

T.C.

GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ

MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

KAMYON HİDROLİK SİLİNDİR
BAĞLANTI BRAKETİNİN OPTİMUM
TASARIMI

MUSTAFA ÇOBAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

GEBZE

2009

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

KAMYON HİDROLİK SİLİNDİR
BAĞLANTI BRAKETİNİN OPTİMUM
TASARIMI

MUSTAFA ÇOBAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI

YRD. DOÇ. DR. HASAN KURTARAN

GEBZE

2009



YÜKSEK LİSANS TEZİ JÜRİ ONAY SAYFASI

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 15/06/2009 tarih ve 2009/13 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 25/06/2009 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Mustafa ÇOBAN'ın tez çalışması Makina Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI) : Yrd. Doç. Dr. Hasan KURTARAN

ÜYE

: Prof. Dr. Muammer KALYON

ÜYE

: Yrd. Doç. Dr. Abdulkadir BALIKÇI

ONAY

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../20... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI: KAMYON HİDROLİK SİLİNDİR BAĞLANTI BRAKETİNİN OPTİMUM TASARIMI

YAZAR ADI : MUSTAFA ÇOBAN

Bu tezde kamyonlarda kullanılan direksiyon sistemlerine değinilmiş, sistemin bir parçası olan hidrolik silindirin, şasiye bağlantı braketi ile ilgili ağırlığını azaltmak amacıyla optimizasyon çalışması yapılmıştır.

Önce mevcut parçanın statik analiz sonuçları elde edilmiştir. Ardından topolojik optimizasyon yöntemi ile dolu parçadan konsept model oluşturulmuştur.

Sonuncu bölümde ise elde edilen konsept model, parametrik olarak modellenmiştir. Sonrasında deney tasarımı yöntemi ile parametrelerden tasarım noktaları belirlenmiştir. Bu noktalar analiz edilerek eğriler uydurulmuş ve bu eğriler değerlendirilerek optimum tasarım elde edilmiştir.

SUMMARY

**TITLE OF THE THESIS: OPTIMUM DESIGN OF A TRUCK
HYDRAULIC CYLINDER BRACKET**

NAME OF THE AUTHOR : MUSTAFA ÇOBAN

Within this thesis first, the steering system of trucks has been mentioned, afterwards as a part of the steering system, the bracket which mounts hydraulic cylinder to chassis has been optimized to reduce the part weight.

Before optimization process, first a static analysis of the reference model has been obtained. Furthermore, an optimized concept model has been generated from the filled bracket by using the method of topology optimization.

In the last section, the concept model turned into a parametric model. Moreover, using the experimental design method design points determined from the parameters. By analyzing these points response surfaces have been generated, thus the optimum design has been obtained by evaluating the response surfaces.

TEŞEKKÜR

Öncelikle yüksek lisans öğrenimim boyunca desteğini esirgemeyen değerli danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Hasan Kurtaran'a yardımlarından ötürü teşekkürlerimi sunarım.

Yine yüksek lisans öğrenim hayatım boyunca gösterdikleri anlayış ve özveri sebebiyle Ford OTOSAN A.Ş.'de çalışan amirlerim ve iş arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Son ve özel olarak, tüm hayatım boyunca her zaman ilgi, alaka ve sevgilerini üzerimden eksik etmeyen annem, babam, ablam ve kuzenime gönülden teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xii
1. GİRİŞ	1
1.1. Kamyonlardaki Direksiyon Sistemi	1
1.1.1. Çift Dingilden Tahrikli Direksiyon Sistemi	2
1.1.2. Genel Optimizasyon Tanımı ve Yapısal Optimizasyon	4
1.2.1. Boyut Optimizasyonu	5
1.2.2. Şekil Optimizasyonu	5
1.2.3. Topoloji Optimizasyonu	5
1.3. Literatür Taraması	6
1.4. Tezin Amacı	10
2. BRAKETİN TANITIMI	11
2.1. Kullanım amacı	11
2.2. Geometrisi	11
2.3. Parçaya Gelen Yükler	13
3. REFERANS BRAKETİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	15
3.1. Sonlu Elemanlar Modeli	15
3.2. Malzeme Özellikleri	15
3.3. Sınır Koşulları	16
3.4. Yüklemeler	16
3.5. Referans Modelin Sonlu Elemanlar Analizi ve Sonuçlar	18
4. BRAKETİN YAPISAL OPTİMİZASYONU	19
4.1. Topolojik Optimizasyon	19
4.1.1. Genel Topoloji Optimizasyon Problemi	20
4.1.2. Model Oluşturulması	20
4.1.3. Optimizasyon	21
4.1.4. Sonuçlar	25
4.2. Parametrik Optimizasyon	27
4.2.1. Amaç	27

4.2.2. Yöntem	28
4.2.3. Parametrik Modelleme ve Değişkenler	28
4.2.4. Otomatik Tasarım Noktalarının Belirlenmesi	30
4.2.5. Cevap Yüzeyleri ve Tekil Parametre Hassasiyetleri	32
4.2.6. Hedef Güdümlü Optimizasyon	36
4.2.7. Sonuç	40
5. SONUÇLARIN YORUMLANMASI	42
KAYNAKLAR	44
ÖZGEÇMİŞ	45
EKLER	46

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SE: Sonlu Elemanlar

SEA: Sonlu Elemanlar Analizi

BDT: Bilgisayar Destekli Tasarım

DSH21: Braket 1. ayak en ölçüsü

DSV21: Braket 1. ayak boy ölçüsü

DSH22: Braket 2. ayak en ölçüsü

DSV22: Braket 2. ayak boy ölçüsü

DSH23: Braket 3. ayak en ölçüsü

DSV23: Braket 3. ayak boy ölçüsü

DSH24: Braket 4. ayak en ölçüsü

DSV24: Braket 4. ayak boy ölçüsü

Pa: Pascal

N: Newton

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Çift dingilden tahrikli direksiyon sistemine sahip bir kamyon	2
1.2. Çift dingilden tahrikli direksiyon sistemi	3
1.3. Hidrolik Silindirin Çalışma Prensibi	4
1.4. Topoloji optimizasyonu için kullanılan kompresör braketi	6
1.5. Topoloji optimizasyonu yapılmış kompresör braketi	7
1.6. Deve boynunun topolojik optimizasyon sırasındaki aşamaları	8
1.7. Braketin ilk BDT modeli	9
1.8. Topoloji optimizasyonu çıkan konsept model	9
1.9. Şekil optimizasyonu yapılmış model	9
2.1. Mevcut Braketin BDT modeli	12
2.2. Mevcut Braketin İşleme Detay Resmi	13
2.3. Mevcut Brakete Gelen Yükler	14
3.1. Referans parçanın sonlu elemanlar modeli	15
3.2. Referans Brakete Uygulanan Sınır Koşulları	16
3.3. Uygulanan 58 kN'luk yük	17
3.4. Uygulanan 46 kN'luk yük	17
3.5. Referans model 58 kN yük altında iken statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı	18
3.6. Referans model 46 kN yük altında iken statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı	19
4.1. Topoloji optimizasyonunda kullanılacak dolu model	21
4.2. Ağ uygulanmış dolu model	21
4.3. Dolu modelin 58 kN yük altında statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı	22

4.4. Dolu modelin 46 kN yük altında statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı	23
4.5. 58 kN için %74 ağırlık azaltılmış model	23
4.6. 46 kN için %74 ağırlık azaltılmış model	24
4.7. 58 kN için %76 ağırlık azaltılmış model	24
4.8. 58 kN için %78 ağırlık azaltılmış model	25
4.9. 58 kN için %80 ağırlık azaltılmış model	25
4.10. 58 kN yük için %76 ağırlık azaltılmış modelin statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı	27
4.11. Parametrik hazırlanan model üzerinde parametrelerin gösterimi	29
4.12. DVH21 ve DSV21'in maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap Yüzeyi	33
4.13. DVH22 ve DSV22'nin maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap yüzeyi	33
4.14. DVH23 ve DSV23'ün maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap yüzeyi	34
4.15. DVH24 ve DSV24'ün maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap yüzeyi	34
4.16. Maksimum eşdeğer gerilmeye bağlı tekil parametre hassasiyetleri	35
4.17. Parça ağırlığına bağlı tekil parametre hassasiyetleri	35
4-18. 1000 örnekten oluşan veri seti	37
4-19. 10000 örnekten oluşan veri seti	37
4-20. 1000 örnekten seçilen veri setinin dağılımı	38
4-21. 10000 örnekten seçilen veri setinin dağılımı	38
4-22. Optimum braketin dört farklı açıdan gösterimi	40
5-1. Tez hazırlanırken takip edilen yol	43

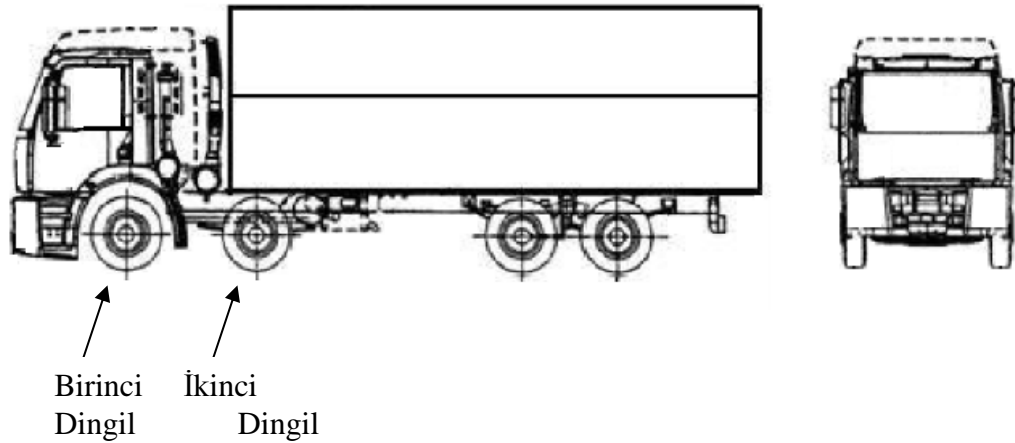
TABLolar DİZİNİ

<u>Tablo</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Her 3 modele ait mukavemet ve ağırlık sonuçları	10
4.1. Yük ve ağırlık azaltma oranlarına bağı son ağırlık değerleri	26
4.2. Otomatik Tasarım Noktası Sayısı Tablosu ^[7]	31
4.3. 1000 ve 10000 örnek için programdan istenen ayarlar	36
4.4. Optimum çıkan modelin özellikleri	39
5.1. Optimizasyon adımları sonrası elde edilen ağırlık ve maksimum eşdeğer gerilmeler	42

hakkında daha iyi bir fikir vereceğinden sadece bu çeşit direksiyon sistemi ile ilgili temel düzeyde bir bilgi verilecektir.

1.1.1. Çift Dingilden Tahrikli Direksiyon Sistemi

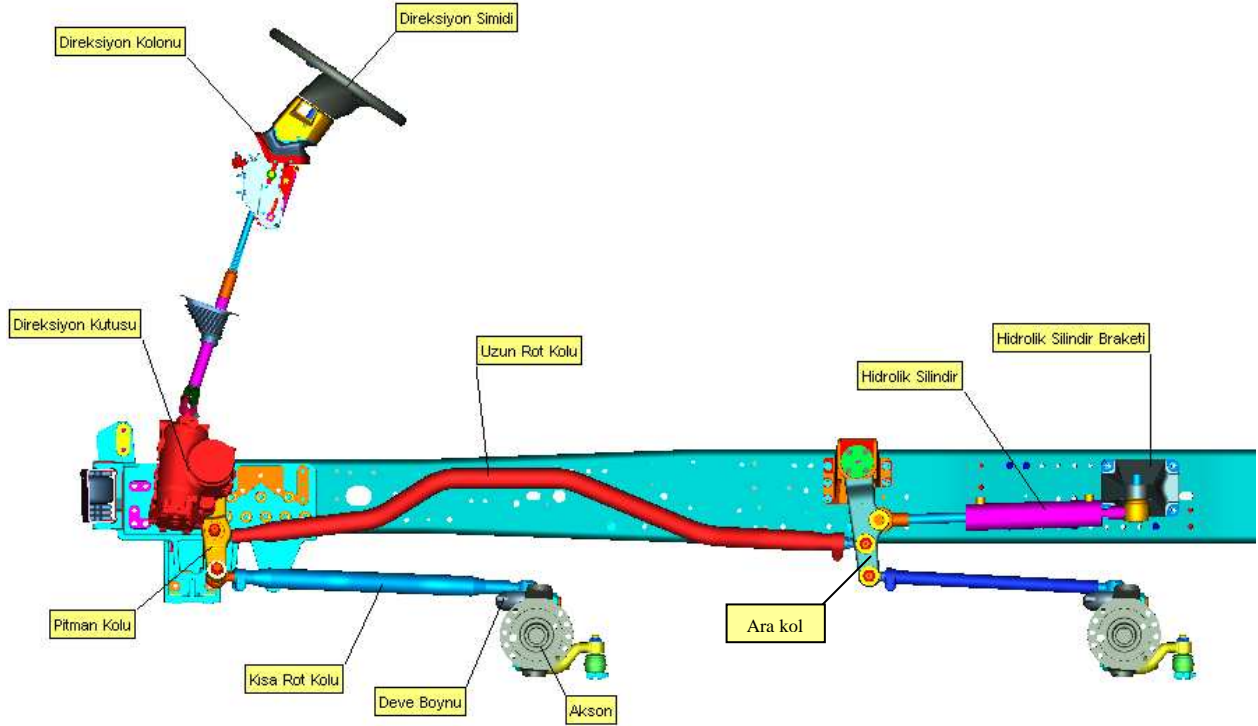
Çift Dingilden Tahrikli Direksiyon sistemi, ağır yükleme koşulları altında çalışan kamyonlarda birinci dingile gelen yükü azaltmak amacıyla birinci dingilin hemen arkasına ikinci bir dingil eklenmesi sonucu oluşmaktadır. Eklenen bu ikinci dingil aracın önünde olduğu için aracın dönmesine engel olmamak adına birinci dingil gibi dönme özelliği kazandırılmıştır. Aşağıdaki şekil 1.1’de, bahsedilen direksiyon sistemine sahip bir kamyon görülmektedir.



Şekil 1.1. Çift dingilden tahrikli direksiyon sistemine sahip bir kamyon

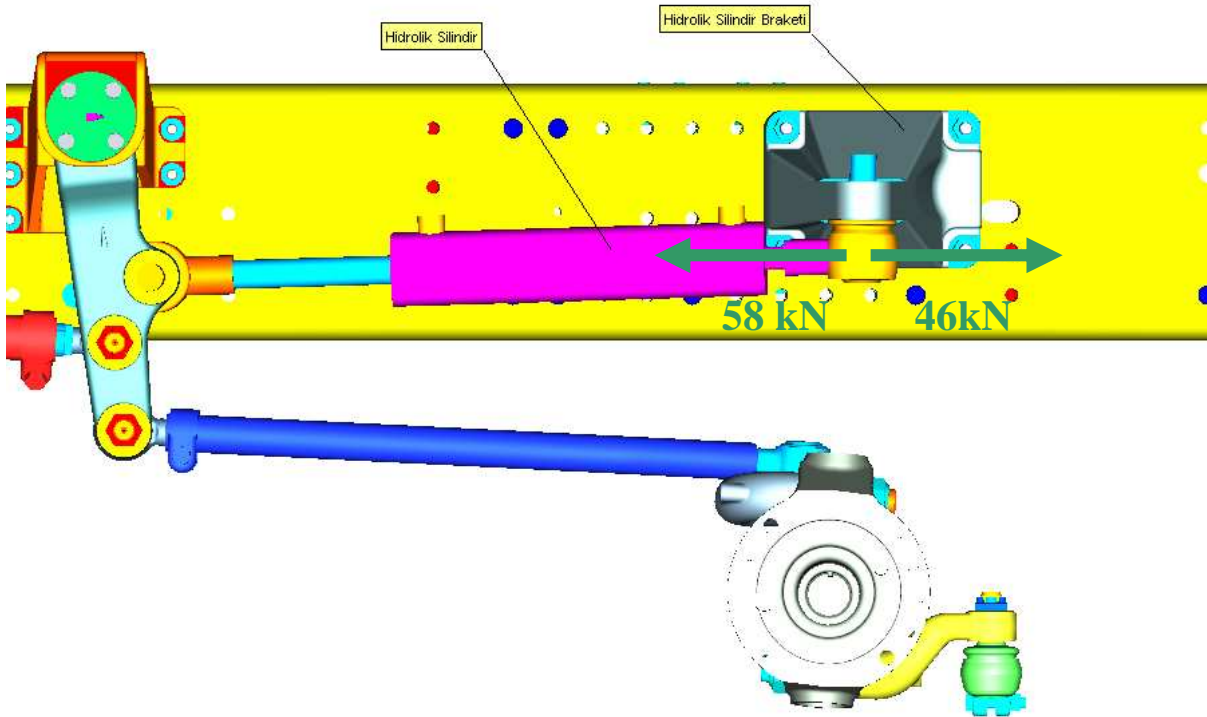
Aşağıdaki Şekil 1.2 ‘de gösterilen direksiyon simidini sürücünün çevirmesiyle beraber, moment önce direksiyon kolunu vasıtasıyla direksiyon kutusuna aktarılır. Direksiyon kutusu içindeki dişli ve bilya mekanizmasıyla moment mekanik olarak tahvil oranı kadar artar. Ayrıca pompadan gelen hidrolik basınç da dönmeye yardımcı olup kamyonu döndürmek için mekanik momentin sağladığı momentin 3-4 katı kadar bir artışa sebep olur. Ortaya çıkan bu dönme kuvveti pitman kolu vasıtasıyla lineer kuvvete dönüşür. Birinci dingil direk olarak pitman kolundan aldığı kuvveti rot kolları vasıtasıyla tekerleri döndürmek için kullanırken, kuvvetin bir bölümü rot kolu vasıtasıyla ara kola aktarılır. Ara kola gelen kuvvet aracılığıyla, ikinci dingildeki tekerleklerin

döndürülmesi işlemi gerçekleştirilir. İşte bu ikinci dingili tahrik etmek için pitman kolundan ara kola az bir kuvvet iletilmesi sebebiyle, bir braket ile şasiye tutturulmuş hidrolik silindir vasıtasıyla ikinci dingildeki tekerleklerin dönmesine yardımcı olunur.



Şekil 1.2. Çift dingilden tahrikli direksiyon sistemi

Hidrolik silindir, araç hem sağa hem de sola dönerken farklı şekilde çalışır. Araç sola dönerken en fazla 58 kN, sağa dönerken ise en fazla 46 kN aşağıda gösterilen yönlerde hareket eder. Sağa ve sola dönüşlerdeki bu kuvvet farklılığının sebebi hidrolik silindirin iç yapısından kaynaklanmaktadır. Hidrolik silindirde oluşan kuvvet direksiyon kutusundaki valfe bağlı olduğu için her zaman maksimum kuvvetler oluşmaz. Sadece tekerlekler çok zorlandığı zaman bu maksimum değerlere ulaşılır. Bu esnada da braketini aynı oranda bir kuvvet ile itmeye veya çekmeye çalışır.



Şekil 1.3. Hidrolik Silindirin Çalışma Prensibi

11.2. Genel Optimizasyon Tanımı ve Yapısal

Optimizasyon

Genel optimizasyon problemi değişkenlerin sınırları dahilinde, eşitlik ve/veya eşitsizlik kısıtlarını sağlayacak (veya hiç kısıtlanmamış) bir hedef fonksiyonunu minimize veya maksimize etmek olarak tanımlanabilir.

Lineer olmayan kısıtlandırılmış optimizasyon problemi için matematiksel gösterim aşağıdaki eşitliklerde ifade edilmiştir [Vanderplaats, 1984].

$F(X)$: Minimize edilecek	Hedef Fonksiyonu	1.1
$g(X) \leq 0$	Eşitsizlik kısıtı	1.2
$h(X) = 0$	Eşitlik kısıtı	1.3
$X_{alt} \leq X \leq X_{üst}$	Değişken sınırları	1.4

Burada $X = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ \vdots \\ X_n \end{Bmatrix}$ olup tasarım değişkenlerini ifade etmektedir.

Mühendislikte genelde yapıların tasarımında kullanılan optimizasyon yöntemlerine yapısal optimizasyon denir. Yapısal optimizasyon yöntemleri uygulama alanlarına bağlı olarak üçe ayrılmaktadır. Bunlar; boyut, şekil ve topoloji optimizasyonlarıdır

1.2.1. Boyut Optimizasyonu

Boyut optimizasyonu eldeki modelin sadece kesit veya kalınlığının değiştirilerek en iyinin araştırılmasına dayanan bir yöntemdir [Spath et al, 2001].

1.2.2. Şekil Optimizasyonu

Boyut optimizasyonuyla kıyaslanırsa çok daha karmaşık bir yapıya sahip olan şekil optimizasyonunda yüzey koordinatları tasarım değişkenleri olarak kabul edilebilir. Yüzey formları değiştirilebilir. Hesaplanan birim uzamalara göre yüzey formu ayarlanabilir. Dezavantajı ise yüzey formundaki değişikliklerin uygulanan aği etkilemesidir [Spath et al, 2001].

1.2.3. Topoloji Optimizasyonu

Bu tip optimizasyon genelde ürünün planlama fazında genel topolojisini oluşturmak için kullanılır. Bilinen yükler ve sınır koşulları altında maksimum tasarım uzayı kullanılarak konsept bir tasarım oluşturulur. Parçadan gereksiz alanlar çıkarılarak konsept tasarım elde edilir [Spath et al, 2001].

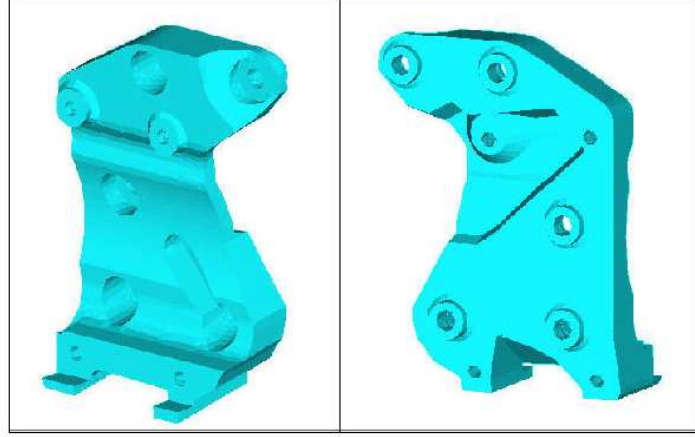
1.3. Literatür Taraması

Geçmişten günümüze makaleler incelendiği zaman, topoloji ve şekil optimizasyonu konularında benzer çalışmalarla çeşitli otomotiv endüstrisi alanlarında, özellikle de ağır ticari araçlarda karşılaşıldığı, ve ağırlık azaltılması için yapısal optimizasyon yöntemlerine sıklıkla başvurulduğu görülmektedir. Özellikle son dönemlerde paket programların gelişmesiyle birlikte, bilimsel yayınlarda bu hazır programlardan destek alındığı da dikkat çeken başka bir noktadır.

Chang and Lee [2008] topoloji optimizasyonunda modelin mikro yapıya bölünerek yapısal direngenliğin maksimize edilmeye çalışıldığını belirtmişlerdir. Optistruct ticari programını kullanarak yaptıkları dinamik yük altındaki kompresör braketini optimizasyonunda, aynı dinamik özelliği gösteren yapıyı %31 lik bir ağırlık kazancıyla elde etmişlerdir.



Şekil 1.4. Topoloji optimizasyonu için kullanılan kompresör braketini



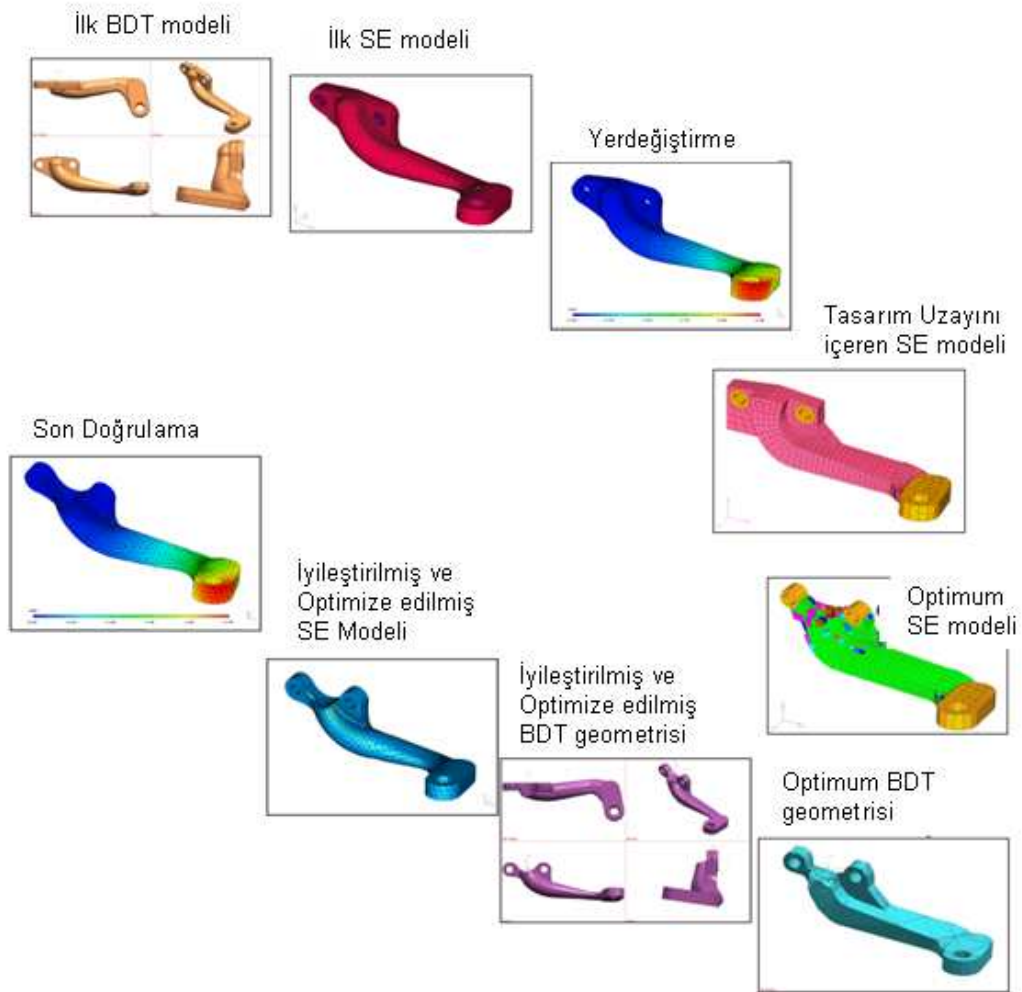
Şekil 1.5. Topoloji optimizasyonu yapılmış kompresör braketi

Balamurugan [2005], yine ağır ticari araçların direksiyon sisteminin başka bir parçası olan deve boyunları üzerinde topolojik optimizasyon uygulamıştır. Kullandığı katı tetrahedral elemanlarla önce yapıya ağ uygulanmış, daha sonra hedef fonksiyonu olarak bu yapının ağırlığını minimize etmeyi seçmiştir. Kısıtı ise ilk olarak parçaya yaptığı statik analizdir.

Optimizasyon için yapılması gereken adımları sırayla şu şekilde sıralamaktadır:

- Statik analiz yaparak yerdeğiştirme ve gerilme seviyelerinin belirlenmesi
- Optimizasyon ayarlarının yapılması ve parçanın optimizasyonu
- Verilen sınır koşulları içerisinde ağırlık dağılımının incelenmesi
- Optimize edilen SEA modelinden BDT modelinin oluşturulması
- İmalat göz önüne alınarak üretilebilir bir parça olması için karışık geometrinin düzgün hale getirilmesi
- Nihai modele statik analiz uygulayarak yerdeğiştirme ve gerilme seviyelerinin elde edilmesi

Aşağıdaki şekilden deveboynunun bu safhalardan geçerken değişimi izlenebilir. Sonuç olarak ise %11 lik bir ağırlık kazancı elde edilmiştir.



Şekil 1.6. Deveboynunun topolojik optimizasyon sırasındaki aşamaları

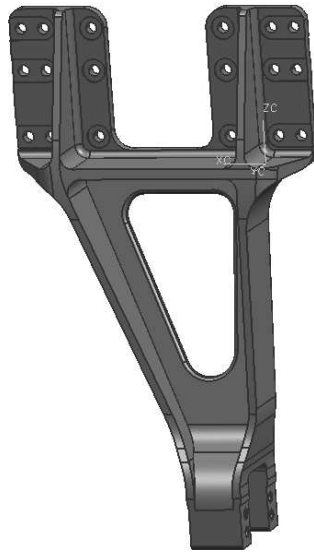
Hongwei et al [2008], kamyonlarda kullanılan havalı süspansiyon şasi bağlantı braketini inceledikleri makalelerinde önce ticari Optistruct programıyla topoloji optimizasyonu yaparak şekil 1.7'deki ana parçayı Şekil 1.8'deki gibi bir konsept model olarak elde etmişlerdir. Daha sonra ise konsept modelin gerilme dayanımının yüksek çıkması sebebiyle şekil optimizasyonu yöntemiyle parçaya bu sefer malzeme eklemişlerdir (Şekil 1.9). Bu şekilde parçanın maksimum gerilmesini kabul edilebilir düzeye indirirken ağırlığında % 36.6'lık bir azaltma gerçekleştirmişlerdir.



Şekil 1.7. Braketin ilk BDT modeli



Şekil 1.8. Topoloji optimizasyonu çıkan konsept model



Şekil 1.9. Şekil optimizasyonu yapılmış model

Böylece her üç modeli karşılaştırdıklarında aşağıdaki tablodaki değerleri elde etmişlerdir.

Model	maksimum gerilme (MPa)	maksimum yer değiştirme (mm)	Ağırlık (Kg)
Orjinal	139	0.848	58
Konsept	224	0.893	39.7
Detaylı	167	0.832	40.6

Tablo 1.1. Her 3 modele ait mukavemet ve ağırlık sonuçları

1.4. Tezin Amacı

Literatür incelendiği zaman genelde, topolojik optimizasyonla konsept bir model çıkarıldığı ve sonrasında bu modelin nihai kabul edildiği gözlemlenmiş olup, bu aşamadan sonra farklı bir yöntemle optimizasyon nadiren yapılmıştır.

Bu tezle amaçlanan kamyonunda kullanılan hidrolik silindir pistonunu şasiye bağlayan dökme demir braketinin geometrisini topolojik ve parametrik optimizasyonu birbirleri ardına yaparak, benzer durumdaki parçaları için yeni oluşacak modelin ağırlığının azaltılmasında daha etkili bir yöntem olup olmadığı incelenecektir.

2. BRAKETİN TANITIMI

Bu bölümde kamyonda kullanılan mevcut braket incelenecektir.

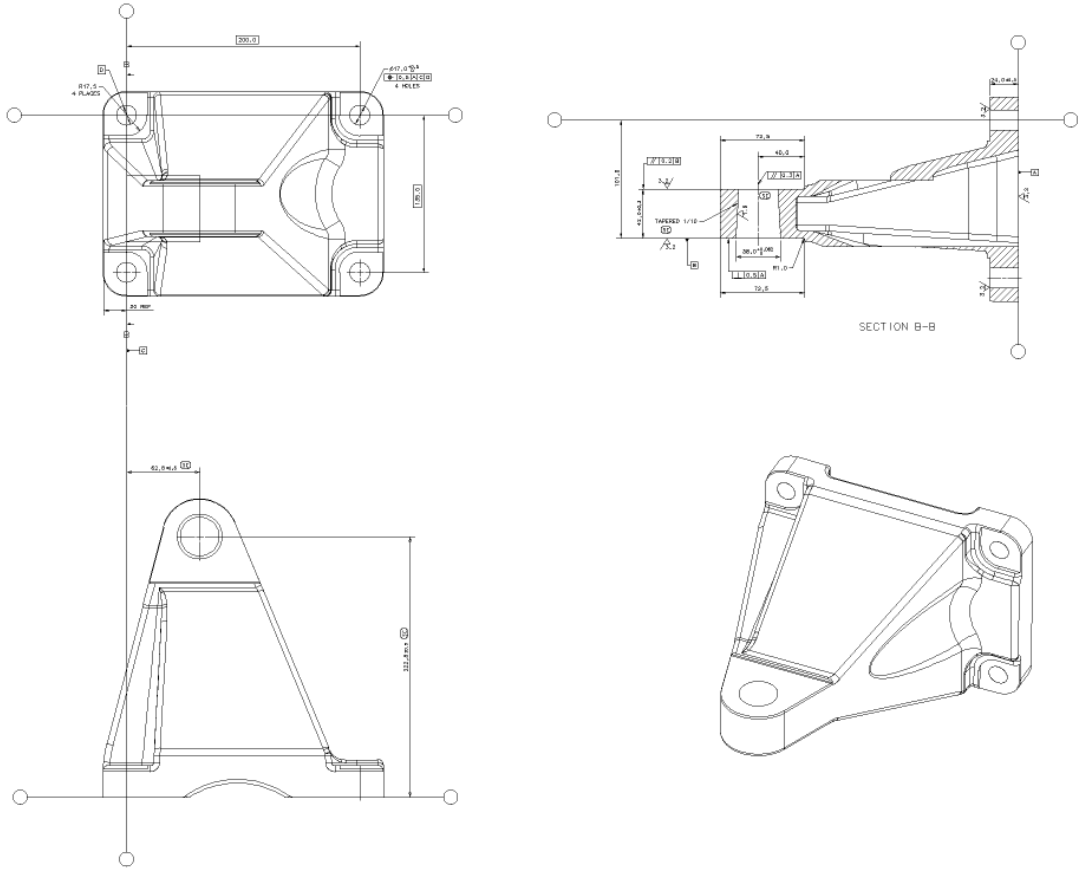
2.1. Kullanım amacı

Bu tezde incelenecek olan braket, önceki bölümlerde de değinildiği üzere, çift dingilden tahrikli direksiyon sisteminde ikinci dingile takviye güç sağlayan hidrolik pistonu şasiye bağlamak için kullanılan bir parçadır.

2.2. Geometrisi

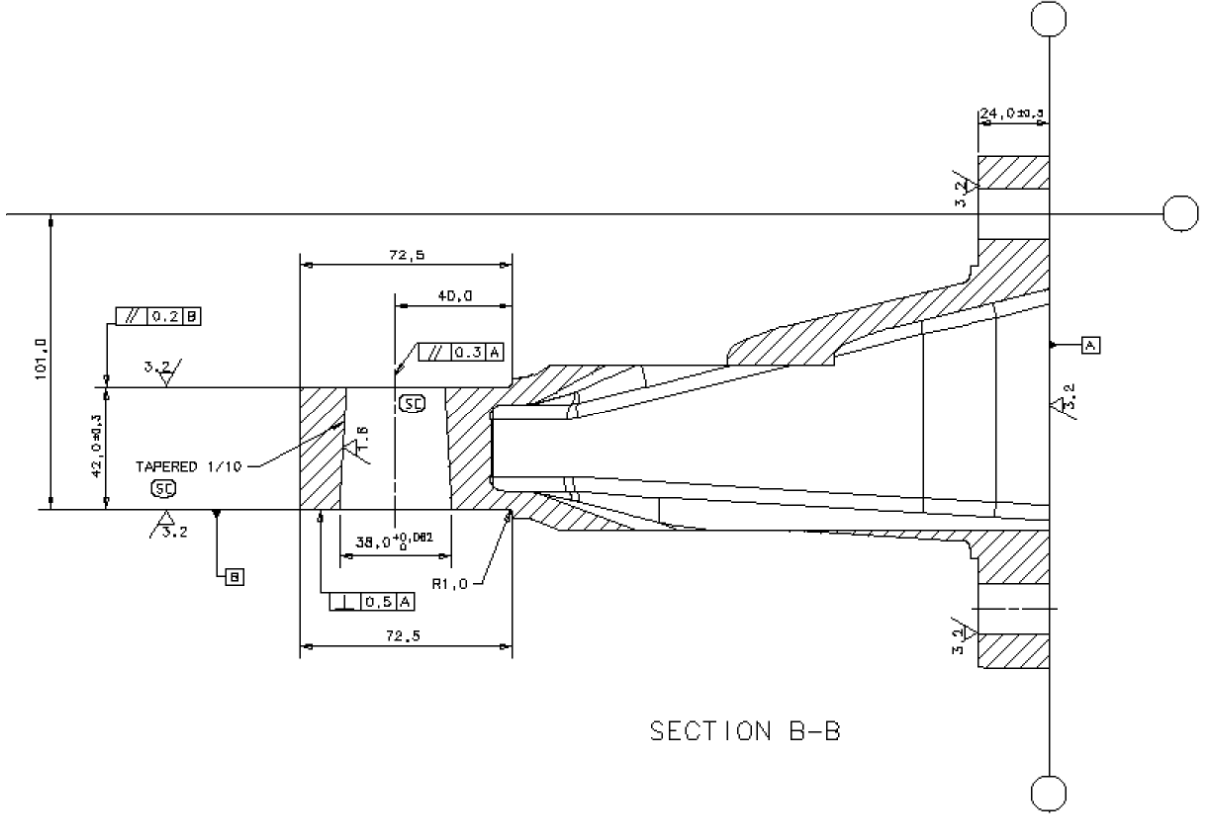
Mevcut durumdaki tasarımda olduğu gibi klasik yöntemde parçanın tasarımı tamamen tasarımcıya bırakılmaktadır. Tasarımcı kendi tecrübe ve birikimlerine dayanarak geometrik yapıyı oluşturmaktadır. Daha sonra oluşturulan bu yapı sonlu elemanlar analizi yöntemi kullanılarak gerilme değerleri incelenmekte ve gerekli dayanımın üzerinde veya çok altında çıkması durumunda iyileştirmeler manuel olarak yapılmaktadır.

Geometri oluşturulurken göz önüne alınan başlıca kriterler şasinin yüzeyi ve delikleri, hidrolik silindirin bağlandığı rot başı konumu ve formu olup bu sınır şartlarını oluşturmakta ve aradaki boşluk braketin üzerine gelen yüke uygun bir şekilde doldurulmaktadır (Şekil 2.1).



Şekil 2.1. Mevcut Braketin BDT modeli

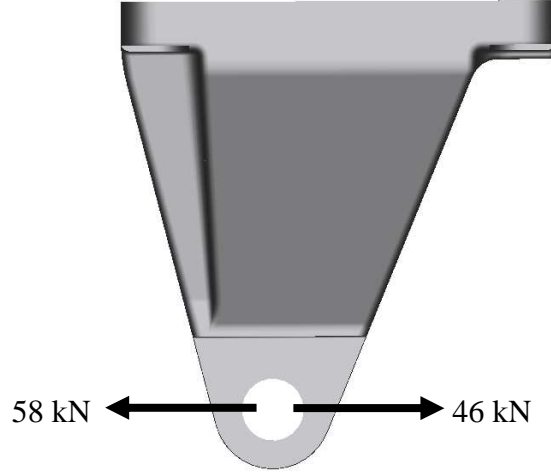
Yukarıda da görüldüğü üzere parça şasi kısmında 4 cıvata ile tutturulmaktadır. Diğer ucundan ise hidrolik silindirde bulunan konik yüzeyli rot başı bağlanmaktadır Hidrolik silindire ait rot başının bağlandığı detay resim Şekil 2.2'de görülebilir.



Şekil 2.2. Mevcut Braketin İşleme Detay Resmi

2.3. Parçaya Gelen Yükler

Bu parçaya gelen en önemli yük hidrolik pistonun çalışması sırasında ortaya çıkan kuvvettir. Bu kuvvet silindirin bağlandığı yüzey üzerinden aşağıdaki şekilde gösterilen doğrultuda +58kN ve -46 kN arasında değişmektedir.



Şekil 2.3. Mevcut Brakete Gelen Yükler

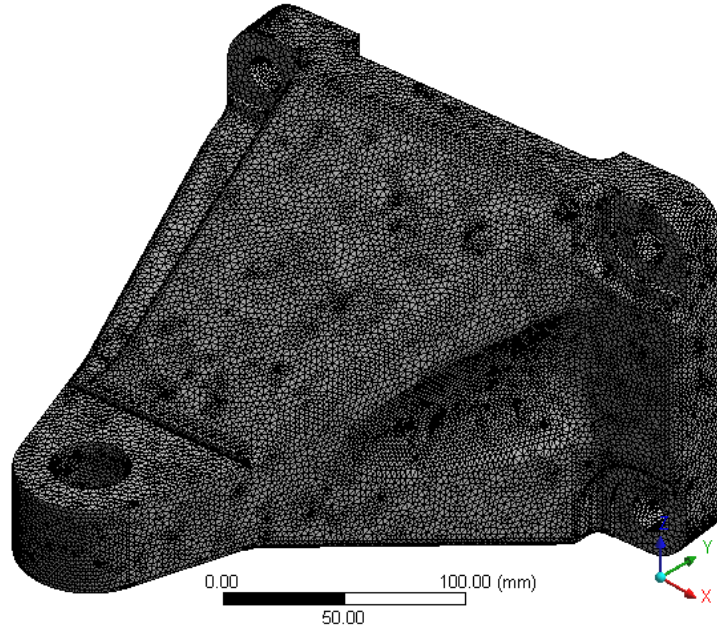
Parçaya etkiyen diğer yükler yer çekimi kuvveti ve şasinin yoldan kaynaklı titreşimidir. Yer çekimi kuvvetini parçanın kendi ağırlığı ve pistonun ağırlığının tamamı olarak düşünsek bile toplamda 300 N'luk bir yüke tekabül ettiği için yaptığımız hesaplarda kullanmayacağız. Benzer şekilde şasinin yoldan kaynaklı yarattığı titreşim aracın ön dingillerinde amortisör ve yaylarla sönümlendiği için, parça hesaplarımızı etkileyecek çok büyük titreşim yüküne maruz kalmadığından bu yükü de göz önünde bulundurmayacağız.

3. REFERANS BRAKETİN SONLU ELEMENLAR ANALİZİ

Bu bölümde mevcut hidrolik silindir piston braketinin statik analizi gerçekleştirilecektir.

3.1. Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu elemanlar analizi ANSYS Workbench 11 ticari programı kullanılarak yapılmıştır. Referans parça için oluşturulan sonlu elemanlar modeli şekil 3.1’de gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Referans parçanın sonlu elemanlar modeli

Kullanılan Eleman Tipi: 4 nodlu tetrahedron

Eleman boyu: 2.5 mm

Eleman sayısı: 376381

Nod sayısı: 88695

3.2. Malzeme Özellikleri

Malzeme İsmi: GGG-40 Dökme Demir

Akma dayanımı: 250 MPa

Kopma dayanımı: 370 MPa

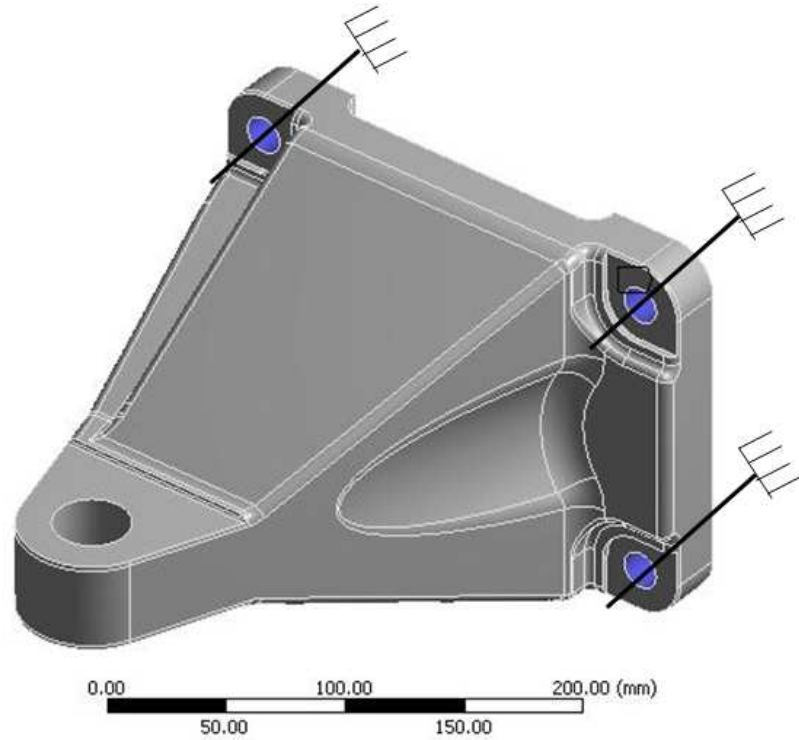
Poisson Oranı: 0.28

Yoğunluk: 7200 kg/m³

Parçanın toplam ağırlığı: 8,65 kg

3.3. Sınır Koşulları

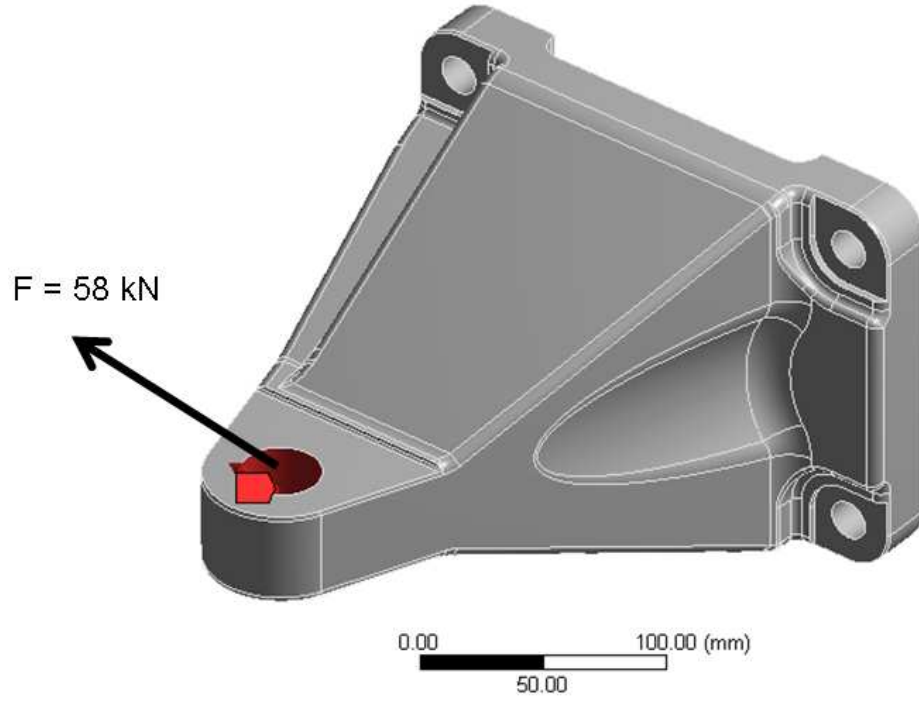
Parça aşağıda gösterildiği gibi şasiye bağlanan 4 delik etrafından tutturulmuştur.



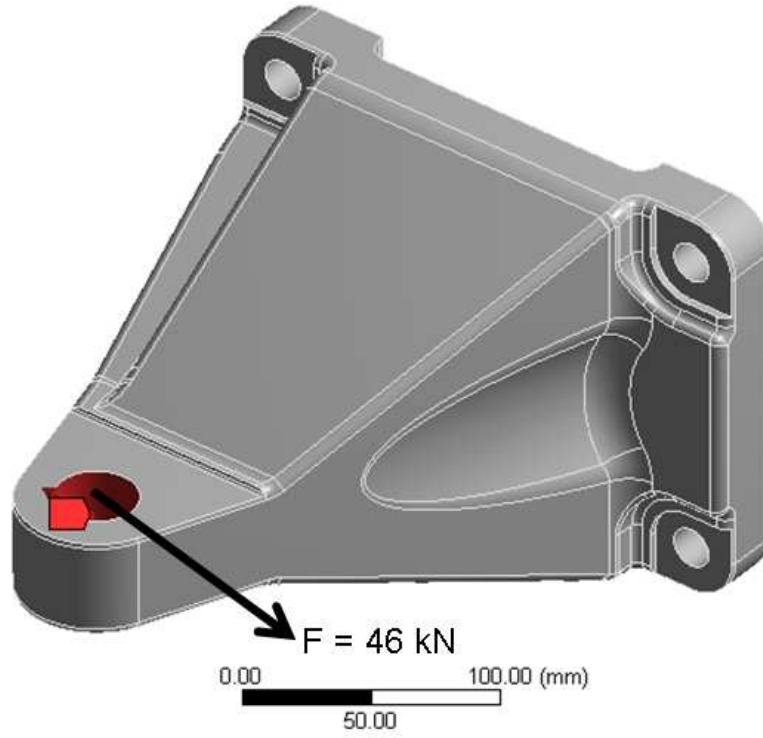
Şekil 3.2. Referans Brakete Uygulanan Sınır Koşulları

3.4. Yüklemler

Piston iki tarafa da yük uyguladığı için model iki farklı yüke maruz bırakılmıştır. Bunlardan aynı doğrultuda fakat zıt yönlerde olan 58 kN ve 46 kN'dur.



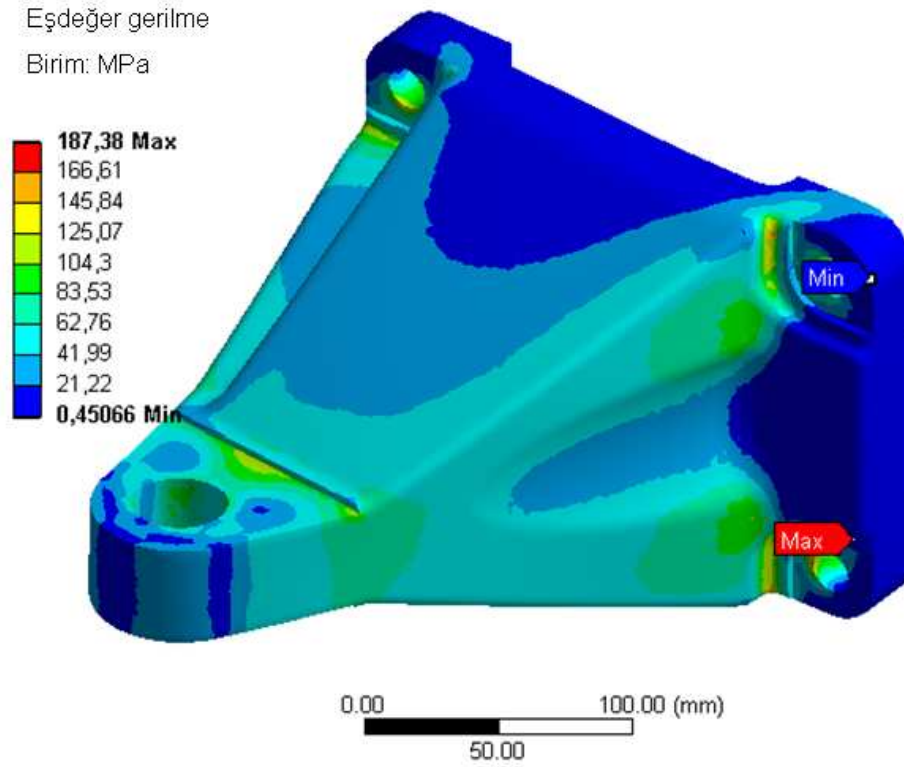
Şekil 3.3. Uygulanan 58 kN'luk yük



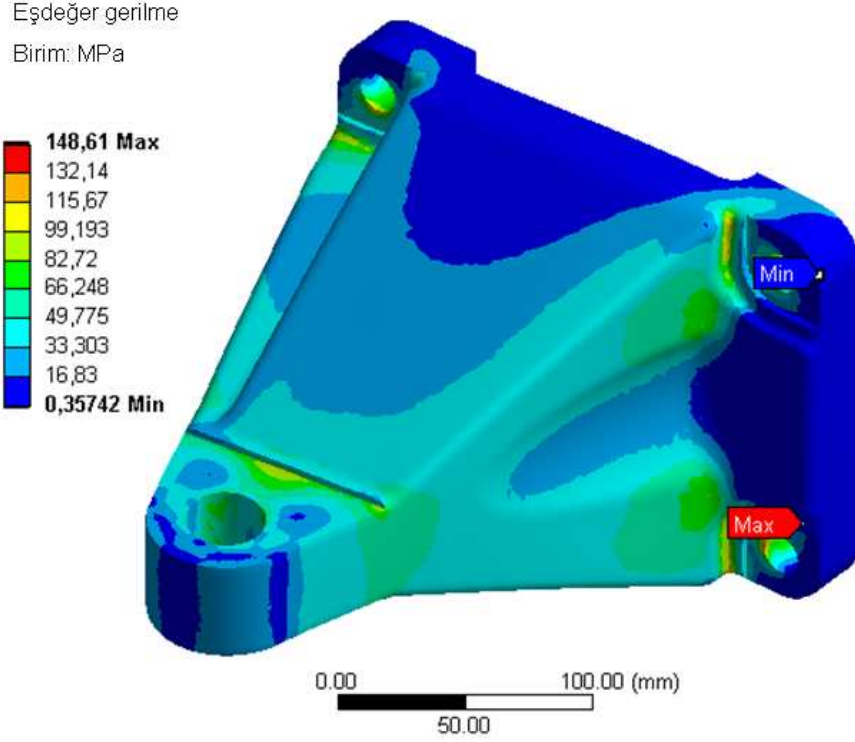
Şekil 3.4. Uygulanan 46 kN'luk yük

3.5. Referans Modelin Sonlu Elemanlar Analizi ve Sonuçlar

Yapılan iki analiz sonucunda parçanın 58 kN yükleme durumunda 187 MPa gerilme dayanımına maruz kaldığı görülmüştür (Şekil 3.5) 46 kN yük altında ise analiz sonucu 149 MPa çıkmıştır (Şekil 3.6).



Şekil 3.5. Referans model 58 kN yük altında iken statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı



Şekil 3.6. Referans model 46 kN yük altında iken statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı

Sonuç olarak parçanın maksimum gerilmesi akma değerinin altındadır ve parçada gerilmenin az olduğu yerler analizlerde gözükmemektedir. Bu safhadan sonra yeni ve daha ideal bir yapı oluşturulup daha hafif bir modelin elde edilip edilemeyeceği araştırılacaktır.

4. BRAKETİN YAPISAL OPTİMİZASYONU

Bu bölümde önce dolu bir model oluşturulup topolojik optimizasyon yöntemiyle konsept bir model elde edilecektir. Daha sonra parametrik optimizasyon yapılarak optimum tasarım aranacaktır.

4.1. Topolojik Optimizasyon

Bu kısımda öncelikle topoloji optimizasyonu hakkında bilgi verilecek, daha sonra bu yöntemeye uygun dolu bir model oluşturulup çeşitli

senaryolarda optimizasyonlar gerçekleştirilecek ve sonuçlar incelenecektir.

4.1.1. Genel Topoloji Optimizasyon Problemi

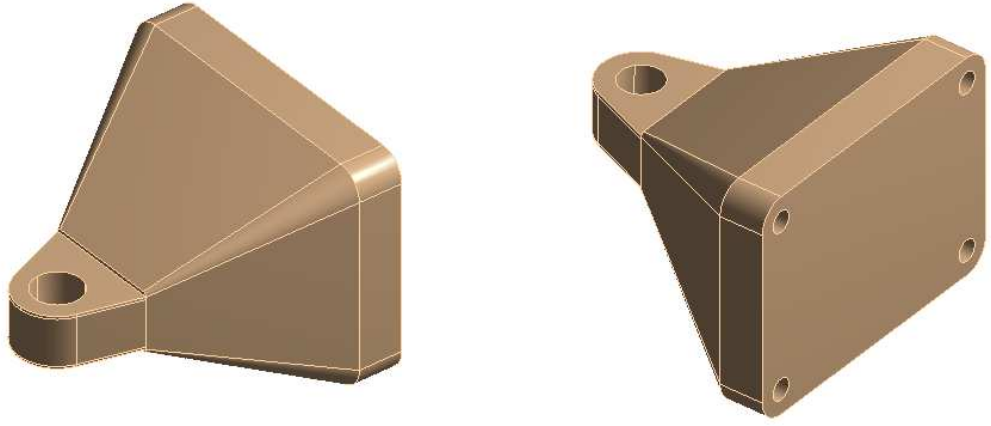
Genel topoloji optimizasyonu problemi, sınır şartı olarak mesnetlenmiş ve belli yüklere maruz bırakılmış verilen miktardaki malzemedan uygun bir dağılımın bulunması olarak tanımlanabilir.

Topoloji optimizasyonu kısıtlara bağlanmış amaç fonksiyonunu maksimize veya minimize eden yöntemle verilen isimdir. İç tasarım değişkenlerine yalancı yoğunluk denir ve her sonlu eleman için ayrıca atanır. Yalancı yoğunluk her eleman için 0 ve 1 arasında değişir. Eğer değer 0'a yaklaşıksa malzeme çıkarılır, 1'e yaklaşık ise korunur.^[6]

Optimizasyon çözümü için sistem önce bir kez statik olarak analiz edilerek, topoloji optimizasyonu için sınır şartı oluşturulur. Daha sonra istenen miktarda hacim azaltma miktarı belirlenerek optimizasyonun çalışması sağlanır. Program belirlenen miktardaki hacmi parçadan çıkardıktan sonra durur ve nihai model elde edilmiş olur.

4.1.2. Model Oluşturulması

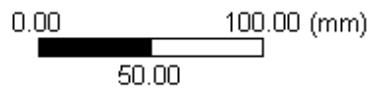
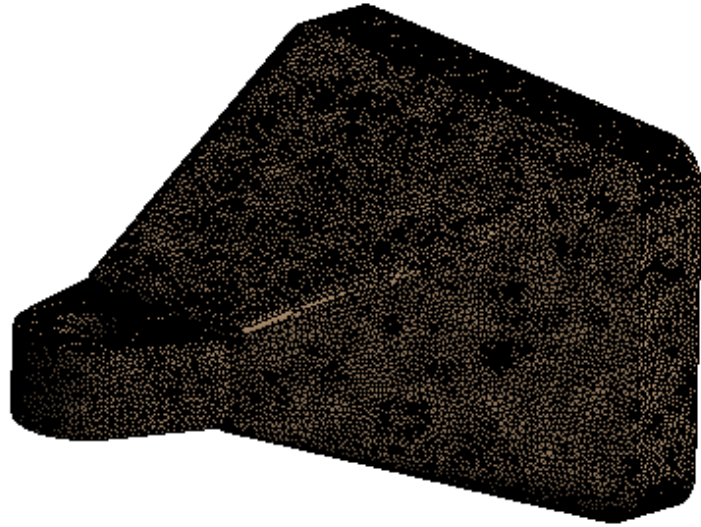
Daha önce incelenen bölümlerde referans braketin tanıtımı ve özellikleri hakkında bilgi verilmişti. Bu bölümden itibaren önce kritik bölgeler aynı kalmak şartıyla yeni bir model oluşturulacaktır. Oluşan yeni modelin içi tamamen dolu olup topoloji optimizasyonu ile boşaltma işlemine uygun bir model oluşturulmalıdır. Bu amaçla hazırlanan model aşağıda görülebilir (Şekil 4.1). Modelin ağırlığı 33 kg olmuştur.



Şekil 4.1. Topoloji optimizasyonunda kullanılacak dolu model

4.1.3. Optimizasyon

Bu aşamadan sonra model ANSYS programına aktarılarak önce uygun bir ağ atılmıştır (Şekil 4.2). Atılan ağ 85331 nod ve 395206 eleman içermektedir.



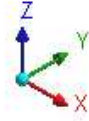
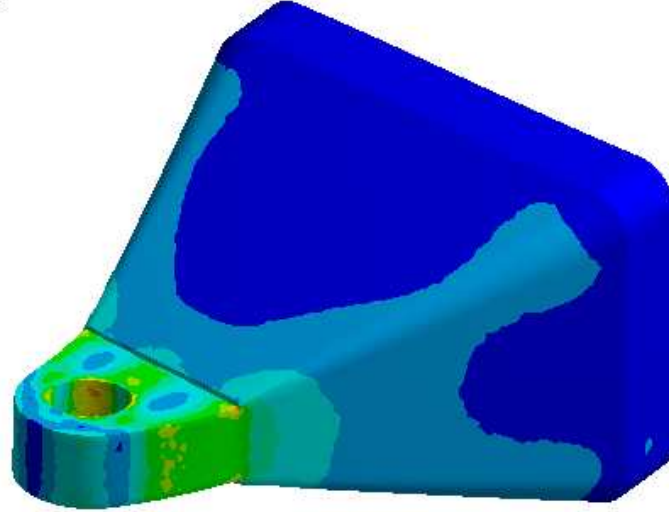
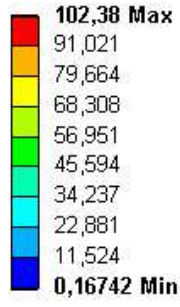
Şekil 4.2. Ağ uygulanmış dolu model

Ardından yine iki farklı yük için iki farklı statik analiz yapılarak, optimizasyon için kısıt şartı oluşturulmuştur (Şekil 4.3 ve 4.4).

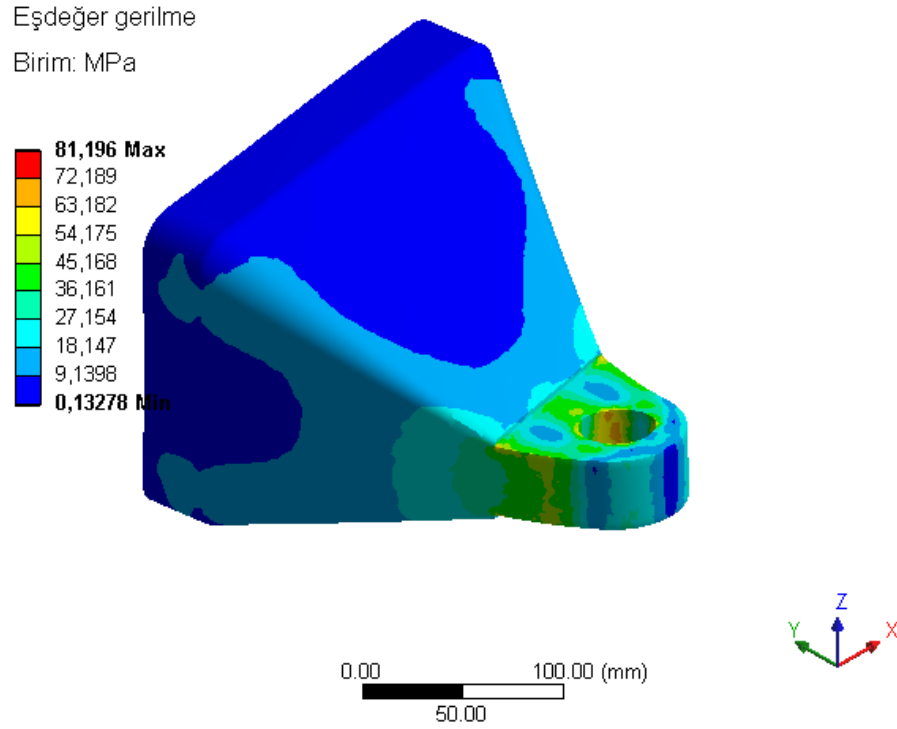
Sınır şartları tekrar 4 delikten tutturma şeklindedir.

Eşdeğer gerilme

Birim: MPa

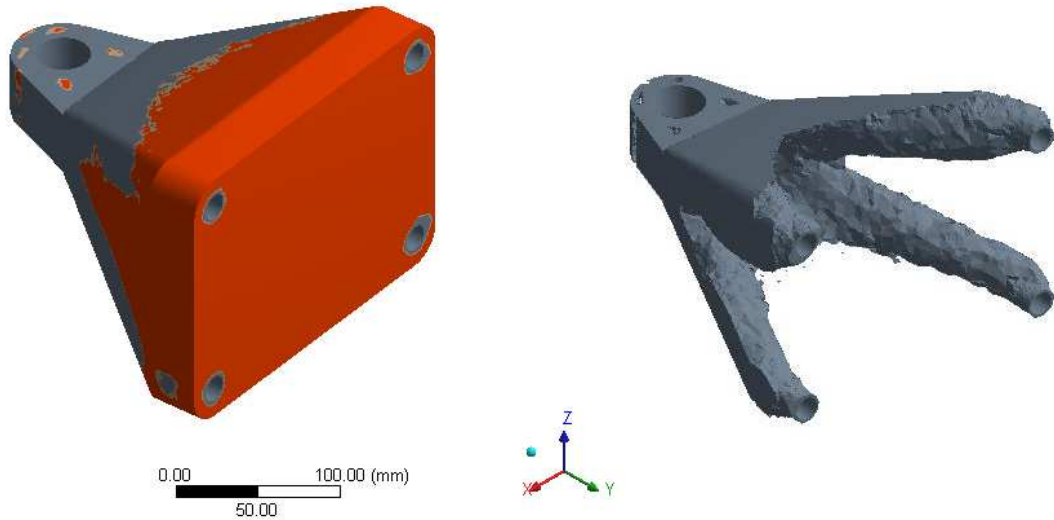


Şekil 4.3. Dolu modelin 58 kN yük altında statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı

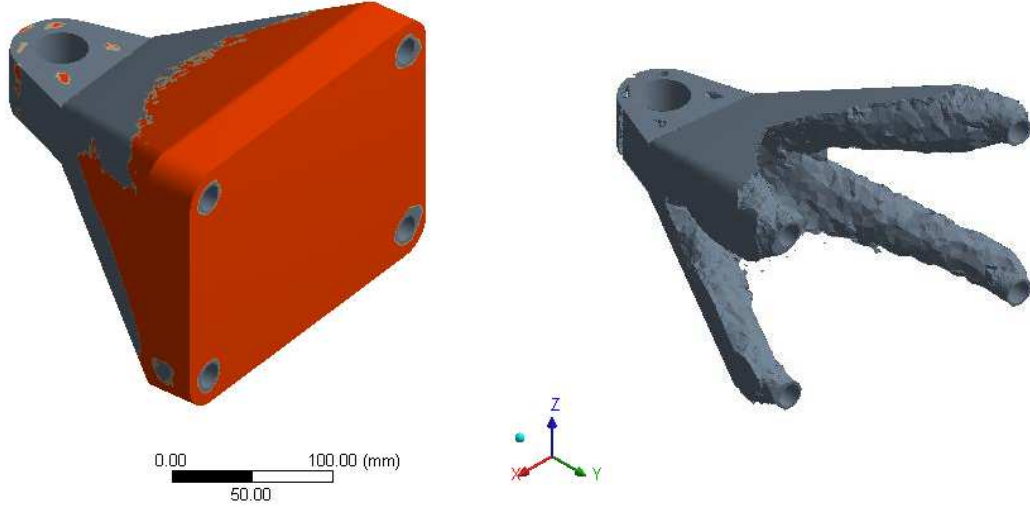


Şekil 4.4. Dolu modelin 46 kN yük altında statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı

Yeni oluşan modele bakıldığında zaman içi dolu olduğu için ağırlığının 33 kg'a çıktığını belirtmiştik. Bu da demek oluyor ki referans modelin ağırlığına ulaşmak için %74'lük bir ağırlık azaltması yapılması gerekiyor. Sınır koşulları aynı ama iki farklı yük altındaki %74 ağırlık için iki optimizasyon yapılmıştır (Şekil 4.5 ve Şekil 4.6).



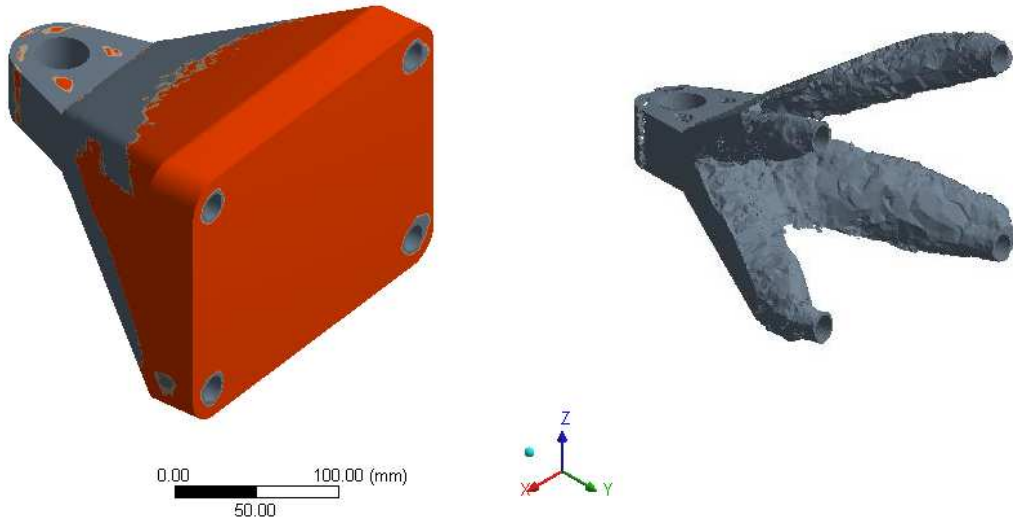
Şekil 4.5. 58 kN yük için %74 ağırlık azaltılmış model



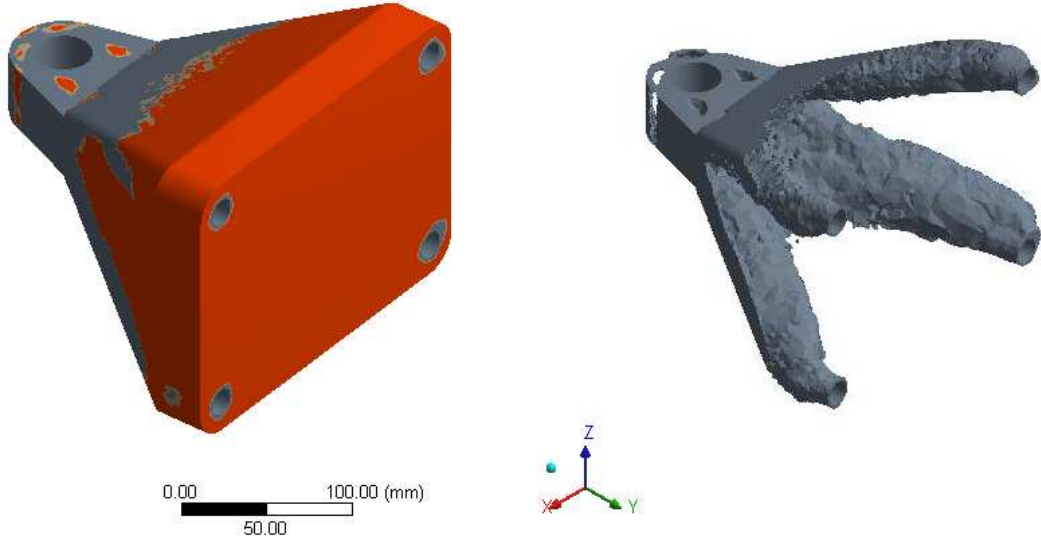
Şekil 4.6. 46 kN yük için %74 ağırlık azaltılmış model

Yapılan bu optimizasyonlarda ilk açığa çıkan şey aynı bölge ve doğrultuda ama farklı yön ve şiddetlerdeki kuvvetlere maruz kalan parçanın topoloji optimizasyonu sonrası elde edilen hacimlerinin aynı olduğu görülmüştür. Bunun sebebi ise kullanılan yöntemde hesaplanan nodlardaki enerjiler kuvvetin yerine bağlı olup yön ve değerinden bağımsızdır. Ortaya çıkan optimize olmuş ağırlık 8,6 kg olarak çıkmıştır.

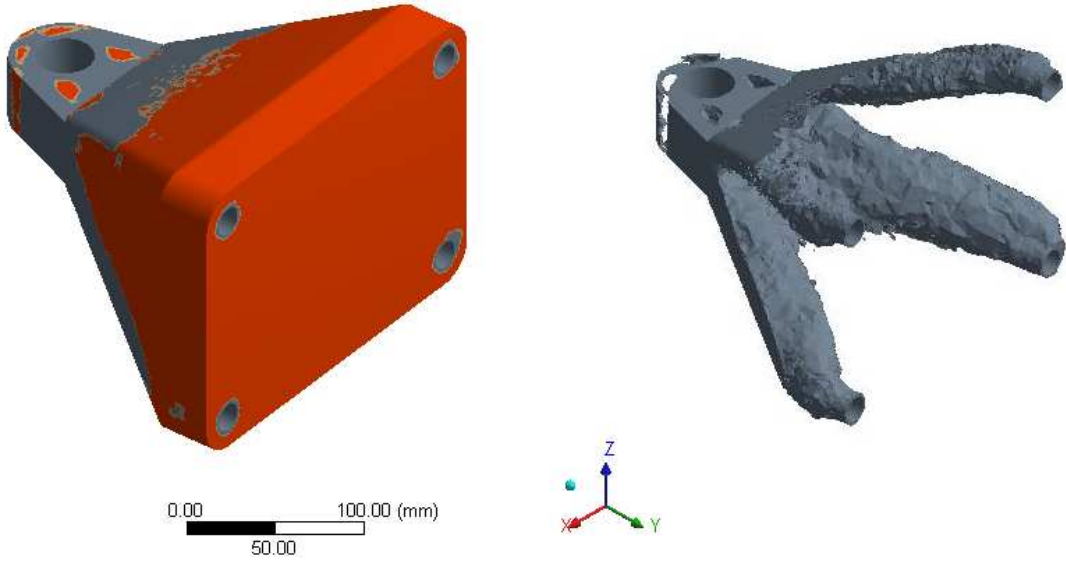
Bu noktadan sonra optimizasyon işlemi sadece 58 kN yük altında devam etmiş olup ağırlık azaltma oranları sırayla %76, %78 ve %80 olacak şekilde yeni optimizasyon sonuçları elde edilmiştir. (Şekil 4.7, 4.8 ve 4.9).



Şekil 4.7. 58 kN yük için %76 ağırlık azaltılmış model



Şekil 4.8. 58 kN yük için %78 ağırlık azaltılmış model



Şekil 4.9. 58 kN yük için %80 ağırlık azaltılmış model

4.1.4. Sonuçlar

Yapılan ağırlık azaltma çalışmaları sonucu aşağıdaki sonuçlar elde edilmiştir:

Uygulanan Yük (kN)	Ağırlık Azaltma Oranı (%)	İlk Ağırlık (kg)	Son Ağırlık (kg)
58	74	33	8,6
46	74	33	8,6
58	76	33	7,9
58	78	33	7,3
58	80	33	6,7

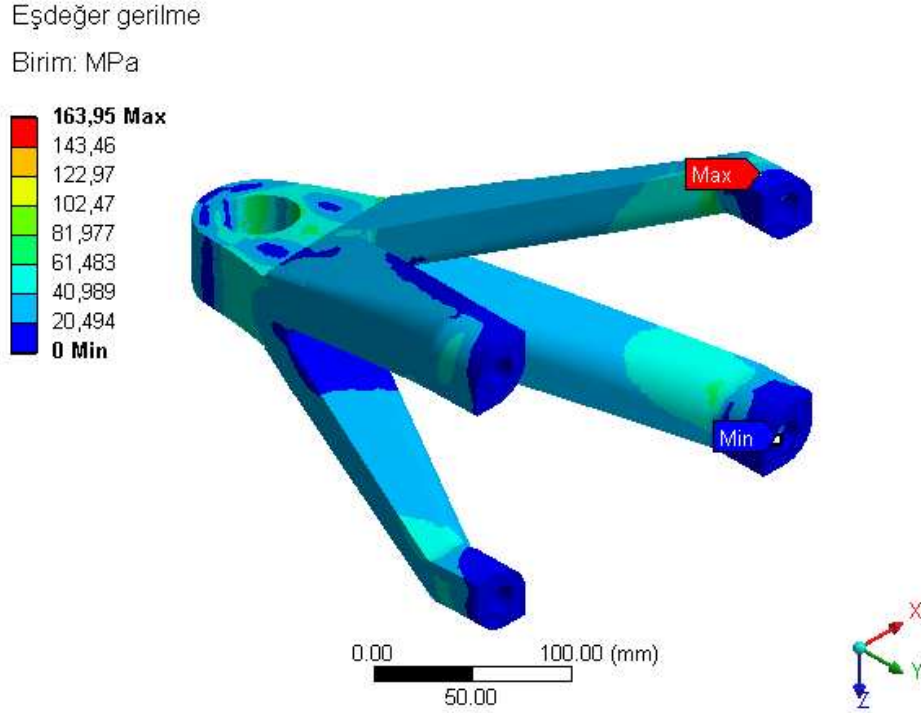
Tablo 4.1. Yük ve ağırlık azaltma oranlarına bağlı son ağırlık değerleri

Ayrıca hacim kısıtına bağlı topoloji optimizasyonunda aynı noktadan ve aynı doğrultudan uygulanan yükler, aynı nihai hacmi verir sonucuna ulaşmıştır.

Ağırlık azaltma işlemlerini fazla yapmaya kalkarsak %78 ve %80 durumunda parçanın bütünlüğünün bozulduğu görülmeye başlanmıştır (Şekil 4.9). Bunun sebebi ise en düşük enerjili nodlar parçadan çıkarılırken herhangi bir şekilde bütünlük aranmamasıdır.

Oluşan son modellere bakıldığı zaman braketin 4 ayaklı bir tasarımının olacağı anlaşılmaktadır. Zaten başlarda da belirtildiği gibi topoloji optimizasyonu konsept bir tasarım verir.

% 76 ağırlık azaltımı referans alınarak BDT model oluşturulup statik analiz yapıldığında aşağıda görüldüğü gibi maksimum gerilme 164 MPa seviyesine inmiştir.



Şekil 4.10 58 kN yük için %76 ağırlık azaltılmış modelin statik analiz sonucu oluşan gerilme dağılımı

4.2. Parametrik Optimizasyon

4.2.1. Amaç

Topoloji optimizasyonu yukarıdaki kısımlarda da belirtildiği gibi ilk tasarım safhasında malzeme dağılımını belirlemek için kullanılır. Bu aşamadan sonra geometriyi daha optimum seviyeye getirmek için bu bölümde modeldeki bazı ölçüler parametrik hale getirilmiş ve deney tasarımı yöntemi ile parametrelerin optimizasyonu gerçekleştirilmek istenmiştir. Bu bölümde topoloji optimizasyonunda elde edilen tasarım daha da iyileştirilmek için arkasından parametrik optimizasyona tabi tutulacaktır.

Parametrik optimizasyonda amaç fonksiyonunu minimum veya maksimum yapan, aynı zamanda kısıtları da sağlayan optimum parametre değerleri belirlenir.

4.2.2. Yöntem

Pareto hakimiyeti konsepti çok amaçlı optimizasyon, özellikle bazı veya tüm amaçların doğal olarak çakıştığı durumlarda çok önemli bir yere sahiptir. Bu gibi durumlarda, tüm amaçlar arasında en iyi değeri veren (Ütopya noktası) tekil bir nokta bulunmaz. Onun yerine, en iyi çözümler ki genellikle Pareto veya hakimiyetsiz set denebilir, herhangi biri diğerinin yerine seçildiğinde her zaman en az bir amacı geliştirirken, en az bir amaç için de kaliteden fedakarlık edecek çözümleri içeren bir gruptur. ^[6]

Bir parametrik optimizasyon, standart matematiksel formatta aşağıdaki şekilde ifade edilir:

Amaç fonksiyonu \longrightarrow minimize veya maksimize

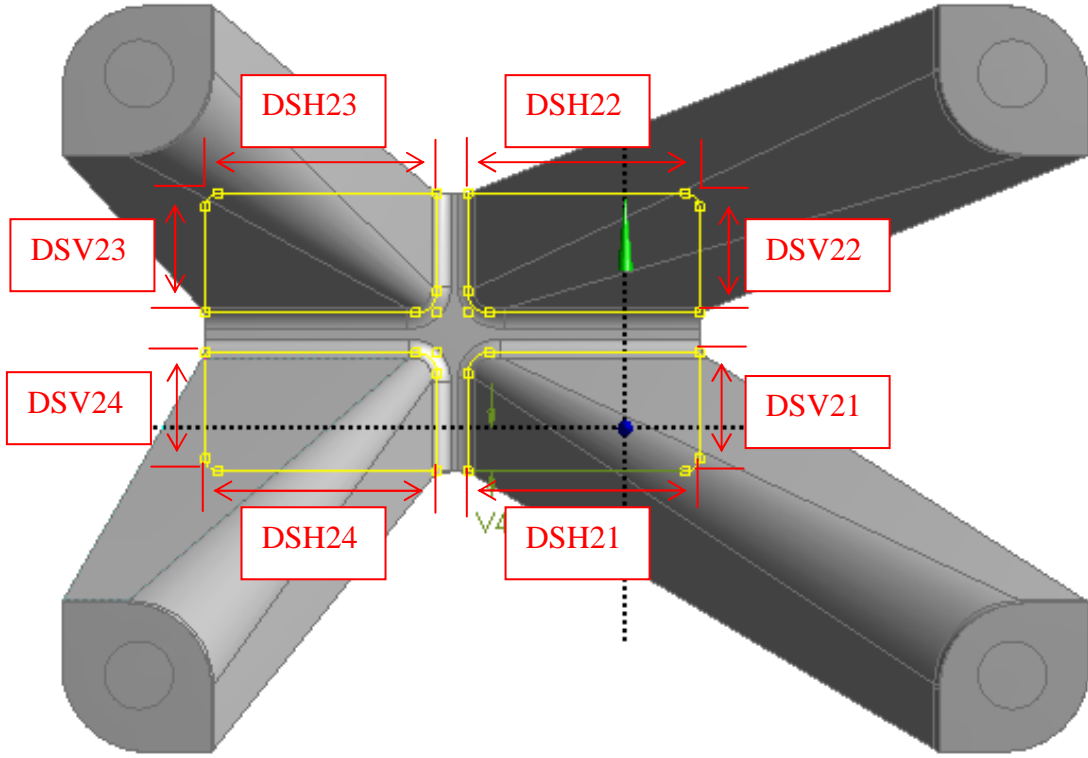
Kısıtlar ≤ 0

Alt değer \leq Değişkenler \leq Üst değer

4.2.3. Parametrik Modelleme ve Değişkenler

Topoloji optimizasyonundan çıkan geometri incelendiği zaman oluşan geometrinin dört ayaklı bir yapısının olacağı görülmektedir. Bu kısımda bu dört ayağın en ve boyları parametrik olarak kabul edilip, ideal geometri oluşturulması için çalışma yapılacaktır.

Parametrik optimizasyon yapılabilmesi için öncelikle modelin parametrik olarak hazırlanması gerekir. Bu amaçla ANSYS programının modelleme kısmı kullanılarak aşağıda görülen kesitteki (Şekil 4.11) her bir ayağa ait en ve boy bilgilerinden oluşan parametrik ölçüler oluşturulmuştur. ANSYS programının bu parametrik ölçüleri görebilmesi için parametre isimlerinden önce DS yazılmış ve bu şekilde programın parametrelerle çalışması sağlanmıştır.



Şekil 4.11. Parametrik hazırlanan model üzerinde parametrelerin gösterimi

Yukarıdaki Şekil 4.11 'de görülen parçanın 4 ayağını oluşturan 8 adet parametre bu safhada sürekli tasarım değişkeni olarak kabul edilip her bir değişkene aşağıda yazılı aralıklarda çalışması istenmiştir.

- DSH21: 24 - 54 mm
- DSV21: 12 - 28 mm
- DSH22: 24 - 54 mm
- DSV22: 12 - 28 mm
- DSH23: 24 - 54 mm
- DSV23: 12 - 28 mm
- DSH24: 24 - 54 mm
- DSV24: 12 - 28 mm

Parametrik optimizasyon için de sınır şartları değişmemiş olup, parça yine 4 delikten tutturulmuş ve konik düzlemden 58 kN yük uygulanmıştır.

Böylece bu tezdeki braket için optimizasyon probleminde genel gösterim şu şekilde yapılabilir:

Ağırlık \longrightarrow minimize edilecek

Gerilme \longrightarrow minimize edilecek

$24 \text{ mm} \leq \text{DSH2X} \leq 54 \text{ mm}$

$12 \text{ mm} \leq \text{DSV2X} \leq 28 \text{ mm}$

ANSYS Workbench ile parametrik optimizasyon aşağıdaki aşamalardan oluşmaktadır.

- 1. Aşama: İstatistiksel deney tasarımı metodu ile alternatif tasarımların oluşturulması (Otomatik tasarım noktalarının belirlenmesi)
- 2. Aşama: Alternatif tasarım sonuçlarının kullanılması ile ağırlık ve gerilme için cevap yüzeylerinin oluşturulması
- 3. Aşama: Cevap yüzeyleri kullanılarak optimum tasarımın belirlenmesi

4.2.4. Otomatik Tasarım Noktalarının Belirlenmesi

Deney tasarımı yönteminde cevap yüzeyleri 2 adımda oluşturulur;

- Deney tasarımı tarafından belirlenen otomatik tasarım noktaları için cevap parametrelerinin çözümü
- Cevap parametrelerini, regresyon analiz teknikleri kullanarak girdi parametrelerinin fonksiyonu olarak eğri uydurma

Deterministik yöntemle otomatik tasarım noktaları belirlenirken, deney tasarımına ait kesirli faktöriyel tasarım içeren merkezi kompozit tasarım yöntemine göre belirlenir. Oluşturulan otomatik tasarım noktalarının sayısı, girdi parametrelerinin sayısına göre belirlenir. ^[7]

Otomatik tasarım noktalarının konumu deterministik yöntemde merkezi deney tasarımını temel alır. N girdi parametrelerinin sayısı olmak üzere, merkezi kompozit tasarımı aşağıdakileri içerir;

- Bir merkez nokta
- $2*N$ eksen noktası
- $2^{(N-f)}$ faktöriyel noktası

Faktöriyel sayısı f ile beraber ortaya çıkan otomatik tasarım noktaları aşağıdaki tabloda görülebilir.

Girdi Parametre Sayısı	Faktöriyel sayısı f	Otomatik Tasarım Noktası Sayısı
1	0	5
2	0	9
3	0	15
4	0	25
5	1	27
6	1	45
7	1	79
8	2	81
9	2	147
10	3	149
11	4	151
12	4	281
13	5	283
14	6	285
15	7	287
16	8	289
17	9	291
18	9	549
19	10	551
20	11	553

Tablo 4.2. Otomatik Tasarım Noktası Sayısı Tablosu^[7]

Yukarıdaki tablodan görülmesine rağmen, 8 girdi parametre sayısı ve 2 faktöriyel olduğu göz önüne alınırsa, toplam otomatik tasarım noktası sayısı şu şekilde hesaplanır;

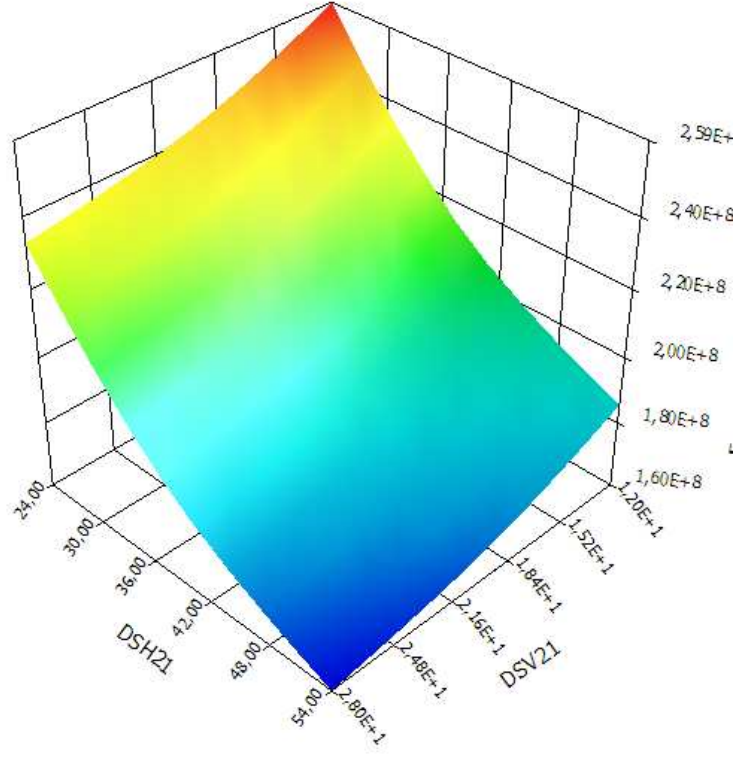
- 1 merkez nokta
- $2*N = 2*8 = 16$ eksen noktası

- $2^{(N-f)} = 2^{(8-2)} = 2^6 = 64$ faktöriyel noktası
- Toplamda $1+16+64 = 81$ otomatik tasarım noktası

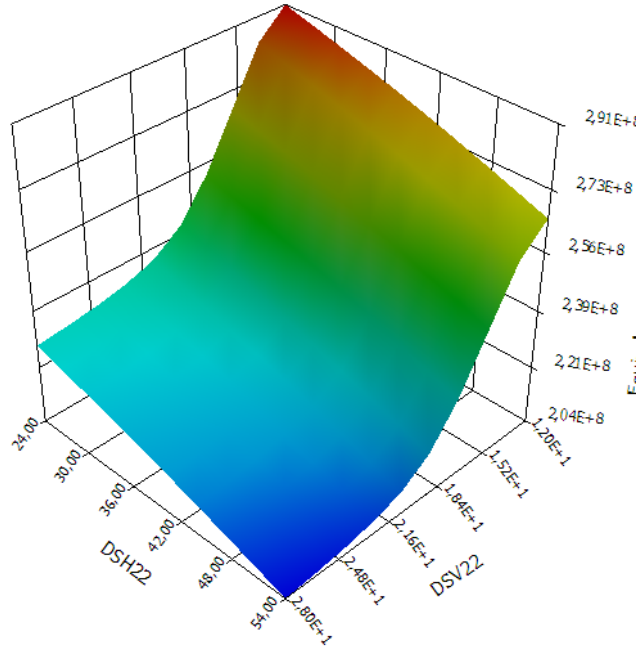
Belirlenen parametrelerin en alt, en üst ve orta noktalarından oluşan toplamda ise 81 adet olan otomatik tasarım noktası için model sırayla analiz yapılmıştır. Bu analizlerin her birinde önce yeni bir geometri oluşturulmakta, daha sonra ağ atılmakta ve en son kısmında ise sınır koşulları ve yük altında analiz sonuçları elde edilmektedir. Her bir iterasyonun analizin yapıldığı bilgisayarda ortalama 10 dakika sürdüğü ele alınırsa toplamda 810 dakika yani 13.5 saatlik bir işlem maliyeti ortaya çıkmıştır.

4.2.5. Cevap Yüzeyleri ve Tekil Parametre Hassasiyetleri

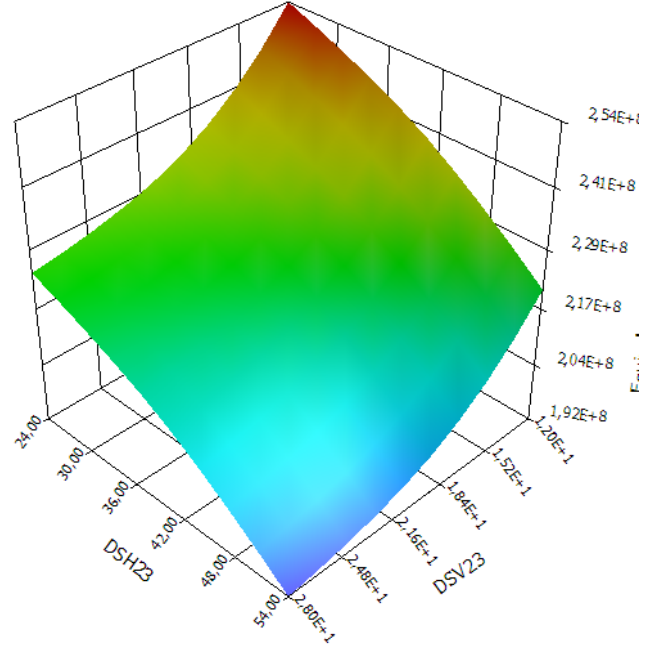
Cevap yüzeyleri olarak da bilinen 2 girdi parametresinin 1 çıktı parametresiyle ilişkilerini gösteren 3 boyutlu yüzeysel grafiklere denir. Burada girdi parametrelerini tasarım değişkenleri, çıktı parametresini ise maksimum eşdeğer gerilme oluşturmaktadır. Aşağıdaki şekillerde çeşitli tasarım değişkenlerinin maksimum eşdeğer gerilmeye bağlı etkileşimleri incelenebilir.



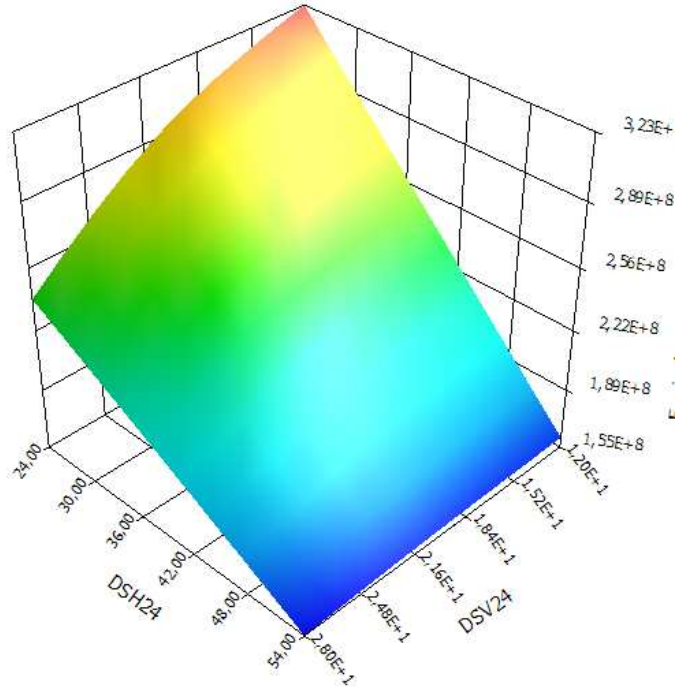
Şekil 4.12. DVH21 ve DSV21'in maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap yüzeyi



Şekil 4.13. DVH22 ve DSV22'nin maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap yüzeyi



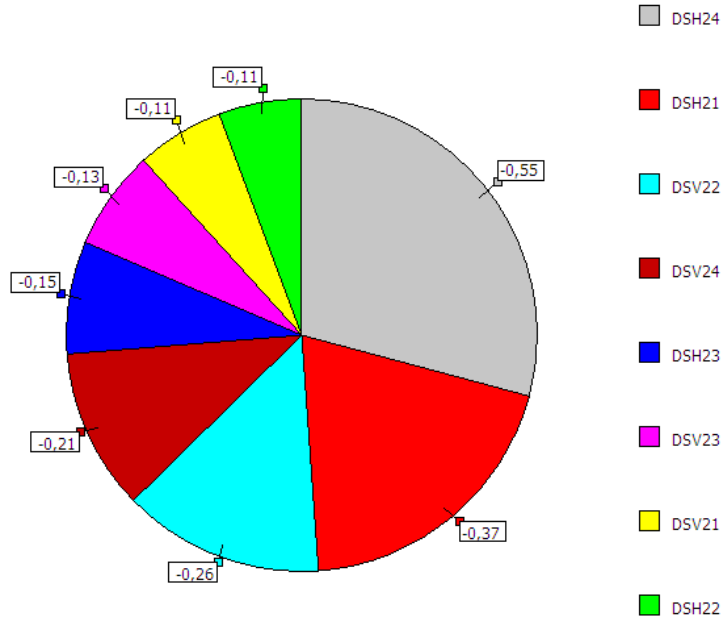
Şekil 4.14. DVH23 ve DSV23'ün maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap yüzeyi



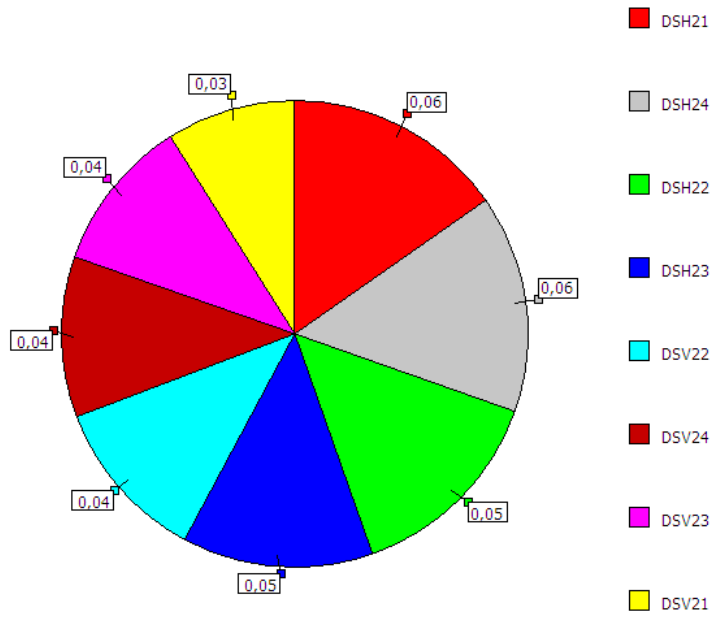
Şekil 4.15. DVH24 ve DSV24'ün maksimum eşdeğer gerilmeye göre cevap yüzeyi

Tekil Parametre Hassasiyet değerleri ise çıktı olarak kullanılan parametrelerin (burada maksimum eşdeğer gerilme ve parça ağırlığı)

girdi parametreleriyle etkileşiminin oran olarak gösterildiği grafikleri içermektedir. Aşağıdaki iki grafikte bu etkileşimler gözlemlenebilir. Grafiklerdeki oran ne kadar büyükse girdi parametresinin çıktı parametresini o kadar çok etkilediği söylenebilir.



Şekil 4.16. Maksimum eşdeğer gerilmeye bağlı tekil parametre hassasiyetleri



Şekil 4.17. Parça ağırlığına bağlı tekil parametre hassasiyetleri

Aynı şekilde girdi parametrelerinin maksimum eşdeğer gerilmeye bağlı grafikleri Ek.1’de verilmiştir.

4.2.6. Hedef Güdümlü Optimizasyon

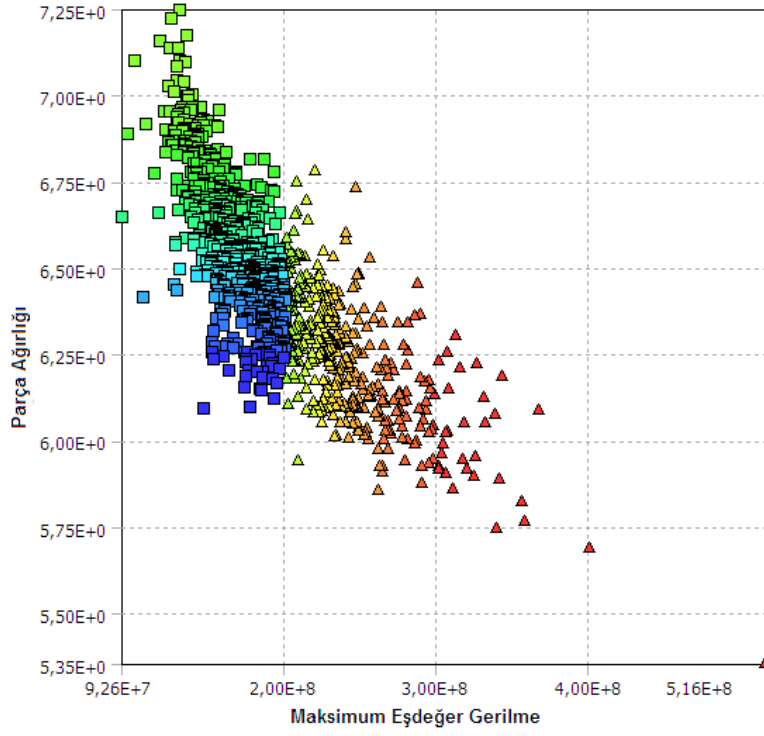
Hedef güdümlü optimizasyonda çok amaçlı fonksiyonu tekli amaç fonksiyonuna dönüştürerek çözülür. Bu dönüşümde amaç fonksiyonlarından biri kısıt haline getirilir.

Girdi parametrelerinin tamamını alt değere yakın, çıktı parametrelerinden maksimum eşdeğer gerilme 200 MPa’ın altı ve parça ağırlığı için en mümkün olan en küçük değer seçilerek 1000 ve 10000 adet örnekten oluşan 2 farklı veri seti hazırlanmıştır. Bu hazırlanan veri setlerin sadece daha önce hesaplanan 81 adet veriye göre türetildiğini hatırlatmak gerekir.

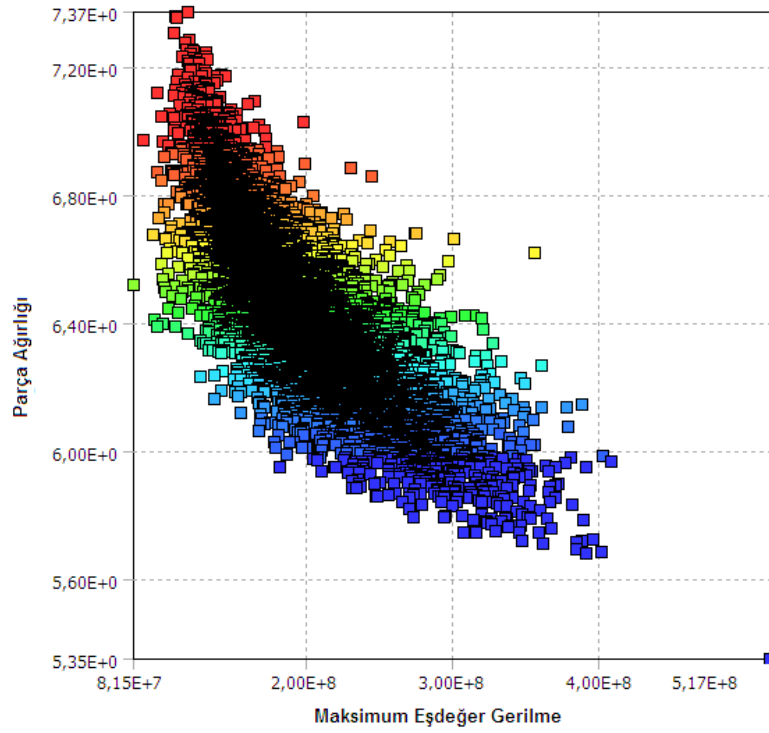
Tasarım Hedefleri		
Parametre	İstenen Değer	Önem
DSH21	Alt sınıra yakın (24,)	Varsayılan
DSV21	Alt sınıra yakın (12,)	Varsayılan
DSH22	Alt sınıra yakın (24,)	Varsayılan
DSV22	Alt sınıra yakın (12,)	Varsayılan
DSH23	Alt sınıra yakın (24,)	Varsayılan
DSV23	Alt sınıra yakın (12,)	Varsayılan
DSH24	Alt sınıra yakın (24,)	Varsayılan
DSV24	Alt sınıra yakın (12,)	Varsayılan
Maksimum Eşdeğer Gerilme	200 MPa ‘ dan düşük	Varsayılan
Parça Ağırlığı	Mümkün olan en düşük	Yüksek

Tablo 4.3. 1000 ve 10000 örnek için programdan istenen ayarlar

Bu aşamadan sonra her bir veri setini içeren aşağıdaki takas grafikleri incelenmiştir.

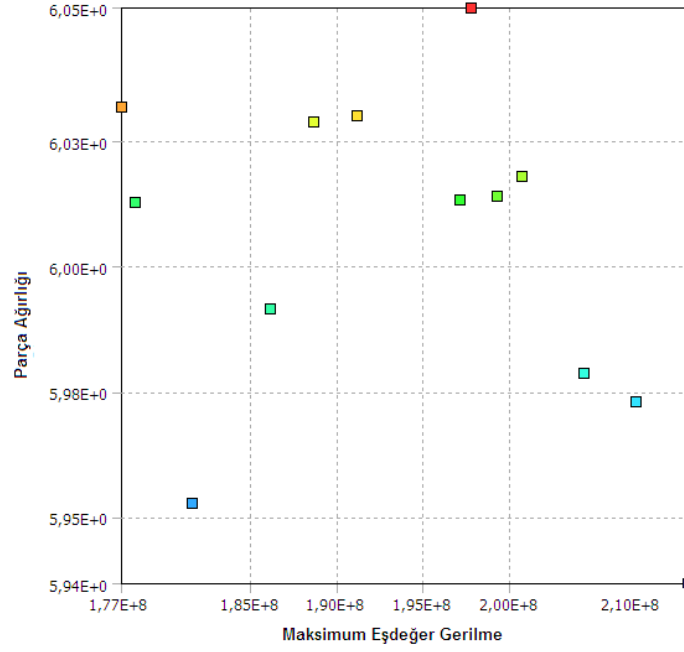


Şekil 4.18. 1000 örnekten oluşan veri seti

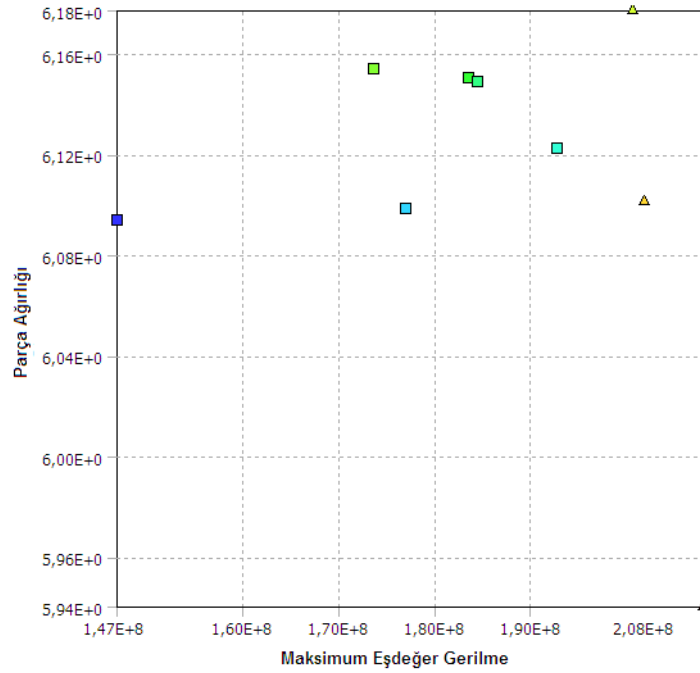


Şekil 4.19. 10000 örnekten oluşan veri seti

İncelenen grafiklerde 200 MPa altı ve minimum ağırlık için grafikler aşağıdaki şekilde filtrelenebilir. Bu verilerde yer alan tahmini optimum noktalarının ise analiz edilerek gerçek gerilme değerlerin bulunması gerekmektedir.



Şekil 4.20. 1000 örnekten seçilen veri setinin dağılımı



Şekil 4.21. 10000 örnekten seçilen veri setinin dağılımı

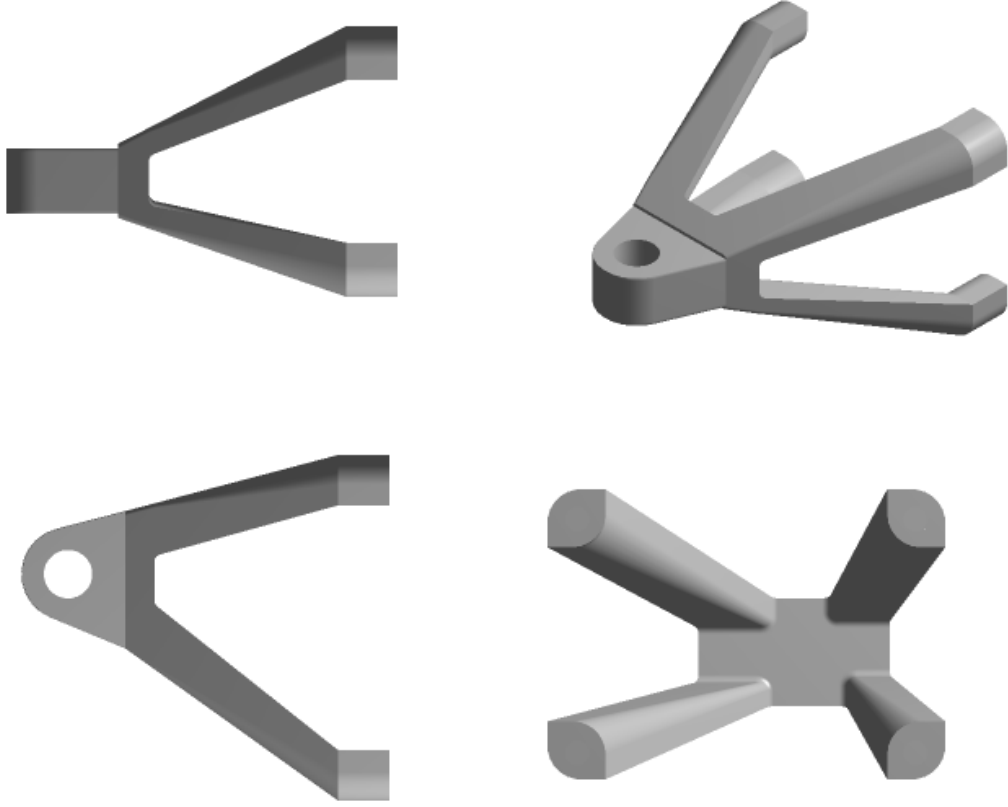
Bu noktalar için yapılan analizler sonucu aslında 13 referans nokta içinden yalnızca 5'inin kabul edilebilir sınırlar içinde olduğu gözükmemektedir. (Bkz. Ek 2)

Bu 5 veri içinden en optimumu ise 2. olan referans noktasıdır. Bu noktaya ait tasarım parametreleri ile maksimum eşdeğer gerilme ve ağırlık ölçüleri tablo 4-3'de şu şekilde verilmiştir:

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	45,15	alt değere yakın
DSV21	18,205	alt değere yakın
DSH22	42,669	alt değere yakın
DSV22	14,896	alt değere yakın
DSH23	26,074	alt değere yakın
DSV23	18,692	alt değere yakın
DSH24	36,576	alt değere yakın
DSV24	14,184	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	198	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,1415	minimum

Tablo 4.4. Optimum çıkan modelin özellikleri

Nihai tasarımın BDT modeli ise aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 4.22. Optimum braketin dört farklı açıdan gösterimi

4.2.7. Sonuç

Bu bölümde yapılan çalışmada öncelikle parça parametrik olarak modellenmiştir. Bu parametrik modelden toplam 81 adet analiz gerçekleştirilerek deney tasarımında kullanılmak üzere veri toplanmıştır. Toplanan verilerden eğri uydurma yöntemiyle parametrelerin birbirleriyle ve çıktı parametreleri olan maksimum eşdeğer gerilme ve parça ağırlığıyla olan ilişkileri çıkarılmıştır. Bu ilişkiler neticesinde biri 1000 diğeri 10000 olan 2 veri seti oluşturulmuş ve oluşturulan bu veri setleri herhangi bir analiz yapılmadan daha önce yapılan 81 analize dayanılarak eğri üzerinden tahmini maksimum eşdeğer gerilme değerleri çıkarılmıştır. Çıkan veriler sonucu belirlenen gerilme değerinin altında kalan ve minimum ağırlıkta çıkan 13 adet tahmini tasarım noktası ele alınarak. Bu noktalar için tekrar bir analiz gerçekleştirilmiştir. Yapılan

analizler sonucu istenen en ideal tasarım noktası seçilmiş ve bu doğrultuda işlem sonlandırılmıştır.

5. SONUÇLARIN YORUMLANMASI

Yapılan bu tezle daha önce ağır ticari araçlarda kullanılan dökme demir malzemeden yapılan braketlerin klasik tasarım yönteminden ziyade, çeşitli optimizasyon yöntemlerinin birleştirilerek kullanılmasıyla mukavemetinin belli bir değerinin üzerine çıkmadan ağırlığının yaklaşık yüzde 29 oranında düşürebilecek bir tasarımın oluşturulabileceği anlatılmıştır.

Yöntem olarak tek başına topoloji veya parametre optimizasyonu kullanmak yerine bu iki yöntemi birleştirerek her iki yöntemin kendi iyi olduğu taraflarda çalışarak sözü edilen sonuçların alınması sağlanmıştır.

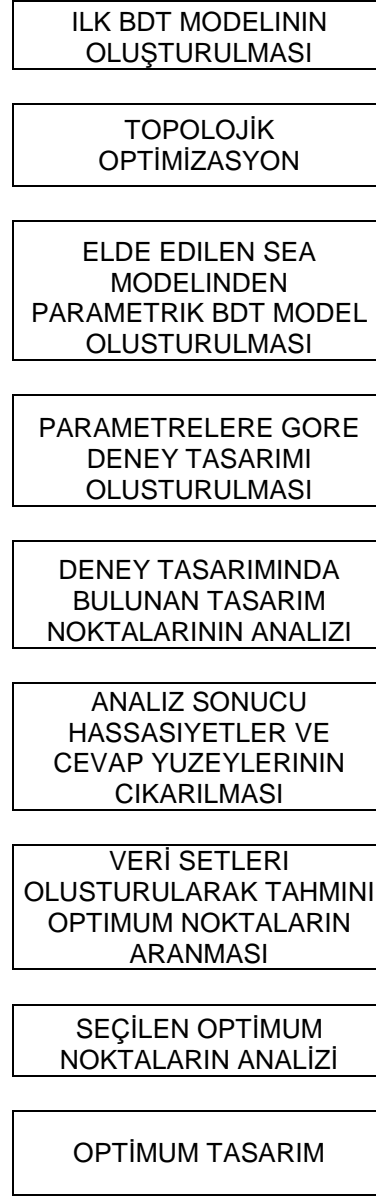
Genele bakılınca ortaya çıkan ağırlık ve maksimum eşdeğer gerilme sonuçları da aşağıdaki gibi olmaktadır.

	Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	Ağırlık (kg)
Mevcut Tasarım	187	8,6
Yeni dolu model	103	36
Topolojik Optimizasyon sonrası konsept model	164	7,9
Parametre Optimizasyonu sonrası nihai model	198	6,1

Tablo 5.1. Optimizasyon adımları sonrası elde edilen ağırlık ve maksimum eşdeğer gerilmeler

Tablodan görüldüğü üzere mevcut tasarım ile nihai model arasında 2,5 kg'lık bir fark bulunmaktadır. En baştaki mali bilgileri kullanılırsa, yıllık 5000 kamyon üreten bir fabrika için bu tasarımın kullanılması durumunda yıllık 37500 TL'lik bir kazanç elde edildiği görülür.

Takip edilen optimizasyon yolu şematik olarak gösterilecek olursa;



Şekil 5.2. Tez hazırlanırken takip edilen yol

KAYNAKLAR

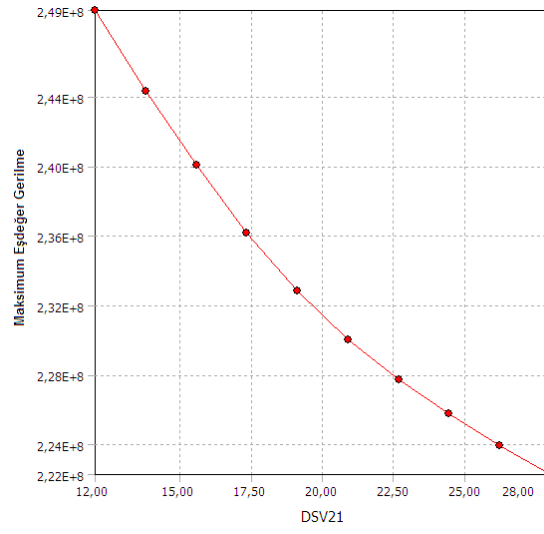
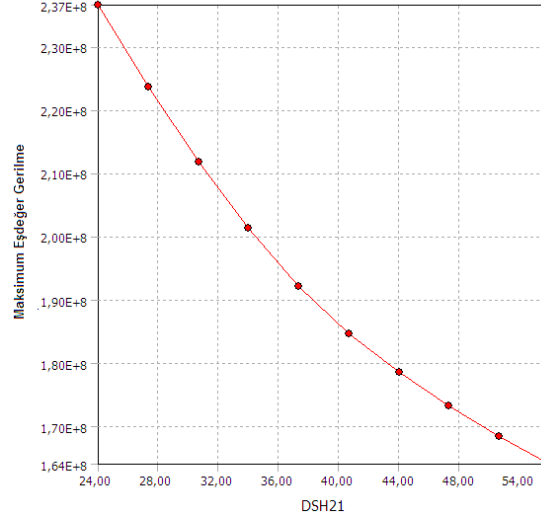
- [1] Vanderplaats, G.N., Numerical Optimization Techniques for Engineering Design With Applications, McGraw-Hill, 1984
- [2] Spath, D., Neithardt, W., Bangert, C., Integration of Topology and Shape Optimization in the Design Process, International CIRP Design Seminar, Stockholm, 2001
- [3] Chang, Jeong Woo, and Lee, Young Shin, Topology optimization of compressor bracket, Journal of Mechanical Science and Technology, 2008
- [4] Balamurugan, D., Topology Optimization of Track-Rod-Lever, Altair CAE Users Conference, Bangalore, 2005
- [5] Honwei, Z., Xiaokai, C., Yi, L., Mingjun, Z., Topology Optimization for Air Suspension Bracket Integrated Shape Optimization, IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), Harbin, 2008
- [6] *Theory Reference for ANSYS and ANSYS Workbench*, ANSYS Release 11.0 Documentation for ANSYS
- [7] *DesignXplorer Help*, ANSYS Release 11.0 Documentation for ANSYS Workbench

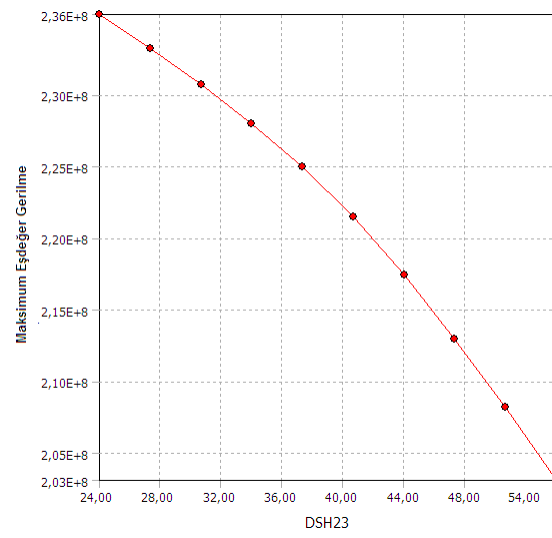
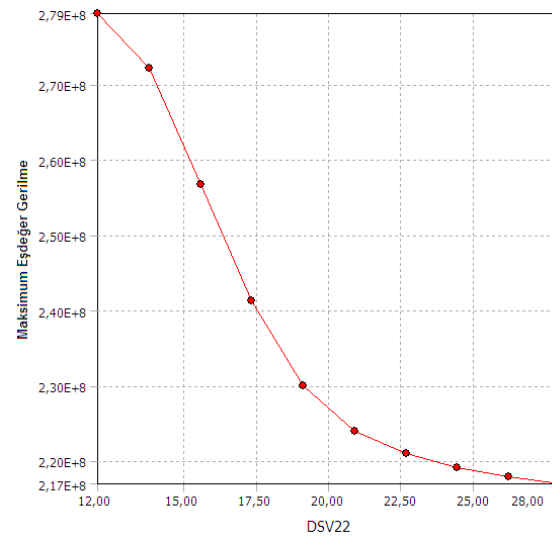
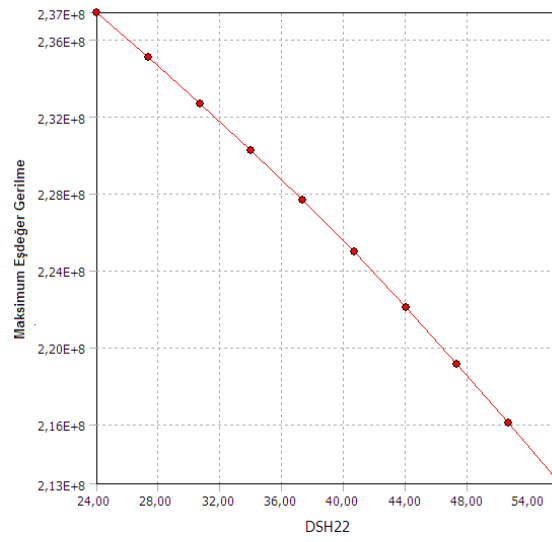
ÖZGEÇMİŞ

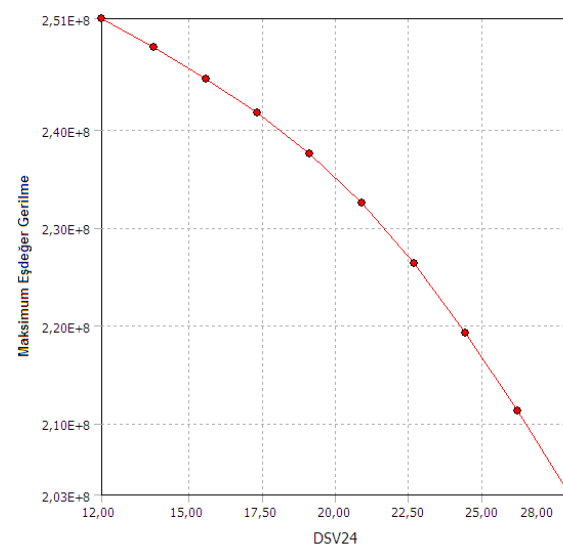
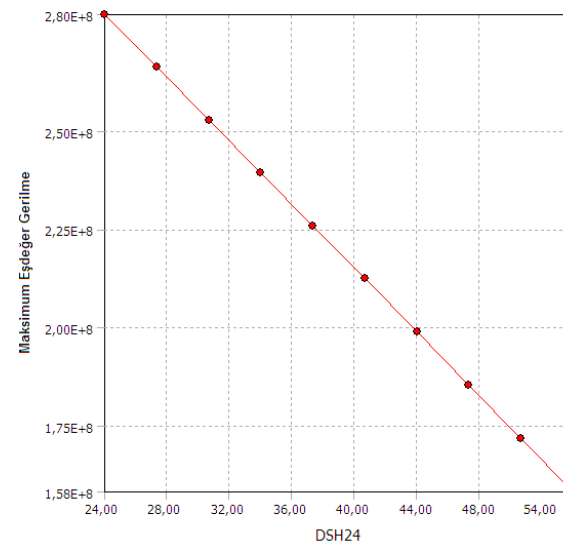
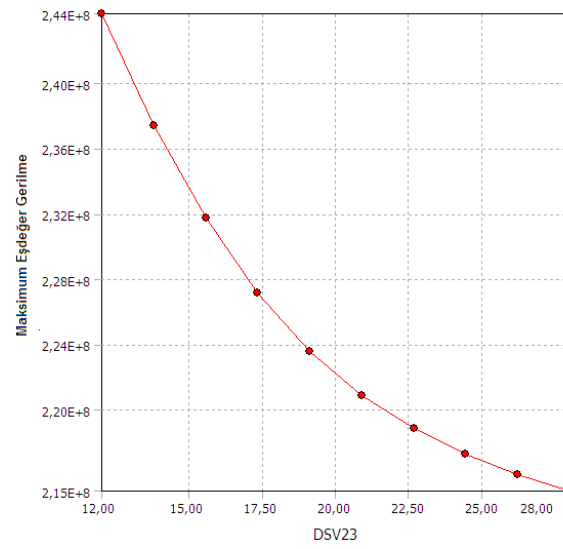
Mustafa ÇOBAN 1983 yılında Niğde'de doğdu. İlk öğrenimini Antalya, orta öğrenimini Gaziantep ve lise öğrenimini Van'da tamamladı. 2001 yılında girdiği İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi Uçak Mühendisliği bölümünden 2006 yılında mezun oldu. Ekim 2006 – Temmuz 2009 yılları arasında, Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimini tamamladı. 2006 – 2007 yılları arası KaleAltınay Robotik ve Otomasyon A.Ş.'de Tasarım ve Uygulama Mühendisi olarak görev aldıktan sonra, 2007 yılından bu yana Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. Ürün Geliştirme Direktörlüğü Şasi Direksiyon Sistemleri Bölümü'nde Ürün Geliştirme Mühendisi olarak görev yapmaktadır.

EKLER

Ek.1. Girdi parametrelerinin maksimum eşdeğer gerilmeye bağlı değişim grafikleri







Ek.2. Seçilen Referans Tasarım Noktaları

Referans Tasarım Noktası 1

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	44,415	alt değere yakın
DSV21	13,336	alt değere yakın
DSH22	48,048	alt değere yakın
DSV22	12,909	alt değere yakın
DSH23	32,511	alt değere yakın
DSV23	25,952	alt değere yakın
DSH24	33,3	alt değere yakın
DSV24	12,347	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	205	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,1767	minimum

Referans Tasarım Noktası 2

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	45,15	alt değere yakın
DSV21	18,205	alt değere yakın
DSH22	42,669	alt değere yakın
DSV22	14,896	alt değere yakın
DSH23	26,074	alt değere yakın
DSV23	18,692	alt değere yakın
DSH24	36,576	alt değere yakın
DSV24	14,184	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	198	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,1415	minimum

Referans Tasarım Noktası 3

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	28,753	alt değere yakın
DSV21	12,774	alt değere yakın
DSH22	26,745	alt değere yakın
DSV22	25,886	alt değere yakın
DSH23	34,197	alt değere yakın
DSV23	12,158	alt değere yakın
DSH24	50,219	alt değere yakın
DSV24	15,284	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	237	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,0174	minimum

Referans Tasarım Noktası 4

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	38,852	alt değere yakın
DSV21	18,675	alt değere yakın
DSH22	25,328	alt değere yakın
DSV22	12,498	alt değere yakın
DSH23	28,553	alt değere yakın
DSV23	13,411	alt değere yakın
DSH24	47,654	alt değere yakın
DSV24	14,935	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	258	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	5,9526	minimum

Referans Tasarım Noktası 5

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	27,47	alt değere yakın
DSV21	14,071	alt değere yakın
DSH22	39,859	alt değere yakın
DSV22	16,076	alt değere yakın
DSH23	30,949	alt değere yakın
DSV23	14,357	alt değere yakın
DSH24	53,551	alt değere yakın
DSV24	12,014	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	264	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	5,9912	minimum

Referans Tasarım Noktası 6

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	42,316	alt değere yakın
DSV21	21,745	alt değere yakın
DSH22	27,783	alt değere yakın
DSV22	13,251	alt değere yakın
DSH23	31,215	alt değere yakın
DSV23	12,738	alt değere yakın
DSH24	42,779	alt değere yakın
DSV24	14,007	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	224	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,0298	minimum

Referans Tasarım Noktası 7

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	46,051	alt değere yakın
DSV21	18,827	alt değere yakın
DSH22	31,424	alt değere yakın
DSV22	12,597	alt değere yakın
DSH23	24,269	alt değere yakın
DSV23	16,033	alt değere yakın
DSH24	36,663	alt değere yakın
DSV24	18,062	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	210	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,0283	minimum

Referans Tasarım Noktası 8

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	49,517	alt değere yakın
DSV21	21,783	alt değere yakın
DSH22	24,113	alt değere yakın
DSV22	12,735	alt değere yakın
DSH23	26,931	alt değere yakın
DSV23	15,361	alt değere yakın
DSH24	31,788	alt değere yakın
DSV24	17,133	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	238	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,0132	minimum

Referans Tasarım Noktası 9

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	46,515	alt değere yakın
DSV21	19,461	alt değere yakın
DSH22	29,584	alt değere yakın
DSV22	12,039	alt değere yakın
DSH23	29,638	alt değere yakın
DSV23	15,254	alt değere yakın
DSH24	45,726	alt değere yakın
DSV24	14,45	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	215	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,0938	minimum

Referans Tasarım Noktası 10

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	28,635	alt değere yakın
DSV21	17,57	alt değere yakın
DSH22	37,101	alt değere yakın
DSV22	24,962	alt değere yakın
DSH23	24,89	alt değere yakın
DSV23	12,417	alt değere yakın
DSH24	51,352	alt değere yakın
DSV24	13,447	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	265	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,0982	minimum

Referans Tasarım Noktası 11

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	27,075	alt değere yakın
DSV21	18,383	alt değere yakın
DSH22	29,694	alt değere yakın
DSV22	18,92	alt değere yakın
DSH23	41,333	alt değere yakın
DSV23	17,562	alt değere yakın
DSH24	50,642	alt değere yakın
DSV24	12,34	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	214	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	6,1221	minimum

Referans Tasarım Noktası 12

Parametre Değerleri		
İsim	Değer	Hedef
DSH21	42,915	alt değere yakın
DSV21	18,899	alt değere yakın
DSH22	26,073	alt değere yakın
DSV22	12,653	alt değere yakın
DSH23	28,138	alt değere yakın
DSV23	16,696	alt değere yakın
DSH24	39,5	alt değere yakın
DSV24	13,122	alt değere yakın
Maksimum Eşdeğer Gerilme (MPa)	235	< 200
Parça Ağırlığı (kg)	5,94	minimum