

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN MOTOR TRAVERSİNİN YAPISAL
OPTİMİZASYONU**

ÖZGÜN HÖKE

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. MEHMET BOZCA**

İSTANBUL, 2016

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN MOTOR TRAVERSİNİN YAPISAL
OPTİMİZASYONU**

Özgün HÖKE tarafından hazırlanan tez çalışması 22.11.2016 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Mehmet Bozca
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Mehmet Bozca
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Muharrem E. Boğoçlu
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Erol Akata
İstanbul Aydın Üniversitesi

ÖNSÖZ

Yüksek lisans tez çalışmam süresince bilgi ve desteğini esirgemeyen, çalışmamı zamanında tamamlamam için bu süreçte karşılaştığım engelleri aşmamda her zaman yardımcı olan danışmanım ve değerli hocam Sn. Doç. Dr. Mehmet BOZCA 'ya,

Çalışmam esnasında teknik desteğini esirgemeyen FORD OTOSAN A.Ş. Ürün Geliştirme Ekip Lideri Sn. Engin Şenol'a,

Sevgi ve güveniyle her zaman yanımda olan sevgilimi aileme,

Sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Kasım, 2016

Özgün HÖKE

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
KISALTMA LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ.....	vii
TABLO LİSTESİ.....	ix
ÖZET	x
ABSTRACT.....	xii
BÖLÜM 1	
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	7
1.3 Hipotez	9
BÖLÜM 2	
2.1 Optimizasyon ve Ağırlık.....	10
2.2 Optimizasyonun Tanımı	11
2.3 Yapısal Optimizasyon	13
2.3.1 Topoloji Optimizasyonu	14
2.3.1.1 Ayrık Yapılarda Topoloji Optimizasyonu	17
2.3.1.2 Sürekli Yapılarda Topoloji Optimizasyonu	17
2.3.1.2.1 Homojenleştirme Metodu	17
2.3.1.2.2 Yoğunluk Metodu	18
2.3.1.2.3 Evrimsel Metot	21
2.3.2 Topografi Optimizasyonu	22
2.3.3 Boyut Optimizasyonu	23
2.3.4 Topometri Optimizasyonu	24
2.3.5 Şekil Optimizasyonu	24
2.3.6 Serbest Form Optimizasyonu	25
2.4 Yapısal Optimizasyon Yöntemlerinin Kıyaslanması.....	25
BÖLÜM 3	

3.1 Eğilme Rijitliği.....	27
3.2 Burulma Rijitliği.....	27
3.3 Motor Traversi	28
3.4. Optimizasyon Programı	31
3.5 Motor Traversinin Yapısal Optimizasyonu	35
3.5.1 Tasarım Alanının Oluşturulması	35
3.5.2 Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması	35
3.5.3 Sonlu Elemanlar Çözümü	39
3.5.4 Katı Modelin Oluşturulması	42
3.5.5 Sonlu Elemanlar Modelinin Yeniden Oluşturulması	43
3.6 Motor Traversinin Deneme Yanılma Metodu ile Optimizasyonu	46
3.6.1 Deneme Yanılma Optimizasyonu-1.....	47
3.6.1.1 Katı Modelin Oluşturulması	47
3.6.1.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması.....	48
3.6.2 Deneme Yanılma Optimizasyonu-2.....	49
3.6.2.1 Katı Modelin Oluşturulması	49
3.6.2.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	50
3.7 Statik Rijitlik Kıyaslaması.....	51
3.8 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması.....	53
3.8.1 Sol Motor Takoza Tarafı Dinamik Rijitlik Kıyaslaması	54
3.8.1.1 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-X Eksenine	54
3.8.1.2 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Y Eksenine	55
3.8.1.3 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Z Eksenine	55
3.8.1.4 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-X Eksenine	56
3.8.1.5 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Y Eksenine.....	57
3.8.1.6 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Z Eksenine.....	57
3.8.2 Sağ Motor Takoza Tarafı Dinamik Rijitlik Kıyaslaması	58
3.8.2.1 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-X Eksenine	58
3.8.2.2 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Y Eksenine	59
3.8.2.3 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Z Eksenine	59
3.8.2.4 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-X Eksenine	60
3.8.2.5 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Y Eksenine.....	60
3.8.2.6 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Z Eksenine.....	61
3.9 Doğrusal Dayanım Analizi Kıyaslaması.....	61
3.9.1 Motor Traversi Üst Panel Kıyaslamalı Doğrusal Dayanım Analizi	62
3.9.2 Motor Traversi Alt Panel Kıyaslamalı Doğrusal Dayanım Analizi	63
3.9.3 Motor Traversi Kule Kıyaslamalı Doğrusal Dayanım Analizi	65
3.10 Optimizasyon Çalışmasının Üretilebilirlik Açısından İncelenmesi	67
3.10.1 Üst Panel Sacının Üretilebilirlik Açısından İncelenmesi	69
3.10.2 Alt Panel Sacının Üretilebilirlik Açısından İncelenmesi.....	71
3.11 Sonuç.....	73

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER	76
KAYNAKLAR.....	78
ÖZGEÇMİŞ	80

KISALTMA LİSTESİ

$F(X)$:	Amaç Fonksiyonu
$g_j(X)$:	Eşitsizlik Kısıt Fonksiyonu
$h_k(X)$:	Eşitlik Kısıt Fonksiyonu
X_i^l :	Yan Kısıt Fonksiyonu
x_j^u :	Tasarım Değişkenin Üst Sınırı
x_j^l :	Tasarım Değişkenin Alt Sınırı
m :	Toplam Tasarım Değişkeni Sayısı
E :	Elastisite Modülü
ρ :	Malzeme Yoğunluğu
E^0 :	Malzemenin Young Modülü
ρ_j :	J 'inci Elemanın Yoğunluğu
ρ_o :	Orijinal Malzemenin Yoğunluğu
x_j :	J 'inci Malzemenin Pseudo Yoğunluğu
K_0 :	Malzemenin Rijitliği
p :	Cezalandırma Kuvveti
T :	Parçaya Etkiyen Tork
$\emptyset$:	Burulma Açısı
NU :	Poisson Oranı
RHO :	Kütle Yoğunluğu

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 1.1 Optimizasyon Akış Şeması.....	4
Şekil 1.2 Burulmaya Zorlanan Araç Gövdesi.....	5
Şekil 1.3 Farklı Optimizasyon Yöntemlerinin Rijitlik Üzerindeki Etkisi Grafiği.....	6
Şekil 2.1 Topoloji Optimizasyon Sonrası Süreç Şeması.....	15
Şekil 2.2 Parçalanmamış ve Parçalanmış Tasarım Alanı	16
Şekil 2.3 Örnek Tasarım Alanına Topoloji Optimizasyonu Uygulanması Örneği.....	17
Şekil 2.4 SIMP Metodu ile Yapılan Optimizasyonda İterasyon Grafiği	19
Şekil 2.5 Yoğunluk Metodu Akış Şeması	20
Şekil 2.6 Evrimsel Metot ile Yapılan Optimizasyonda İterasyon Grafiği.....	22
Şekil 2.7 Örnek Tasarım Alanına Boyut Optimizasyonu Uygulanması Örneği.....	23
Şekil 2.8 Tasarım Alanı, Topoloji Optimizasyonu, Topografi Optimizasyonu.....	24
Şekil 2.9 Şekil Optimizasyonu Uygulama Örneği.....	25
Şekil 3.1 Araç Viraj Dönme Durumu.....	28
Şekil 3.2 Örnek Motor Traversleri	28
Şekil 3.3 Travers Form Çeşitleri.....	29
Şekil 3.4 Temel Seviye Motor Traversi Katı Modeli.....	29
Şekil 3.5 Motor Traversinin Motor ve Motor Takozları İle Bağlantısı	30
Şekil 3.6 Motor Traversi Blok Diyagramı.....	30
Şekil 3.7 Traversin Tasarım Alanı	35
Şekil 3.8 Tasarım Alanının Sonlu Elamanlar Modeli	36
Şekil 3.9 Rijitlik İçin Model Oluşturulması.....	37
Şekil 3.10 Gerilme Analizi İçin Kurulan Model.....	37
Şekil 3.11 Topoloji Optimizasyonu Çıktısı.....	41
Şekil 3.12 Topografi Optimizasyonu Çıktısı.....	42
Şekil 3.13 Optimizasyon Çıktısının Katı Modele Dönüştürülmesi.....	43
Şekil 3.14 Üst Panel Sacı Mesh Modeli.....	43
Şekil 3.15 Alt Panel Sacı Mesh Modeli.....	43
Şekil 3.16 Kule Mesh Modeli.....	44
Şekil 3.17 Ara Boru Mesh Modeli	44
Şekil 3.18 Motor Takoza Mesh Modeli.....	44
Şekil 3.19 Kaynak Bağlantısı Modeli.....	44
Şekil 3.20 Kuvvetlerin Modelde Gösterimi	45
Şekil 3.21 Tüm Parçanın Mesh Modeli	45
Şekil 3.22 Üst ve Alt Panelin Kalite İndeksi	45

Şekil 3.23	Geleneksel Metot Optimizasyonu Akış Diyagramı.....	46
Şekil 3.24	Optimizasyon-1 Öneri Tasarımı.....	48
Şekil 3.25	Optimizasyon-1 Tasarımı Sonlu Elemanlar Modeli.....	48
Şekil 3.26	Modelin Kalınlık Açısından incelenmesi	49
Şekil 3.27	Optimizasyon-1 Tasarımının Üst Panel Sacının Model Kalite İndeksi	49
Şekil 3.28	Optimizasyon-1 Tasarımının Alt Panel Sacının Model Kalite İndeksi.....	49
Şekil 3.29	Optimizasyon-2 Öneri Tasarım.....	50
Şekil 3.30	Optimizasyon-2 Sonlu Elemanlar Modeli	50
Şekil 3.31	Üst ve Alt Panel Sonlu Elemanlar Modelinin Kalite İndeksi.....	50
Şekil 3.32	Sol Motor Takoza Tarafı X Eksenli Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği	54
Şekil 3.33	Sol Motor Takoza Tarafı Y Eksenli Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği	55
Şekil 3.34	Sol Motor Takoza Tarafı Z Eksenli Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	55
Şekil 3.35	Sol Motor Takoza Tarafı X Eksenli Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği	56
Şekil 3.36	Sol Motor Takoza Tarafı Y Eksenli Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	57
Şekil 3.37	Sol Motor Takoza Tarafı Z Eksenli Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	57
Şekil 3.38	Sağ Motor Takoza Tarafı X Eksenli Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	58
Şekil 3.39	Sağ Motor Takoza Tarafı Y Eksenli Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	59
Şekil 3.40	Sağ Motor Takoza Tarafı Z Eksenli Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	59
Şekil 3.41	Sağ Motor Takoza Tarafı X Eksenli Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	60
Şekil 3.42	Sağ Motor Takoza Tarafı Y Eksenli Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	60
Şekil 3.43	Sağ Motor Takoza Tarafı Z Eksenli Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği.....	61
Şekil 3.44	Motor Traversi Üst Panel Sacı Linear Dayanım Analiz Sonucu.....	62
Şekil 3.45	Motor Traversi Üst Panel Sol Gövde Bağlantı Noktası Linear Dayanım Analizi	62
Şekil 3.48	Motor Traversi Alt Panel Sol Gövde Bağlantı Noktası Linear Dayanım Analizi	64
Şekil 3.49	Motor Traversi Alt Panel Sağ Gövde Bağlantı Noktası Linear Dayanım Analizi.....	65
Şekil 3.50	Motor Travers Kulesi Linear Gerilme Analiz Sonucu.....	65
Şekil 3.51	Motor Travers Sol Kulesi Linear Gerilme Analiz Sonucu	66
Şekil 3.52	Motor Travers Sağ Kulesi Linear Gerilme Analiz Sonucu.....	66
Şekil 3.53	Sıvama Yüzeyi.....	68
Şekil 3.54	AutoForm Malzeme Özellikleri Belirleme Arayüzü.....	68
Şekil 3.55	AutoForm Süreç Parametrelerinin Belirlenmesi	69
Şekil 3.56	Form Limit Diyagramı.....	69
Şekil 3.57	Üst Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-1	70
Şekil 3.58	Üst Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-2	70
Şekil 3.59	Üst Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-3	71
Şekil 3.60	Üst Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-4	71
Şekil 3.61	Alt Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu -1	71
Şekil 3.62	Alt Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-2.....	72
Şekil 3.63	Alt Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-3.....	72
Şekil 3.64	Alt Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-4.....	73
Şekil 3.65	Alt Panel Sacı Üretilbilirlik Çalışması Sonucu	73

TABLO LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 1.1 Optimizasyon Yöntemi-Frekans Tablosu.....	2
Çizelge 1.2 Optimizasyon Sonrası Parça Ağırlık Değişim Tablosu.....	3
Çizelge 1.3 Optimizasyon Metodları Kıyaslaması Tablosu.....	6
Çizelge 2.1 Parça Üretim Metodu-Optimizasyon Tekniği Kıyaslama Tablosu.....	26
Çizelge 2.2 Optimizasyon Tekniği ve Amaç Fonksiyonu Tablosu.....	26
Çizelge 3.1 Modele Atanan Malzeme Özellikleri	39
Çizelge 3.2 Öteleme Hareketi Durumunda Parçanın Sol Tarafının Statik Rijitlik Değeri	51
Çizelge 3.3 Öteleme Hareketi Durumunda Parçanın Sağ Tarafının Statik Rijitlik Değeri.....	52
Çizelge 3.4 Rotasyonel Hareket Durumunda Parçanın Sol Tarafının Statik Rijitlik Değeri.....	52
Çizelge 3.5 Rotasyonel Hareket Durumunda Parçanın Sağ Tarafının Statik Rijitlik Değeri	53

HAFİF TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN MOTOR TRAVERSİNİN YAPISAL OPTİMİZASYONU

Özgün HÖKE

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. MEHMET BOZCA

Son yıllarda, yapısal optimizasyon programlarının tasarımın ilk evrelerindeki kullanımı günden güne artış göstermektedir. Tasarımcının bilgi ve tecrübelerine dayalı, deneme yanılma yöntemiyle yapılan çalışmalar ile yapısal optimizasyonda yardımcı programlarının kullanılması kıyaslandığında, tasarım ve tasarımların validasyon sürelerinde önemli ölçüde iyileştirmeler sağladığı görülmüştür.

Yapılan bu çalışmada yapısal optimizasyon metotları incelenerek, sac metal levhalardan üretilmekte olan motor traversi parçası örnek çalışma olarak seçilerek incelenmesi gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada Altair firması tarafından piyasaya sürülen HyperWorks programına ait HyperMesh, OptiStruct ve HyperView araçlarından faydalanılmıştır.

Çalışma boyunca, tasarım konseptinin oluşturulma sürecindeki topoloji optimizasyonun ve topografi optimizasyonun birlikte kullanılmasının etkili bir yapının geliştirilmesine olan katkılarının bahsedilmiştir. Bu katkılar, araçta mevcut haliyle kullanılan temel seviye parçasına ve tasarımcının tecrübelerine dayalı olarak ortaya konulmuş olan tasarım ile kıyaslanarak incelenmiştir. Optimizasyonun evrelerinde tasarımcının, analizi gerçekleştirecek olan analistin ve parça mühendisinin sıkı iş birliği içerisinde olması tasarım bölgesinin doğru oluşturulması, yüklerin ve sınır şartlarının doğru olarak belirlenmesi açısından hayati önem taşıdığı daha önceki çalışmalar da

bilindiği gibi , bu çalışmada da bir kez daha gözlemlenmiştir. Yapılan bu çalışmaların bir sonra ki evresinde ise üretilebilirlik çalışması yapılarak, tasarım üretime hazır bir forma kavuşturulmuştur.

Yapılan bu çalışma sonucunda optimizasyon programı ve araçları kullanılarak yapılan optimizasyonun zaman açısından önemli miktarda iyileştirme sağladığının görülmesi yanında, parça ağırlığında %12 oranında iyileştirme sağlandığı gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yapısal optimizasyon, Topoloji optimizasyonu, Topografi Optimizasyonu, Motor traversi

ABSTRACT

STRUCTURAL OPTIMIZATION OF ENGINE CROSS MEMBERS IN LIGHT COMMERCIAL VEHICLES

Özgün HÖKE

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Mehmet BOZCA

During the recent years, the application of structural optimization programmes in first stage of design is rapidly increasing. It is seen that when the increment of usage this softwares compared with the trial and error method which is based of experience on designer, the increment of usage these softwares have been provided more improvements considerably than the trial and error method.

In this study, the method of structural optimization was analysed and cross members which are produced from sheet metal had been used as a case. While this study was analysing, HyperMesh, OptiStruct and HyperView tools of HyperWorks software which is programmed by Altair company was utilized.

Throughout the study, the contributions of the usage of topology optimization and topography optimization while the process of creating design concept was mentioned and these contributions were analyzed with the design which is based on base level part and experience of designer. In this stage of optimization, it is observed that the collaboration of analyst and the engineer is very crucial because of composing the design area correctly and qualifying the loading and boundary conditions correctly like there searches which had been done before. In case of the next stage of this research, the design was operationalized appropriately to produce by studying of the reproducibility analyses.

Consequently, it is observed that using optimization softwares and tools provide significantly improvements in terms of time and it also provides 12 % improvements in weight at the end of the study.

Keywords: Structural Optimization, Topology Optimization, Topography Optimization, Cross member

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Makine elemanları çalışma koşullarında çeşitli statik ve dinamik yüklere maruz kalırlar. Bu yükler altında çalışması gereken makine elemanları bu gereksinimi ağırlık ile dengeli bir şekilde karşılaması gerekmektedir. Bu noktada topoloji optimizasyonu kullanımının gereksinimi bir çok farklı alanda yaygınlaşarak devam etmektedir.

Çalışmanın bu kısmında literatürdeki yapısal optimizasyon ile ilgili yapılan çalışmalar incelenmiştir.

Murali M.R. Krishna tarafından 1998 yılında yayınlanan makalede otomotiv şasisi traversinin şekil optimizasyonu ile tasarlanması çalışmasını gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon tasarımında parçanın rezonansa girmesi sonucu yorularak hasara uğramasını engellemek için parçanın frekans değeri mümkün olduğunca yüksek tutulmaya çalışılmıştır. Şekil optimizasyonunun yanında boyut optimizasyonu da yapılarak, parça kalınlığının frekansa olan etkisi incelenmiştir.

Yapılan boyut optimizasyonunun sonucunda görülmüştür ki; şanzımandan gelen kuvvetler nedeniyle parçanın kalınlığının azaltılması çok sınırlı limitler içerisinde gerçekleştirilebilmektedir.

Kuvvetler metodu kullanılarak yapılan şekil optimizasyonunda, kütleyi azaltmak için bazı boşaltmalar yapılmıştır. Uygun yükler kullanılarak yeni şekil varyasyonları üretilmeye çalışılmıştır. Modlar metodu ile yapılan ikinci şekil optimizasyonunda, vektörlere bağlı olarak yerel modlar kullanılarak optimizasyon yapılmıştır. Son olarak modlar ve kuvvetler mototları bir arada kullanılarak yapılan optimizasyon incelenmiştir.

Çizelge 1.1 Optimizasyon Yöntemi-Frekans Tablosu

Frekans	Temel Model	Boyut Optimizasyonu	Şekil Optimizasyonu		
			Yükler	Modlar	Birleşim
1	179.42	191.40	182.80	178.4	180.42
2	181.05	202.88	184.40	187.00	185.34
3	217.25	204.84	215.94	214.32	214.25
4	286.02	280.30	283.56	288.79	288.36
5	290.20	290.28	291.07	296.30	289.85

Sonuç olarak, yapılan tüm optimazyon çeşitleri karşısında parçanın frekans değerlerindeki değişim Çizelge 1.1’de verilmiştir. Bu çizelgeye göre görülmüştür ki, şekil optimizasyonu frekansın ilk beş modunda sac metal parçaların tasarımının geliştirilmesi konusunda önemli bir yol göstericidir [1].

S. Edward Law ve David R. Widner’in 2001 yılında yayınladıkları makalede sac metal malzemeden yapılmış ön süspansiyon traversinin tasarım ve geliştirme aşamaları incelenmiştir. İyi bir tasarım yapabilmek için ihtiyaç duyulan tüm gereksinimler tasarım alanının belirlenmesi, fonksiyonel gereksinimler ve finansal gereksinimler başlıkları altında sınıflandırılarak incelenmiştir.

Parçaya uygulanan yükler belirlenerek topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Optimizasyon yapılırken eğilme frekansının ve parça rijitliğinin artırılması amaçlanmıştır.

Sonuç olarak, eski ve yeni travers karşılaştırıldığında parça fiyatında %25, parça ağırlığında %4 azalma sağlanmıştır. Optimizasyon çıktısı olan yeni tasarım ile dikey burulma frekansı %50 artmış, yorulma ömründe %100 artış sağlanmıştır [2].

Guan Zhou vd., 2015 yılında yayınladıkları makalede topoloji optimizasyonu ve hassasiyet analizi kombinasyonu ile araç gövdesi hafifletilirken performanstan ödün vermemeyi amaçlamışlardır. İlk olarak yapılan topoloji optimizasyonunda uygulanan yük altındaki malzeme yoğunluğuna göre gerekli bölgelere parçalar eklenmiş veya çıkartılmıştır. Sonrasında yapılan hassasiyet analizinde sac metal parçaların kalınlık optimizasyonu yapılmıştır. Bu iki yöntemin birleştirilmesi ile elde edilen yeni parça, özgün parça ile kıyaslanarak iyileşmeler incelenmiştir. Yapılan çalışmada optimizasyon

problemi ağırlık azalışı maksimum olacak şekilde, burulma rijitliği kısıtlama olarak seçilmiş ve bozulmadan kaldığı varsayılmıştır.

Yapılan topoloji optimizasyonunda örnek olarak araçta burulma rijitliğine etkisi çok olduğu düşünülen D direği seçilmiştir. Malzeme yoğunluğuna göre yapılan optimizasyonda kırmızı ile gösterilen bölgeler parça rijitliği için hassas bölgeler olup, güçlendirilmesi gerektiğine karar verilmiştir ve güçlendirme plakaları ilave edilmiştir. İlave edilen malzeme toplam gövde ağırlığını %0,06 arttırırken, buruşma rijitlik değeri %5,74 artmıştır.

Hassasiyet analizinde, seçilen parçaların burulma rijitlik değerlerinin parça kalınlığına olan etkisi incelenmiştir. Yapılan analiz sonucunda parça kalınlıklarındaki değişim Çizelge 1.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 1.2 Optimizasyon Sonrası Parça Ağırlık Değişim Tablosu

Parça	Başlangıç	Optimum Kalınlık	Ağırlık
Tavan	0.8	0.75	-0.95
Tavan Ön Kirişi	1.0	0.8	-0.246
Yan Panel Dış Plakası	0.8	0.75	-2.02
A Direği Güçlendirme Plakası	1.2	1.0	-0.457
A Direği İç Plakası	1.0	0.8	-0.466

Yapılan optimizasyonların sonucu olarak 294,34 kg’lık mekanik aksamlar ve trim harcındaki yalın gövdenin ağırlığı 12,56 kg azalmış ve toplam burulma rijitlik değeri %7,27 oranında artış sağlanmıştır [3].

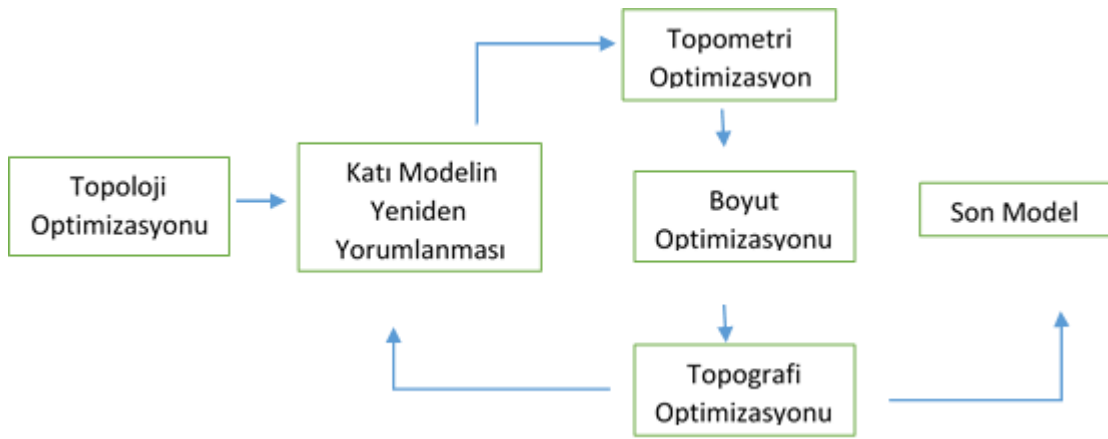
Mohamed S. Vd. (2014) yayınladıkları makalede araç maliyetleri ve yakıt ekonomisi konularında fayda sağlamak için şasi iskeletinin optimizasyonunu yaparken, bu optimizasyonu aracın genel dayanımına etki etmeden yapılmayı hedeflenmiştir.

Hidrolik preslerde biçimlendirilmiş şasi kolları ve sac metal traverslerden oluşan ağır ticari araçların iskeleti boş durumda yaklaşık olarak 40.000 N değerinde bir ağırlığa maruz kaldığı için sistemin sağlamlığı büyük önem taşımaktadır. Şasi iskeleti üzerinde

bulunan motor takozlarının yuvalandığı ön ve arka traverslere yapılan topoloji optimizasyonun çıktısı örnek çalışma olarak gösterilmiştir.

Yapılan çalışma sonucunda traverslerin optimizasyonundan 2,1kg olmak üzere toplam şasi iskeletinden 14 kg'lık hafifletme sağlanmıştır. Çalışmanın başında sabit kalması hedeflenen mukavemet değerleri temel tasarım ile benzer tutum sergilemiştir.[4]

D. Costi vd. 2011 yılında yaptıkları çalışmada otomobil kaputunun topoloji, topografi, topometri ve boyut optimizasyonu yapılarak referans olarak alınan otomobili hafifletilmeye ve bu sayede emisyon kirliliğinin önüne geçilmeye çalışılmıştır. Yapılan çalışmanın aşamaları Şekil 1.1'de gösterilmiştir.



Şekil 1.1 Optimizasyon Akış Şeması

Malzemesi alüminyum olan motor kaputunun optimizasyonu, parçanın kabuk eleman olduğu düşünülerek çalışılmıştır. Yapılan topoloji optimizasyonunun çıktısı ve buna bağlı olarak oluşturulan katı model bir sonraki adım olan topometri optimizasyonu yardımıyla parça kalınlığı tayin edilmeye çalışılmıştır. Yapılan bu optimizasyon sonrası iç panel tasarım bir miktar değişerek parçanın rijitliğine katkı sağlanmıştır.

Boyut optimizasyonu yardımıyla da elemanlar için tayin edilen kısıtlamalar doğrultusunda parça ağırlığı hafifletilmeye çalışılmıştır.

Son basamak olan topografi optimizasyonu ile parça ağırlığında bir değişikliğe yol açmadan parçanın rijitlik değeri arttırılmıştır.

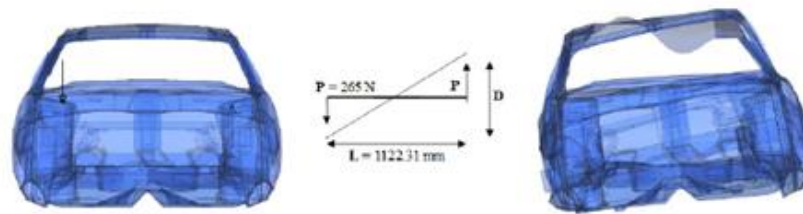
Sonuç olarak, parçanın ağırlığında 12,44%'lük bir iyileştirme yapılırken, parçanın performansında büyük ölçüde bir değişiklik olmamıştır [5].

G. Chiandussi vd. 2003 yılında orta büyüklükteki ticari araca ait arka süspansiyon traversinin topoloji optimizasyonu üzerine bir çalışma yürütmüşlerdir. Bu parça üzerine tekerlek göbeğinden gelen yanal kuvveti araç şasisine aktarmak traversin temel görevlerinden birisi olduğundan, parçaya gelen yüklerin tayininin büyük önem taşıdığı belirtilmiştir. Bu nedenle, dönme, frenleme, süspansiyonun maksimum stroğa geldiği durumlar için yükler ayrı ayrı belirlenmiştir. Yapılan bu çalışmada statik yük altında maksimum rijitlik sağlamak ve dinamik yük altında maksimum doğal frekans sağlayacak şekilde problem düzenlenmiştir. Optimizasyon süreci tasarım alanının %1'i değişimine kadar sürmüş ve toplamda 25 iterasyon yapılmıştır. Optimizasyon sonrası önerilen katı model oluşturularak Von Mises yönetimi ile parçanın gerilme dağılımları dönme, frenleme durumunda süspansiyonun maksimum stroğa ulaştığı andaki yükleri göz önünde bulundurularak incelenmiştir.

Sonuç olarak, yapılan çalışma neticesinde ortaya belirlenen çalışma şartlarına uygun optimize bir tasarım ortaya konulmuştur [6].

Vanderplaats araştırma ve geliştirme şirketinden Juan Pablo Leiva'nın yapmış olduğu çalışmada, aynı problem için farklı yapısal optimizasyon teknikleri ile çözümler üretilmeye çalışılmış ve ortaya çıkan sonuçlar kıyaslanmıştır. Yapılan yapısal optimizasyon teknikleri içerisinde topoloji, boyut, topometri, serbest form ve topometri-serbest form yer almıştır.

Şekil 1.2'de görüldüğü gibi aracın bir tarafından yük uygulanarak gövde burulmaya zorlanmıştır. Bu problem için yukarıda belirtilen optimizasyon yöntemleri ile çözümler ortaya konmuştur.



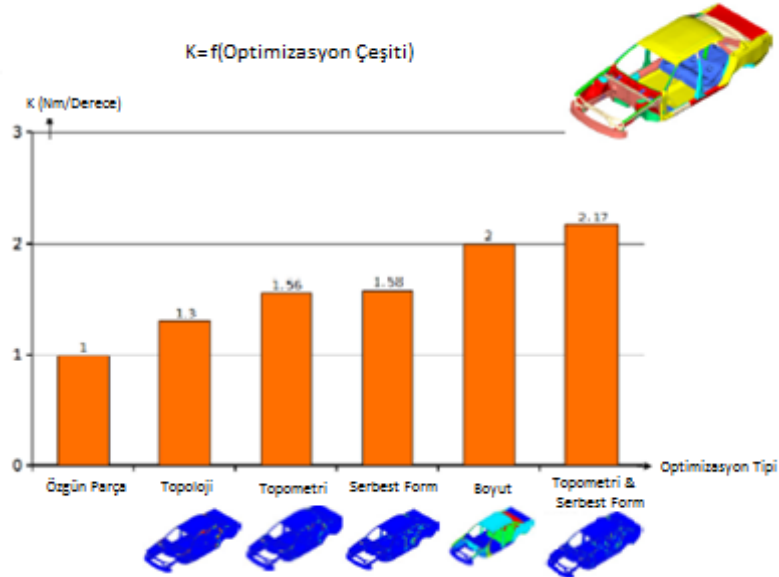
Şekil 1.2 Burulmaya Zorlanan Araç Gövdesi

Çizelge1.3 Optimizasyon Metodları Kıyaslaması Tablosu

	Ağırlık		Burulma Rijitliği	
	Eklenen Ağırlık (kg)	Toplam Ağırlık (kg)	D(mm)	K(Nm/Derece)
Temel Tasarım	0	288,50	0	7.369
Topoloji	10,09	290,59	0,6069	9.599
Boyut	8,73	294,23	0,5629	10.350
Topometri	4,89	293,39	0,5077	11.474
Serbest Form	0,71	289,21	0,4995	11.663
Serbest Form & Topometri	4,88	293,38	0,3647	15.975

Çizelge 1.3’de yeşil renkli hücreler en düşük, kırmızı renkli hücreler ise en yüksek değerleri göstermektedir. Parçanın rijitliğini arttırmak için eklenen ağırlığın en az, buna karşı parçanın burulma rijitliğindeki artışın en fazla olması beklenmektedir.

Bu çalışmaya göre optimizasyon metotlarının burulma rijitliğine olan etkisi Şekil 1.3’de gösterilmiştir.



Şekil 1.3 Farklı Optimizasyon Yöntemlerinin Rijitlik Üzerindeki Etkisi Grafiği

Sonuç olarak, yapılan bu çalışma neticesinde yapısal yapısal optimizasyon yöntemleri kullanılarak araç gövdesine ilave bir ağırlık eklemekten de burulma rijitliğinin artırılabilindiği görülmüştür [7].

Detlef Schneider ve Thomas Erney farklı optimizasyon yöntemlerini bir optimizasyon problemini çözmek için kullanmışlardır. Bu çalışma esnasında Mercedes-Benz C-Class aracın kaputu örnek çalışma parçası olarak incelenmiştir. Otomotiv kaputuna gelen yükler oluşturulmuş sonlu elemanlar modelinde belirlenmiştir. Optimizasyon problemi, tüm yükler altında esnekliğin minimize edilmesini amaçlayacak şekilde seçilmiştir. Oluşturulan dört farklı model, parçaya gelen farklı yük durumlarını göstermektedir. Belirlenen yüklere göre iç panelde topoloji ve topografi optimizasyonu yapılmıştır.

Topoloji ve topografi optimizasyonunun bir arada kullanılması ile otomobil kaputunun iç panelinde yapılan optimizasyon çalışmasında bu yöntemin gelecek çalışmalar için umut verici şekilde tutarlı sonuçlar verdiği gözlemlenmiştir [8].

Çalışmanın bu kısmında ağırlıklı olarak otomotiv sektöründen örneklerle özellikle topoloji optimizasyonu olmak üzere çeşitli optimizasyon yöntemleriyle ilgili çalışmalar incelenmiştir. Bu inceleme esnasında fark edilen eksikliklerden bir tanesi kombine optimizasyon yöntemlerinin literatürde geniş yer alıyor olması ancak üretilebilirlik gibi optimizasyon sonrasında ortaya konan tasarımın nihai hale gelmesine kadar geçen sürecin detaylı bir şekilde incelenmediği görülmüştür. Tüm bu nedenlerden dolayı, topoloji ve topografi optimizasyonu kombine bir şekilde motor traversinin optimizasyonunda kullanırken, ortaya konan tasarımın üretilebilirlik açısından da incelemesi çalışmanın gelecek bölümlerinde yer almaktadır.

1.2 Tezin Amacı

Otomobil üreticileri, araçların çevreye olan zararlı etkilerini azaltmak için günümüzde yoğun bir uğraş içerisindedirler. Bu çalışmaların başında yakıt ekonomisini azaltarak fosil yakıtların kullanımını minimum seviyede tutmak ve taşıtlarda en az seviyede malzeme kullanarak malzemelerin çevresel etkisini azaltmak gelmektedir. Bu gibi temel amaçlar beraberinde ham madde kullanımının ve parçaların üretilmesi için harcanan enerjinin de paralel olarak az tüketilmesini sağlamaktadır. Bir diğer açıdan düşük

ağırlıkta üretilen araçlar, dolaylı yollardan aracın yakıt tüketiminin de düşmesinde etkili rol almaktadır.

Araç üreticileri tasarımlarında birden fazla parametrenin ideal şekilde bir araya getirilmesini amaçlayarak, pazarın beklentilerini optimum seviyede karşılamaya çalışırlar. Taşıtlar tasarlanırken çevresel faktörler ve üretilebilirlik konularına, fonksiyonellik, güvenlik ve hafiflik perspektifinde yaklaşmak gerekmektedir.

Karayolu taşımacılığında meydana gelen ölümlü kazalar günden güne azalma göstermesinin temel sebeplerinden birisi de araç üreticilerinin daha dayanıklı ve güvenli araç yapmalarından geçmektedir.

Bu çalışmada her bir parçasının güvenlik, konfor, yakıt ekonomisi gibi özellikler açısından ayrı önem taşıyan taşıtın motor traversine odaklanılarak, aracın ve parçanın toplam ağırlığı, parçanın performansından ödün vermeden azaltılması amaçlanmıştır.

Motor traversi taşıtın iskeletini oluşturan parçalardan birisi olmasının yanında bir çok taşıtta motorun hareketini ve titreşimini sönümleyen motor takozlarına yataklık etmesi ve taşıtın iki tarafında bulunan şasi kısımlarını birbirine bağlaması nedeniyle dayanıklılık ve burulma direnci esas alınarak tasarlanmış bir parçadır. Parçanın fonksiyonelliği açısından bu gibi durumlar dikkate alınırken, araç üreticilerinin günden güne artan rekabetleri aracın toplam ağırlığı ve maliyetini de dikkat edilmesi gereken önemli unsurlardan başlıcaları haline getirmiştir. Özetle, bir motor traversinin görevi; şasiyi rijit hale getirmesinin yanında motor dahil olmak üzere diğer mekanik aksamı da taşıyor olmasıdır.

Yapılan bu çalışmada hafif ve orta ticari araçlarda kullanılan motor traversinin bilgisayar destekli topoloji ve topografi optimizasyonu, mühendislik tecrübelerine dayalı olarak yapılan optimizasyon ile karşılaştırmalı olarak incelenerek ortaya çıkan sonuçların üretilebilirlik açısından değerlendirilmesi, üretime hazır bir tasarım ortaya çıkarılması bu çalışmanın temel amacını oluşturmaktadır. Bu çalışma için gerekli olan sonlu elemanlar modeli HyperMesh programı kullanılarak hazırlanacak ve optimizasyon probleminde çözücü olarak OptiStruct programı kullanılacaktır.

Özetle, bu çalışmanın amacı, yapısal optimizasyon yöntemlerini anlayıp, bu yöntemlerin örnek parçanın tasarım prosesindeki iyileştirmenin anlaşılmasını

sağlamaktır. Bu amaç doğrultusunda yapısal optimizasyonun tasarım evresinde nasıl kullanılacağı ve çeşitli optimizasyon metodlarının temel teorileri incelenerek yapısal optimizasyonun mantığı anlatılmaya çalışılacaktır.

1.3 Hipotez

Bu çalışmada ortaya atılan hipotez, optimizasyon programları ve araçları kullanılarak ortaya çıkarılan tasarımların süreç, fonksiyonellik, sonuç açısından değerlendirildiğinde, tasarımcının bilgi ve tecrübelerine dayalı deneme yanılma yöntemiyle yapılan optimizasyon yöntemine göre daha olumlu sonuçlar verdiği düşünülmektedir.

BÖLÜM 2

Optimizasyon

Çalışmanın bu kısmında optimizasyon kavramı ve yapısal optimizasyon metotları incelenecektir.

2.1 Optimizasyon ve Ağırlık

Otomotiv sektöründe aracın genel ağırlığının azaltılmasıyla sera gazlarının salınımını azalmak, yakıt tasarrufu sağlamak ve maliyeti daha düşük araçlar üretmek temel araştırma ve geliştirme alanlarından biri haline gelmiştir. Bu nedenle farklı parçaların ağırlık/mukavemet oranını azaltmak için çeşitli mühendislik çözümleri bulunmaya çalışılmaktadır [9].

Araç gövdesi, toplam aracın ağırlığının yaklaşık olarak %22-%25'ini oluşturmaktadır. Bu nedenle araç gövdesinde yapılacak olan hafifletme çalışmaları tüm aracın hafifletilmesine önemli katkı sağlar. Yapılan istatistiklere göre araçta yapılan %10'luk bir hafifletme, yakıt ekonomisine %6 ile %8 arasında bir katkı sağladığı görülmüştür. Ayrıca, aracın hafiflemesi frenleme, ivmelenme ve araç kontrol stabilizasyonuna da katkı sağlar. Araç gövdesinde yapılacak hafifletme çalışmalarında dikkat edilmesi gereken konular aracın güvenliği, gövde rijitliği ve yorulma dayanımının gereksinimleri karşılar şekilde tutulmasıdır. Burulma rijitliği motor traversi gibi yapısal parçaların ve araç gövdesinin temel performans göstergesidir[10].

Motor traversi tasarımı sistemsel gereksinimlerinden dolayı bir çok zorlukları beraberinde barındırmaktadır. Bu gereksinimler sınıflandırılacak olursa tasarım alanı,

fonksiyonel gereksinimler ve finansal gereksinimler olarak sınıflandırılabilir. Bu nedenle ideal bir tasarım için bu temel gereksinimlerin dengesi önemlidir[11].

Parça paket ve tasarım alanından kastedilen durum, genel olarak parçanın komşuluk durumlarının tanımlanmasıdır. Parçaların aracın hareketi esnasında birbirine çarpabileceği göz önünde bulundurularak, parçalar arasında gerekli mesafeyi bırakmak gerekmektedir. Tüm bu gereksinimler göz önünde bulundurularak oluşturulan taslak form tasarım alanını oluşturmaktadır.

Motor traversi gibi bir araç parçasının fonksiyonel gereksinimleri incelenirken ilk olarak kaza anında yolcuları koruyabilecek yeterlilikte olduğundan emin olunmalıdır. Motor traversinin karşılaması gereken bir diğer önemli fonksiyonel gereksinim; aracın yol tutuş performansı için parçanın yeterli rijitlik değerlerini sağlıyor olmasıdır[11].

Parçanın servis edilebilirlik durumu, tasarım esnasında unutulmaması gereklidir. İyi tasarlanmış bir motor traversi, değiştirilmesi gereken durumlarda kolaylıkla bu işlemin operatör tarafından yapılabilmesine imkan sağlayacak şekilde olmalıdır. Benzer şekilde araç üretim esnasında operatör tarafından yapılacak olan montaj, kolaylıkla yapılabiliyor olması gerekmektedir. Montaj esnasında kullanılacak olan ekipmanların kolaylıkla bağlantı noktalarına erişiyor olmasına da dikkat edilmelidir.

Finansal gereksinimler incelendiğinde, ilk olarak düşünülmesi gereken konu ise parça maliyetleri, yatırım ve ağırlıktır. Yapılacak olan motor traversi tasarımının finansal olarak gereksinimlerini karşılamak için dikkat edilmesi gereken en önemli konulardan biri ise araç çeşitlerine göre parçayı mümkün olduğunca ortak amaca hizmet edecek şekilde tasarlayarak, karmaşa yaratmadan yüksek adetlerde parça üretebilmeye olanak sağlamaktır.

2.2 Optimizasyonun Tanımı

Mühendislik alanında kullanılacak olan emek, sermaye, malzeme veya teknolojinin ideal bir dengede tutulması gerekmektedir. Bu nedenle optimizasyon, sınır şartlara bağlı kalınarak hedeflenen amacımaksimum ya da minimum yapacak durumu elde etme olarak tanımlanabilir.

Başka bir ifadeyle optimizasyon; bir sistem içerisindeki çelişkileri, yardımcı araçlar sayesinde mümkün olduğu sürece bir bütün halinde iyileştirmek veya çelişkiler doğrusultusunda mümkün olan en iyiyi sağlamayı hedeflemek olarak ifade edilebilir.

Her tasarım belirli bir amaç doğrultusunda oluşturulmuştur. Bu amaçlardan bazıları kendi içerisinde çelişkiler oluşturabilir. Örneğin, bir masanın rahat hareket edebilmesi için hafif olması amaçlanırken, beraberinde üzerindeki eşyaları taşıyabilecek kadar dayanıklı ve rijit olması istenir. Optimizasyon bu gibi çeşitli tasarımlardaki amaçların tamamı göz önünde bulundurularak bu amaçları minimum veya maksimum yapmayı hedeflemektedir. Benzer durum, mekanizmaların sistematik tasarım iyileştirme süreçlerinde optimizasyon teknikleri olumlu sonuçlar sergilemektedir.

Bir optimizasyon problemi matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$F(X)$ amaç fonksiyonu olmak üzere,

Tasarım Kısıtları;

$$\bullet \quad g_j(X) \leq 0 \quad j=1,m \quad \text{Eşitsizlik kısıtları} \quad (2.1)$$

$$\bullet \quad h_k(X) = 0 \quad k=1,l \quad \text{Eşitlik kısıtları} \quad (2.2)$$

$$\bullet \quad X_i^l \leq X \leq X_i^u \quad i=1,n \quad \text{Yan Kısıtlar} \quad (2.3)$$

Tasarım değişkenleri;

$$\bullet \quad X = \begin{Bmatrix} X_1 \\ . \\ X_n \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

Amaç fonksiyonu, ancak kısıt fonksiyonunun $g(X) \geq 0$ olması durumunda maksimum yapılır. Ayrıca, tasarım alanının kısıt sınırları içerisinde kalması gerekmektedir. Tasarım değişkeni vektörlerinin seçimi uygulanacak olan optimizasyona bağlıdır. Topoloji optimizasyonunda bu değişkenler eleman yoğunluklarıdır. Boyut optimizasyonunda ise tasarım değişkenleri yapısal elemanların özellikleridir. Topografi ve şekil optimizasyonunda tasarım değişkenleri şekil bozukluğuna neden olan faktörler olabilir [12].

Normal şartlarda, optimizasyon için birden fazla amaç vardır ve bunların da dikkate alınması gerekmektedir. Örneğin; müşteri olarak alınmak istenen bir aracın güçlü, ucuz

ve yakıt ekonomisi performansının iyi seviyede olması beklenmektedir. Ancak, açıkça bilinen bir gerçek vardır ki; güçlü bir aracın aynı zamanda yakıt ekonomisinin ve maliyet açısından istenilen seviyede olmasının zor bir durum olmasıdır. Bu gibi durumlarda müşterinin beklentilerinin Pareto diagramları ile istatistiksel olarak incelenmesi ve beklentilerin birbiri ile olan ilişkilerinin iyi analiz edilmesi gerekmektedir.

Bu çalışmaya konu olan yapısal optimizasyon bir sonraki kısımda incelenecektir.

2.3 Yapısal Optimizasyon

Optimizasyon uygulamalarından birisi olan yapısal optimizasyon, yapıdan beklenen talepler doğrultusunda optimum malzeme dağılımının bulunmasını amaçlar. Çoğu yapısal optimizasyon metodu ile minimize edilebilecek bazı ortak fonksiyonlar arasında kütle, yerdeğişimi ya da gerilme yer almaktadır.

Mühendislik disiplinlerinde, yapısal optimizasyon en yaygın geliştirme ve sayısal optimizasyon tekniklerinden birisi olarak görülür. Henüz 1956 yıllarında plastik tasarım teorisine dayalı tasarım yapısı için doğrusal (linear) programlama kullanılırken, (Heyman), elastik yapıların tasarımı için doğrusal olmayan (nonlinear) programlama tekniğinin uygulanması ilk olarak Schmitt tarafından 1960 yılında tanıtılmıştır. Schmitt, bugün sayısal optimizasyonu genel tasarım stratejisi olarak tanımlamak için kullanılan yapısal sentez ibaresini ifade etmiştir. Günümüzde çoğu linear elastik yapılar popüler sonlu elemanlar tekniği kullanılarak analizler yapılır. Yapısal optimizasyon araçları ile çok sayıda olan tasarım değişkenlerini ve tasarım kısıtlamalarını etkili bir şekilde kullanılabilmek mümkün hale gelmiştir. Son yıllarda yaygınlığı günden güne artan yapısal optimizasyonda topoloji optimizasyonu gibi yeni sayılabilecek metodlar etkin tasarımlar için kullanılmaktadır.

Yapısal optimizasyon temel olarak topoloji, topografi, boyut, topometri, şekil optimizasyonu ve serbest form optimizasyonu olarak 6'ya ayrılır.

2.3.1 Topoloji Optimizasyonu

Topoloji, geometrik cisimlerin nitel özelliklerini ve bağıl konumlarını, biçimlerinden ve büyüklüklerinden ayrı olarak ele alıp inceleyen bir geometri dalı olarak literatürde yer almaktadır.

En yaygın yapısal optimizasyon tekniklerinden biri olan topoloji optimizasyonu genellikle konsept tasarım evresinde sıkça kullanılır. Şekil ve boyut optimizasyonlarında olduğu gibi amaç optimum malzeme dağılımını bulmaktır.

Günümüzde optik, elektronik, yapısal mekanizmalarda sıkça kullanılan topoloji optimizasyonu sıklıkla ağırlık, rijitlik, yer değişimi, gerilme, özgül frekans gibi parametreler optimizasyonun amaç fonksiyonu olarak tanımlanabilmektedir. [13]

Bugün topoloji optimizasyonu olarak ifade edilen olgu 1960'lı yılların ortasında Dom ve arkadaşlarının yayınladığı makalelerle ilk adımları atılmıştır. Noktasal şekilde olan malzeme ya da iki boyutta boşluklu olan uygulamalar da Kohn ve Strang tarafından 1986 yılında sunulmuştur.

Günümüzde kullanılan topoloji optimizasyon konsepti, yani sadece rijit malzemelerden boşluklu tasarımların elde edilmesi, Bendsoe tarafından 1989 yılında sunulmuştur. Bu yaklaşım Bendsoe ve Kikuchi'nin 1988 yılındaki başlangıç çalışmaları sayesinde mümkün hale gelmiştir. Sigmund, duyarlılığın yakın tasarım değişkenlerine göre değiştirildiği deneysel uygulamayı kullanarak yineleme durumunu geliştirmiştir.

Topoloji optimizasyonunun gelişimi Bendsoe ve Kikuchi'ye atfedilmiştir. Bendsoe ve Kikuchi yaptıkları çalışmada topoloji optimizasyonunun homojenleştirme tabanlı optimizasyon yaklaşımını sunmuşlardır. Katı ve hükümsüz alanlardan oluşan homojen olmayan elemanların, belirlenen hacim kısıtlamaları altında yapının formunu aldığını varsaymışlardır. Onların metoduna göre, yoğun hücreler yapısal şekil olarak ve hükümsüz hücreler de gereksiz materyaller olarak tanımlanır. Bir ya da iki izotropik malzemeden oluşmuş yapının, homojenizasyon tekniği kullanılarak rijitliğin maksimizasyonu için yapılan optimizasyon Thomsen (1992) tarafından sunulmuştur.

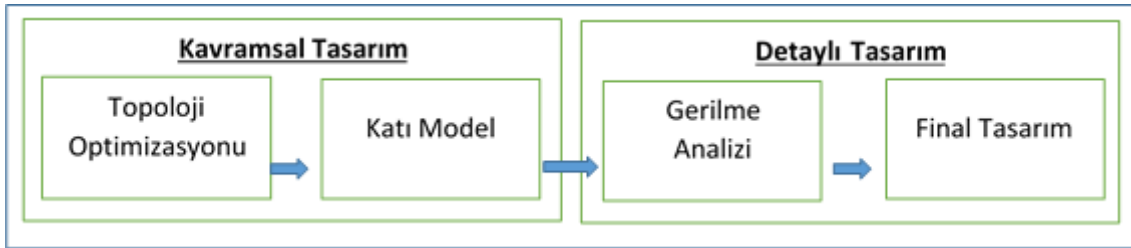
Topoloji optimizasyonu; belirlenen tasarım alanı içerisindeki optimum malzeme yerleşimini bulmak için genellikle tasarımın ilk evrelerinde kullanılan bir yöntemdir.

Topoloji optimizasyonu için hayata geçirilmiş programlar sayesinde, yapıların

performansında büyük etkisi olan malzeme dağılımı belirlenirken, yapının geometrisine de karar verilmiş olunur. Günümüzde mevcut olan araçlar sayesinde artık topoloji optimizasyonu mühendisin tecrübelerine dayalı bir şekilde yapılan ve uzun zamanlar harcanması gereken deneme yanılma yönteminin yerini alarak tasarım ilk evrelerinden itibaren pratik çözümler sunmaktadır. Topoloji optimizasyon yöntemi aynı zamanda kaynak bağlantısı ile birleştirilen parçalardaki kaynak konumlarının optimizasyonunda da kullanıldığı örnekler mevcuttur. Topoloji optimizasyonu genel olarak rijitliği arttırmak amaçlı kullanılan bir araç haline gelmiştir.

Topoloji optimizasyonun temeli sonlu elemanlar yöntemine dayanmaktadır. Çalışma alanının veya tasarım bölgesinin belirlenmesiyle birlikte bu bölgeye etki edecek olan yükler ve sınırlandırmalar belirtilerek en ideal tasarım konsepti oluşturulmaya çalışılır. İlk olarak malzeme homojen bir şekilde çalışma alanına dağıtılır. Sonrasında parçanın esnekliğini azaltmak veya rijitliğini arttırmak için iterasyonlar yapılarak malzeme yeniden dağıtılır. Son malzeme yerleşiminin en son yapılan iterasyonla sağlandığı yapısal olarak en iyi dağılımı sağlayan optimizasyon çıktısı, tasarıma başlamak için örnek oluşturur [14].

Tasarım prosesi genellikle topoloji optimizasyonu ile sonuçlanmamaktadır. Bunun temel nedeni topoloji optimizasyonu sonucunun konsept tasarımla ilgili temel bir girdi niteliği taşıyor olmasıdır. Bu nedenle topoloji optimizasyonunda ortaya konulan taslak tasarım önce katı modele çevrilerek kavramsal tasarım tamamlanmalı sonrasında ise gerekli analizler yapılarak final tasarıma ulaşılmalıdır. Topoloji optimizasyonundan sonra izlenecek olan bu süreç aşağıdaki diyagramda gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Topoloji Optimizasyon Sonrası Süreç Şeması

Bir topoloji optimizasyonu problemini çözmek için tasarım alanı parçalara ayrılarak, bu parçalardan hangisinin malzeme içerip hangisinin içermeyeceğinin belirlenmesini sağlamak gereklidir. Topoloji optimizasyon problemi aşağıdaki şekilde yazılabilir;

$$\text{Min}_x \quad F(x) \quad (2.5)$$

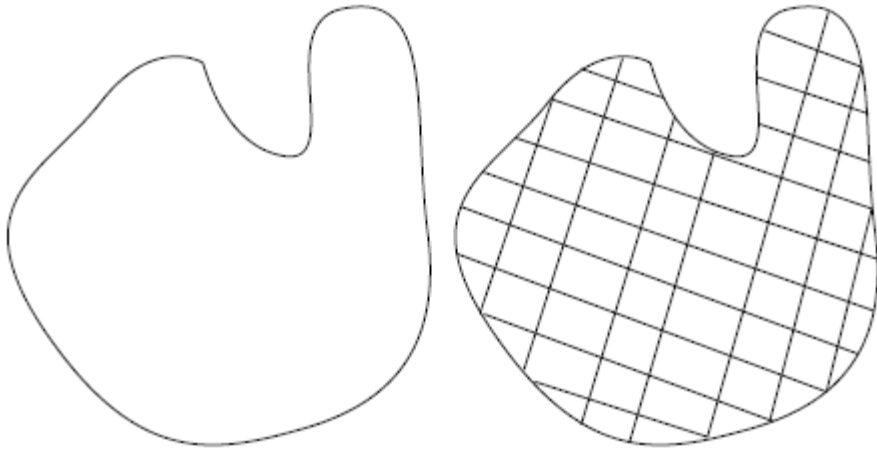
Bağlı olarak,

$$g_j(X) \leq 0, x_i \in (0,1) \quad (2.6)$$

$x_i = 0$ olması durumu i elemanındaki malzemenin bulunmaması durumunu ifade eder.

$x_i = 1$ olması durumu i elemanında bulunan malzemenin mevcudiyetini ifade eder.

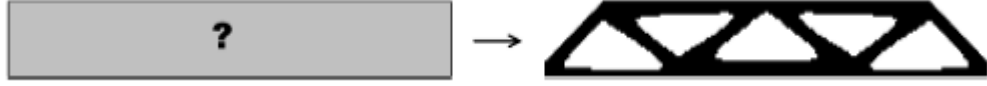
Şekil 2.2 iki boyutlu bir tasarım alanını ve bu tasarım alanının parçalara ayrılmış şeklini göstermektedir.



Şekil 2.2 Parçalanmamış ve Parçalanmış Tasarım Alanı

Yukarıda da belirtildiği gibi topoloji optimizasyonunun algoritması, sonlu elemanlar yöntemiyle oluşturulmuş her bir eleman bir tasarım değişkenine bağlanmış yapılardan oluşur. Bu tasarım değişkenleri, eşleştiği elemanı yapısal bir malzeme ya da delik olarak tanımlar. Bir diğer ifadeyle, değişken elemanların yoğunluğu 0 ile 1 arasında çeşitlilik gösterir. Elemanın yoğunluğunun 0 olması durumu elemanın boş bir hacimi temsil ettiğini gösterirken, 1 olması durumu malzeme mevcudiyetini göstermektedir. Uygulanan yük altında yapının bağlantısı belirlenen sınır şartlara göre değişiklik göstermektedir.

Aşağıda örnek olarak belirlenmiş bir tasarım alanına uygulanan bir yük olduğu düşünülerek parçaya topoloji optimizasyonu yapılmış ve taslak olarak optimizasyon çıktısının sonucu Şekil 2.3’de gösterilmiştir [14].



Şekil 2.3 Örnek Tasarım Alanına Topoloji Optimizasyonu Uygulanması Örneği

Topoloji optimizasyonu ayırık yapılarda topoloji optimizasyonu ve sürekli yapılarda topoloji olmak üzere ikiye ayrılır.

2.3.1.1 Ayırık Yapılarda Topoloji Optimizasyonu

Ayrık yapıya sahip konstrüksiyonlarda başlangıçtaki yapıdaki sadece önemli olan yapı bileşenlerini saklayarak önemsiz olanları silme yaklaşımına dayalı optimizasyon yöntemidir. Ancak, optimizasyon başlangıçtaki yapıdaki ana bileşenleri tuttuğundan, ana bileşenlerden bağımsız bir sonuç ortaya çıkması mümkün değildir[12].

Genel olarak ayırık yapılardaki optimizasyon algoritmalarının dezavantajı, bir çok mühendislik uygulamalarında istenilenin aksine ortaya koyulan ürünün düzgün olmayan bir yapısal geometriye sahip olmasıdır [15].

2.3.1.2 Sürekli Yapılarda Topoloji Optimizasyonu

Sürekli yapılarda topoloji optimizasyonu temel olarak üç başlıkta toplanabilir. Bunlar; homojenleştirme metodu, yoğunluk metodu ve evrimsel metodudur. Tüm bu topoloji optimizasyon metodlarının temelinde amaç fonksiyonuna göre yapılan iterasyonlar yer alır.

2.3.1.2.1 Homojenleştirme Metodu

Bendsoe and Kikuchi (1988) homojenleştirme metodunu yapısal optimizasyonda ilk olarak kullanan kişilerdir. Homojenleştirme metodunun temeli malzemenin sonlu sayıda mikroskobik seviyede boşluklu şekilde modellenmesine dayanır. Tasarım alanı içerisinde bu deliklerin boyutu belirlenir. Yapının malzeme yoğunluğu %0 ile %100 arasında sürekli değişken dağılımları homojenizasyon teorisi formülleri sayesinde

tanımlanabilir. 1991 yılında Suzuki ve Kikuchi, Bendsoe and Kikuchi'nin metotlarına ilave problemler daha ekleyerek metodun validasyonu için çalışmışlardır. Tenek ve Hagiwara 1994 yılında izotropik ve kompozit malzemelerin özgül frekans değerlerini homojenleştirme tekniği ile arttırmak için kullanmışlardır. 1997 yılındaki endüstride topoloji optimizasyonunda en bilinen örneklerden biri olan Larsen'in negatif poisson oranlı malzeme ile yaptığı tasarımıdır. Maar ve Schulz 2000 yılında bu metodu geliştirmek için bazı çalışmalarda bulunmuşlardır [13].

Homojenleştirme optimizasyonu için bilinmesi gereken temel esaslar kısıtlamalar ve yüklerin belirlenmesidir. Belirlenen bu kısıtlamalara maruz kalan model üzerinden yapının minimum esnekliğe veya maksimum rijitliğe sahip olması amaçlanır.

Homojenleştirme metodu ile yapılan optimizasyon yoğunluk metodu ile benzerlik gösterir. Problem sonlu elemanlar içerisinde ayrıştırılarak tasarım değişkenlerinin her bir eleman için sahip olduğu varsayılır. Homojenleştirme metodunun en büyük dezavantajı her bir eleman için gerekli olan tasarım değişkenlerinin yoğunluk metodundan fazla olmasıdır. Ancak, birden fazla yükleme koşulunu içeren yapısal tasarım problemlerinde başarılı bir şekilde uygulanabilmektedir[17].

2.3.1.2.2 Yoğunluk Metodu

Her bir elemanın içerisindeki sabit malzeme özelliklerinden yararlanılması temeline dayanır. Doğrudan malzemenin tasarım değişkeni olarak da kullanılabilen, tasarım alanı içerisinde farklılık gösterebilen yoğunluk parametresidir. Malzeme yoğunluğu, elastisite modülü veya eleman kalınlığı gibi parametreler parçanın fiziksel özellikleri ile ilgilidir. Bu method izotropik ve anizotropik malzemelerde kullanılabilir.

Pratikte benzer bir yaklaşım boyut optimizasyonunda da kullanılmaktadır. Ancak yoğunluk metodunda boyut optimizasyonundan farklı olarak boyutlar elemanların yoğunluğudur. İki boyutlu bir eleman düşünüldüğünde, yoğunluk, plakanın değişken kalınlığını temsil etmiş olur[16].

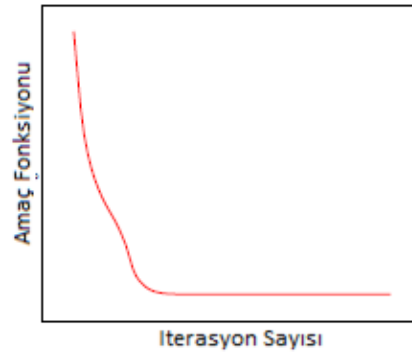
Yoğunluk metodu, homojenleştirme metodu ile karşılaştırılacak olursa, çözüm süresinin kısa olması açısından büyük avantaj sağlar. Bunun temel nedeni yoğunluk metodunda her eleman için yalnızca bir tasarım değişkeni kullanılıyor olmasıdır.

1989 yılına kadar yapısal optimizasyondaki tasarım değişkenleri olarak sadece tam sayı değerleri kullanılmıştır. Bendsoe 'nun önerdiği bir metot, tasarım değişkenlerini sürekli olarak değiştirmesine olanak sağlayan ayrık olmayan bir çözüm sunmaktaydı. Bu ayrık olmayan çözümü sağlamak için, ayrık çözümün matematiksel modeli değişkenlerin ara değere olan etkisini azaltmak için değiştirilmiş olan yapının analizini gerçekleştirmek için kullanıldı. Bu metot daha sonraları katı izotropik malzemelerin cezalandırılması (SIMP) olarak isimlendirilmiştir. Örneğin ara elemanların yoğunlukları, rijitlik değerlerine göre daha yüksektir. Bu durum eleman yoğunluğunu elverişsiz bir hale sokmaktadır. Malzeme rijitlik arasındaki ilişki bir cezalandırma olmadığı durumda doğrusaldır ve aşağıdaki şekilde formüle edilir [13].

$$E = \rho E^0 \quad (2.7)$$

Burada E etkin malzeme özelliğini, ρ 0 ile 1 arasında değişen yoğunluğu ve E^0 orijinal malzemenin Young modülünü göstermektedir.

SIMP metodu ile yapılan bir optimizasyonun iterasyon sayısı, amaç fonksiyonu grafiği Şekil 2.4'de gösterildiği gibidir.



Şekil 2.4 SIMP Metodu ile Yapılan Optimizasyonda İterasyon Grafiği

Şekil 2.4, SIMP metodu ile yapılan bir optimizasyonun yapılan iterasyonlar sonrasında düzenli olarak amaç fonksiyonuna yaklaştığı ve bir süre sonra iterasyon yapılmaya devam edilse dahi amaç fonksiyonundan uzaklaşıp yaklaşma durumu göstermediğini ifade etmektedir.

Yoğunluk metodunda ilk olarak başlangıç tasarımı için sonlu elemanlar modeli oluşturulur. Sonrasında ise sonlu eleman çözücü, gerilme uzama dağılımı için çözüm yapar. Von misses gerilme dağılımı kullanılarak elemanların kalınlıkları ayarlanır. Bu

işlemden sonra sonlu elemanlar modeli oluşturularak proses tekrar edilir. Bu işlem istenilen gerilme durumu sağlanana kadar devam edilir.



Şekil 2.5 Yoğunluk Metodu Akış Şeması

Yoğunluk metodunda, her bir elemana malzeme rijitliğine bağlı olarak değişen ve değeri sıfır ile bir arasında olan bir yoğunluk verilir. Yoğunluk metodu temel olarak aşağıdaki şekilde formüle edilebilir.

$$x_j = \frac{\rho_j}{\rho_o} \quad (2.8)$$

Burada;

- $\rho_j = j'$ inci elemanın yoğunluğu
- $\rho_o = \text{Temel malzemenin yoğunluğu}$
- $x_j = j'$ inci elemanın Pseudo yoğunluğu

J' inci elemanın Pseudo yoğunluğu, Pseudo yoğunluğuna bağlıdır. Bu eşitlik aşağıda gösterildiği gibidir;

$$K_j = x_j^p K_o \quad (2.9)$$

Burada;

- $K_o = \text{Temel Malzemenin rijitliği}$
- $p > 1 = \text{Cezalandırma kuvveti}$

$x_j = 0$ olduğu durum için, $K_0 = 0$ 'dır ve malzeme yok demektir. $x_j = 1$ olduğu durum için, $K_0 = 1$ 'dir ve malzeme var demektir. Bu metotta p değeri için birden büyük bir değerin belirtilmesi optimum tasarımda kullanılması ekonomik olmayan yoğunlukların olduğu anlamına gelmektedir [17].

2.3.1.2.3 Evrimsel Metot

Bu optimizasyon metodunun temelinde gerilmeye dayalı tasarım teknikleri yer alır. Yapısal topoloji, her bir iterasyonda ilave edilen ya da yapıdan silinen bazı elemanlar sayesinde oluşturulur. Bu metot daha çok bir amaç fonksiyonu ya da sınırlandırmalar olmadan sezgisel bir şekilde kullanılan bir methodur.

Evrimsel yapı optimizasyonu, Y.M. Xie and G.p. Steven tarafından 1993 yılında geliştirilmiştir. Optimum çözüme ulaşılan kadar yoğunluk, rastgele bir biçimde geliştirilerek eleme mekanizması oluşturulmuştur. Evrimsel yapı optimizasyonu, basitçe maksimum rijitlik ve minimum ağırlık gibi optimum yapının, etkisiz bir halde kullanılan malzemenin yani elemanın tasarım alanından git gide azaltılarak oluşturulması ilkesine dayanır. Malzeme silme, nispeten esneklik kat sayısı ya da kalınlık değeri az olan benzer elemanlar atanarak gerçekleştirilebilir. Malzeme silme genel anlamda Von Mises gerilme metoduna dayanır. Elemanın gerinim enerjisine göre değerlendirmesi yapılır. Bu değerlendirme, belirlenen aralıktaki elemanların sınır değerlerine kadar iterasyon yapılmaya devam edilmesi şeklinde gerçekleştirilir[17].

Mühendislik bakış açısı göz önüne alındığında, evrimsel yapı optimizasyonda sonlu eleman analizinin daha az zaman gerektirmesi gibi öne çıkan bazı özellikleri vardır.

Genel olarak evrimsel optimizasyonun problemi aşağıdaki şekilde ifade edilir.[16].

$$\min f(\{x\}), \quad (2.10)$$

$$g_j(\{x\}) \leq 0 \quad (2.11)$$

$$h_j(\{x\}) = 0 \quad (2.12)$$

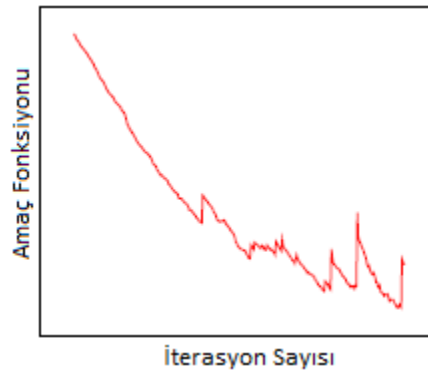
$$x_j^1 \leq x_j \leq x_j^u \quad (2.13)$$

$$j=1,...,k, j=1,...,l, j=1,...,m, \quad (2.14)$$

$f(\{x\})$ amaç fonksiyonu ve $\{x\}$ tasarım değişkeninin vektörüdür. $g_j(\{x\})$ ve $h_j(\{x\})$ sırasıyla eşitsizlik ve eşitlik sınır koşullarını ifade eder. k ve l ise eşitlik ve eşitsizlik sınır koşullarının sayısıdır. x_j^u tasarım değişkeninin üst, x_j^l ise alt sınırıdır. m toplam tasarım değişkenlerinin sayısını simgeler [14].

Sayısal örneklerde, tasarım alanı sonlu elemanlar kullanılarak modellenir ve problemlerin tasarım değişkenleri belirtilmez. Evrimsel yapı optimizasyonunda bazı elemanlar tasarım alanından silindiği yani rijitlikleri eş olan matrisler sıfırlandığı için tasarım değişkenlerinin değerleri elemanların rijitlik matrislerine etki etmek zorundadır. Sonuç olarak, eleman kalınlıkları veya eleman elastisite modülü tasarım değişkeni olarak seçilebilir [14].

Evrimsel metod ile yapılan bir optimizasyon çalışmasında amaç fonksiyonu ve yapılan iterasyon sayısını gösteren tipik bir yakınsama grafiği aşağıdaki gibidir [11].



Şekil 2.6 Evrimsel Metot ile Yapılan Optimizasyonda İterasyon Grafiği

Yukarıdaki grafik evrimsel metod ile yapılan bir optimizasyon çalışmasında bir her bir iterasyon adımıda amaç fonksiyonuna yaklaşılamayabileceğini göstermektedir.

Ayrıca evrimsel metod ile ilgili Rozvany'nin belirtmiş olduğu evrimsel metodun bazı metodolojik eksikliklerinin olması gerekçesiyle endüstriyel uygulamalarda şimdilik uygulanmasının zor olduğu belirtilmiştir [17].

2.3.2 Topografi Optimizasyonu

Topografi optimizasyonu temel olarak şekil optimizasyonu ile benzerlik gösterir. Kullanılan yazılımlar sayesinde çeşitli yöntemler ile şekil vektörleri oluşturulur. Bu metod ile ilk olarak optimizasyon yapılacak olan çalışma alanı, yani tasarım bölgesi belirlenir

ve bu bölge içerisinde kalan şekil değişkenleri güçlendirmeler ya da pasolara göre kullanılan program yardımıyla eklenir. Simetri eksen, minimum tane genişliği gibi parametreler kullanıcı tarafından belirlenir. Belirlenen bu parametreler doğrultusunda şekil vektörleri belirlenerek optimizasyon için kullanılır.

Topografi optimizasyonu parça üzerindeki girinti ve çıkıntıların konumlandırılmasıyla parçanın frekans değerlerinde ve dayanımında iyileşmeler sağlamaktadır.

Topografi optimizasyonu sadece 2 boyutlu sac metal elemanlar veya kabuk elemanlar için optimum modeli bulmak için kullanılır [18].

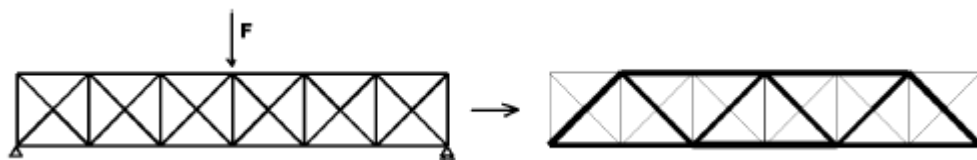
Özetle, topografi optimizasyonu fonksiyonel açıdan gerekli olan rijitlik, özgül frekans değerlerini sağlamak için konulması gereken elemanların yerleri belirlemede kullanılan bir yöntemdir.

2.3.3 Boyut Optimizasyonu

Boyut optimizasyonu yapısal optimizasyonun en basit formudur ve topometri optimizasyonu ile benzerlik gösterir. Ancak değişkenlerin sayısında bir miktar azalma görülür. Bunun temel nedeni, tüm bileşenlerin tek bir eleman olarak düşünülmesidir [18].

Boyut optimizasyonunda; parça kesit mesafeleri genellikle tasarım değişkeni olarak kullanılır. Araç gövdesi için en önemli tasarım değişkenlerinden birisi parçanın et kalınlığıdır. Sac parçaların optimum kalınlığını, kirişlerin boyutlarını bir algoritma içerisinde optimumu bulmak için inceler. Bu sayede önceden belirlenmiş geometriden en iyi tasarımı elde edilmeye çalışılır [19].

Örneğin, aşağıda gösterilen şekilde yük uygulanan sistemin boyut optimizasyonu sonrasında sistemdeki çubukların kalınlıklarının değişimi gösterilmiştir.



Şekil 2.7 Örnek Tasarım Alanına Boyut Optimizasyonu Uygulanması Örneği

2.3.4 Topometri Optimizasyonu

Topometri optimizasyonu, boyut optimizasyonunun genelleştirilmiş halidir. Boyut optimizasyonundan farklı olarak her bir elemanın boyutları bağımsız olarak tasarlanır [7].

Topometri optimizasyonu, ilave gereksinimlere ihtiyaç duyması açısından boyut optimizasyondan ayrılır. Örneğin, topometri optimizasyonu üretilebilirlik ve simetri kısıtlamaları veya minimum eleman boyutları gibi seçenekleri içeriyor olması gerekmektedir. Ancak bu metot konsept tasarım kalınlığının tanımlanamadığı durumlardaki üç boyutlu katı modellere uygulanamaz [18].

Topometri ve topografi optimizasyonu metotları da kendi içerisinde bazı farklılıklara sahiptir. Topoloji optimizasyonunda tasarım değişkeni olan parametreler 0 ile 1 arasında değerler alırken, topometri optimizasyonunda tasarım değişkenleri fiziksel ölçülerdir. Örneğin, çubuk eleman için tasarım değişkeni topometri optimizasyonunda çap olarak seçilebilir.

Topoloji optimizasyonunda tasarım değişkenleri her zaman aynı olmakla birlikte genellikle Young modülü ve elemanın yoğunluğu seçilirken, topometri optimizasyonunda bunun aksine değişkenler eleman odaklıdır. Örneğin, çubuk elemanlar için topometri optimizasyonunda tasarım değişkenleri alanlar ya da atalet momentleri seçilebilir. Aşağıdaki topoloji optimizasyonu ile yapılan young modülünün değişken, fiziksel ölçülerin sabit olduğu bir durum canlandırılmış ve topometri optimizasyonunda young modülünün sabit, fiziksel ölçülerin değişken olduğu durum ile karşılaştırılmıştır [21].



Şekil 2.8 1 Tasarım Alanı, Topoloji Optimizasyonu, Topografi Optimizasyonu

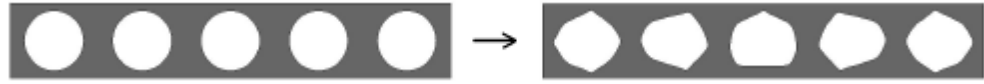
2.3.5 Şekil Optimizasyonu

Boyut optimizasyonu ile benzerlik gösteren bu optimizasyon, yapısı önceden belirlenmiş olan parçaların delik, kiriş gibi geometrilerin şeklini belirlemekte kullanılan

bir optimizasyon yöntemidir. Delikli bir yapıya uygulanan şekil optimizasyonu sonucunda delik sayısında bir değişiklik optimizasyon sonrasında gözlenmez.

Şekil optimizasyonunda tasarım değişkenleri yapısal eleman dağılımının kalınlığı, deliklerin çapları veya parça üzerindeki diğer ölçüler olabilmektedir.

Şekil optimizasyonunun, topoloji ve boyut optimizasyonuna göre en temel farkı; her bir elemanın bir veya birden fazla tasarım değişkeni varken, şekil optimizasyonunda bu tasarım değişkenleri bir çok elemana etki etmektedirler.



Şekil 2.9 Şekil Optimizasyonu Uygulama Örneği

2.3.6 Serbest Form Optimizasyonu

Bu optimizasyon yöntemi şekil optimizasyonunun özel bir durumudur. Program kafesleri parça parça ayırır. Bu durum şekil optimizasyonu ile karşılaştırıldığında tasarım çeşitliliğinin arttırdığı görülür[7].

Serbest form optimizasyonu topografi optimizasyonundan farklı olarak her eleman tipi için uygulanabilir. Bu optimizasyon çeşiti katı parçada kullanılması gereken kuşaklar tasarımı için kullanılabilir [7].

2.4 Yapısal Optimizasyon Yöntemlerinin Kıyaslanması

Oldukça karmaşık parçaların optimizasyonunda birden fazla optimizasyon yönteminin kullanılması daha sürdürülebilir sonuçlar vermektedir. Bu nedenle kullanılacak olan malzemenin üretim yöntemi, optimizasyonun amacı gibi konular önem kazanmaktadır.

Parça için seçilecek olan optimizasyon yöntemi belirlenirken, parçanın hangi yöntemlerle üretileceği de önem kazanmaktadır. Bu nedenle yapısal optimizasyon yönteminin dein çekme, döküm ve ekstrüzyon gibi üretim metotlarına göre kullanımı ve Çizelge 2.1’de gösterilmiştir [7].

Çizelge 2.1 Parça Üretim Metodu-Optimizasyon Tekniği Kıyaslama Tablosu

Yapısal Optimizasyon Çeşiti	Derin Çekme	Döküm	Ekstrüzyon
Boyut	√	X	X
Şekil	√	√	X
Topoloji	√	√	√
Topometri	X	√	X
Topografi	√	√	X
Serbest Form	√	√	X

Optimizasyon yöntemleri genel olarak parçanın rijitliğini veya mukavemetini arttırmak amaçlı yapılır. Ancak kaynak gibi bazı birleştirme yöntemleri optimizasyon metotları ile geliştirilebilir. Çizelge 2.2’de optimizasyon yöntemlerinin hangi amaç için kullanılabilecekleri belirtilmiştir [7].

Çizelge2.2 Optimizasyon Tekniği ve Amaç Fonksiyonu Tablosu

Yapısal Optimizasyon	Temel Tasarım	Rijitlik	Dayanım	Son Tasarım	Güçlendirme	Birleştirme (Kaynak)
Boyut	√	√	√	√	√	Nadiren
Şekil	√	√	√	√	X	X
Topoloji	√	√	X	Nadiren	√	√
Topometri	√	√	X	Nadiren	√	√
Topografi	√	√	X	Nadiren	√	X
Serbest Form	√	√	X	Nadiren	√	X

Motor Traversi Optimizasyonu

Yapılan bu çalışmaya konu olan motor traversleri uzun ve geniş sac metal malzemelerden oluşan, bükülmüş bir kanal şeklinde, yağ haznesinin altından geçerek aracın iki tarafında bulunan şasi kollarını birbirine bağlayan yapısal elemanlardır. Bu sayede motora destek sağlarlar. Yumuşak bir suspansiyon hareketine yardımcı olurken gövdenin burulma rijitliğine katkıda bulunurlar.

Motor traversi optimizasyonu öncesinde, parçanın davranışını anlamak için eğilme ve burulma rijitlik kavramlarının iyi anlaşılması gerekmektedir.

3.1 Eğilme Rijitliği

Araçlardaki eğilme rijitlik değeri en basit şekliyle tanımlanacak olursa, bir kaza anında kapıların açılmasına olanak sağlayacak şekilde olması istenerek tasarlanır. Eğilme durumu, doğrudan aracın ağırlığının temel sebebi olan güç aktarma organları, yakıt tankı gibi ana bileşenlerle ilgilidir. Otomobillerde eğilme rijitliği burulma ile ilgilidir. Bu nedenle burulma rijitliği tanımının yapılması gereklidir [22].

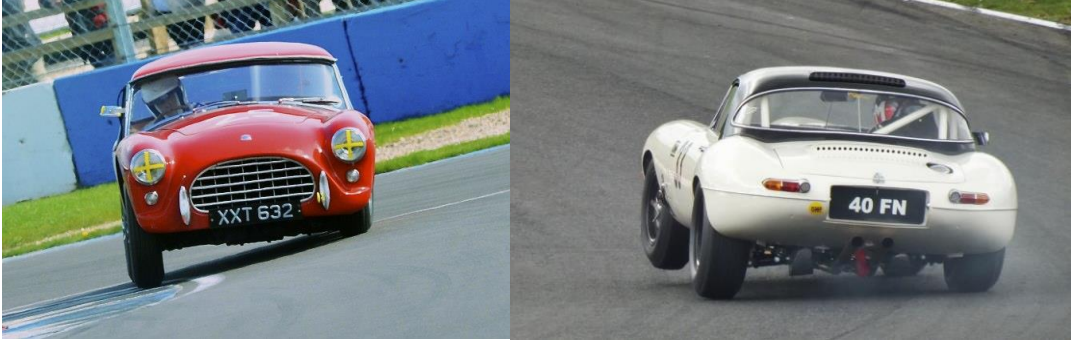
3.2 Burulma Rijitliği

Araçların yetersiz burulma direnci, sürücü ve yolcuya güvensizlik hissi yaratmakta ve kazalara neden olmaktadır. Burulma rijitliği; şasi veya parça üzerine uygulanan tork değerinin ne kadarlık bir burulma açısı yarattığı bağlantısıdır [22].

$$K = \frac{T}{\phi} \quad (3.1)$$

Burada;

- K: Rijitlik (Nmm/derece)
- T: Parçaya gelen tork (Nmm)
- ϕ : Burulma açısı (Derece)



Şekil 3.1 Araç Viraj Dönme Durumu

3.3 Motor Traversi

Günümüzde çeşitli motor traversleri araçlarda kullanılmaktadır. Tasarımlarına göre sınıflandırılarak; K Eleman, X eleman gibi isimler sıklıkla kullanılmaktadır.

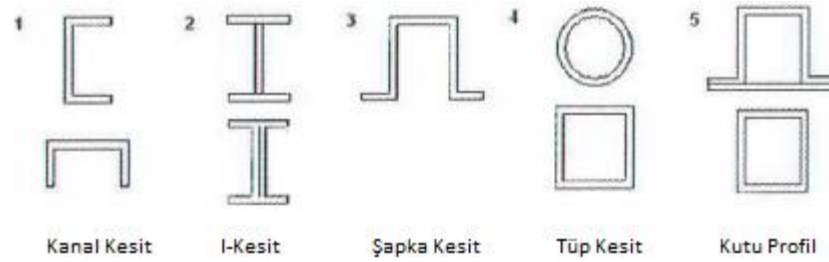
Günümüzde hafif ve orta ticari araçlarda kullanılan motor traverslerinden bazıları aşağıda gösterilmiştir.



Şekil3.2 Örnek Motor Traversleri

Aracın düşey yöndeki dayanımını belirleyen en önemli elemanlar birisi yan profiller ve bu iki profili birbirine bağlayan traverslerdir. Bu nedenle bu elemanların rijitlik ve akma gerilme değerleri taşıtın genel dayanımını belirleyen en önemli faktörlerdir.

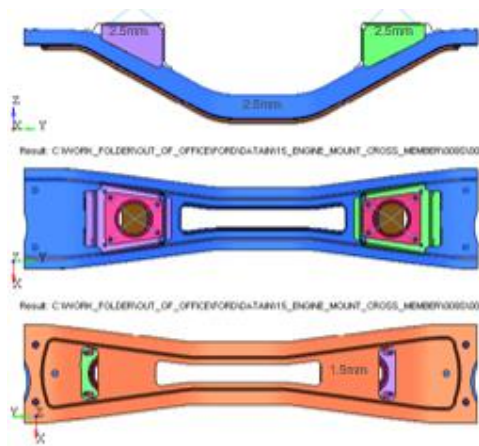
Şasinin rijitliğini arttırmak için kullanılan traversler çeşitli formlara sahip olabilirler. Bu formlardan bazıları Şekil 3.3’de gösterilmiştir [12].



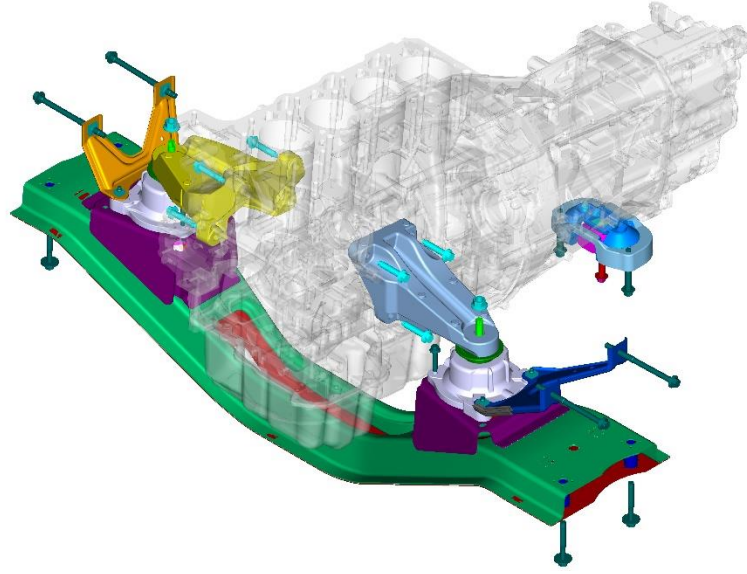
Şekil 3.3 Travers Form Çeşitleri

Asimetrik frenleme, yükleme ve çeşitli yol koşullarından kaynaklanan yanal ve eksenel yükler travers üzerine etkirler.

Optimizasyon çalışması yapılacak olan parçanın mevcut durumu incelendiğinde birbirine noktasal elektrik direnç kaynağı ile bağlı olan üst panel sacının kalınlığı 2,5mm, alt panel sacının kalınlığı 1,5mm’dir. Motor takozlarının oturduğu kule üst panel sacına gazaltı ve noktasal elektrik kaynağı ile birleştirilmiş 2,5mm’lik sac malzemeden oluşmaktadır. Kullanılan malzeme olarak yüksek dayanımlı düşük alaşımlı HSLA350 kullanılmaktadır.

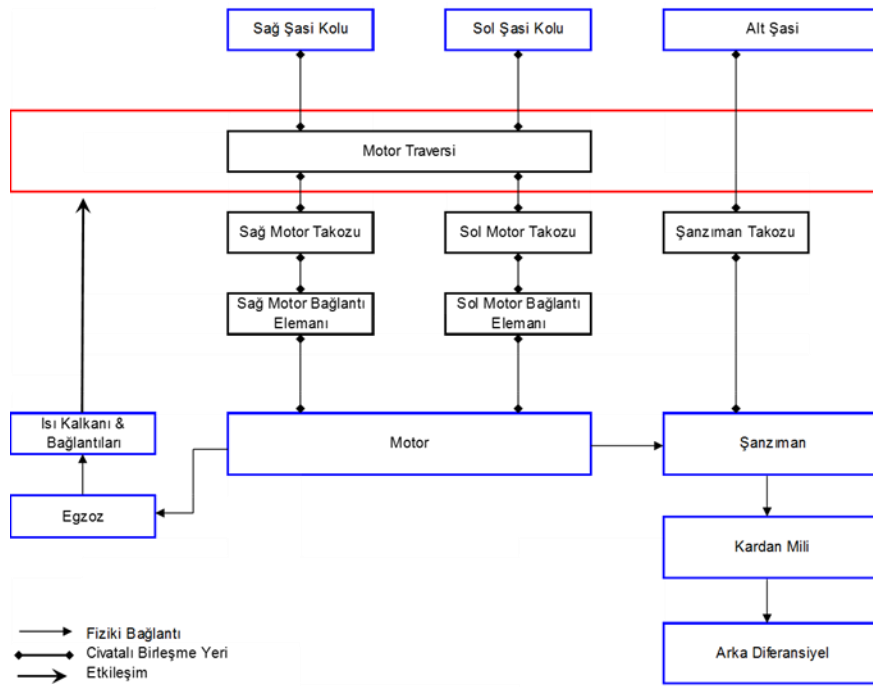


Şekil 3.4 Temel Seviye Motor Traversi Katı Modeli



Şekil 3.5 Motor Traversinin Motor ve Motor Takozları İle Bağlantısı

Kullanılan motor traversinin diğer parçalarla etkileşimini ve ilişkisini gösteren diyagram Şekil 3.6’da görüldüğü gibidir;



Şekil 3.6 Motor Traversi Blok Diyagramı

Şasinin düşey yöndeki dayanımını belirleyen en önemli elemanlardan biri yan profilleri birbirine bağlayan ve şasinin rijitliğine katkı sağlayan ara profillerdir. Bu ara profillerden birisi de motor traversidir. Aracın kendi ağırlığından, yolcuların ağırlığından ve yoldan gelen girdiler doğrultusunda motor traversinde de şasi ve motorun ağırlığından

kaynaklı gerilmeler meydana gelir. Motor traversleri aynı zamanda, şasinin iki ana yan profilini birleştirme görevi üstlendiğinden yan profiller üzerinde oluşan her türlü eğilme ve burulma momenti motor traversine de aktarılır.

Araçta yapısal ve dinamik önem taşıyan motor traversinin optimizasyonu, parçanın ağırlığı dikkate alındığında aracın yakıt performansını, egzoz emisyon değerlerini, aracın maliyetini doğrudan etkileyecek yapısal parçalardan biridir. Yapısal açıdan bu kadar önemli olan parçanın optimizasyonu aracın genel davranışını etkileyeceği için hiçbir nokta gözden kaçırılmamalıdır.

Yapısal optimizasyonunun ürün geliştirme prosesleri içerisinde yer almasıyla birlikte daha hafif tasarımlar daha kolay bir şekilde yapılabilir hale gelmiştir. Deneme yanılma yöntemi ile yapılan ürün geliştirme süreci, tasarımcının tecrübesine ve ön görüşlerine bağlı olarak gerçekleştirilir. Eğer parçadan beklenen sonuç yapılan değerlendirmeler sonucunda alınmaz ise istenen hedef sağlanana kadar bu süreç devam etmek zorundadır.

Motor traversinin optimizasyonunda katı model CATIA, mesh model HyperMesh, optimizasyon çalışmasında çözücü olarak ise Optistruct programları kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Optimizasyonda kullanılacak yüklerin doğru belirlenmesi optimizasyon sonucunun kesinliğini doğrudan etkileyen parametrelerin başında gelmektedir. Bu çalışmada örnek olarak kullanılacak olan temel seviye parça araç üzerindeki, otomotiv üreticisinin belirlemiş olduğu farklı yol koşullarını içeren pistlerde kullanılarak parçaya gelen düşey yöndeki eğilme, asimetrik frenleme ve dönme esnasındaki burulma değerleri parça üzerindeki sensörler yardımıyla toplanmış ve analizde kullanılacak olan yük değerleri belirlenmiştir. Bu yük durumları modele yansıtılırken mesnet noktalarının da belirlenmesi gerekmektedir.

3.4. Optimizasyon Programı

Altair, 1994 yılında yayınladıkları Hyperworks yazılımı o güne kadar yapısal optimizasyon konusunda oluşturulmuş ilk programlardan birisi olmuş ve günümüzde de yaygın bir şekilde kullanılmaya devam edilmektedir [15].

OptiStruct, tasarım sürecini hızlandırması, tasarım performansını arttırması, hızlı sonlu eleman analizi yapabiliyor olması, topoloji ve topografi optimizasyonlarını kullanarak optimum yasarım konseptleri yaratıyor olması ve boyut ve şekil optimizasyonları sayesinde tasarım performansında iyileştirmeler yapılabilir olmasından dolayı tasarım sürecine büyük ölçüde katkı sağlamaktadır [23].

Tasarım sürecinin konsept fazında tasarımcının özgürlüğü tasarımın özellikleriyle sınırlandırılır. Optimizasyon programı kullanmadan yapılacak olan tasarım genellikle benzer tasarımlarla karşılaştırmalı değerlendirmeler sonucunda ortaya çıkmaktadır. Topoloji ve topografi gibi konsept tasarım araçları bu süreci kolaylaştırmak için ortaya çıkarılmıştır [23].

Bir otomotiv şasi tasarımı düşünüldüğünde, yüksek rijitlik değerleri iyi bir sürüş ve yol tutuşu için gerekli olmakla birlikte, çarpışma anında deforme olabilmesi de gerekmektedir. Bu durum gösteriyor ki, tasarımda yapılan bir iyileştirme, tasarımın başka yönlerden bozulmasına neden olabilir. Bu nedenle, bu çelişki durumların optimizasyon sırasında olumsuz etki göstermesini engellemek üzere problemin tanımı doğru formüle edilmelidir [23].

Altair OptiStruct programı statik, modal ve termal dâhil olmak üzere birçok çeşitli sonlu elemanlar analizini yapabilme kabiliyetine sahiptir. Noktasal yükler, basınç, termal yükler ve yerçekimsel yükler uygulanabilmektedir. Bu program yardımıyla oluşturulmak istenen sonlu eleman tipleri üç boyutlu katı eleman, iki boyutlu kabuk eleman ve diğer kiriş ve çubuk benzeri elemanlardan oluşturulabilir.

Bu çalışmada OptiStruct yapısal optimizasyon amacıyla kullanılmıştır. OptiStruct ile yapılan optimizasyon aşağıdaki durumlarda uygulanabilmektedir;

- İki ve üç boyutlu tasarım alanının topoloji optimizasyonu.
- Kabuk elemanın optimum kalınlık dağılımını bulmak için serbest boyut optimizasyonu.
- Kullanıcı tanımlı şekillerde, şekil optimizasyonu.
- Kabuk elemanın güçlendirme karakteristiği için topografi optimizasyonu.
- Kabuk geometri kalınlığı, destek geometrisi kalınlığı gibi tasarım değişkenleri için boyut optimizasyonu.

Optimizasyon probleminin tanımında bazı parametrenin bilinmesi gerekmektedir. Bu parametreler; tasarım alanı, değişkenler, hedef (örn: kütlenin azalması), optimizasyon kısıtlamaları (örn: rijitlik ve/veya yer değiştirme hedefleri) ve optimizasyon algoritmasının belirlenmesidir [17].

OptiStruct programı ile yapılacak olan topoloji optimizasyon metodu probleme bağlı olarak değişiklik göstermektedir. OptiStruct ile yapılacak olan tüm optimizasyon yöntemlerinde temel olarak benzer adımlar izlenir. Bu adımlar;

- Tasarım alanının oluşturulması.

Topoloji optimizasyonu temel olarak yaratıcı ve alternatif tasarımlar ortaya koyabilen bir araçtır. Bu alternatif tasarımları oluşturabilmek için ihtiyaç duyulan ilk adım tasarım alanının oluşturulmasıdır. Tasarım alanı oluşturulurken parçanın konumlandırılacağı paket alanının doğru bir şekilde belirlenmesi gerekmektedir. Ancak temel olarak tasarım alanının artması optimizasyon yazılımının sunacağı çözümlerin iyileşmesi ve konfigürasyon sayısının artması anlamına gelmektedir.

- Sonlu eleman modelinin oluşturulması.

OptiStruct ile oluşturulan sonlu eleman modeli oluşturulmuş katı modelin mesh modelinin oluşturulması için HyperMesh programına aktarılır. Sonlu eleman modeli oluşturulan parçanın geometrisini farklı boyut ve geometrilerdeki eleman tipleri ile canlandırmaktadır. Oluşturulan modelde kullanılan eleman tipi ve elemanların boyutları, programın hesaplama süresini doğrudan etkilemektedir. Sonlu eleman modeli oluşturulması esnasında topoloji optimizasyonu ile şekil ve boyut optimizasyonu arasındaki en büyük fark topoloji optimizasyonunda formu belirli olmayan tüm tasarım alanının modeli oluşturulurken, şekil ve boyut optimizasyonunda mevcut tasarımın modeli oluşturulmaktadır.

- Yüklerin, tasarım değişkenlerinin ve tasarım değişkeninin kısıtlamalarının belirlenmesi.

Tasarım değişkenlerinin belirlenmesi optimizasyonun bir sonraki basamağı olarak düşünülebilir. Tasarım değişkeni programa hangi elemanın hangi

durumla karşılaşacağını ifade etmektedir. En önemli geometrik kısıtlamalardan birisi üretim metodunun belirlenmesidir. Döküm, dövme, ekstrüzyon gibi üretim yöntemlerinin belirlenmesi optimizasyon tasarımının belirlenmesi açısından önem taşımaktadır. Ayrıca tasarım değişkenleri üretilebilirlik, gerilme ve maksimum minimum eleman boyutu gibi bazı sınırlamalara sahip olabilirler. Modelin bu aşamasında program çalışırken tasarlanabilir ya da tasarlanamaz alanların belirlenmesi gerekmektedir. Tasarlanamaz elemanlar kuvvetlerin ve kısıtlamaların modelde uygulandığı bölgelerdir. Simetri durumu bir diğer geometrik kısıtlamadır. Simetri doğru her iki noktaya da uygulanarak düzlemsellik veya dairesellik belirtilebilir. Tasarıma uygulanılacak olan yükün büyüklüğü, yönü, pozisyonu doğru olarak belirlenmelidir. Ayrıca yer çekimsel yükler de uygulanarak ivmelenme ve titreşim testleri gerçekleştirilebilir. Optimizasyonda çoklu yükleme durumlarının da her biri tanımlanmalıdır. Bu tasarım davranışının belirlenmesi için önem arz etmektedir.

- Tasarım davranışının belirlenmesi

Optimizasyon esnasında çeşitli değerler ve parametreler hesaplanabilir veya kontrol edilebilir. Bu parametreler tasarımın davranışını oluşturmaktadır. Temel olarak bu parametreler hacim/ağırlık, gerilme enerjisi, yer değişimi, reaksiyon kuvvetleri/momentleri, burulma kuvvetleri, atalet momenti, rotasyon ve ağırlık merkezi olabilir. Kullanılabilen parametreler programa göre farklılık gösterebilir. Tasarım davranışları belirlenirken ilk olarak küçük ve tekil alanların davranışları belirlenmesi o alan hakkında daha doğru ve özel bir sonuç verebilir.

- Optimizasyonun amacının formüle edilmesi.

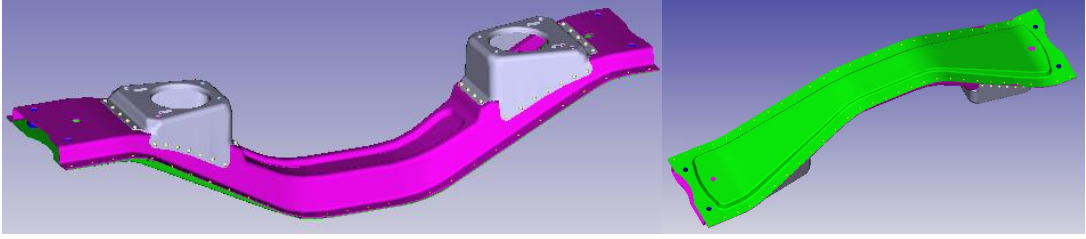
Optimizasyonu gerçekleştirmek için en az bir adet amacın belirtilmesi gerekmektedir. Amaç belirlenen cevapların maksimum ya da minimum olması olarak belirlenebilir. Bu cevaplar kütle, hacim, yer değişimi, gerilme veya sıcaklık olabilir. Örneğin, optimizasyon için amaç rijitlik olarak belirlenmiş ise yer değişimi sabit olarak belirlenebilir.

3.5 Motor Traversinin Yapısal Optimizasyonu

Optimizasyonun daha iyi anlaşılabilmesi için yapılan bu çalışmada motor takozunun topoloji ve topografi optimizasyonu yöntemleri kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmasının basamakları, deneme yanılma yöntemi ile yapılan optimizasyonla yapılan çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırmalı olarak incelenecektir.

3.5.1 Tasarım Alanının Oluşturulması

Tasarım alanı oluşturulurken parça üzerindeki boşaltmalar doldurulmuştur. Fakat kule optimizasyon sırasında şekillendirmeye izin verilemeyen alan olan tanımlanacağı için kule tasarımında bir değişiklik yapılmamıştır. Ayrıca, oluşturulan bir tasarım alanında parçanın üretim prosesinde büyük bir değişikliğe gidilmemesi için parçanın alt bileşenlerinin bağlantı çeşit ve geometrilerinde de değişiklik yapılmamıştır. Oluşturulan tasarım alanı şekil 3.7 'de gösterildiği gibidir.



Şekil 3.7 Traversin Tasarım Alanı

3.5.2 Sonlu Eleman Modelinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar ile çözüm yapılırken, tasarım alanı küçük elemanlara bölünür. Eleman boyutunun küçülmesi tasarım alanında bulunan toplam eleman sayısının artması ve çoğu zaman daha doğru bir sonlu elemanlar modeli oluşturulması anlamına gelmektedir. Buna karşın, tasarım alanında bulunan eleman sayısının artması çözüm süresinin de artmasını beraberinde getirmektedir. Bundan dolayı oluşturulacak olan modelde de elemanların boyutu ve sayısı optimum seviyede tutulmalıdır. Yapılan bu çalışmada kullanılan eleman boyutu, otomotiv üreticisi firmanın belirlemiş olduğu standartlara göre belirlenmiştir.

Sonlu elemanlar modelinde kullanılacak olan elemanların boyutu kadar elemanların şekilleri de önem taşımaktadır. Modellenecek olan malzemenin cinsine ve sonlu eleman çözümünün amacına göre farklılık gösterebilir.

Sonlu elemanlar yöntemiyle oluşturulan modelin kalitesi analizin sonucunu doğrudan etkilemektedir. Ayrıca, modeli oluşturan elemanların geometrisi yani şekli ve boyutları da katı model üzerinde kurulacak olan ağ yapısının modellenenbilmesi için önemlidir.

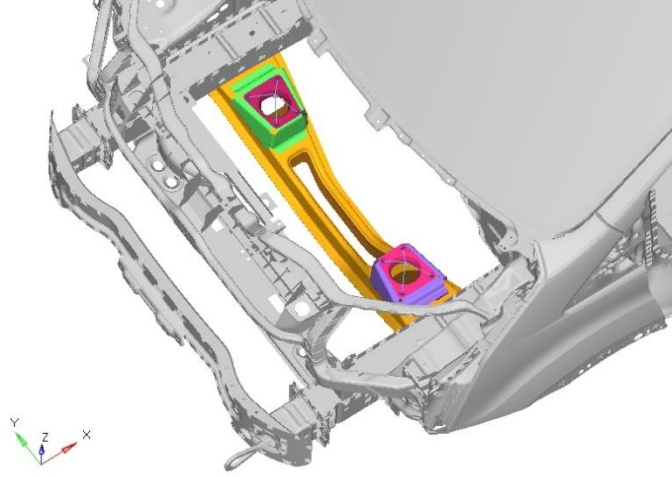
Modelleme işleminden önce, katı model program içerisine atılarak geometrideki bazı düzenlemeler yapılması gerekir. Geometride birbirine çok yakın ve belirlenen en küçük eleman boyutlarının dahi sığmayacağı kısımlar düzenlenmesi gerekmektedir.

Bu çalışmada, sac metal parçanın orta kısmından kesit alınarak iki boyutlu kare elemanlar kullanılmış ve eleman boyutu 3 mm olarak belirlenmiştir.



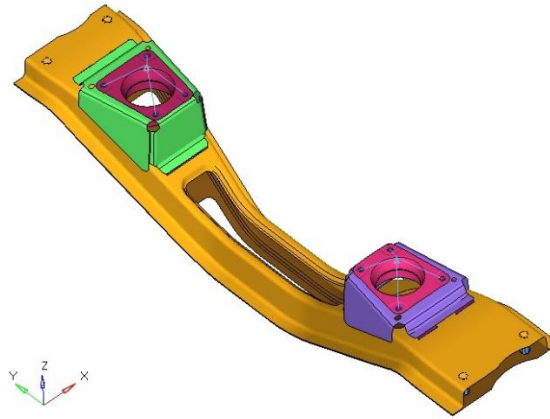
Şekil 3.8 Tasarım Alanının Sonlu Elamanlar Modeli

Aşağıdaki şekil statik rijitlik değeri için yapılacak olan analizin model kurulumunu göstermektedir. Parçanın sol ve sağ tarafından tüm serbestlik derecelerinde birim yük uygulanmıştır. Motor takozlarının oturma yüzeylerini canlandıran taklit bir parça rijitler ile bağlanmıştır. Gövdenin rijitliğini de dikkate alarak daha doğru bir sonuç sağlamak için motor traversinin gövde ile olan bağlantısı arasında yay eleman tanımlanmıştır.



Şekil 3.9 Rijitlik İçin Model Oluşturulması

Gerilme için kurulacak olan analiz modelinin statik rijitlik için kurulan modelden tek farkı motor takozunun oturduğu her iki bölgeye birden uygulanacak olan Z eksenindeki 25kN değerindeki yüküdür.



Şekil 3.10 Gerilme Analizi İçin Kurulan Model

Gerilme ve rijitlik analizi arasındaki tek fark kuvvetin uygulanma şeklidir. Gerilme analizi için sabit bir dikey kuvvet motor takozlarına uygulanır. Rijitlik için yapılan analizde ise ilk olarak eş değer statik rijitlik analizi gerçekleştirilir. Sonrasında dinamik frekans tepki analizi yapılarak dinamik rijitlik değerleri elde edilir. Bu durum için birim yükler öteleme ve dönme şeklinde motor takozlarının tüm serbestlik derecelerinde uygulanır. Yani, dinamik rijitlik; tepki frekans analizi kullanılarak hesaplanır.

Optimizasyon çalışmalarında önemli olan bir diğer parametre kısıtlamalardır. Gerilme ve statik rijitlik modelleri için bağlantı noktalarındaki rijitliği canlandıracak yay elemanlar kullanılarak kısıtlanır.

Optimizasyon yapılmadan önce yeniden tasarlanmasında sakınca olmayan veya tasarım için dondurulmuş ve optimizasyon sırasında yeniden tasarlanmasına ihtiyaç duyulmayan parçalar tanımlanabilir. Yapılan bu çalışmada motor travers kuleleri tasarlanmasında sakınca olmayan parçalara dâhil edilmemiştir.

Motor traversi için yapılan bu optimizasyon çalışmasında, kütle azaltılmaya çalışılırken, parçanın statik rijitlik performansının mevcut parça durumunu muhafaza etmesi ya da iyileştirmesi amaçlanmıştır.

Yapılan optimizasyon çalışmasında topoloji ve topografi optimizasyon yöntemleri birleştirilerek parça üzerinden çıkarılması gereken bölgelerin en uygun şekilde konumunun belirlenmesi ve form değişikliklerinin tanımlanması hedeflenmiştir.

Kullanılan program sayesinde 70 adet iterasyon yapılmıştır. Yapılan iterasyonların sayısı tümüyle optimizasyon probleminin yakınsanmasıyla ilgilidir ve iterasyon sayısını program kendisi belirlemiştir. Yani, iterasyon sonucunda optimizasyondaki amaç fonksiyonun küçük değişimlerle iyileşmesi sağlanmıştır. Örneğin, ağırlığın azaltılması için yapılan bu optimizasyonda iterasyonlar arasında çok küçük değişiklikler bulunmaktadır.

Topoloji optimizasyonunun çıktısı aşağıda gösterilmektedir. Parça üzerinden çıkarılması ve eklenmesi gereken bölgeler farklı renkler ile belirtilmiştir. Topoloji optimizasyonun temeli yoğunluk metodolojisine dayanmaktadır. Kullanılan yazılım her elemanın yoğunluk değerine göre 0 ya da 1 aralığında hesaplanır. Yoğunluk değeri 0 olan elemanlar geçersiz olarak simgelenir. Oysaki yoğunluk değeri 1 olan elemanlar katı eleman olarak tanımlanır.

Parça üzerindeki elemanların tasarlanabilir ya da tasarlanamaz olarak belirlenmesi unutulmamalıdır. Bunun nedeni parçanın yapısal açıdan önemli olan bölgelerinden malzemelerin silinmesinin engellenmesi ve sadece tasarıma izin verilen bölgelerden malzeme çıkartılmasına izin vermesidir.

Tasarım değişkenleri tanımlandıktan sonra optimizasyon problemi için hacim oranı ve rijitlik parametreleri seçilir. Amaç fonksiyonu ise bu çalışmada rijitliğin artırılmasıdır. Kısıt fonksiyonu olarak ise optimizasyon probleminde belirlenen hacim oranı

seçilmiştir. Bu parametrede yeniden tasarlanmasına izin verilen bölgenin üst limitinin olması gereken değerler girilebilir.

Motor traversinin katı modeli oluşturmali ve sonrasında malzeme özellikleri belirtilmelidir. Motor traversi modelinde belirtilmiş bazı özellikler aşağıdaki gibidir.

Çizelge 3.1 Modele Atanan Malzeme Özellikleri

Parça	Malzeme	Elastisite (MPa)	Poisson Oranı	Malzeme Modeli	Yoğunluk (Ton/mm ³)
Motor Takoza Oturma Yüzeyi	Çelik	210000	0.3	Elastik	7.85e-09
Üst Panel	Çelik	210000	0.3	Elastik	7.85e-09
Alt Panel	Çelik	210000	0.3	Elastik	7.85e-09
Ara Halka	Çelik	210000	0.3	Elastik	7.85e-09
Kaynak	Çelik	210000	0.3	Elastik	7.85e-09

3.5.3 Sonlu Elemanlar Çözümü

OptiStruct programı topoloji optimizasyon problemlerini yoğunluk metodu ile çözmektedir. Bu metot ile her bir elemanın malzeme yoğunluğu 0 ile 1 arasında değişiklik gösterir ve her bir elemanın yoğunluğu tasarım değişkeni olarak kullanılabilir. Malzemenin rijitliği doğrusal olarak yoğunluğuna bağlı olduğu varsayılır. Daha basit bir ifadeyle alüminyumdan daha yoğun olan çelik, aynı zamanda alüminyumdan daha mukavemetlidir. Bu mantık ile simgesel malzemelerin temsil edilmesi mühendislik sezgilerini yansıtmaktadır.

Genellikle bu tip çözümler tasarım alanı içerisinde farklı malzemelerin kullanımı düşünülen durumlarda anlamlı olmayabilir. Bu nedenle, son tasarımda yer alan her bir elemanın yoğunluğu cezalandırılarak 0 ya da 1 olması sağlanır. Cezalandırma tekniğinin

kullanımı elastikiyet özelliklerinin güç kanunu gösterimidir ki bu da her türlü iki ve üç boyutlu elemanlar için aşağıdaki formül ile ifade edilebilir.

$$K(\rho) = \rho^p K \quad (3.2)$$

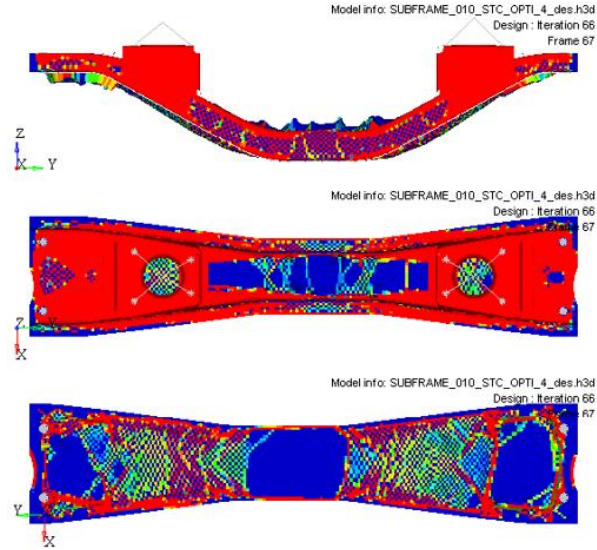
Bu denklemde K elemanın gerçek ve cezalandırılmış rijitlik matrisini, ρ yoğunluk ve p daima 1'den büyük olan cezalandırma faktörü.

OptiStruct kullanılarak yapılan optimizasyonda cezalandırma yöntemi kullanılır ve p değeri genellikle iki ile dört arasında bir değer alır. Örneğin, p değerinin bire eşit olduğu ve malzeme yoğunluğunun 0.3 olduğu durumda, p değerinin iki olması elemanın rijitlik değeri 0.3 kattan 0.09 kata tam yoğun elemanın rijitliğini azaltır. Olağan durumda ayrıklaştırma kabuk yapılar için bir, katı yapılar için iki olarak kabul edilir[23].

Minimum eleman boyut kontrolü kullanıldığında, cezalandırma oranı iki ile başlar ve sonra ikinci ve üçüncü iterasyon fazları için üçe arttırılır. Bunun nedeni daha belirli sonuçlara ulaşmak içindir. Diğer üretilebilirlik ile alakalı olan çekme yönü, ekstrüzyon gibi kısıtlamaların olduğu durumlar için p değeri iki ile başlayarak ikinci ve üçüncü iterasyon fazlarında sırasıyla üçe ve dörde artar[23].

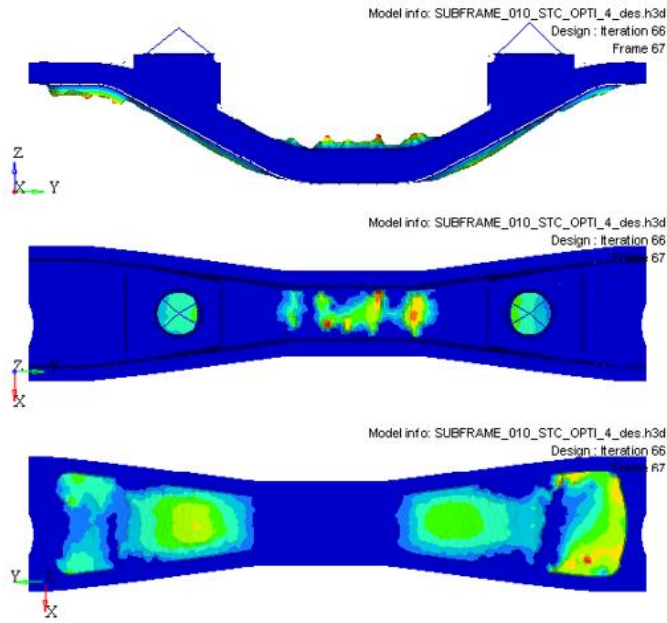
Temel olarak OptiStruct ile kullanılan 3 farklı sonlu eleman tipi bulunmaktadır. Bunlar, katı eleman, kabuk eleman, ve tek boyutlu (Çubuk, Kiriş, Boru ve Kaynak) elemanlardır.

En ideal tasarımı sağlamak üzere çözdürülmüş ve toplamda 70 adet iterasyon yapılmıştır. Topoloji optimizasyonunun sonucunda ortaya çıkan kaba model farklı renklerle gösterilerek tasarımın bir sonraki basamağı hakkında fikir vermektedir. Buradaki kırmızı renkler tasarımda bulunması gereken, mavi renk ise tasarımdan silinmesi gereken bölgeler olduğunu ifade etmektedir.



Şekil 3.11 Topoloji Optimizasyonu Çıktısı

Güçlendirme bazlı şekil optimizasyonu için kullanılan topografi optimizasyonun çıktısı Şekil 3.12’de gösterilmektedir. Topografi optimizasyonunda, tasarım alanının ve tane derinliğinin belirlenmesiyle problem kolaylıkla kurulabilir. OptiStruct sayesinde tasarım değişkenleri oluşturularak, tasarım kontrol edilebilir. Topografi optimizasyonu topoloji optimizasyonu yaklaşımları birbiri ile benzerlik göstermektedir. Aralarındaki tek fark yoğunluk değişkenleri yerine topografi optimizasyonunda şekil değişkenlerinin kullanılmasıdır. Birçok şekil değişkeni verilen tasarım alanı içerisinde güçlendirmelerin konumlandırılmasına olanak sağlar. Topografi optimizasyonunda hacim ve kütlenin amaç ya da kısıt fonksiyonu olarak kullanılması genellikle tavsiye edilmez. Bunun nedeni ise hacim ve kütlenin tasarım değişiminde çok hassas olmayışıdır.



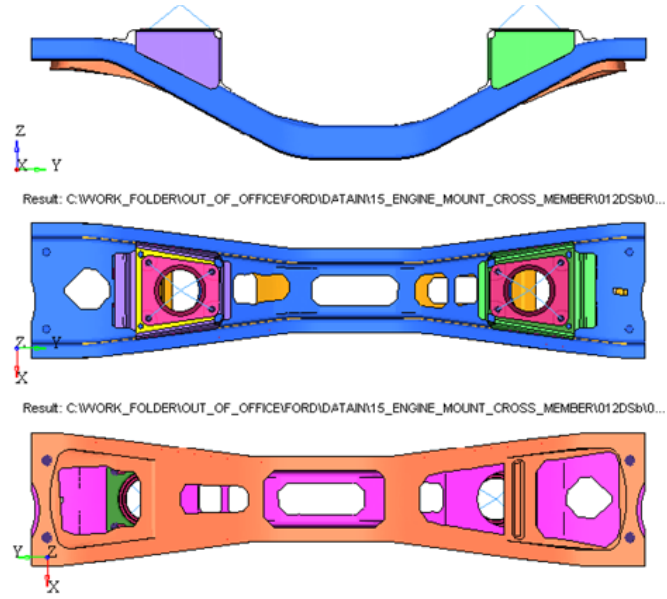
Şekil 3.12 Topografi Optimizasyonu Çıktısı

Yapılan optimizasyonun çıktısı şekil 3.12’de gösterilmektedir. Uygulanan yüke istinaden parça üzerindeki bazı bölgelere kuşaklar eklenmiştir.

Topoloji ve topografi optimizasyonun birlikte kullanılması tasarım üzerindeki parça eklenmesi veya parça çıkarılması gereken bölgelerin çapraz kontrolü açısından sağlamak sağlamaktadır. Topoloji optimizasyonu tasarım alanı içerisinde optimum dağılımı yaparken topografi optimizasyonu daha iyi yapısal performans için parça üzerinde bazı pasolar oluşturmaktadır.

3.5.4 Katı Modelin Oluşturulması

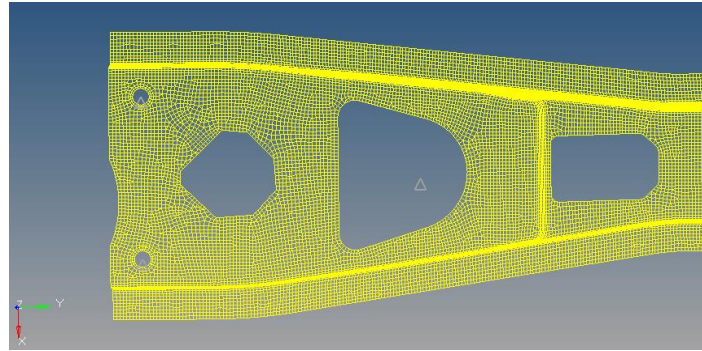
Boyut değişikliği sadece alt panel sacının 1,5mm’den 1mm’ye düşürülmesi ile sağlanmıştır. Oluşturulan katı modelin bir sonraki bölümde yeniden sonlu eleman modeli oluşturularak dayanım ve rijitlik analizleri yapılacaktır.



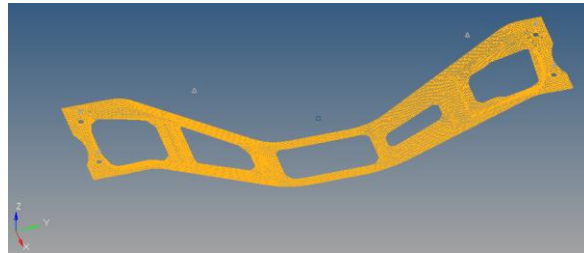
Şekil 3.13 Optimizasyon Çıktısının Katı Modele Dönüştürülmesi

3.5.5 Sonlu Elemanlar Modelinin Yeniden Oluşturulması

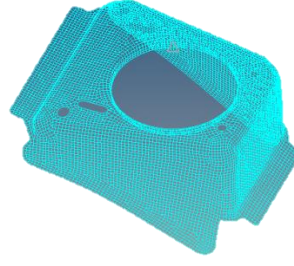
Bu bölümde, topoloji ve topografi optimizasyonları yardımıyla oluşturulmuş katı modelin sonlu elemanlar modeli oluşturularak diğer tasarımlar ile dayanım ve rijitlik açısından kıyaslanarak incelenmesi gerçekleştirilecektir.



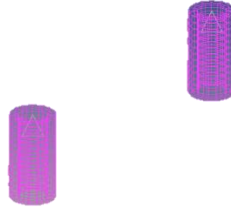
Şekil 3.14 Üst Panel Sacı Mesh Modeli



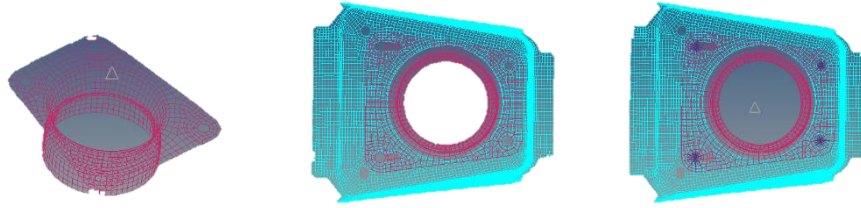
Şekil 3.15 Alt Panel Sacı Mesh Modeli



Şekil 3.16 Kule Mesh Modeli

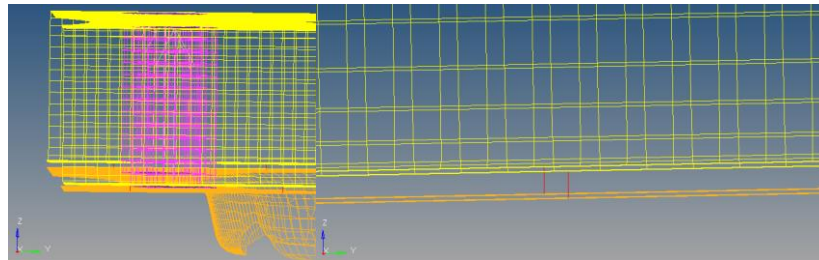


Şekil 3.17 Ara Boru Mesh Modeli



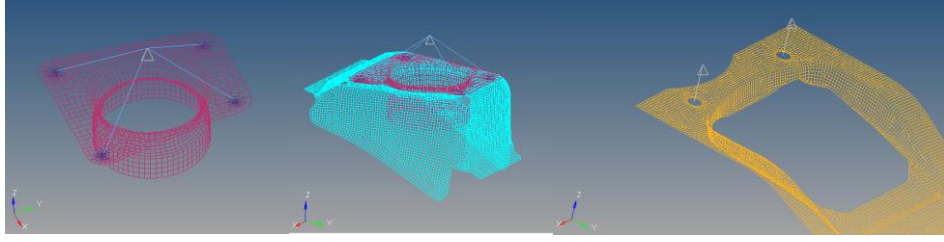
Şekil 3.18 Motor Takoza Mesh Modeli

Motor traversinin üst panel ve alt panel sacı birbirine elektrik direnç kaynağı ile bağlanmıştır. Model üzerinde bu kaynakların her biri çubuk eleman olarak gösterilmektedir.

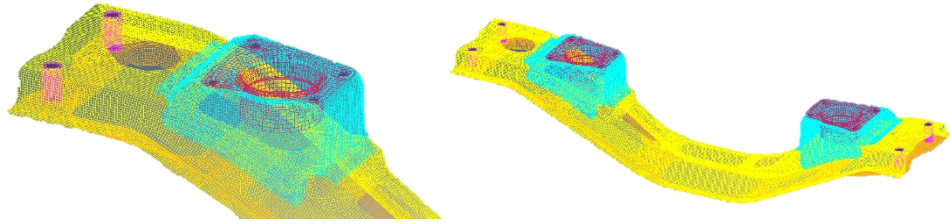


Şekil 3.19 Kaynak Bağlantısı Modeli

Motor traversinin kule olarak isimlendirilen alt parçasının içerisine konumlandırılan motor takozu bulunmaktadır. Motor takozu, motorun ağırlığı ve motordan gelen yüklere maruz kaldığından model üzerinde belirtilmesi gerekmektedir.



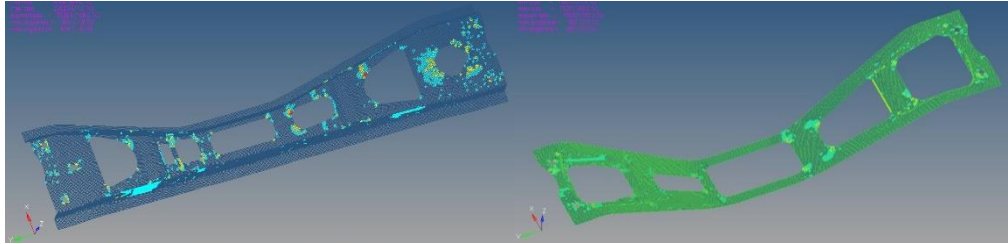
Şekil 3.20 Kuvvetlerin Modelde Gösterimi



Şekil 3.21 Tüm Parçanın Mesh Modeli

Sonlu Eleman Modelinin Kalite İndeksi

Oluşturulan modelin kalite indeks değerleri kontrol edilerek oluşturulan her bir elemanın belirlenmiş olan en küçük ve en büyük eleman boyutlarıyla kıyaslanır. Bu sayede modelden kaynaklı gerçeği yansıtmayacak olan problemler çözülebilirken aynı zamanda yüksek malzeme yoğunluklarının da önüne geçilebilir. Bu nedenle oluşturulan her bir modelin kalite kontrolü önemlidir.



Şekil 3.22 Üst ve Alt Panelin Kalite İndeksi

Sonlu elemanlar yardımıyla yapılan optimizasyon yöntemlerinde elemanların kalite indeksleri optimizasyon sonucunu doğrudan etkileyen parametrelerden biridir. Modelde kullanılan elemanların geometrisi ve boyutu malzemeye ve yapılacak analize göre farklılıklar göstermekle birlikte katı modelin geometrisinden kaynaklı eleman boyutlarında ufak değişiklik olabilmektedir. Model kalitesini ve dolayısıyla optimizasyon sonuçlarını etkileyebilecek olan elemanlardaki istemsiz değişikliklerin kontrol altında tutulmasını kolaylaştırmak için kullanılan optimizasyon programlarında

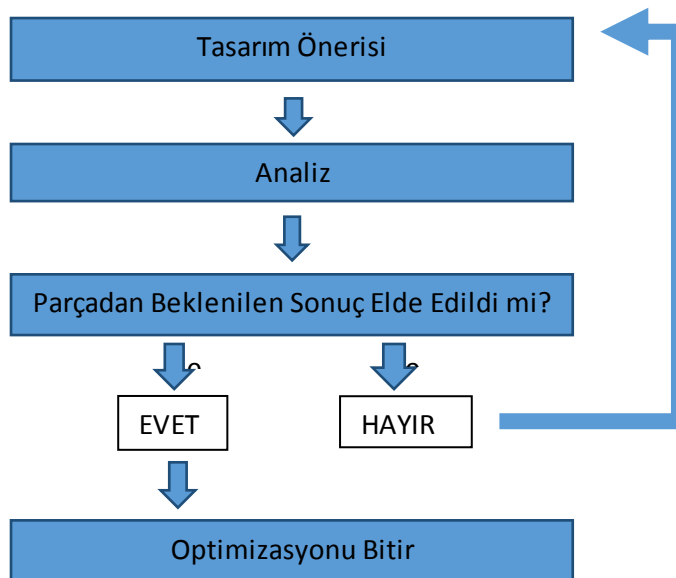
bazı araçlar geliştirilmiş ve istenilenden farklı yapıda olan elemanların elle veya otomatik olarak düzenlenmesine imkan sağlamıştır.

3.6 Motor Traversinin Deneme Yanılma Metodu ile Optimizasyonu

Optimizasyon çalışmaları yazılımların günümüzdeki kadar gelişmiş olmadığı zamanlarda mühendislik tecrübeleri ile yapılmaktaydı. Bu nedenle yaptığım çalışmada günümüz teknolojisinde kullanılan optimizasyon programı yardımıyla oluşturulmuş bir modeli ve mühendislik deneyimleri ile hazırlanmış olan optimizasyon çalışmasının çıktıları kıyaslanmıştır.

Optimizasyon çalışmasında geleneksel metot olarak bilinen deneme yanılma yoluyla aşağıdaki adımlar izlenerek gerçekleştirilir;

1. Tasarımcının tecrübelerinden faydalanarak bir tasarım ortaya atılır.
2. Tasarımdan beklenen gereksinimler analiz edilerek sonuçları değerlendirilir.
3. Eğer gereksinimler beklenen seviyede gerçekleşmiş ise optimizasyon prosesi bitirilir. Eğer gereksinimler gerçekleşmemiş ise yeni geliştirmiş bir tasarım oluşturularak 2. ve 3. adımlar tekrarlanır.



Şekil 3.23 Geleneksel Metot Optimizasyonu Akış Diyagramı

Bu tip bir optimizasyonda, sonuçlar ağırlıklı olarak tasarımcının tecrübesine, bilgisine ve problemi sezgisel bir şekilde anlayıp yorulmasına bağlıdır. Tasarımda yapılan

değişiklikler deneme yanılma yöntemiyle sezgisel bir şekilde gerçekleştirilir. Bu süreç zaman alıcı olabildiği gibi yetersiz bir tasarım ile de sonuçlanabilir.

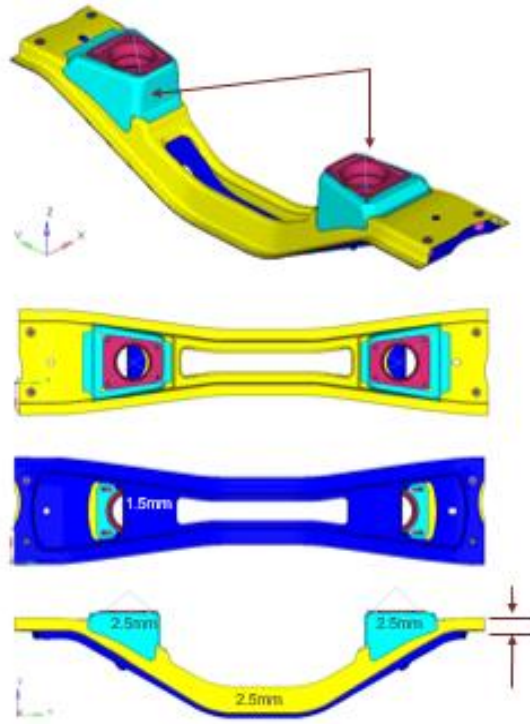
3.6.1 Deneme Yanılma Optimizasyonu-1

Başlık 3.6'da anlatıldığı gibi deneme yanılma yöntemiyle yapılan optimizasyon esnasında, istenilen sonuçlar elde edilene kadar yapılan iterasyonlar tasarımcının tecrübelerini ve ürün bilgisine dayalı bir şekilde tasarımı güncelleme temeline dayanır. Bu süreç istenilen sonuçlar elde edilene kadar tekrarlanır. Modelin karmaşıklığına bağlı olarak, bu yöntem zaman alıcı ve hata yapmaya açık olabilir. Ayrıca, unutulmamalıdır ki, matematiksel optimizasyon stratejileri kullanılmadığı için, en elverişli tasarım deneme yanılma yönteminde garanti edilemez.

Optimizasyon-1 adıyla adlandırılacak olan tasarım, temel tasarımı büyük ölçüde değiştirmeden, küçük değişikliklerin parça üzerindeki etkisini görmek için yapılmıştır.

3.6.1.1 Katı Modelin Oluşturulması

Optimizasyon-1 tasarımında alt panel ve üst panel sacı arasındaki 40mm değerindeki mesafe, 30mm'ye düşürülmüş ve parçanın iki yüzeyi arasında kullanılan boru malzemede beraberinde kısaltılmıştır. Bu değişiklik parçada sadece 0,2 kg değerinde bir hafiflemeye sebep olmuştur. Bu tasarımda kullanılan kuleler derin çekme olarak katı model oluşturulurken belirlenmiştir. Parça kalınlıklarında değişiklik yapılmamıştır.

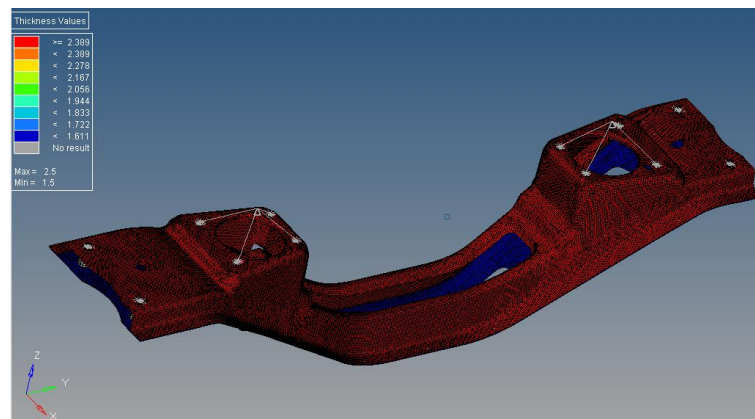


Şekil 3.24 Optimizasyon-1 Öneri Tasarımı

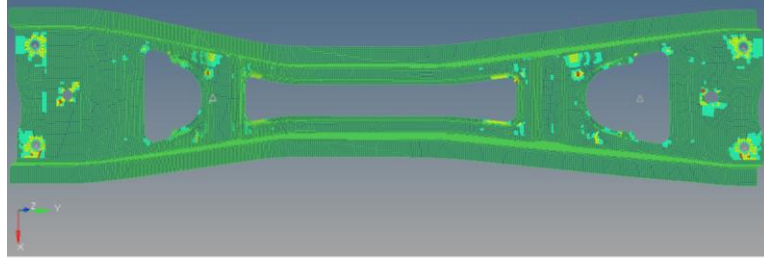
3.6.1.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması



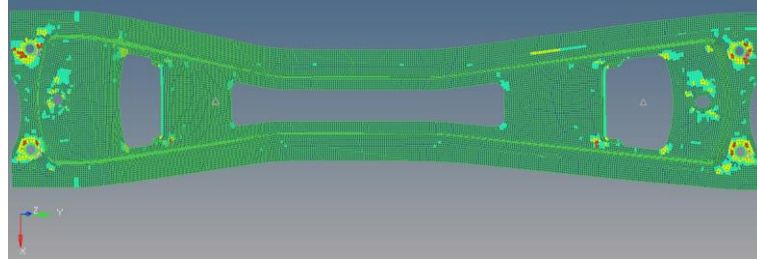
Şekil 3.25 Optimizasyon-1 Tasarımı Sonlu Elemanlar Modeli



Şekil 3.26 Modelin Kalınlık Açısından incelenmesi



Şekil 3.27 Optimizasyon-1 Tasarımının Üst Panel Sacının Model Kalite İndeksi



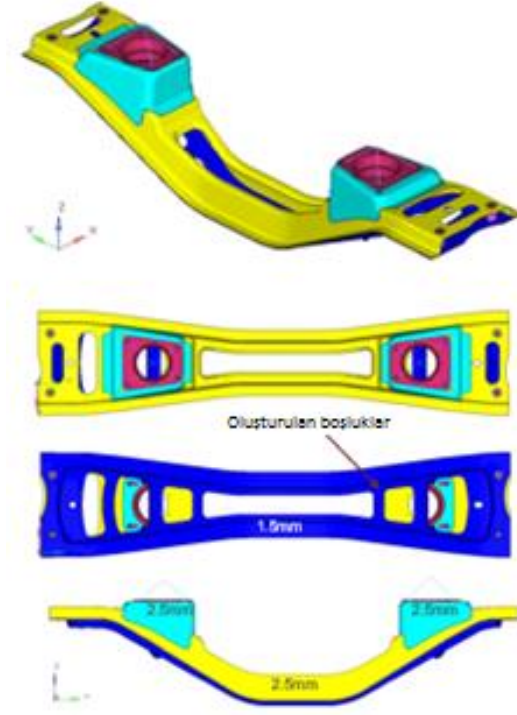
Şekil 3.28 Optimizasyon-1 Tasarımının Alt Panel Sacının Model Kalite İndeksi

3.6.2 Deneme Yanılma Optimizasyonu-2

Bu çalışmada deneme yanılma yöntemiyle iki ayrı tasarım ortaya konulmasının temel nedenlerinden biri tasarımcının süreçteki etkilerini göstermeye çalışmaktır.

3.6.2.1 Katı Modelin Oluşturulması

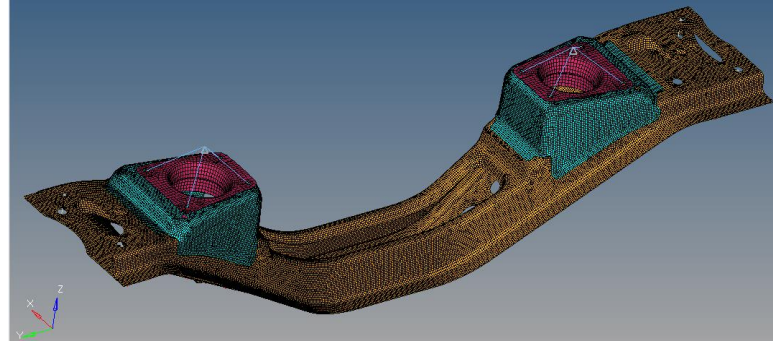
Optimizasyon-2 tasarımında parça üzerinde risksiz olduğu düşünülen üst ve alt panel üzerindeki bazı bölgelerde boşaltmalar oluşturulmuştur. Parça kalınlıklarında değişiklik yapılmayarak, temel seviye parça ile aynı ölçülerde tutulmuştur.



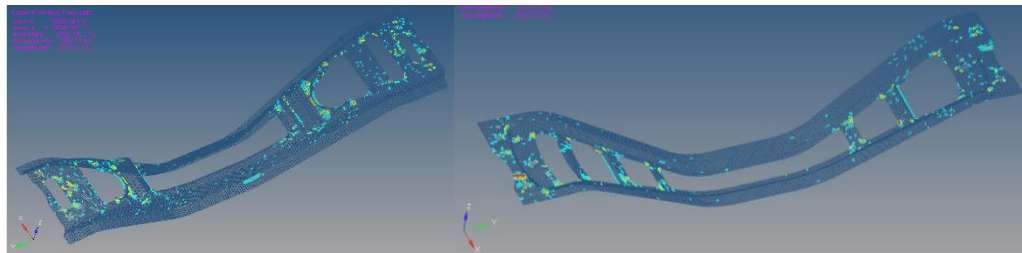
Şekil 3.29 Optimizasyon-2 Öneri Tasarım

3.6.2.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

Oluşturulan sonlu elemanlar modelinde malzemeler için, aynı malzeme özellikleri kullanılmıştır.



Şekil 3.30 Optimizasyon-2 Sonlu Elemanlar Modeli



Şekil 3.31 Üst ve Alt Panel Sonlu Elemanlar Modelinin Kalite İndeksi

3.7 Statik Rijitlik Kıyaslaması

Tasarımlara ait statik rijitlik değerleri belirlenen birim yüklerin tüm serbestlik derecelerine uygulanması yoluyla hesaplanmaktadır. Tüm serbestlik derecelerinde uygulanan yükler karşılığında oluşan yer değişimleri elde edilir ve bu yer değişim değerleri her bir serbestlik derecesine uygulanan kuvvetlere bölünerek rijitlik değerleri elde edilebilir. Bu çalışmada motor traversinin sınır şartları takozun bastığı bölgelere göre model oluşturularak parça rijitliğinin daha gerçekçi bir şekilde elde edilmesi sağlanmaya çalışılmıştır.

Hazırlanan tüm tasarımlara ait statik rijitlik değerleri karşılaştırmalı olarak aşağıdaki Çizelge 3.2’de verilmiştir. Karşılaştırılan tasarımların mevcut tasarım ile kıyaslanması iyileşme ve kötüleşmenin nümerik olarak belirlenmesi açısından önem taşımaktadır. Optimizasyon programı kullanılarak elde edilen tasarım, klasik metot ile yapılan iki tasarım ve mevcut tasarım ile kıyaslanmıştır.

Çizelge 3.2 Öteleme Hareketi Durumunda Parçanın Sol Tarafının Statik Rijitlik Değeri

Statik Rijitlik Değeri (Öteleme Hareketi) (N/mm)							
	Sol Motor Takozu Tarafı						
	Kütle	X		Y		Z	
Mevcut Tasarım	12.92	1543		639		3108	
Opt. Yazılım Tasarım	11.42	1532	-0.7%	6813	6.5%	3197	2.9%
Klasik Opt-1	12.72	1478	-4.2%	6409	0.2%	3095	-0.4%
Klasik Opt-2	12.20	1374	-11%	6172	-3.5%	3003	-3.4%

Yapılan bu karşılaştırma sonucuna göre öteleme hareketine dayalı yapılan ilk analizde, yazılım çıktısı olan tasarım sol motor takozu tarafının X ekseninde 0,7%’lik kabul edilebilir bir kötüleşme göstermesine karşı eksenlerdeki rijitlik değerlerinde bir artış gözlenmiştir. Klasik mühendislik tecrübelerine dayanılarak yapılan optimizasyon-1 tasarımında sol motor takozu tarafının X ekseninde 4,2% oranında bir kötüleşme gözlemlenirken Optimizasyon-2 tasarımında 11% oranında rijitlik değerinde azalması gözlemlenmiştir.

Çizelge 3.3 Öteleme Hareketi Durumunda Parçanın Sağ Tarafının Statik Rijitlik Değeri

Statik Rijitlik Değeri (Öteleme Hareketi) (N/mm)						
	Sağ Motor Takoza Tarafı					
	Kütle	X		Y		Z
Mevcut Tasarım	12.92	1974		581		3930
Opt. Yazılım Tasarım	11.42	2046	3.6%	6256	7.6%	3941 0.3%
Klasik Opt-1	12.72	1934	-2.0%	5910	1.6%	4049 3.0%
Klasik Opt-2	12.20	1846	-6.5%	5865	0.8%	4005 1.9%

Tablo 3.3’de gösterildiği gibi belirlenen yükler altında x ekseninde statik rijitlik açısından optimize tasarım temel seviye tasarıma göre %3.6 iyileşme gösterirken, optimizasyon-1 ve optimizasyon-2 tasarımları sırasıyla %2 ve %6.5 kötüleşme göstermiştir. Y ekseninde uygulanan yük altında optimize tasarım %7.6 değerinde bir iyileşmeyle tüm parçalar içerisinde en iyi performansı gösterdiği gözlemlenmiştir. Z ekseninde tüm çalışmalar iyileştirme gösterdiği ve en az iyileşmeyi optimizasyon programı kullanarak elde edilen tasarım göstermiş olduğu gözlenmesine rağmen tüm eksenler dikkate alındığında tüm eksenlerdeki iyileşme sadece optimizasyon aracı kullanarak yapılan tasarımda gözlemlenmiştir.

Çizelge 3.4 Rotasyonel Hareket Durumunda Parçanın Sol Tarafının Statik Rijitlik Değeri

Statik Rijitlik Değeri (Rotasyonel Hareket) (Nm/rad)						
	Sol Motor Takoza Tarafı					
	Kütle	X		Y		Z
Mevcut Tasarım	12.92	1.17E8		1.84E7		1.74E8
Opt. Yazılım Tasarım	11.42	1.22E8	4.0%	1.82E7	-0.9%	1.78E8 2.2%
Klasik Opt-1	12.72	1.57E8	33.9	2.03E7	10.6%	1.6E8 -8.0%
Klasik Opt-2	12.20	1.53E8	30.6	1.94E7	5.4%	1.49E8 -14.4%

Yapılan tasarımların statik rotasyonel rijitlik değerleri karşılaştırıldığında z ekseninde optimizasyon-1 8%, optimizasyon-2 ise 14.4% değerinde önemli ölçüde bir kötüleşme gözlemlenmiş, buna istinaden optimize tasarımda sadece y eksenin 0.9% değerinde bir kötüleşme gözlemlenmiştir.

Çizelge 3.5 Rotasyonel Hareket Durumunda Parçanın Sağ Tarafının Statik Rijitlik Değeri

Statik Rijitlik Değeri (Rotasyonel Hareket) (Nm/rad)					
	Sağ Motor Takoza Tarafı				
	Kütle	X	Y	Z	
Mevcut Tasarım	12.92	1.15E8	2.17E7	1.62E8	
Opt. Yazılım Tasarım	11.42	1.22E8 5.5%	2.18E7 0.1%	1.69E8 3.9%	
Klasik Opt-1	12.72	1.49E8 29.3	2.38E7 9.4%	1.51E8 -7.2%	
Klasik Opt-2	12.20	1.48E8 28.0	2.32E7 6.6%	1.40E8 -13.4%	

Rotasyonel hareket durumu için yapılan analize göre program çıktısı olan tasarımın benzer şekilde mevcut tasarımla kıyasla en iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir.

Tüm tasarımlar ağırlık açısından incelenecek olursa 1,49kg hafifletme ile en iyi sonucu optimizasyon program çıktısına ait tasarım olduğu açık bir şekilde görülmektedir.

3.8 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması

Motor traversi, aracın dinamiklerini doğrudan etkileyen bir parça olduğu için optimizasyon yaparken dikkat edilmesi gereken en önemli konu parçanın dinamik rijitlik değerleridir. Bu rijitlik değerleri aracın yüksek hızlarda, virajdan dönüşü esnasında ve aynı zamanda frenleme yaptığı durum düşünülerek optimum seviyede tutulmalıdır. Bu şartlar altında aracın performansını etkileyen şasi kolları ile doğrudan bağlantılı olan motor traversinin dinamik rijitlik değerlerinin yüksek olması beklenirken aynı zamanda aracın hafifliği, yakıt ekonomisi, parça ucuzluğu ve düşük sera gazı salınımlarını düşünerek hafif olması istenmektedir. Bir motor traversinin rijitlik değeri çeşitli parametrelere bağlı olarak değişmektedir. Bu faktörler geometrik parametreler, malzeme özellikleri, kullanılan sac metal kalınlığı olarak sıralanabilir. Motor traversinin

rijitlik değeri malzemenin belirli bir yük altındaki deformasyonu ile ilgilidir. Parça ne kadar fazla deformasyona uğrarsa o kadar az rijit demektir. Motor traversinde oluşan deformasyonun temel sebepleri, motorun ağırlığı, motorun çalışma anındaki ilave yükleri ve araç hareket halindeyken yoldan gelen bazı girdilerdir.

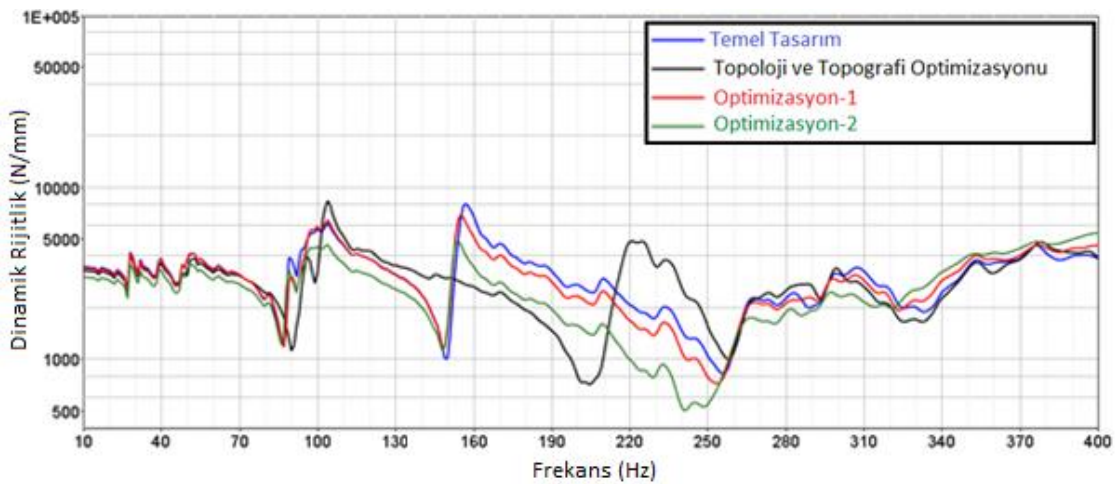
Dinamik rijitlik hesabı temel olarak statik rijitlik hesabında yapılan yaklaşım ile benzerlik gösterir. İki hesaplama arasındaki tek fark, dinamik rijitlik hesabında belirlenen frekans aralığında, dinamik tahrik için uygulanan birim yüküdür. Bu durum yer değişimi veya rijitlik değerinin frekansa bağlı olarak değişimini inceleme imkânı sağlar.

Dinamik rijitlik incelemesini özetle çekiç testine benzetebiliriz. Etki olarak verilen birim kuvvetin belirlenen frekans aralığında yer değişimi tepkisini toplama prensibine dayanır. Elde edilen sonuçlar frekans-dinamik rijitlik tablosunda incelendiğinde parçanın 10-400Hz arasındaki karakteristiği ve parçanın modları hakkında bilgi verir.

3.8.1 Sol Motor Takoza Tarafı Dinamik Rijitlik Kıyaslaması

Bu çalışmada incelenen motor traversinin simetrik bir tasarımının olmamasından dolayı parçanın sol ve sağ tarafı için dinamik rijitlik tüm serbestlik derecelerinde incelenmiştir.

3.8.1.1 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-X Eksen

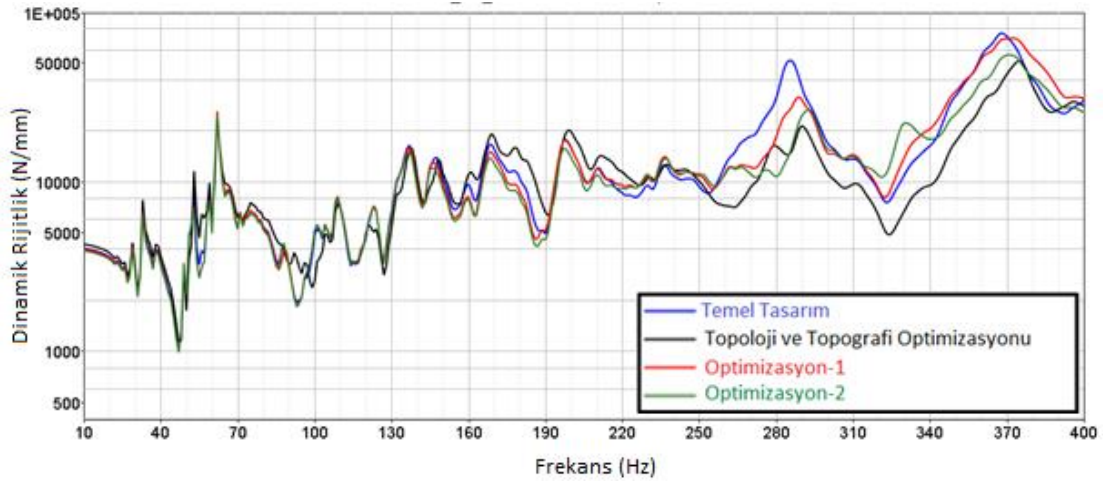


Şekil3.32 Sol Motor Takoza Tarafı X Eksen Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Yukarıdaki grafiğe göre mevcut tasarımda 150 Hz civarında meydana gelen rijitlikteki düşme optimizasyon çalışması sonucunda 200 Hz'e ötelenmiştir. Klasik yöntem ile

yapılan ikinci optimizasyon çalışmasında frekansın 250 Hz olduğu bölgede mevcut tasarımla kıyaslandığında 725N/mm'den 505N/mm'ye düştüğü görülmektedir.

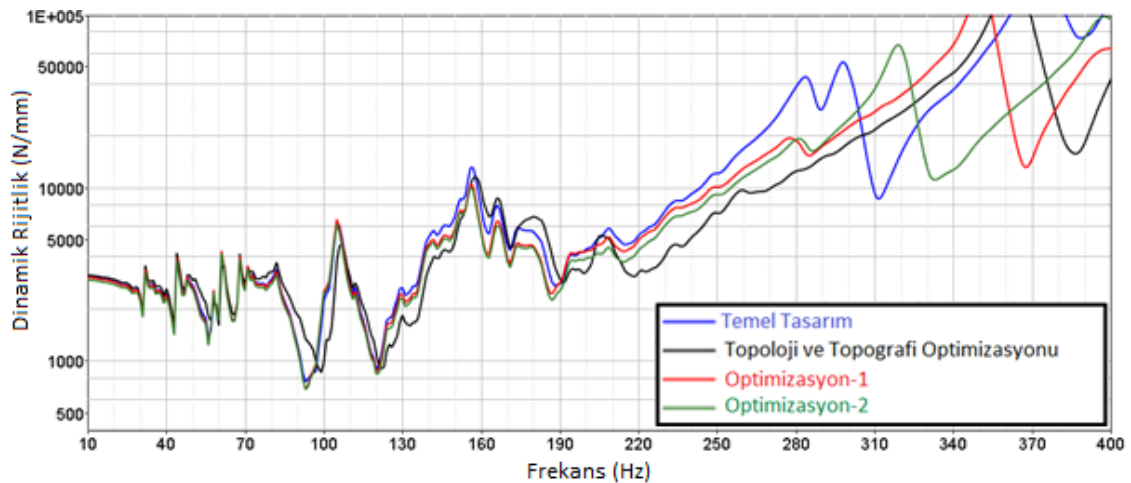
3.8.1.2 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Y Eksen



Şekil3.33 Sol Motor Takoza Tarafı Y Eksen Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Yapılan optimizasyon çalışmasının çıktısı olan tasarım diğer tasarımlardan 320 Hz'de bir miktar daha düşük rijitlik değerine sahip olup değeri 2500 N/mm'dir. Ayrıca, 285Hz'de temel tasarımın diğer tasarımlara göre daha yüksek bir dinamik rijitlik gösterdiği görülmektedir. Grafiğin kalan kısmında her bir tasarım da benzer dinamik rijitlik/frekans davranışı göstermiştir.

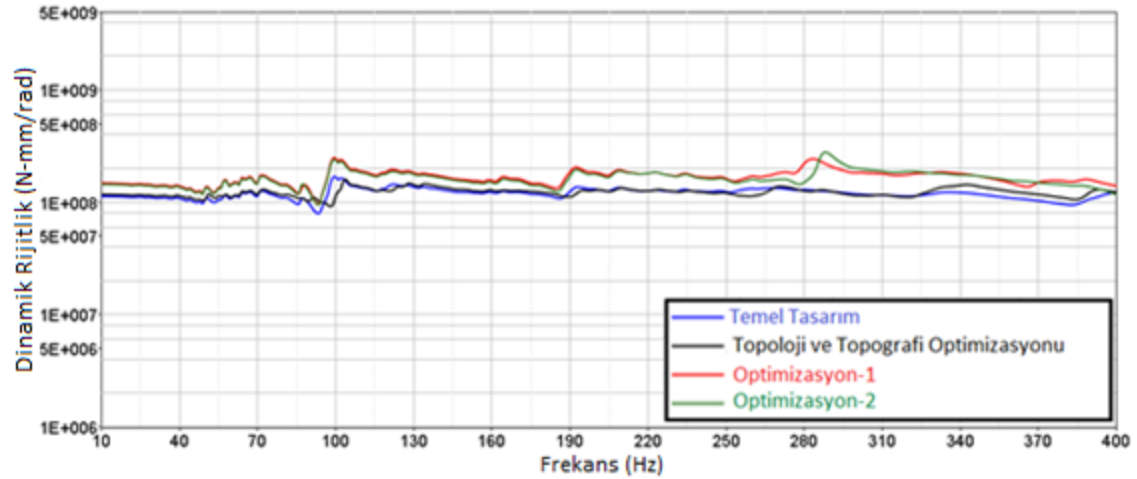
3.8.1.3 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Z Eksen



Şekil 3.34 Sol Motor Takoza Tarafı Z Eksen Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Z ekseninde yapılan öteleme hareketi sonrası oluşmuş grafik incelendiğinde tüm tasarımların 215 Hz civarına kadar yaklaşık aynı davranışı gösterdiği gözlenmektedir. Frekansın artarak devam ettiği grafiğin kalan kısmında ise OptiStruct kullanılarak yapılan optimizasyon çıktısı tasarımın diğer tasarımlara göre dinamik rijitlik değerinin bir miktar daha altında takip ettiği gözlemlenmektedir.

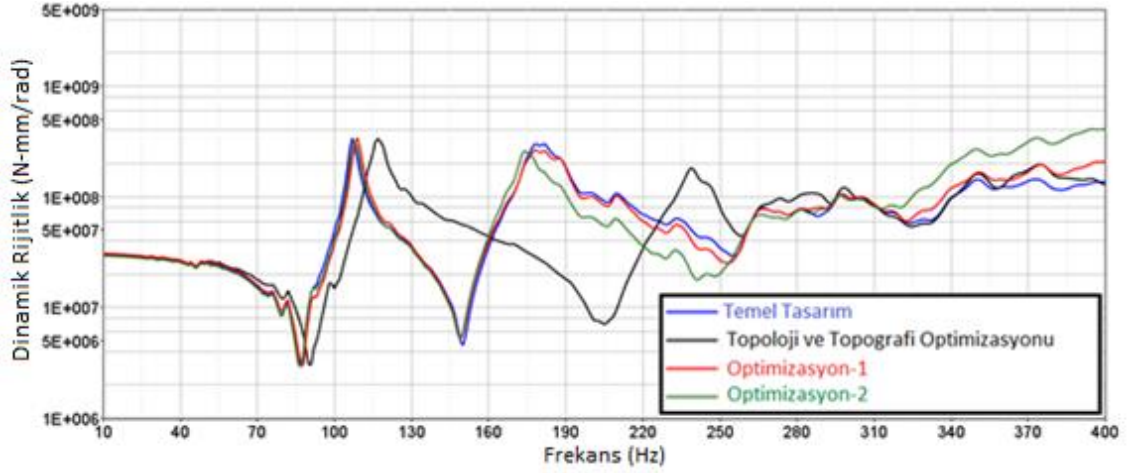
3.8.1.4 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-X Ekseninde



Şekil 3.35 Sol Motor Takoza Tarafı X Ekseninde Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Traversin sağ motor takozunun oturduğu bölgede X ekseninde uygulanan dönme hareketi sonucu dört farklı tasarım için oluşturulmuş dinamik rijitlik davranış grafiği yukarıdaki gibidir. Bu grafiğe göre Mavi ve siyahla belirtilmiş olan temel tasarım ve OptiStruct tasarımı, sırasıyla kırmızı ve yeşille belirtilen mühendislik tecrübelerine dayalı yapılan optimizasyon tasarımlarına göre bir miktar daha düşük dinamik rijitlik davranışı göstermiştir. Ancak bu durum parçanın X ekseninde gelen yükler göz önünde bulundurulduğunda problem teşkil etmeyeceği ön görülmektedir.

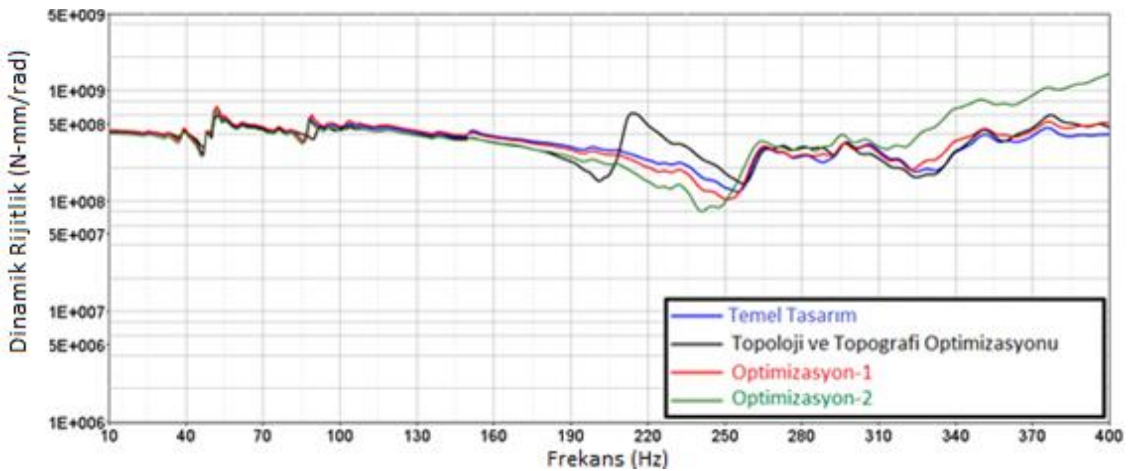
3.8.1.5 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Y Eksen



Şekil 3.36 Sol Motor Takoza Tarafı Y Eksen Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Sağ motor takozunun dönme hareketinin parçanın Y eksenindeki davranışına olan etkisi incelendiğinde temel tasarım ve mühendislik tecrübelerine dayalı olarak yapılan diğer tasarımların 180 Hz civarına kadar benzer davranış gösterdiği, 180 Hz sonrasında ise yeşil ile gösterilen optimize tasarımın diğer tasarımlara göre daha düşük bir rijitlik değeri gösterdiği görülmektedir. Siyah ile gösterilen optimizasyon programı kullanılarak elde edilmiş olan tasarımın ise diğer tasarımlarda 150 Hz civarında meydana gelen düşüşün ötelenerek 205 Hz civarında oluştuğu gözlemlenmiştir.

3.8.1.6 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Z Eksen



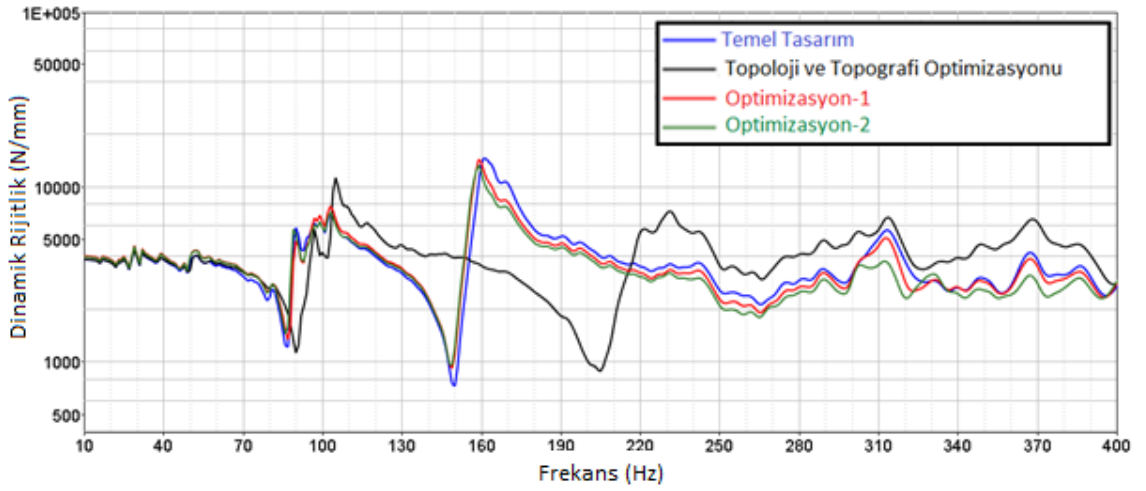
Şekil 3.37 Sol Motor Takoza Tarafı Z Eksen Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Sağ motor takozu kısmına uygulanan dönme hareketinin parçanın Z ekseninde oluşturmuş olduğu esneklik durumu incelendiğinde yaklaşık olarak 210Hz-255Hz arasında siyah çizgi ile gösterilmiş olan tasarımın diğer üç tasarıma göre daha yüksek dinamik rijitlik davranışı göstermiştir.

3.8.2 Sağ Motor Takoza Tarafı Dinamik Rijitlik Kıyaslaması

Bu çalışmada incelenen motor traversinin simetrik bir tasarımının olmamasından dolayı parçanın sol ve sağ tarafı için dinamik rijitlik tüm serbestlik derecelerinde ayrı ayrı incelenmiştir.

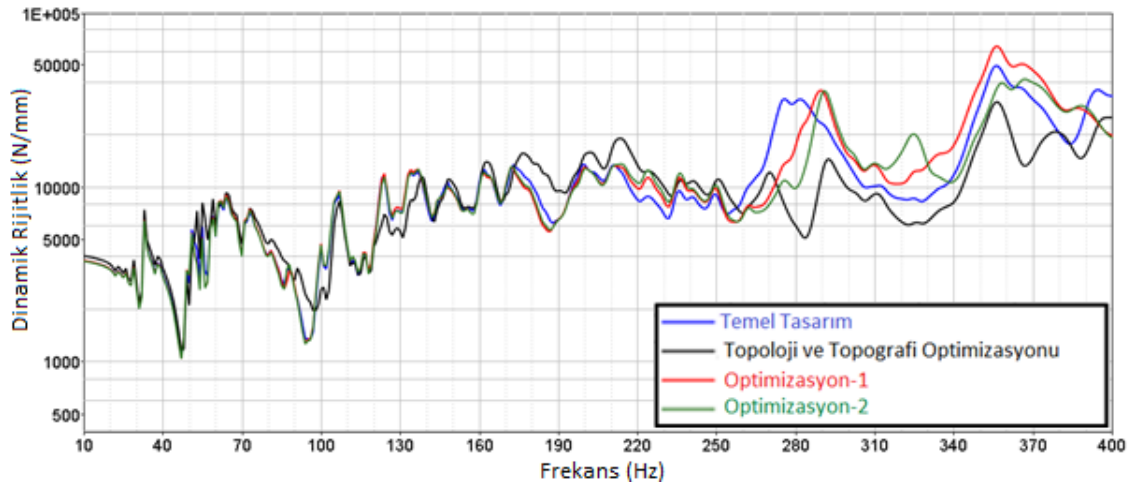
3.8.2.1 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-X Eksen



Şekil 3.38 Sağ Motor Takoza Tarafı X Eksen Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Parçanın sağ motor takozunun konumlandığı bölgenin öteleme hareketi yaptığı durumda X eksenindeki davranışını gösteren grafik yukarıdaki gibidir. Mevcut tasarımda x eksen yönünde 150 Hz'deki rijitlik azalması, optimizasyon programı ile yapılan optimizasyon çalışmasında ötelenerek 200 Hz civarına taşınmış ve logaritmik skalada verilmiş olan grafikte dinamik rijitlik değerinin yaklaşık olarak 2 kat arttığı gözlemlenmiştir. Parçanın dinamik rijitliğinde gözlemlenen düşüş miktarı kadar bu düşüşün gerçekleştiği frekans değerinin ötelenmesinin de büyük önemi bulunmaktadır. Bunun nedeni motorun özgün frekansının motor traversinin özgün frekansından mümkün olduğunca ayırarak parçanın rezonansa girmesini engellemektir.

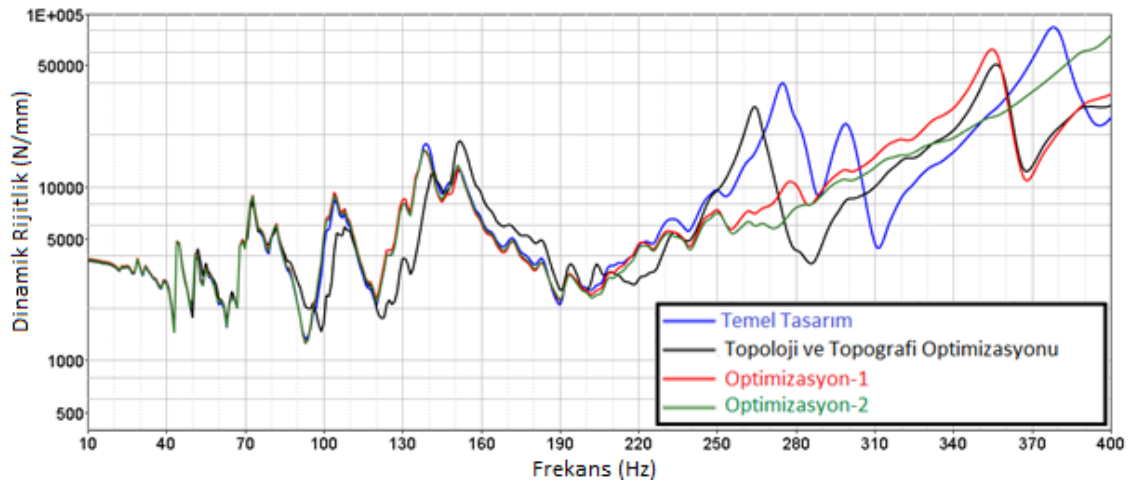
3.8.2.2 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Y Eksen



Şekil 3.39 Sağ Motor Takoza Tarafı Y Eksen Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Parçanın sağ motor takozunun konumlandığı kısmın öteleme hareketi yaptığı durumda Y eksenindeki davranışını gösteren grafik yukarıdaki gibidir. Optimizasyon tasarımı mevcut tasarım ile kıyaslandığında 280 Hz de 2000N/mm değerinde düşüş olduğu görülmektedir. Grafiğin bu frekans değerinden önceki kısmında tüm tasarımlar benzer davranış göstermişlerdir.

3.8.2.3 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Öteleme Hareketi-Z Eksen

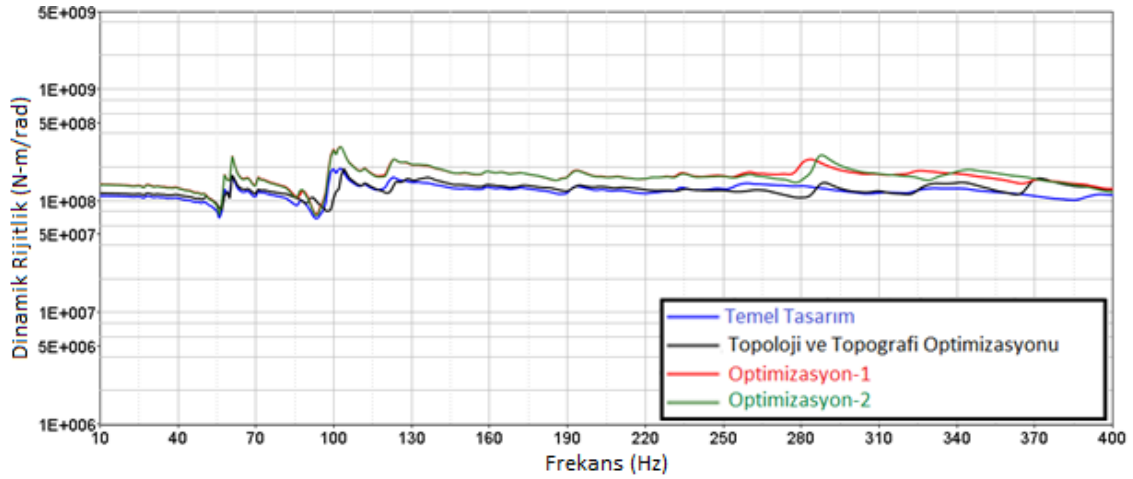


Şekil 3.40 Sağ Motor Takoza Tarafı Z Eksen Öteleme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Parçanın sağ motor takozunun konumlandığı kısmın öteleme hareketi yaptığı durumda Z eksenindeki davranışını gösteren grafik yukarıdaki gibidir. 100Hz-150Hz aralığında optimizasyon programı kullanılarak elde edilen tasarım, diğer tasarımlara göre bir

miktar düşük dinamik rijitlik göstermesine rağmen 150Hz-190Hz arası diğer tasarımlara kıyasla daha yüksek bir dinamik rijitlik değeri göstermiştir.

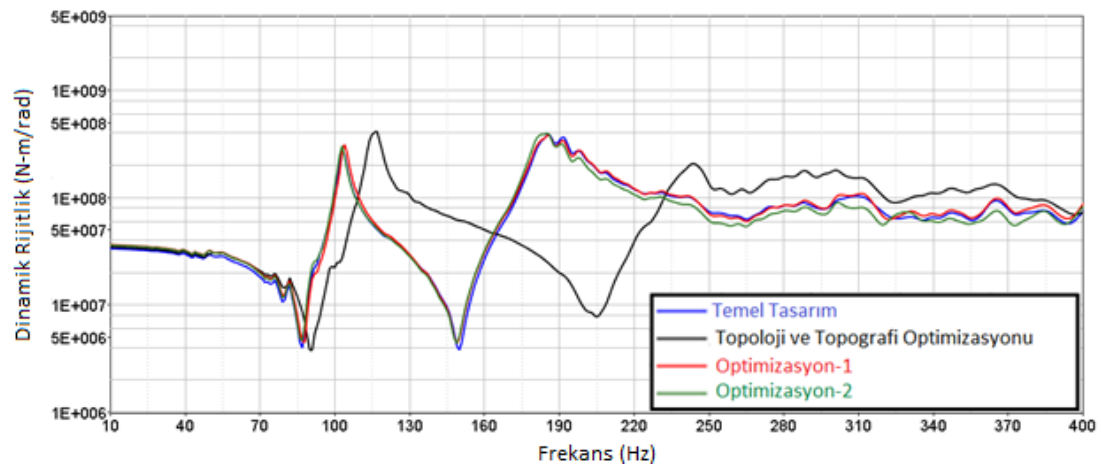
3.8.2.4 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-X Eksen



Şekil 3.41 Sağ Motor Takoza Tarafı X Eksen Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Parçanın sağ motor takozunun konumlandığı kısmın dönme hareketi yaptığı durumda X eksenindeki davranışını gösteren grafik yukarıdaki gibidir. Tüm tasarımlar yaklaşık olarak aynı karakteristiğe sahip olduğu gözükmemektedir.

3.8.2.5 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Y Eksen

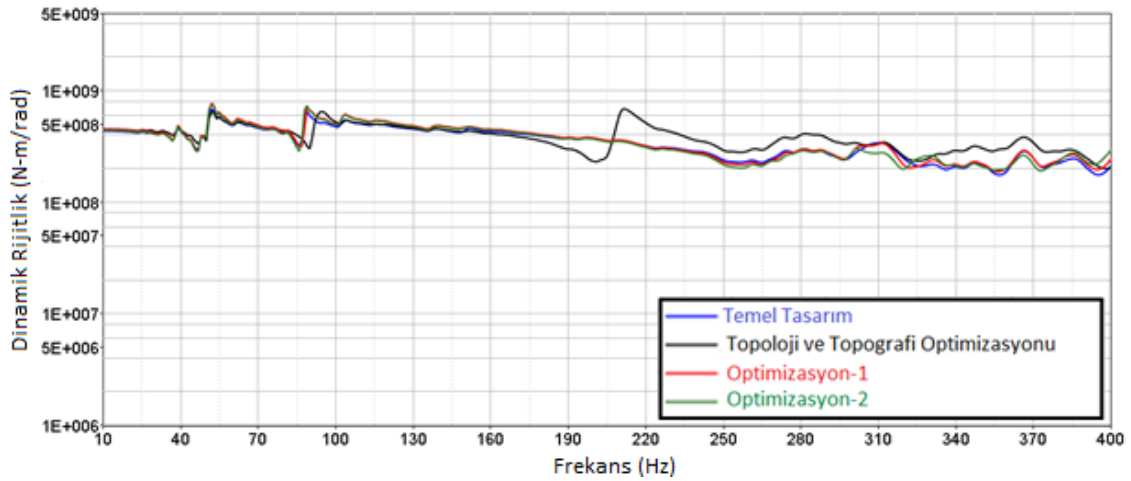


Şekil 3.42 Sağ Motor Takoza Tarafı Y Eksen Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Parçanın sağ motor takozunun konumlandığı kısmın dönme hareketi yaptığı durumda Y eksenindeki davranışını gösteren grafik yukarıdaki gibidir. Diğer üç tasarımda 150Hz civarında meydana gelen düşüş, siyah çizgi ile gösterilen optimizasyon programı

kullanılarak yapılan tasarımda 205 Hz civarına ötelenmiş ve düşüşün diğer üç tasarıma oranla bir miktar daha az olduğu gözlemlenmiştir.

3.8.2.6 Dinamik Rijitlik Kıyaslaması Dönme Hareketi-Z Eksen



Şekil 3.43 Sağ Motor Takozu Tarafı Z Eksen Dönme Hareketi Dinamik Rijitlik Grafiği

Parçanın sağ motor takozunun konumlandığı kısmın dönme hareketi yaptığı durumda Z eksenindeki davranışını gösteren grafik yukarıdaki gibidir. Siyah çizgi ile gösterilen OptiStruct tasarımının 200Hz sonrasında sergilediği davranış dışında tüm tasarımlar yaklaşık olarak aynı karakteristiğe sahip olduğu gözükmemektedir.

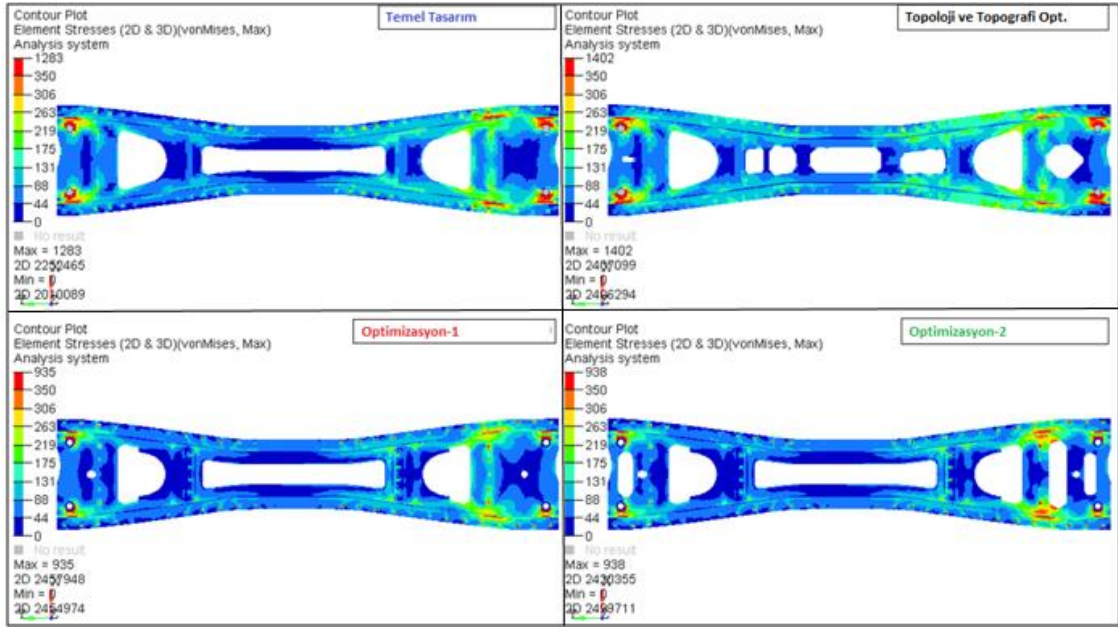
3.9 Doğrusal Dayanım Analizi Kıyaslaması

Modellenen motor traverslerinin her birine aynı yükler uygulanarak gerilme ve deformasyon sonuçları sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanmıştır. Bu yükler altındaki gerilme analiz sonuçları aşağıda gösterildiği gibidir.

Motor traversleri, diğer tüm makine elemanları gibi aracın çalışma durumunda tekrarlı dinamik yüklere maruz kalırlar. Bu nedenle yapılan optimizasyon ve analizlerin gerçeğe uygunluğu bu yüklerin doğru noktalardan ve doğru miktarda uygulanmasıyla ilgilidir.

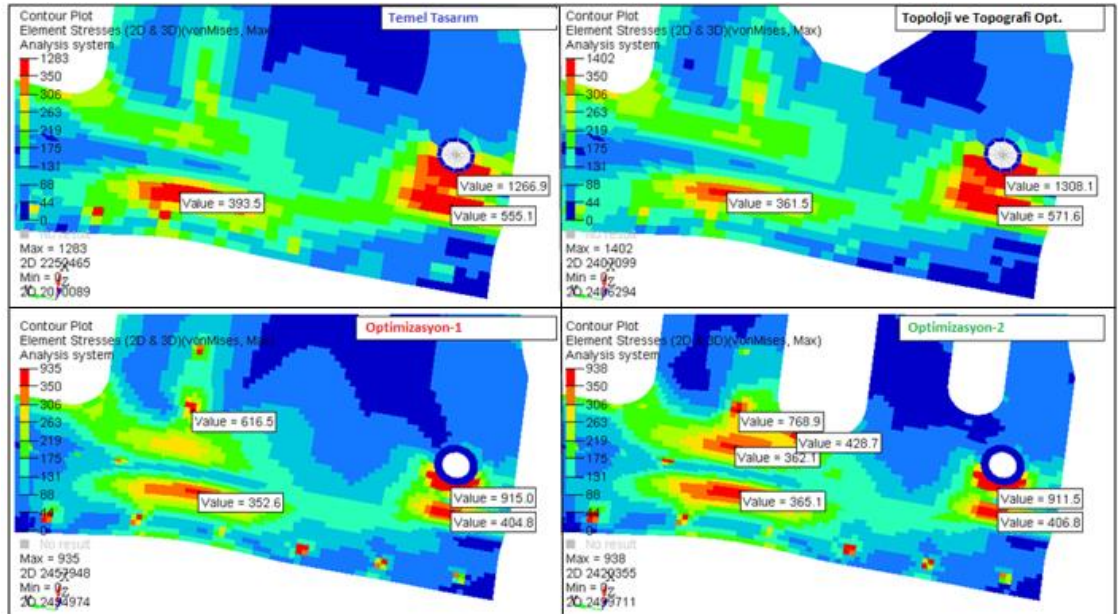
Bir parçanın dayanıklılık sınırını etkileyen durumlar dört ana başlıkta incelenecek olursa; bunlardan ilki malzeme (kimyasal bileşen, malzemenin kararsızlığı vb.), ikincisi üretim (üretim metodu, ısıtma işlemi vb.), üçüncüsü çevre (korozyon, sıcaklık, gerilme durumu vb.) ve son olarak tasarım (şekil, boyut, ömür, gerilme yığılması vb.) olarak sayılabilir.

3.9.1 Motor Traversi Üst Panel Kıyaslamalı Doğrusal Dayanım Analizi



Şekil 3.44 Motor Traversi Üst Panel Sacı Linear Dayanım Analiz Sonucu

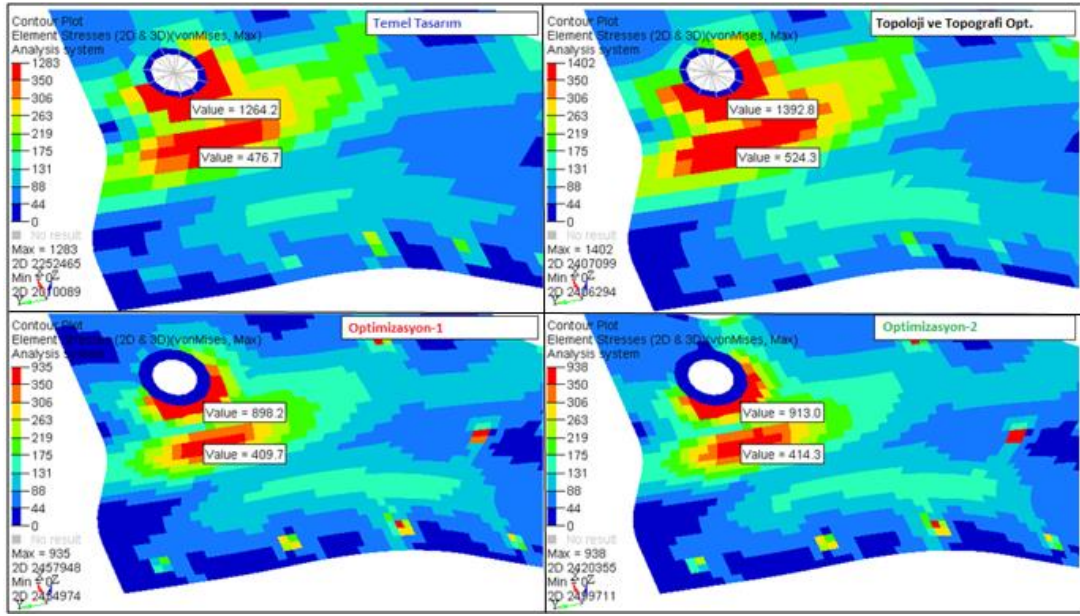
Üst Panel Sol Taraf Gövde Bağlantı Noktası



Şekil 3.45 Motor Traversi Üst Panel Sol Gövde Bağlantı Noktası Linear Dayanım Analizi

Program çıktısı olan optimizasyon tasarımı mevcut seviyeye göre sol taraf gövde bağlantı noktasında 41 MPa değerinde bir gerilme artışı görülmektedir. Mühendislik tecrübelerine dayalı yapılan tasarımlarda 350 MPa değerinde bir azalma olmuştur. Ancak akma gerilmesi 350 MPa değeri üzerinde olan bazı bölgeler bulunmaktadır.

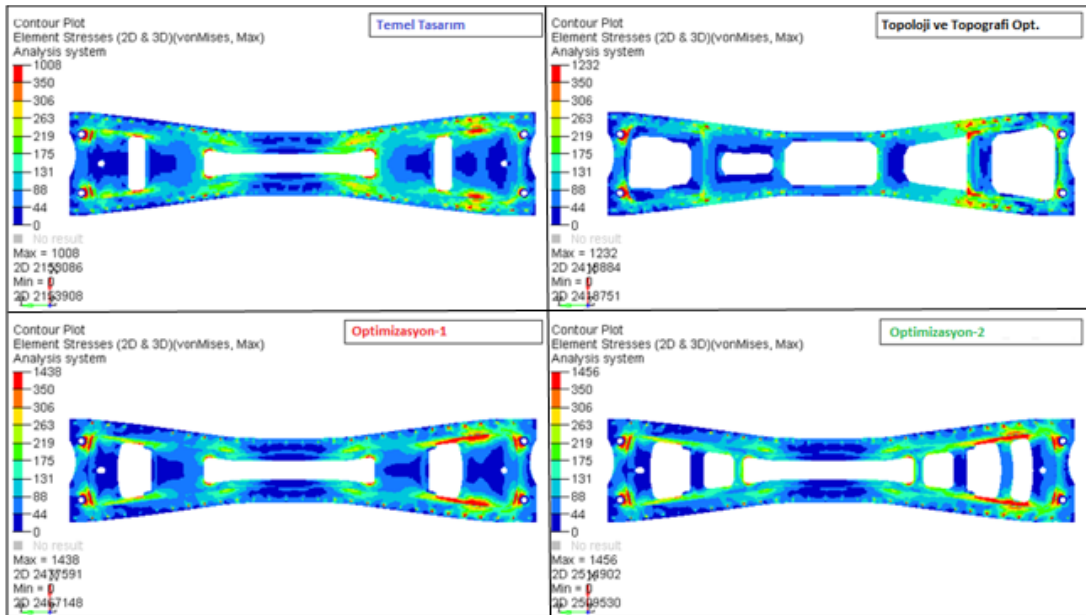
Üst Panel Sağ Taraf Gövde Bağlantı Noktası



Şekil 3.46 Motor Traversi Üst Panel Sağ Gövde Bağlantı Noktası Linear Dayanım Analizi

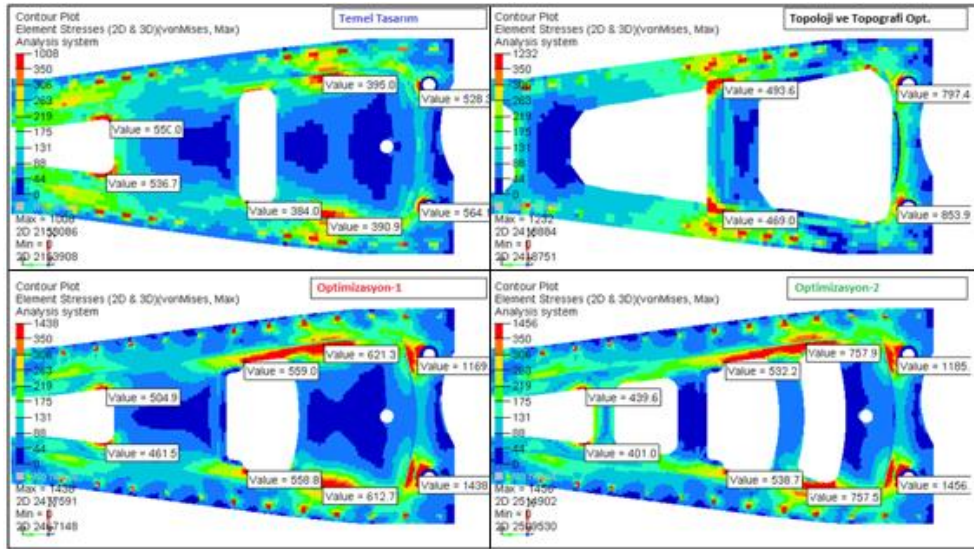
Topoloji ve topografi optimizasyon tasarımı mevcut tasarım ile karşılaştırıldığında sağ gövde bağlantı noktasında 129 MPa değerinde gerilme açısından artışı gözlemlenmiştir. Optimizasyon-1 ve Optimizasyon-2 tasarımı yaklaşık olarak 350MPa gerilme değerlerinde azalma gözlemlenmiştir.

3.9.2 Motor Traversi Alt Panel Kıyaslamalı Doğrusal Dayanım Analizi



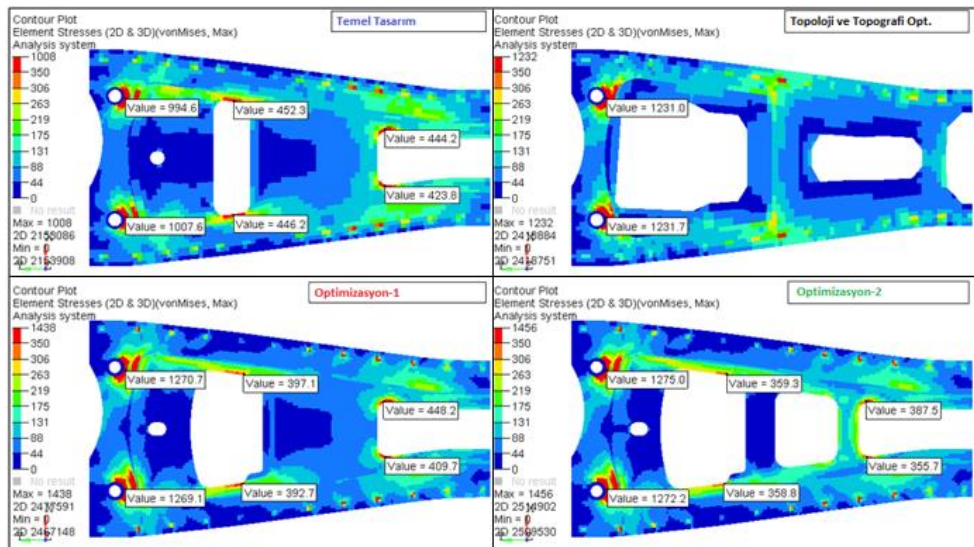
Şekil 3.47 Motor Traversi Alt Panel Sacının Linear Dayanım Analizi

Von-Misses gerilme analiz yöntemi ile yapılan çalışmada, parça akma gerilmesinin (350 MPa) üzerinde olan elemanlar kırmızı ile gösterilmiştir.



Şekil 3.48 Motor Traversi Alt Panel Sol Gövde Bağlantı Noktası Linear Dayanım Analizi

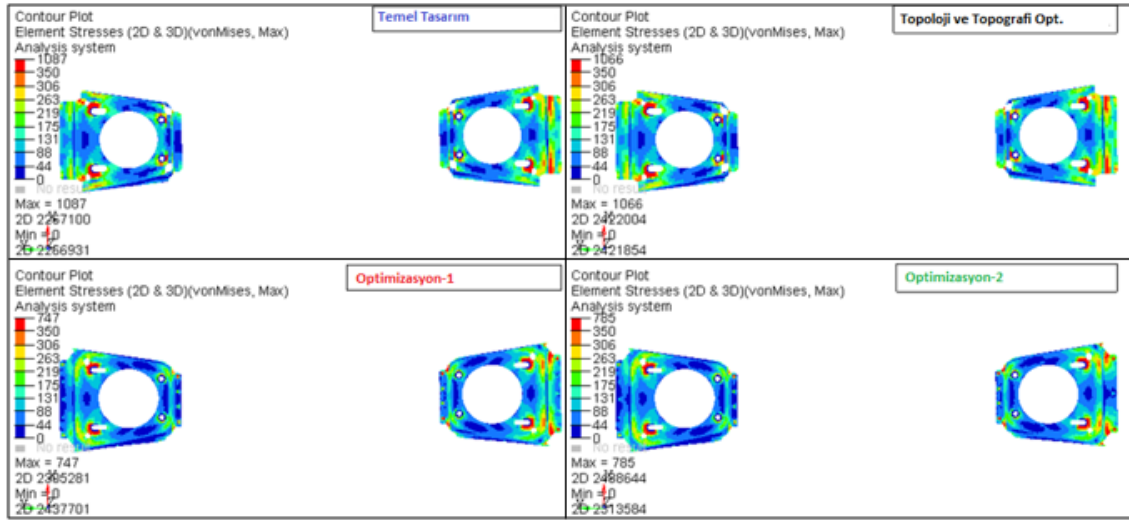
Parçanın alt panel sacının sol taraf gövde bağlantı noktasındaki gerilmeler optimizasyon çalışması ve mevcut parça ile kıyası şeklinde incelendiğinde 290 MPa'lık bir artış olduğu görülmektedir. Ancak, parçanın akma gerilmesi olan 350 MPa'dan fazla kırmızı ile belirtilmiş bölge sayısında bir azalma olduğu gözlenmiştir. Klasik yöntem ile tasarlanan 2. Optimizasyon çıktısına göre gövde bağlantı noktasında 890 MPa'lık bir gerilme artışı olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca bu tasarımda mevcut tasarımla göre kritik kırmızı bölge sayısında artış olmuştur.



Şekil 3.49 Motor Traversi Alt Panel Sağ Gövde Bağlantı Noktası Linear Dayanım Analizi

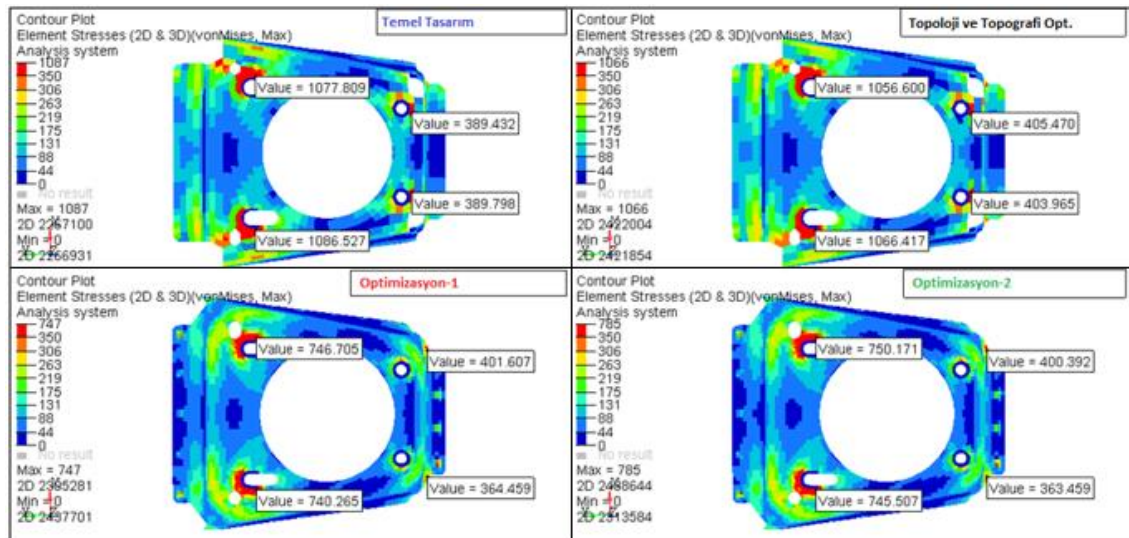
Parçanın alt panel sacının sağ taraf gövde bağlantı noktasındaki gerilmeler optimizasyon çalışması ve mevcut parça ile kıyası şeklinde incelendiğinde 224 MPa'lık bir artış olduğu görülmektedir. Ancak, parçanın akma gerilmesi olan 350 MPa'dan fazla kırmızı ile belirtilmiş bölge sayısında bir azalma olduğu gözlenmiştir.

3.9.3 Motor Traversi Kule Kıyaslamalı Doğrusal Dayanım Analizi



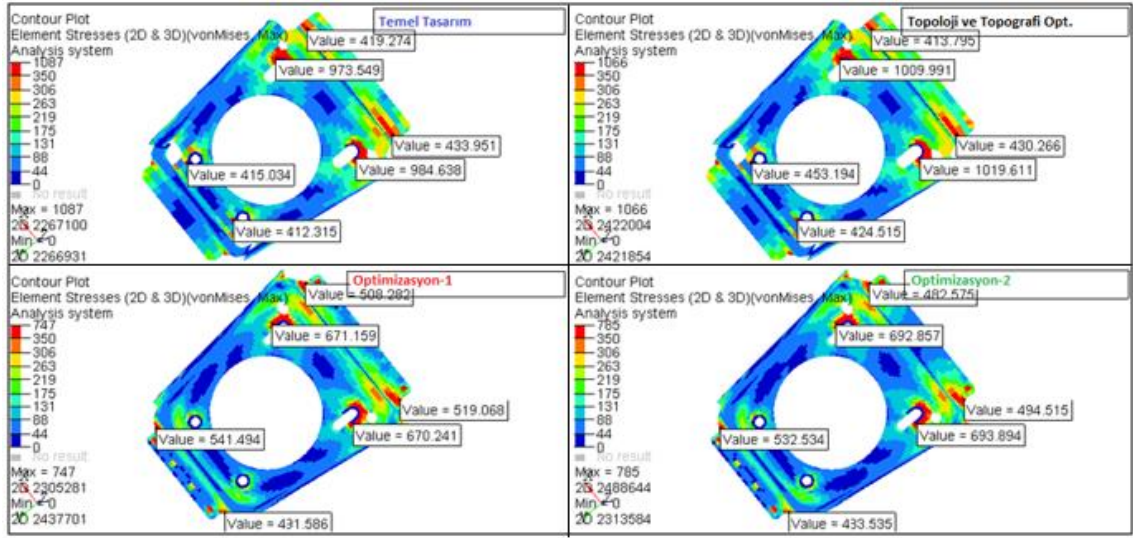
Şekil 3.50 Motor Travers Kulesi Linear Gerilme Analiz Sonucu

Von Misses gerilme analiz yöntemi ile yapılan analiz sonucunda parça akma değeri olan 350 MPa'ın üzerinde olan bölgeler kırmızı ile yukarıdaki şekillerde her bir tasarım için gösterilmiştir.



Şekil 3.51 Motor Travers Sol Kulesi Linear Gerilme Analiz Sonucu

Motor traversinin sol kısmında bulunan takozların yerleştiği kulenin her bir optimizasyon için yapılan analiz sonucu yukarıda gösterilmiştir. Program çıktısı olan optimizasyon tasarımı referans tasarım ile benzer gerilme reaksiyonu göstermiştir. Yapılan diğer iki tasarımda yaklaşık olarak 336 MPa'lık gerilmede azalma oluşmuştur. Bu durum tek stroklu presleme durumunu ifade eden üretim metodunun modelde seçilmesi sayesinde olmuştur.



Şekil 3.52 Motor Travers Sağ Kulesi Linear Gerilme Analiz Sonucu

Yapılan optimizasyon çalışmalarının sağ taraf kule tasarımlarına ait analizler incelenmiştir. Program çıktısı olan optimizasyon tasarımında 40 MPa gerilmede azalma sağlanmıştır. Diğer iki tasarımda kullanılan tek stroklu presleme sayesinde 314 MPa gerilmede azalma sağlanmıştır.

Yapılan 3 adet optimizasyon çalışmasının mevcut tasarım ile karşılaştırdığımızda program çıktısı olan tasarımın yaklaşık olarak 1,5 kg'lık hafifletme sağlayarak diğer tasarımlara göre üstünlük sağlamıştır. Sağlanan bu ağırlık azalmasının temel nedeni alt panel sacının 1,5mm'den 1mm'e indirilmesidir.

Tasarımlar doğrusal gerilme değerleri açısından incelenmiştir. Bu incelemeye göre, klasik yöntemle yapılan optimizasyon çalışmalarında derin çekme kule kullanılmasından dolayı rijitlik ve gerilme değerlerinde büyük ölçüde gelişim sağlanmıştır. Derin çekme kule, program çıktısı olan optimize tasarımda

kullanılmayarak bunun etkisi incelenmiştir. Ve derin çekme kule kullanımının gerilme analiz sonucuna göre üretimde kullanılmasında fayda sağlayacağı düşünülmüştür.

Motor traversi üst panel sacının gerilme analizi incelendiğinde klasik yöntem ile yapılan Optimizasyon-2 tasarımının gövde ile bağlandığı bölgelerde daha iyi bir performans göstermiştir. Ancak, diğer taraftan 350MPa'lık akma değerinin üzerindeki riskli bölgelerin sayısında bir artma meydana gelmiştir. Ancak, motor traversinin alt panel sacı gerilme analiz sonuçlarına göre klasik yöntem ile yapılan Optimizasyon-2 tasarımı en kötü gerilme performansını göstermiştir.

Tüm bu iyileştirmelerin yanında alt panel sacı 1,5mm'den 1mm'e düşen optimizasyon çalışması için üretilebilirlik çalışması gereklidir. Optimizasyon yapılmış olan tasarım için üretilebilirlik çalışması ileriki bölümlerde açıklanacaktır.

3.10 Optimizasyon Çalışmasının Üretilebilirlik Açısından İncelenmesi

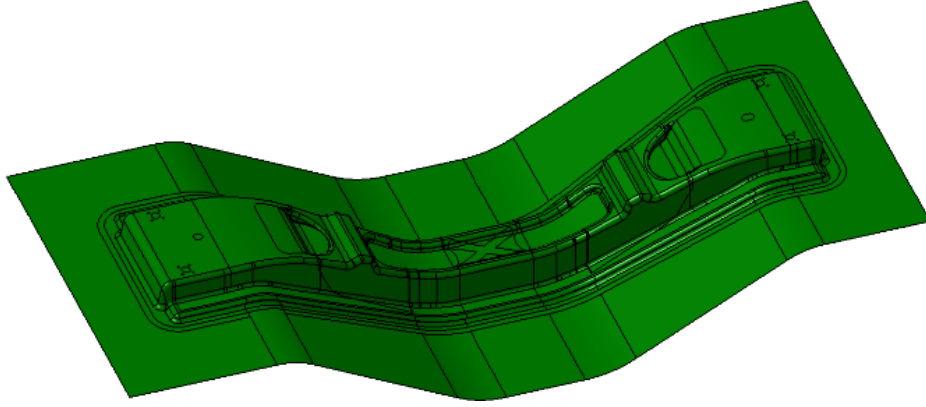
Topoloji ve topografi optimizasyonu sonucu yukarıda dinamik rijitlik, statik rijitlik ve gerilme değerleri açısından incelenmiş olan ve büyük ölçüde bir iyileşme sağlanmış olan optimizasyon tasarımını hayata geçirmek için önem taşıyan bir diğer konu ise üretilebilirlik çalışmasıdır.

Üretilebilirlik, parçanın sadece tasarım açısından incelenmesinin yanında üretim esnasında doğabilecek problemler konusunda tasarım evresinde önemler alınmasını sağlayan bir çalışmadır. Bu nedenle motor traversinin üst panel ve alt panel saclarının üretilebilirlik açısından detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Kullanılan yazılımlar sayesinde derin çekme işleminden kaynaklanan sac metal parçalardaki incelmeler belirlenebilmekte ve belirlenen limitler doğrultusunda seviyelendirilebilmektedir.

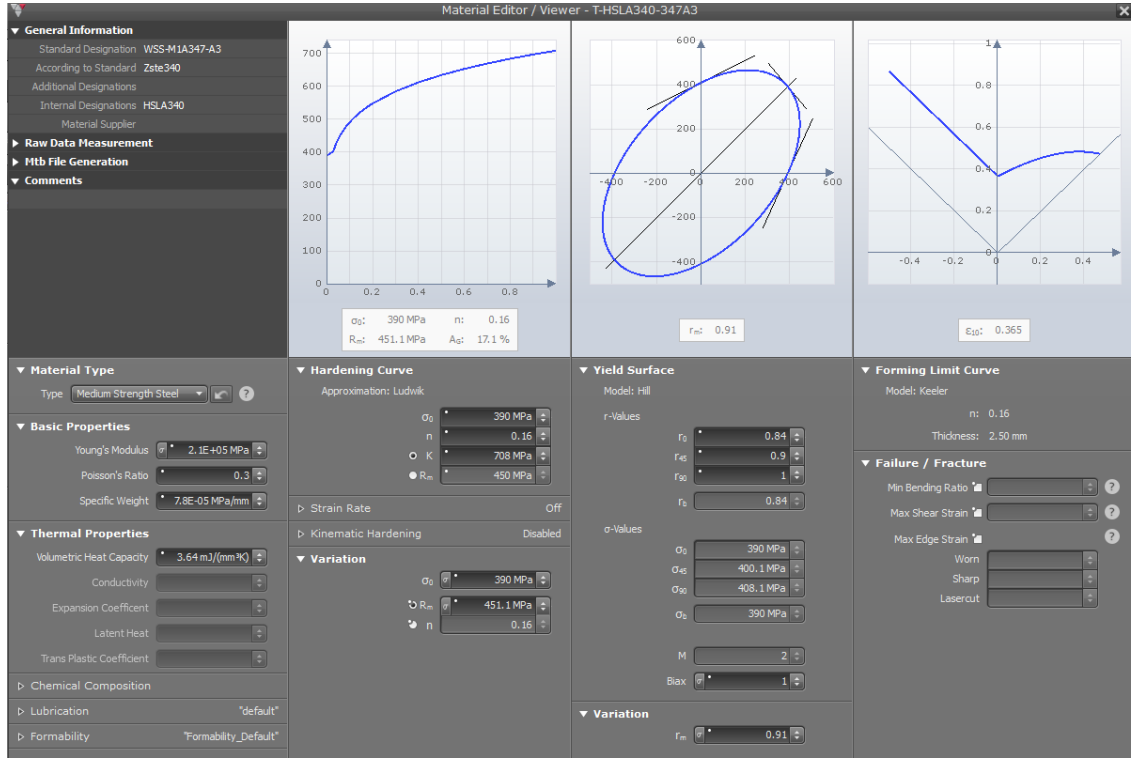
Parçanın form verme esnasında göstereceği incelme veya kalınlaşma miktarı Autoform programı kullanılarak canlandırılmıştır. Autoform aynı zamanda kalıp tasarımı, planlama ve fiyatlandırma açısından da çözümler sunabilen bir program olmasından dolayı endüstride kullanımı hızla yaygınlaşmaktadır. Analiz basamakları aşağıdaki şekilde sıralanabilir.

1. Sıvama yüzeyinin oluşturulması ve AutoForm programına aktarılması.



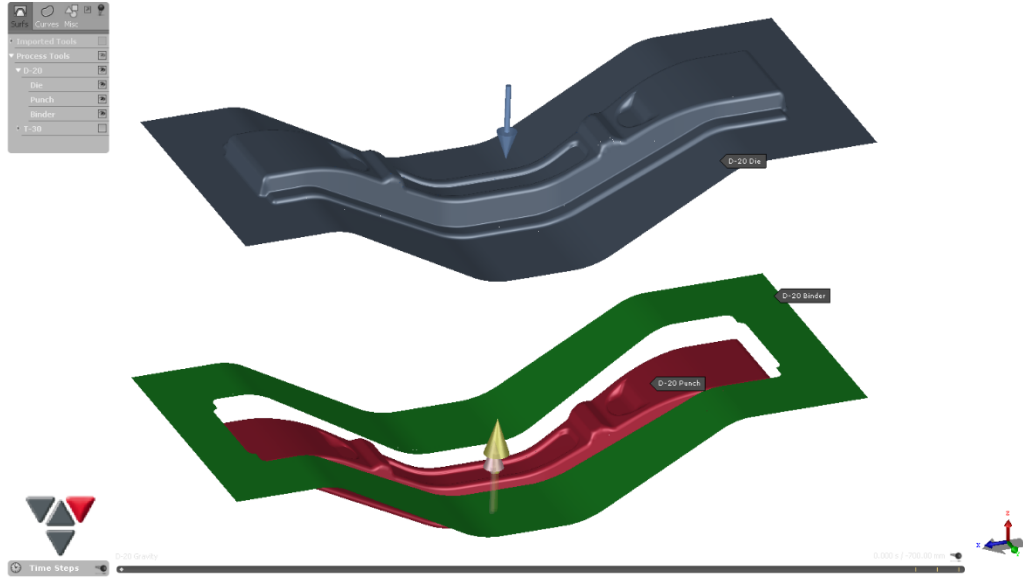
Şekil 3.53 Sıvama Yüzeyi

2. Pres işlemi yapılacak olan parçanın malzeme özelliklerinin belirlenmesi.



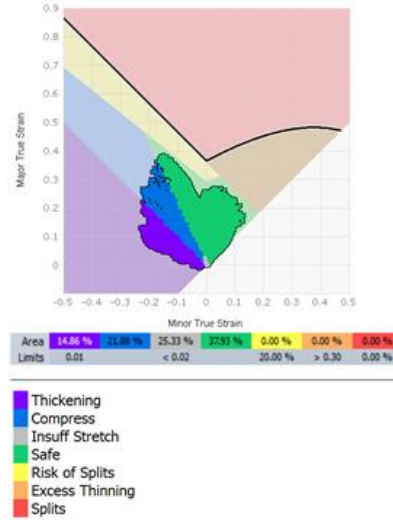
Şekil 3.54 AutoForm Malzeme Özellikleri Belirleme Arayüzü

3. Kalıp ve malzeme arasındaki sürtünme katsayısının, kullanılacak olan pres hızı ve tonajının, pres hareket aralığı gibi parametrelerin belirlenmesi.



Şekil 3.55 AutoForm Süreç Parametrelerinin Belirlenmesi

4. İncelme sınır değerlerinin belirlenmesi

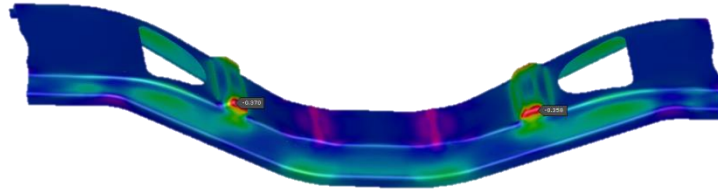


Şekil 3.56 Form Limit Diyagramı

3.10.1 Üst Panel Sacının Üretilabilirlik Açısından İncelenmesi

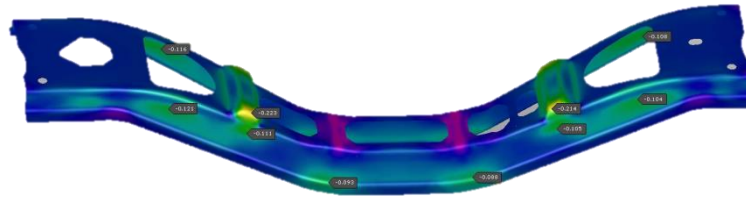
Üst panel sacının üretilebilirlik çalışması Auto Form programı kullanılarak yapılmıştır. Kullanılan program sayesinde limitler belirlenerek malzemenin preslenme işlemi sonrasındaki incelme miktarları önceden belirlenmektedir. Parçada form verme işlemi sonrasında meydana gelen inceleme belirlenen limitler doğrultusunda 7 sınıfa ayrılmıştır.

Üst panel sacına yapılan ilk çalışmada kırmızı ile gösterilen bölgeler limit olarak belirlenen %30 incelmenin üzerinde kalan yerleri gösterirken, mor renk ile gösterilen kısımlar ise malzeme yığılmasından dolayı olan kalınlaşmayı göstermektedir. Kulelerin oturduğu yüzeylerde form verme işlemi sonrasında % 37 değerinde bir incelme meydana gelmiştir.



Şekil 3.57 Üst Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-1

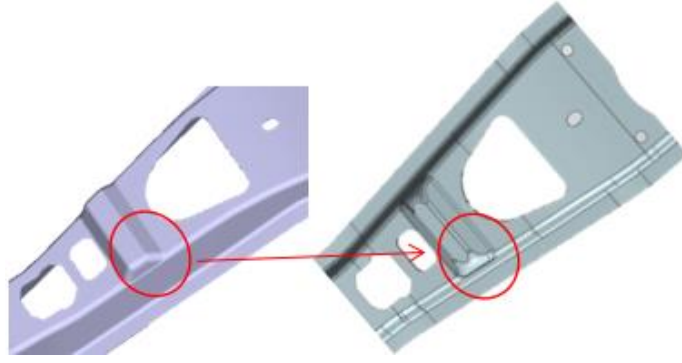
Limit incelme değerini aşan köşe yuvarlatmaları arttırılarak incelme değerleri limitler içerisine çekilmeye çalışılmıştır. Yuvarlatmaları arttırılarak değişiklik yapılmış tasarım yeniden incelendiğinde, incelme miktarı % 37'den % 22'e kadar azaldığı gözlenmektedir.



Şekil 3.58 Üst Panel Sacının İnceleme Analiz Sonucu-2

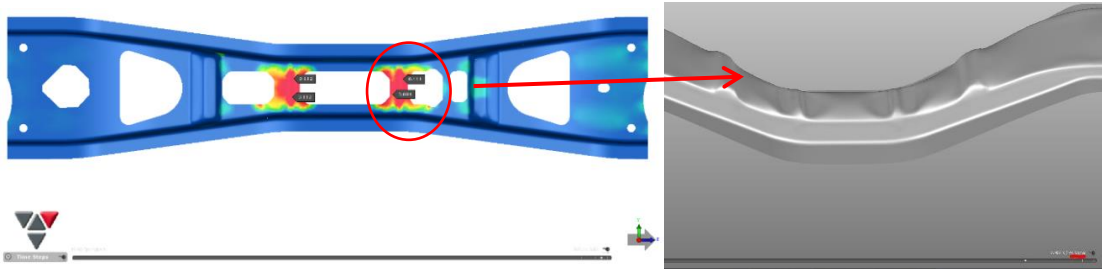
Köşe yuvarlatmaları büyütüldüğü durumda yapılan linear form limit diyagramına göre parçanın daha güvenli olduğu görülmektedir. Bu diyagram açık bir şekilde parçanın güçsüz ve yırtılma ihtimali olan alanları göstermektedir. Bu tip programlar birçok otomobil üreticisi ve tedarikçileri tarafından tasarımın üretime entegrasyonu sırasında kesin sonuç elde etmek için kullanılmaktadır.

Üst panel sacında üretim açısından yapılması gereken bir diğer çalışma ise kulelerin oturduğu bölgelerin üst panel sacı ile aynı ekseninde olması gerekliliğidir. Bu durum sacın preslenmesi açısından ve malzemede oluşacak incelmenin en aza indirilmesi açısından önemlidir.



Şekil 3.59 Üst Panel Sacının İncelme Analiz Sonucu-3

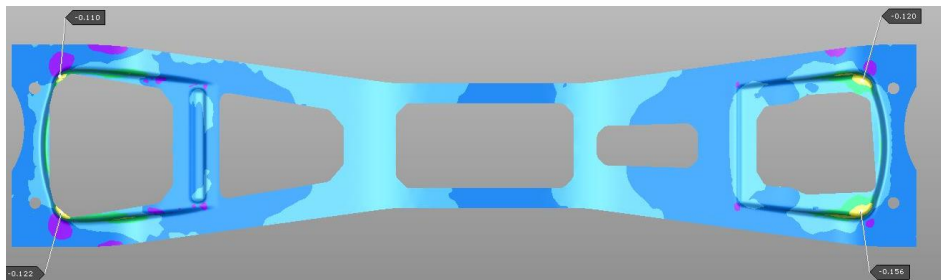
Üst panel için yapılan üretilebilirlik simülasyonu sırasında fark edilen bir diğer önemli konu ise form verme işlemi esnasında parçanın orta kısmında oluşan malzeme yığılmasıdır. Yapılan analiz, şekillendirme sırasında kalıp elemanları kapanmadan parçada katlanmalar oluştuğunu göstermektedir. Bunun önlenmesi için parçanın orta kısmında bulunan boşaltmalara form verilerek malzeme yığılması engellenmiştir.



Şekil 3.60 Üst Panel Sacının İncelme Analiz Sonucu-4

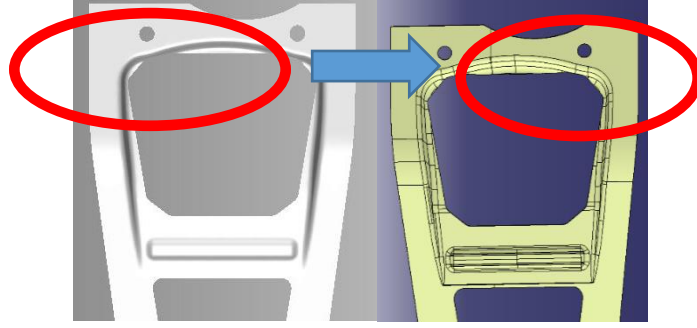
3.10.2 Alt Panel Sacının Üretilebilirlik Açısından İncelenmesi

Alt panel sacı için yapılan üretilebilirlik çalışmasına göre yapılan simülasyonda köşe yuvarlatmalarında maksimum %15,6 değerinde bir incelme görülmüştür. Bu değer %30 limitinin altında olmasına rağmen parçanın fonksiyonelliği açısından önemli bir bölge olmasından dolayı tasarım iyileştirilmeye çalışılmıştır.



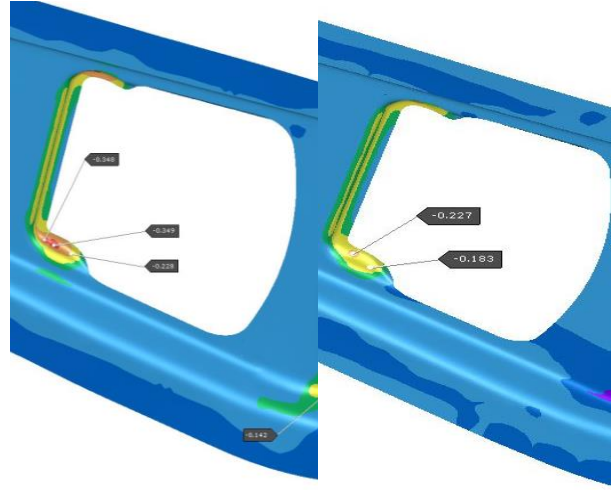
Şekil 3.61 Alt Panel Sacının İncelme Analiz Sonucu -1

Alt panel sacının aşağıdaki belirtilen bölgelerdeki oluşabilecek kesme probleminin engellenmesi için malzemeye form verilmiştir. Bu sayede parçanın rijitliği de bir miktar artması ön görülmüştür.



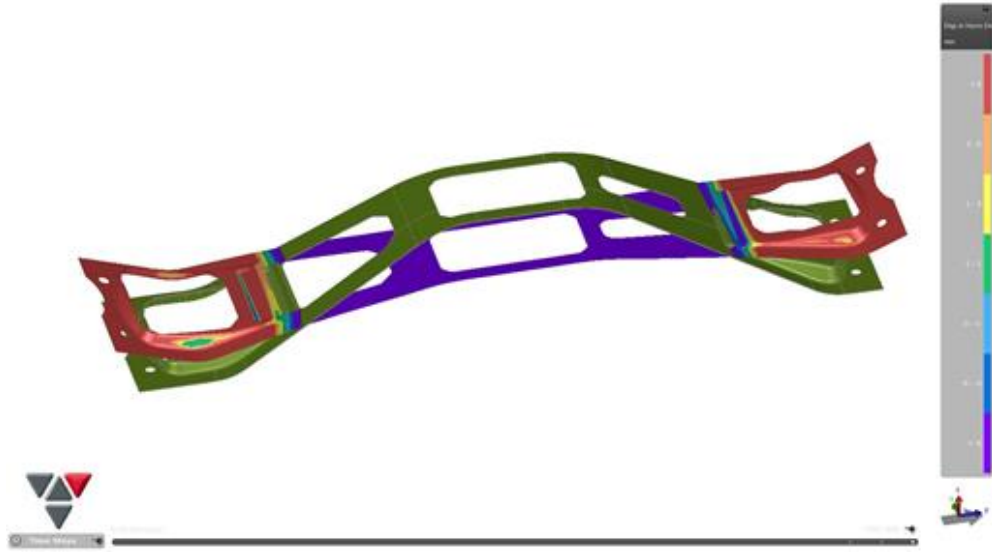
Şekil 3.62 Alt Panel Sacının İncelme Analiz Sonucu-2

Alt panel sacında %30 limitinin üzerinde kalan bölgelerin yuvarlatmaları 3mm'den 5mm'e çıkartılması ile parçada oluşan incelme %34,9'dan %22,7'e kadar azalmıştır.



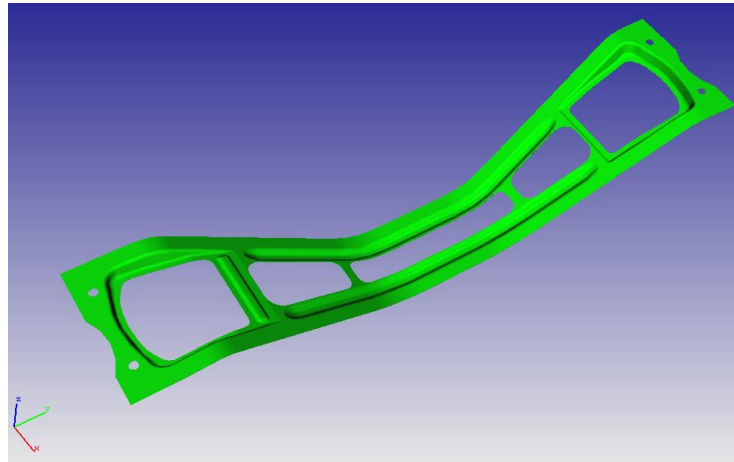
Şekil 3.63 Alt Panel Sacının İncelme Analiz Sonucu-3

Alt panel sacında yapılan incelemeye göre üretilebilirlik açısından iyileştirilmesi gereken bir diğer durum; 1,5mm'den 1mm'e indirilmiş olan parçanın geometrik yapısından ve malzeme kalitesinin sert olmasından dolayı şekillendirme esnasından geri yaylanma meydana gelmektedir. Aşağıda yapılan simülasyonda yeşil renk ile gösterilen nominal parça, diğeri ise geri yaylanmış parçayı göstermektedir.



Şekil 3.64 Alt Panel Sacının İncelme Analiz Sonucu-4

Yukarıda belirtilen geri yaylanma problemini çözmek için parça boylu boyunca form verilerek güçlendirilmiş ve bu sayede parçanın formunu koruması amaçlanmıştır. Motor traversi alt panel sacı üzerinde yapılan değişiklikler sonrası parçanın son hali şekil 3.65’de görüldüğü gibidir.



Şekil 3.65 Alt Panel Sacı Üretilebilirlik Çalışması Sonucu

3.11 Sonuç

Motor traversi gibi yapısal bir parçanın optimizasyonunda uygulanan kuvvetler altında parçanın statik, dinamik rijitlik değerleri ve gerilme dağılımları incelenmiştir. Bu değerlendirme sonrası 4 tasarım karşılaştırılarak temel tasarımdan yaklaşık olarak %12 daha hafif, parça fiyatı olarak yaklaşık %10 daha ucuzlatılmıştır.

Statik rijitlik açısından en iyi performansı topoloji ve topografi optimizasyonu tasarımı göstermiştir. Topoloji ve topografi optimizasyonu tasarımının öteleme hareketi yapmaya zorlandığı durum temel seviye parçayla karşılaştırıldığında, parçanın sol tarafı için X ekseninde -0,7%'lik bir kötüleşme olmasına karşın, Y ekseninde +6,5% iyileşme ve z ekseninde 2,9% statik rijitlik açısından iyileşme sağlanmıştır. Parçanın sağ tarafı için X ekseninde 3,6 %, Y ekseninde 7,8% ve Z ekseninde 0,3% değerinde statik rijitlik açısından iyileşme sağlanmıştır. Burulma durumunda, topoloji ve topografi optimizasyonu tasarımını temel seviye parça ile kıyaslandığında, parçanın sol tarafında X ekseninde 4,0% iyileşme, Y ekseninde -0,9% kötüleşme, Z eksenin 2,2% oranında iyileşme sağlanmıştır. Parçanın sağ tarafı benzer şekilde incelendiğinde X ekseninde 2,2% oranında iyileşme, Y ekseninde 0,1% oranında iyileşme ve Z ekseninde 3,9% oaranında bir iyileşme sağlanmıştır. Buna karşılık Optimizasyon-1 ve Optimizasyon-2 tasarımlarında statik rijitlik değerlerinde %14,4'e varan kötüleşmeler meydana gelmiştir.

Tasarımlar dinamik rijitlik açısından kıyaslandığında, topoloji ve topografi optimizasyonu çıktısı olan tasarım X,Y-rot, Z-rot eksenlerinde iyileşme, Z,X-rot eksenlerinde mevcut performans korunurken, Y ekseninde kötüleşme olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca, dinamik rijitlik için oluşturulmuş grafikler açık bir şekilde X ve Y-rot eksenlerinde topoloji topografi optimizasyonu tasarımının dinamik rijitliğinde görünen düşüşün ötelenerek daha yüksek frekans bandında gerçekleştiğini göstermektedir. Bu durum parçanın motorun özgün çalışma frekansından uzaklaşarak rezonans riskini azaltması açısından büyük önem taşımaktadır.

Von Mises doğrusal gerilme analizinde, seçilen tasarım temel seviye parça ile kıyaslandığında, üst panel için en iyi sonucu akma sınırının üzerindeki lokal bölgelerin sayısında bir artış olmasına rağmen Optimizasyon-2 tasarımı göstermiştir. Ancak, alt panel için en kötü performansın Optimizasyon-2 tasarımına ait olduğu gözlemlenmiştir. Derin çekme kulenin parçanın rijitliğine ve gerilme değerlerine katkıda bulunduğu gözlemlenmiştir. Temel seviye parça ve topoloji topografi optimizasyonu tasarımında derin çekme kule yer almadığı için gerilme değerleri diğer tasarımlara göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir.

Yapılan kıyaslamalar doğrultusunda gerilme değerlerinde bir miktar artış olmasına rağmen, çoğunlukll Topoloji ve topografi optimizasyonun çıktısı olan tasarım, tasarımcının tecrübelerine dayalı olarak yapılan deneme optimizasyon tasarımlarına göre üstün gelmektedir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada yapısal optimizasyon yöntemlerinden bahsedilmiş, topoloji ve topografi optimizasyonu metotları bir arada kullanılarak ticari araçlarda kullanılan bir motor traversine yapısal optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminde kullanılan yük koşulları, parça üzerine gelen çeşitli yol ve yükleme koşullarına bağlı olarak sağlanmıştır.

Hafif ticari araçlarda kullanılan motor traversinin bilgisayar destekli topoloji ve topografi optimizasyonu, tasarımcının tecrübelerine dayalı olarak oluşturulmuş 2 adet tasarım ve seri üretimle kullanılmakta olan temel seviye parça ile kıyaslamalı olarak incelenmesine yer verilmiştir. Bu kıyaslama statik rijitlik, dinamik rijitlik ve doğrusal gerilme açısından gerçekleştirilmiştir. Tasarımların katı modelleri Catia, modellenmesi, analizlerinin yapılması ve optimizasyon çalışması Altair HyperWorks yazılımının HyperMesh ve OptiStruct modülleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu, belirlenen tasarım alanı içerisindeki optimum malzeme dağılımının belirlenmesi konusunda güçlü bir metot olmasına rağmen uzun çözümleme sürelerinden kaçınmak için yüksek performanslı bilgisayarlara ihtiyaç duyulmuştur.

Bilgisayar destekli topoloji ve topografi optimizasyonu tasarımı üretime hazır bir forma kavuşturulmak ve üretim esnasında doğabilecek problemleri tasarım evresinde çözmek amacıyla incelenmiştir. Üretim açısından riskli görünen bölgeler Auto Form programı

yardımıyla belirlenerek tasarımda gerekli düzenlemeler yapılmıştır. Bu sayede tasarım üretime hazır bir forma kavuşturulmuştur.

Motor traversinin üst ve alt panel sacında bulunan boşaltma bölgeleri ve parça kalınlıkları optimizasyon çalışması ile parçanın ağırlığı azaltılmaya çalışılırken motor traversi gibi yapısal açıdan araçta büyük önem taşıyan bir parçanın fonksiyonel özelliklerini korunmaya çalışılmıştır.

Bilgisayar destekli optimizasyon yöntemlerinin tasarımcılar için kullanışlı bir araç olduğu gözlemlenmiş ve bu tez ile endüstriyel problemlere çözüm üretme konusunda örnek teşkil edebilecek bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

Motor traversinin kombine topoloji ve topografi optimizasyonunun karşılaştırmalı incelenmesi araçlarda kullanılan diğer yapısal parçalara da uygulanabilir olması adına örnek teşkil etmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Krishna, M.M.R., (1998). "Chassis Cross-Member Design Using Shape Optimization - A Case Study", International Congress and Exposition Detroit, Michigan, ISSN 0148-7191.
- [2] Law, S.E, Widmer, D.R., (2001). "Crossmember Design Process – A Case Study" , Society of Automotive Engineers, Inc., 2001-01-3068.
- [3] Zhou, G., Li, G., Cheng, A., Wang, G., Zhang, H., Liao, Y., (2015). "The Lightweight of Auto Body Based on Topology Optimization and Sensitivity Analysis", SAE Technical Paper, 2015-01-1367.
- [4] Sithik, M., Vallurupalli, R., Lin, B., Sudalaimuthu, S., (2014). "Simplified Approach of Chassis Frame Optimization for Durability Performance," SAE Technical Paper, 2014-01-0399.
- [5] Costi, D., Torricelli, E., Splendi, L., Pettazzoni, M., (2011). "Optimization Methodology for an Automotive Hood Substructure (Inner Panel) ", Proceedings of the World Congress on Engineering, London, U.K., ISBN: 978-988-19251-5-2, ISSN: 2078-0966.
- [6] Chiandussi, G., Gaviglio, I., Ibba, A., (2004). "Topology Optimisation of an Automotive Component Without Final Volume Constraint Specification", Advances In Engineering Software, 0965-9978.
- [7] Leiva, J.P., (2007).Structural Optimization Methods and Techniques to Design Efficient Car Bodies, Vanderplaats Research and Development, Inc..
- [8] Erney T., Schneider, D., (2010). Combination of Topology- and Topography Optimization for Sheet Metal Structures.
- [9] Karjol, A.R., Virmalwar, A., (2016). "Optimization of Sheet Metal Bracket by Use of Thermoplastics," SAE Technical Paper, 2016-28-0224..
- [10] Darge, S., Shilwant, S.C., Patil, S.R., (2014). " Finite Element Analysis on Topography Optimization of Lower Arm of Double Wishbone Suspension Using Abacus and Optistruct", International Journal of Engineering Research and Applications, ISSN : 2248-9622, Vol. 4, Issue 7(Version 6), July 2014, pp.112-117.

- [11] Xu, D., Chen, J., Tang, Y., Cao, J., (2012). "Topology Optimization of Die Weight Reduction for High-Strength Sheet Metal Stamping. " International Journal of Mechanical Sciences, 0020-7403.
- [12] Poyraz, M., (2004). Bir Kamyon Şasisinin Yapısal Optimizasyonu, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [13] Browne, P.A., (2013). Topology Optimization of Linear Elastic Structures, Doktora Tezi, University of Bath Department of Mathematical Sciences.
- [14] Krishna, M.M.R., (2005). "Topology & Topography Optimization of a Drive Shaft" SAE Technical Paper, ISSN 0148-7191.
- [15] Johnsen, S., (2013), Structural Topology Optimization, Basic Theory, Methods and Applications, Master of Science in Mechanical Engineering Norwegian University of Science and Technology Department of Engineering Design and Materials.
- [16] Olason, A., Tidman, D., (2010). Methodology for Topology and Shape Optimization in the Design Process, Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği, Chalmers Teknoloji Üniversitesi, Göteborg, İsveç.
- [17] Gunwant, D., Misra, A., (2012). "Topology Optimization of Sheet Metal", MIT International Journal of Mechanical Engineering, ISSN: 2230-7680.
- [18] Cavazzuti, M., Splendi, L., Structural Optimization of Automotive Chassis: Theory, Set Up, Design, Università degli Studi di Modena e Reggio Emilia.
- [19] Göv, İ., (2009). Applying Topology Optimization To Design Of Planer Machine Parts, M.Sc. Thesis In Mechanical Engineering University Of Gaziantep Graduate School of Natural & Applied Sciences.
- [20] Rouhi, M., (2009). Topology Optimization of Continuum Structures Using Element Exchange Method, Degree of Master Science in Aerospace Engineering in Mississippi State University Department of Aerospace Engineering.
- [21] Altair HyperWorks OptiStruct 12.0 User's Guide, (2013). Altair Engineering Inc..
- [22] Cervierei, A., Rodrigues, A.F.A., Gertez, L.C., Albuquerque, L.D., (2014). "Chassis Design For Electric Car Prototype", SAE Technical Paper, 2014-36-0215
- [23] Leiva, J.P., Watson, B.C., Kosaka, Iku., (2007). A Comparative Study of Topology and Topometry Structural Optimization Methods Within the Genesis Software, LS-DYNA Anwenderforum, Frankenthal.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Özgün HÖKE
Doğum Tarihi ve Yeri : 16.11.1990 ANKARA
Yabancı Dili : İngilizce, İtalyanca Almanca
E-posta : ozgunhoke@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans :	Makine Mühendisliği	Eskişehir Osmangazi Üniversitesi	2013
Lise	Sayısal	Çankaya Anadolu Lisesi	2008

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2015-Halen	Ford Otosan	Ürün Geliştirme Mühendisi
2014- 2015	Bakırcı Otomotiv	Teknik Destek Uzmanı

YAYINLARI

Bildiri

1. Höke, Ö. Bozca,M., (2016). “ Structural Optimization of Engine Cross Members In Light Commercial Vehicles”, Internatiol Conference On Advances In Automotive Technologies 2016, Istanbul-Turkey, ISBN: 978-605 9546-01-0.