı kollarının referans alındığı gözlemlenmiştir.

Bu doktora tezi çalışmasında Türkiye'nin en büyük ihracat kalemine sahip olan hafif ticari bir aracın alt askı kolu kullanılarak, statik analizler ve topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır. Çalışma sonunda askı kolunda kullanılan çelik türleri ve topoloji parametreleri değiştirilerek ağırlık bakımından hafifletilip mukavim özelliklerin iyileştirilebilir olduğu görülmüştür. Kompleks fazlı (CP) ve çift fazlı (DP) çeliklerin yüksek mukavemet değerlerinin yanında hafiflik avantajlarının bulunması, gelişen otomotiv teknolojisi için ayrı bir önem arz etmektedir. Tezde kullanılan CP700/800, CP800/1000 ve DP980 malzemesi de askı kolunun topoloji optimizasyonu sonrası gerekli mukavemete sahip olup ağırlık azaltmayı desteklemesi açısından önemlidir. Optimizasyon sonrası nihai tasarımda %7,5 ağırlık azalmasının elde edilmesi yakıt tasarrufu ve emisyon değerlerinin azaltılması bakımından otomotiv endüstrisinde bu malzeme türlerinin daha sık tercih edileceğinin bir göstergesidir. Amerikan çelik endüstrisinin çeşitli yeni otomotiv çeliklerini piyasaya sürerken aynı zamanda gelişmiş malzemelere ve üretim teknolojilerine yatırım yapmaya devam ettiği belirtilmektedir. Bu gelişmiş yüksek dayanımlı çelikler (AHSS) mukavim, daha hafif ve bir aracın ömür boyu karbon etkisinin azaltılmasına yardımcı olmaktadır. Bu durum otomobil üreticilerinin güvenlik standartlarını korurken araç kütlelerinin azaltılmasına imkân tanımaktadır. Bunun yanında yakıt ekonomisini artırmasına ve egzoz emisyonlarının azaltılmasına olanak sağladığı da bilinmektedir. AHSS'nin mevcut kalitelerinin kullanılması bir aracın yapısal ağırlığının %25'e kadar azaltılabilmesi açısından önemlidir. Bunun yanında toplam yaşam döngüsü için CO₂ emisyonlarını azaltmada önemli bir payı olduğu bilinmektedir (American Iron and Steel Institute, 2022).

Analiz sonuçlarından elde edilen veriler kullanılarak (sınır şartları, malzeme türleri, statik yük durumları, mesh modelleme ve topoloji optimizasyonu gibi) alt askı kolu üretimi

yapan firmalara referans olması bakımından bu bilgiler doktora tez çalışmasında ayrıntılı olarak verilmiştir. Analiz ve topoloji optimizasyonu çalışmasından elde edilen verilerin görsel olarak dokümantasyonu yapılmıştır. Endüstriyel ve ekonomik açıdan askı kolu için önemli olan maliyet, işlenebilirlik ve ağırlık azaltma gibi parametreler ayrı bir prosedür olarak değerlendirilmiştir.

Doktora çalışmasında analiz ve topoloji optimizasyonu için kullanılan malzeme türleri, yurtdışında kullanılmakta olan ancak ülkemizde henüz yeni kullanılması arzu edilen çelik malzemelerdir. Önerilen CP700/800 ve DP980 çift fazlı çelik malzemesi mevcut kullanılan malzemelerden daha ucuz ve yüksek dayanım yönünden de önemli bir avantaja sahiptir. Bu nedenle doktora tezinde askı kolu için önerilen malzemelerin kullanılması, maliyeti ve ağırlığı azaltırken ürün dayanımını artırarak çok yönlü faydalar sağlamaktadır. Ayrıca çalışmada süspansiyon sistemine ait statik denge şartları kapsamlı bir şekilde dikkate alınarak matematiksel model ortaya çıkartılmış ve genel bir formül elde edilmiştir. Bu sayede süspansiyon sistemi üzerine mukavemet analizleri yapmak isteyen araştırmacılara daha doğru hesaplamalar için olanak sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

- Abay, T. (2018). Static Analysis of Kevlar/E-glass Hybrid Composite Lower Control Arm for Light Weight Vehicle. Addis Ababa: Addis Ababa University Addis Ababa Institute Of Technology School Of Mechanical And Industrial Engineering.
- AbdulRahman, M. H., ve Salleh, M. S. (2018). Design and Optimization of Front Lower Control Arm (FLCA) for C Segment Passenger Car. *International Journal of Engineering ve Technology*, 71-75.
- Akgünoğlu, A., ve Erzincanlı, F. (2019). Salıncak Kolu Burçlarının Çıkma Yükünü Etkileyen Parametrelerin İncelenmesi. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 7(1), 729-747.
- Aslan, B. (2019). Yenilikçi Tasarım Yöntemleri Kullanarak Eklemeli İmalata Yönelik Optimum Ürün Geliştirilmesi. Bursa: Bursa Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Bachman, K. (2018). Lightweighting still dominates Great Designs in Steel. The Fabricators ve Manufacturers Association, International.
- Balkan, G. (2018). 12 Tonluk Bir 4x4 Yol Dışı (Off-Road) Aracı İçin Ön Bağımsız Askı Sisteminin Bilgisayar Destekli Tasarımı Ve Optimizasyonu. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Barton, D., ve Fieldhouse, J. (2018). *Automotive Chassis Engineering*. Leeds, UK: Springer International Publishing AG.
- Bendsoe, M. P., ve Sigmund, O. (2003). *Topology Optimization Theory, Methods and Applications*. Berlin: Springer.
- Biglete, E., Manuel, M. C., Arellano, E. A., De La Cruz1,, C., Monteverde, B. J., Cruz, J. D., ve Tud, R. (2020). Topology Optimization and Strength Performance. *2020 IEEE 12th International Conference on Humanoid, Nanotechnology, Information Technology, Communication and Control, Environment, and Management (HNICEM)* |.
- Ceylan, İ. (2008). Metallerin Plastik Şekillendirilmesin de Kullanılan Malzeme Modellerinin Sonlu Elemanlar ile Analizi. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı.
- Chang, K. H. (2015). *Design Theory and Methods using CAD/CAE*. London: Elsevier.
- Dean, J. (2020). Introduction to the Finite Element Method (FEM). *The Direct Stiffness Method and the Global Stiffness Matrix*. University of Cambridge Department of Materials Science and Metallurgy.

- Demiray, E. (2021). Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş. Lean Engineer.
- Demircioğlu, T. K. (2007). Bir Araç Modelinin Aerodinamik Analizi Ve Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Simülasyonu. Balıkesir: Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Dhore, R., ve Thorat, M. L. (2019). Experimental Analysis And Topology Optimization Of Lower Suspension Arm Of Car. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, 06(03), 7605-7609.
- Düzcan, Y. (2019). Yapısal Optimizasyon Teknikleri İle Taşıt Süspansiyon Bileşenlerinin Geliştirilmesi. Bursa: Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Fuchs, H., ve Salmon, R. (2011). Lightweight MacPherson Strut Suspension Front Lower Control Arm Design Development. *SAE International*(SAE International).
- Gardan, N., ve Schneider, A. (2014). Topological optimization of internal patterns and support in additive manufacturing. *Journal of Manufacturing Systems*(37), 417–425.
- Gök, A., ve Gök, K. (2018). *Ansys Workbench*. İstanbul: Abaküs Kitap.
- Göv, İ., ve Kütük, M. A. (2007). Topoloji Optimizasyonunda Eleman Silme Metodunun Uygulanması. *XV. Ulusal Mekanik Kongresi*, (s. 438-446). Isparta.
- Gunjan, P., ve Sarda, A. (2018). Design and Analysis of Front Lower Control Arm by Using Topology Optimization. (s. Vol-4 Issue-2). Bhilai: www.ijariie.com.
- Güler, D. (2006). Dynamic Analysis Of Double Wishbone Suspension. İzmir: İzmir Institute of Technology.
- Gültekin, K. (2020). Akma ve Kırılma Kriterleri. *Mukavemet II Ders Notları*. Samsun: Ondokuz Mayıs Üniversitesi.
- Hatipoğlu, M. (2015). Topology Optimization Method And Automotive Bracket Optimization. İstanbul: İstanbul Technical University Department of Mechanical Engineering.
- Heißing, B., ve Ersoy, M. (2011). *Chassis Handbook*. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2011.
- İpek, S. (2011). Doğru Mesh Üretiminin Çözüm Üzerindeki Etkileri. Isparta: Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Anabilim Dalı.
- Kahraman, F., ve Küçük , M. (2020). Otomotiv Endüstrisinde Topoloji Optimizasyonu ile Ağırlık Azaltma Uygulaması Üzerine Bir Araştırma. *European Journal of Science and Technology*(20), 623-631.

- Karaçalı, G. (2015). Soğuk Haddelenmiş Çift Fazlı Dp600 Kalite Çeliklerin Yaşlanma Davranışının İncelenmesi. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Kazdal, H., Aydın, H., Teymur, B., Deniz, A., ve Kubilay, C. (2008, 02 20). Otomotiv Endüstrisi ve Çelik. *Yeni Nesil Çelikler*. Kocaeli, Kocaeli/Gebze, Türkiye: Türkiye Bilimsel Ve Teknolojik Araştırma Kurumu Marmara Araştırma Merkezi.
- Keeler, S., Kimchi, M., ve Mooney, P. J. (2017, April). *Advanced High-Strength Steels Application Guidelines*. Middletown: WorldAutoSteel.
- Khode, S., Patil, N., ve Gaikwad, B. (2017). Design Optimization of a Lower Control Arm of Suspension System in a LCV by using Topological Approach . *International Journal of Innovative Research in Science*. Maharashtra
- Kılıç, S., Öztürk, F., ve Toros, S. (2019). Çelik, Alüminyum ve Titanyum Alaşımlarında Hu2003 Akma Kriteri Performansının Araştırılması. *MAKÜ-Uyg. Bil. Derg*, 1(3), 1-18.
- Kim, D.-H., Choi, D.-H., ve Kim, H.-S. (2013). Design optimization of a carbon fiber reinforced composite automotive. www.elsevier.com/locate/compositesb, 400–407.
- Koşaroğlu, E. S., ve Khalikov, F. (2009). Static Failure Theories. *Lecture Notes*. Ankara: Orta Dogu Teknik Üniversitesi.
- Kulkarni, K. V., Shinde, S., ve Kelkar, S. S. (2016). Static Analysis and Topology Optimization of Upper Control Arm. *Imperial Journal of Interdisciplinary Research (IJIR)*, 2(10), 207-213.
- Kumar, B., ve Dayakar. (2015). Design and Analysis of Sheet Metal Control Arm. *International Journal of Science and Research (IJSR)*, 4(11), 1241-1248.
- Kutlak, H., ve Uygur, İ. (2014). Ticari Araç Sac Salıncak Düzeninin Sonlu Elemanlar Metodu İle Yorulma Analizi. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 2(1), 235–250.
- Lee, D. C., ve Lee, J. I. (2003). Structural optimization concept for the design of an aluminium control arm. *Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217 Part D: J. Automobile Engineering*.
- Matsimbi, M., Nziu, P. K., Masu, L. M., ve Maringa, M. (2020). Topology Optimization of Automotive Body Structures. *International Journal of Engineering Research and Technology*, 13(12), 4282-4296.
- Meywerk, M. (2015). *Vehicle Dynamics*. Helmut-Schmidt-University (University of the Federal Armed Forces Hamburg),: John Wiley ve Sons Ltd.

- Okuturlar, H. (2018). Bir Binek Araç Süspansiyon Sisteminin Nümerik ve Deneysel Dinamik Analizi. Konya: Necmettin Erbakan Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı.
- Ovalı, İ., ve Esen, C. (2017). *Ansys Workbench Eğitim Kitabı*. İstanbul: Kodlab.
- Özçelik, M. (2011). Taşıt Askı Sistemi Elemanlarının Farklı Yol Koşulları İçin Parametrik Kütle Optimizasyonu. İzmir: Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Pawar, A. R., Bodke, M. V., ve Wankhade, A. R. (2017). Static Structural Analysis ve Optimization of Concept Automotive A-Arm. *International Journal of Recent Trends in Engineering ve Research (IJRTER)*, 03(12), 122-128.
- Poyraz, M. (2004). Bir Kamyon Şasisinin Yapısal Optimizasyonu. İstanbul: İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- Putgöl, Y., ve Altıparmak, D. (2016). Taşıt Süspansiyon Sistemi Çeşitleri ve Ön Düzen Geometrisine Etkileri. *Journal of Polytechnic*, 19(2), 195-202.
- Rill, G. (2007). *Vehicle Dynamics*. Brasil: Fachhochschule Regensburg University Of Applied Sciences.
- Salih, A. A. (2020). *Finite Element Method*. India: Indian Institute of Space Science and Technology Department of Aerospace Engineering.
- Sezgin, C. T. (2017). Otomotiv Endüstrisinde Yeni Nesil Çelik Kullanımının Önemi. *Akademia Mühendislik ve Fen Bilimleri Dergi*, 205-210.
- Shojaee, M., Midawi, A. R., Barber, B., Ghassemİ, H., Worswick, M., ve Biro, E. (2021). Mechanical properties and failure behavior of resistance spot welded third-generation advanced high strength steels. *The Society of Manufacturing Engineers*, 364-372.
- Solanki, V. V., ve Patel, N. S. (2014). Static Analysis and Geometric Optimization of Independent Suspension Link. *International Journal of Thesis Projects and Dissertations (IJTPD)*, 2(2), 47-57.
- Song, Z., ve Zhao, X. (2017). Research on Lightweight Design of Automobile Lower Arm Based on Carbon Fiber Materials. *World Journal of Engineering and Technology*(5), 730-742.
- Taksande, S., ve Vanalkar, A. (2015). Design, Modeling and Failure Analysis of Car Front Suspension Lower Arm. *International Journal of Science Technology ve Engineering* (s. 2349). Nagpur, India: IJSTE.

- Tang, L., Wu, J., Liu, J., Jiang, C., ve Shangguan, W.-B. (2015). Topology Optimization and Performance Calculation for Control Arms of a Suspension. *Advances in Mechanical Engineering*.
- Tasdemir, T. E. (2016). Analiz Mühendisinin El Kitabı. *Autodesk Student Community*. Autodesk .
- Topaç , M. M., Bahar, E., Kaplan, A., ve Sarıkaya, E. Z. (2017). Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla, Askeri Taşıt Bağımsız Ön Süspansiyonu için Alt Salıncak Tasarımı. *İdefis 2017. Uluslararası Savunma Sanayi II. Sempozyumu*.
- Topaç, M. M., Kuralay, N. S., ve Bahar, İ. (2016). Çok Amaçlı Bir Taşıtın Ön Aks Diferansiyel Kovanının Farklı Sürüş Koşulları için Kütle ve Gerilme Optimizasyonu. *Düzce Üniversitesi Bilim ve Teknoloji Dergisi*, 4(2), 501-513.
- Topaç, M. M., Özmen, B., Deryal, U., ve Selbes, O. (2017). Özel Tip Bir Yarı Römork İçin Bağımsız Süspansiyon Sistemi Tasarımı Kavramsal Tasarım Çalışmaları. *International Engineering Research Symposium. Düzce*.
- URL-1:<https://www.3dnatives.com/de/top-10-cad-software-fuer-jedes-niveau>, (Ziyaret tarihi: 7 Şubat 2022)
- URL-2:<https://ahssinsights.org/tag/defining-ahss/WorldAutoSteel>, (Ziyaret tarihi: 9 Şubat 2022)
- URL-3:<https://www.caradisiac.com/modele--fiat-doblo-cargo-2/photo/>, (Ziyaret tarihi: 18 Şubat 2022)
- URL-4:<https://www.steel.org/steel-markets/automotive/>, (Ziyaret tarihi: 19 Şubat 2022)
- Vasiljević, S., Aleksić, N., Rajković, D., Đukić, R., Šarenac, M., ve Banković, N. (2018). The Benefits Of Application Of Cad/Cae Technology In The Development Of Vehicles In The Automotive Industry. *Acta Technica Corviniensis – Bulletin Of Engineering*, 83-88.
- Wang, K., Yang, D., ve Ma, D. (2013). Multi-objective structure optimization design. *Advanced Materials Research Vols.*, 420-427.
- Yende, S. V., ve Burande, D. H. (2020). Static Structural Analysis and Topology Optimization of Lower Control Arm for LMV. *The IUP Journal of Mechanical Engineering*, Vol. XIII(Nos. 2ve3), 108-120.
- Yoo, S., Doh, J., Lim, J., Kang, O., Lee, J., ve Kang, K. (2017). Topologically Optimized Shape Of Cfrp Front Lower. *International Journal of Automotive Technology*, 625–630.
- Zhao, L., Zheng, S., Feng, J., ve Hong, Q. (2012). Dynamic Structure Optimization Design of Lower Control Arm Based on ESL. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 4(22), 4871-4878.

ÖZGEÇMİŞ

Lisans öğrenimini 2002 yılında Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nde ve yüksek lisans öğrenimini 2006 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Mekatronik Mühendisliği Anabilim dalında tamamladı. Ayrıca 2004 yılından itibaren Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekatronik Mühendisliği ve Makine Mühendisliği Bölümlerinde Araştırma Görevlisi olarak çalıştı. Halen Kocaeli Üniversitesi Kocaeli Meslek Yüksekokulu Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü'nde Öğretim Görevlisi olarak görev yapmaktadır.

