

T.C.
TRAKYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİREKSİYON DESTEK PARÇASININ STATİK ANALİZİ VE TOPOLOJİK
OPTİMİZASYONU**

RECEP KARA

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Tez Danışmanı: Doç. Dr. VEDAT TAŞKIN

EDİRNE – 2023

Recep KARA'nın hazırladığı “DİREKSİYON DESTEK PARÇASININ STATİK ANALİZİ VE TOPOLOJİK OPTİMİZASYONU” başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’ nda bir Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Doç. Dr. VEDAT TAŞKIN

Dr. Öğr. Üyesi Fatih KARAÇAM

Dr. Öğr. Üyesi Rifat YAKUT

Tez Savunma Tarihi:11/08/2023

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

İmza

Doç. Dr. VEDAT TAŞKIN

Tez Danışmanı

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Hüseyin Rıza Ferhat KARABULUT

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI YÜKSEK LİSANS PROGRAMI
DOĞRULUK BEYANI

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

11/08/2023

RECEP KARA

Yüksek Lisans Tezi

Direksiyon Destek Parçasının Statik Analizi ve Topolojik Optimizasyonu

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

ÖZET

Teknolojinin yaygınlaşmaya başlaması ile tasarımlarda üretimdeki hıza bağlı olacak şekilde birtakım hataların arttığı gözlenmiştir. Günümüzde analiz ve CAD programları kullanılarak bu hataların önüne geçilebilmektedir. Ayrıca tasarlanan modellerde oluşan ağırlıkların azaltılması yönünde çalışmalarda yapılmaktadır. Bu konuda yaygın bir şekilde Topoloji optimizasyonu kullanılmaktadır. Topoloji optimizasyonu çalışmaları başta otomotiv sektörü olmak üzere makine ve endüstriyel vb. alanlarda tasarlanan modeller üzerinde kullanılmaktadır. Bu çalışmada direksiyon destek parçası üzerinde çalışmalar yapılmıştır. Direksiyon destek parçası, tekerleklerin hareket etmesine yarayan yönlendirme sisteminin bir elemanıdır. Tüm yönlendirme gereksinimi duyulan taşıtlarda bu parça kullanılmaktadır. Bu çalışmanın genel amacı direksiyon destek parçasının daha hafif ve mukavemet açısından dayanıklı bir modelin oluşmasını sağlamaktır. Yapılan analiz sonuçlarına göre yönlendirme bağlantı elemanının ağırlığının %75 oranında hafifletilmiştir ve mukavemet açısından 2 kat emniyetli olacak şekilde bir tasarım iyileştirmesi gerçekleştirilmiştir.

Yıl : 2023

Sayfa Sayısı : 59

Anahtar Kelimeler : Topoloji Optimizasyonu; Sonlu Elemanlar Yöntemi; Statik Analiz; Destek Parçası; Bilgisayar Destekli Tasarım

Master's Thesis

Static Analysis And Topology Optimization of The Steering Knuckle Part

Trakya University Institute of Natural and Applied Sciences

Mechanical Engineering Department

ABSTRACT

With the widespread use of technology, it has been observed that some errors in designs have increased due to the speed of production. Today, these errors can be avoided by using analysis and CAD programs. In addition, studies are carried out to reduce the weights that occur in the designed models. Topology optimization is widely used in this regard. Topology optimization studies, especially in the automotive sector, machinery and industrial etc. It is used on models designed in areas. In this study, studies were carried out on the steering support part. The steering support part is an element of the steering system that enables the wheels to move. This part is used in all vehicles that require steering. The general purpose of this study is to provide a lighter and more durable model of the steering support part. According to the results of the analysis, the weight of the steering fastener has been reduced by 75%. And a design improvement has been made to be 2 times safe in terms of strength.

Year : 2023

Number of Pages : 59

Keywords : Topology Optimization; Finite Element Method; Static Analysis; Steering Knuckle; Computer Aided Design

TEŞEKKÜR

Bu çalışmayı gerçekleştirmemi sağlayan ve yüksek lisans yapmam konusunda beni teşvik eden danışmanım Doç. Dr. Vedat TAŞKIN'a çalışmanın her aşamasındaki yardımlarından dolayı sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Manevi yardımlarını esirgemeyen eşim Neslihan KARA'ya ve her zaman desteklerini esirgemeyen ağabeyim Cumhuriyet KARA'ya çok teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ	xi
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
LİTERATÜR ÖZETİ.....	3
BÖLÜM 3	5
MATERYAL VE YÖNTEM.....	5
3.1. Araç Süspansiyon Sistem Tasarımı	5
3.2. Direksiyon Destek Parçası ve Statik Analizi.....	7
3.3. Direksiyon Destek Parçası Topoloji Optimizasyonu	18
3.4. Direksiyon Destek Parçası Son Tasarımı ve Statik Analizi	28
BÖLÜM 4	39
SONUÇ VE TARTIŞMA	39
KAYNAKLAR	44
ÖZGEÇMİŞ	47
TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR	48

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

CAD	Computer Aided Design
E	Elastiklik Modülü
ESO	Evolutionary Structural Optimization
F	Kuvvet
HM	Homogenization method
K_e	Eleman Sertlik Matrisi
LSA	Level Set Approach
OCM	Optimization Criteria Method
N	Eleman Sayısı
SIMP	Solid Isotropic Material with Penalization
STL	Standard Tessellation Language
U_e	Eleman Yer değiştirme Vektörü
ρ	Yoğunluk

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Araç Süspansiyon Sistem Tasarımı Genel Görünüm	6
Şekil 3.2. Taşıt Askı Sisteminde Yer Alan Fren Diskinin ve Kaliperin Model Hali.....	6
Şekil 3.3. Yönlendirme Bağlantı Parçasının (Steering Knuckle) 3D Modeli.....	7
Şekil 3.4. Model Sabitleme İşlemi	8
Şekil 3.5. Koordinat Sistemi Yardımıyla Kuvvetin Verilmesi.....	8
Şekil 3.6. Yüzey ve Katı Elemanların Node (Düğüm) Değerleri.....	9
Şekil 3.7. Maksimum ve Minimum Eleman Değerlerinin Girilmesi	10
Şekil 3.8. Mesh Detayları	11
Şekil 3.9. Model Mesh Yapısı	11
Şekil 3.10. Gerilme Dağılımının Kontrolü için Sensör Tanımlanması	12
Şekil 3.11. Gidişat Takipçisi Tanımlanması.....	12
Şekil 3.12. Tasarımın Gerilme Sonuçları	13
Şekil 3.13. Tasarımın Gerilme Sonuçları	13
Şekil 3.14. Güvenlik Faktörü Dağılımı	14
Şekil 3.15. Güvenlik Faktörü Dağılımı	14
Şekil 3.16. İzo Kırpma Aracı.....	15
Şekil 3.17. Model Bölgesel Gerilme Değerleri: 40MPa'dan Yüksek Gerilmeler	15
Şekil 3.18. Model Toplam Deformasyon Sonuçları.....	16
Şekil 3.19. X,Y ve Z Yönlerinde Oluşan Deformasyon Sonuçları.....	16
Şekil 3.20. Gidişat Takipçisi (Kütle, Gerilme ve Yer Değiştirme)	17
Şekil 3.21. Mesh Duruma Bağlı Olarak Gerilme Değişimi.....	17
Şekil 3.22. Malzemenin Bulunduğu Alanlar (a) ve Malzeme Olmayan Alanlar (b)....	19
Şekil 3.23. SIMP Yönteminin Adımları (Topaç vd., 2017).	22
Şekil 3.24. Topoloji Optimizasyonu İşlem Adımları	23
Şekil 3.25. Model Sabitleme	24
Şekil 3.26. Koordinat Sistemi Yardımıyla Kuvvetin Verilmesi.....	25
Şekil 3.27. Analiz Programında Belirtilen Alanların Korunması.....	25

Şekil 3.28. Topoloji Optimizasyonu Kütle Sınırlandırması	26
Şekil 3.29. Topoloji Optimizasyonu Güvenlik Faktörü Sınırlandırması.....	26
Şekil 3.30. Topoloji Optimizasyonu Tüm Sınır Koşullarının Verilmesi.....	27
Şekil 3.31. Topoloji Sonuçlarına Göre Oluşturulması Gereken Model	27
Şekil 3.32. Analiz Sonucu Ortaya Çıkan STL Modelin Görünümü.....	28
Şekil 3.33. STL Modelden CAD Tasarımı Oluşturulması	29
Şekil 3.34. Yeni Modelin Kütle Bilgileri	29
Şekil 3.35. Tasarımın 3 Delikten Sabitlenmesi	30
Şekil 3.36. Yeni Tasarlanan Modelin Kuvvet Sınır Koşulu	30
Şekil 3.37. Maksimum ve Minimum Eleman Değerlerinin Girilmesi	31
Şekil 3.38. Mesh Detayları	32
Şekil 3.39. Model Mesh Yapısı	32
Şekil 3.40. Gerilme Dağılımının Kontrolü için Sensör Tanımlanması	33
Şekil 3.41. Gidişat Takipçisi Tanımlanması.....	33
Şekil 3.42. Tasarımın Gerilme Sonuçları	34
Şekil 3.43. Tasarımın Gerilme Sonuçları	34
Şekil 3.44. Güvenlik Faktörü Dağılımı	35
Şekil 3.45. Güvenlik Faktörü Dağılımı	35
Şekil 3.46. İzo Kırpma Aracı.....	36
Şekil 3.47. Model Bölgesel Gerilme Değerleri: 70MPa'dan Yüksek Gerilmeler	36
Şekil 3.48. Model Toplam Deformasyon Sonuçları	37
Şekil 3.49. X,Y ve Z Yönlerinde Oluşan Deformasyon Sonuçları.....	37
Şekil 3.50. Gidişat Takipçisi (Kütle, Gerilme ve Yer Değiştirme)	38
Şekil 3.51. Mesh Durumuna Bağlı Gerilme Değişimi	38
Şekil 4.2. Modelleme Çalışmasının Son Hali.....	39
Şekil 4.3. Modelin İlk ve Son Halinin Kıyaslanması	40
Şekil 4.4. Topoloji Analiz Sonuçlarına Göre Kütle Yakınsama Grafiği	41
Şekil 4.5. Topoloji Analiz Sonuçlarına Göre Güvenlik Faktörü Yakınsama Grafiği ..	41

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Statik Analizde Kullanılan Galvaniz Çeliğin Mekanik Özellikleri.....	7
Çizelge 3.2. Tetrahedral Eleman Boyutları	10
Çizelge 3.3. Optimizasyonda Kullanılan Galvaniz Çeliğinin Mekanik Özellikleri	24
Çizelge 3.4. Tetrahedral Eleman Boyutları	31
Çizelge 4.1. Modelin İlk ve Son Halinin Kıyaslanması	40
Çizelge 4.2. Farklı Boşaltma Oranlarında Modelin Analiz Sonuçları.....	42

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Son yıllarda nüfusun ve dolayısı ile üretimin artmasıyla atmosfere salınan karbon emisyon oranlarında artış gözlemlenmiştir. Artan emisyon oranlarını azaltmak için birçok alanda ciddi çalışmalar devam etmektedir. Başta otomotiv sektörü olmak üzere diğer endüstriyel alanlarda da enerjiyi daha verimli halde kullanmak için çalışmalar yapılmaktadır. Otomotiv sektöründe yenilikçi tasarımlar ile optimize modellerin ortaya çıkması araçların yakıt tüketimlerinin azalmasına yardımcı olmaktadır. Bu şartlarda olabildiğince ağırlığı azaltmak ve mukavemet açısından güçlü bileşenler elde etmek için topoloji optimizasyonu çalışmaları yapılmaktadır. Optimize edilerek ortaya çıkan tasarımlar ve üretilen parçaların hafif olması nedeniyle kullanılan hammadde miktarlarının azalmasına neden olmaktadır. Bu durum üretilen parçaların maliyetlerinin düşmesine neden olmaktadır. Tüm bu sebeplerden ötürü optimum tasarımların yapılması ve üretilmesi önem kazanmaktadır.

Topoloji optimizasyonu, bir yapı veya sistemdeki şekil veya düzen değişikliklerini kullanarak performansı artırmayı amaçlayan bir mühendislik disiplini. Bu değişiklikler, malzeme miktarının azaltılması, ağırlık ve mukavemet arasındaki dengeyi iyileştirmek, titreşimleri azaltmak veya akışkanların akışkanlığını artırmak gibi farklı amaçlar için uygulanabilmektedir.

Topoloji optimizasyonu, bilgisayar destekli tasarım (CAD) yazılımları ve simülasyon araçları kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Bu programlar, önceden tanımlanmış bir tasarım alanı içinde verilen kısıtlamalar altında en iyi topolojik çözümü bulmak için karmaşık algoritmalar kullanmaktadır. Topoloji optimizasyonu, havacılık, otomotiv, enerji ve yapısal tasarım gibi birçok endüstride kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, direksiyon bağlantı parçası üzerinde öncelikli olarak statik analiz yapılarak uygulanan kuvvet altında güvenli olan yerlerin tespiti yapılmıştır. Bu çalışma sonrasında model ağırlığı %75 azaltma ve mukavemet açısından 2 kat emniyetli olacak şekilde topoloji optimizasyon çalışması yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucunda ortaya çıkan model CAD programları ile yeniden tasarımı yapılmıştır. Tasarlanan model üzerinde statik analiz yapılarak çalışmaların doğrulama işlemleri yapılmıştır.



BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÖZETİ

Chang (2006), yılında aracın taşıyıcı kısımlarında ve yönlendirme sistemlerinde kullanılan braket parçaları üzerinde topolojik çalışmalar yapmıştır. Bu çalışmasının amacı ana şaseye montajı yapılan braketlerin daha hafif ve dayanıklı hale getirmektir. Bu iyileştirmeler sonucunda parçalarda şekil ve ölçü değişikliğine gidilerek üç farklı model tasarımı üzerinde çalışmalar yürütülmüştür ve her bir yaklaşımın hangi aşamada kullanılması gerektiği örneklerle açıklanmıştır.

Bölükbaş (2012), otobüslerdeki çekme kancasının modelinde fazla yüklenilmesi halinde kırılma meydana geldiği tespit etmiştir. Bu nedenle yeni bir tasarım geliştirerek malzemenin plastik deformasyona uğramasının önüne geçilmesi hedeflemiştir. Yeni düzenlenen modelde yaptığı analiz çalışmaları neticesinde en yüksek gerilme %32,45 azalma ve model ağırlığında %45,49'luk bir azalma gözlemlemiştir.

Pan vd. (2007), motor bloğu üzerinde yer alan taşıyıcı braketlerin test işlemleri başarısız olarak sonuçlanmıştır. Tasarımı optimize etmek için optimizasyon yöntemini kullanmışlardır. Bu optimizasyon çalışmasında bilgisayar destekli programlar kullanarak braket parçasının analiz işlemlerini gerçekleştirmişlerdir. Yapılan çalışmalar sonucunda modelde tasarım değişikliği yapılması öngörülmüştür. Analiz sonuçlarına göre üzerinde çalışılan model, ilk duruma göre %12 daha hafif ve %50 daha dayanıklı olmuştur.

Doğru bir parça tasarımı, belli şartnamelere göre yapılan modellerle sağlanmaktadır. Tasarım açısından son derece kullanımı kolay ve uzun yıllar kullanılabilecek ürünlerin ortaya çıkmasını sağlamaktadır. Özellikle tarım makinelerinde kullanılan modellerin birçoğu üretim öncesi oluşturulan modeller üzerinden teste tabi tutularak yapılmaktadır. Bu sayede tasarımın gerçek hayattaki performansı göz önünde

bulundurularak gerekli iyileştirmelerin yapılmasına zemin hazırlamaktadır. Bu süreç sonunda son nihai ürünün kalitesini artırılmış ve müşteri memnuniyeti sağlanmıştır (Düzcan,2019).

Tasarımın verimliliğini artırmak ve hammadde giderlerini düşürmek için optimizasyon çalışmaları yapılmaktadır. Bu teknoloji, belirli şartlara göre uygun olarak tasarımların yapılmasını ve optimize edilmiş bir modeli minimum maliyetle elde etmeyi hedeflenmektedir. Günümüzde hammadde maliyetlerinin artması ve kaynakların sınırlı olması nedeniyle oldukça önem arz etmektedir. Topolojik çalışmalar sürdürülebilir bir üretim süreci sağlamak için önemli bir adımdır (Türkay,2018).

Belirli sınırlamalar dikkate alınarak tasarlanan modellerin en düşük ağırlığa sahip olması gerekmektedir. Topoloji metodu kullanılarak mukavemeti yüksek ve performans açısından hafif modellerin oluşması sağlanmaktadır (Lee vd., 2007).

Krishna ve Anderson (2000), yenilikçi tasarım çalışmaları sonucu ortaya çıkan modelin daha hafif olmasının yanı sıra dayanıklı hale geldiği gözlenmiştir. Araç amortisör sisteminde yer alan salıncak kollarının tasarımı optimize edilmiştir. Modelde gerilmenin en az olduğu bölümler tespit edilerek modelden bu alanlar çıkarılmıştır. Yapılan model iyileştirmeleri sonucu modelin ağırlığında %15 azalma ve Von Mises gerilmelerinde %29 azalma sağlanmıştır.

Taşıt salıncak sistemlerinin CAD programını kullanarak mekanik anlamda simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çalışmalarda genetik ve interior olmak üzere 2 farklı yöntem kullanılarak incelemeye tabi tutulmuştur. Genetik yöntem çalışmaları sonucunda modelde %20 hafiflik sağlanmıştır. Ancak interior yönteminde elde edilen modelin ağırlığı %28 oranında hafifletildiği gözlemlenmiştir. Bu nedenle interior yönteminin yapmış olduğu çalışmalarda daha iyi sonuçlar verdiğini vurgulamıştır. Çalışmalar sonucunda model yeniden tasarlanmıştır ve çalışmada belirtilen gerilme sınır koşulunun altında bir gerilme dağılımı elde edilmiştir (Yıldız,2017).

Wong (2018), bir uçağın iniş takımı bileşenlerinde topoloji çalışması gerçekleştirilmiştir ve bu yöntem sonucunda %6 ağırlık azalması, %36 maliyet tasarrufu sağlanmıştır.

BÖLÜM 3

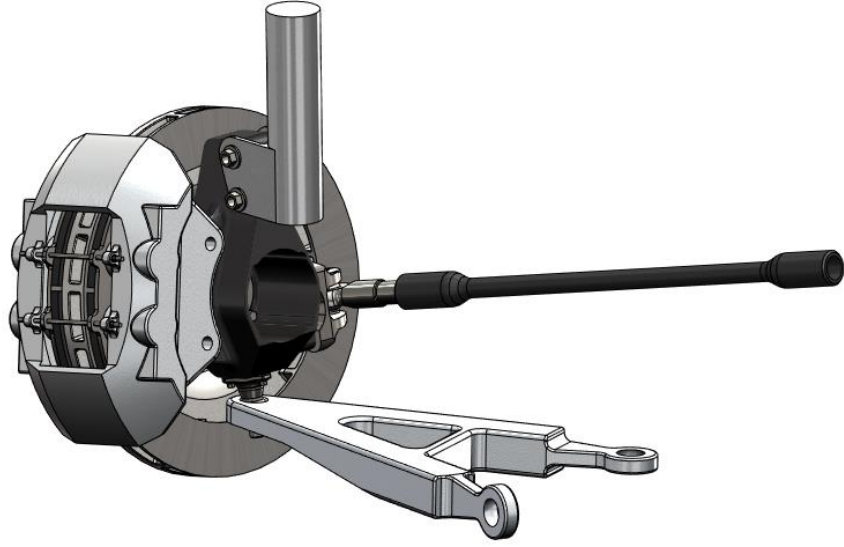
MATERYAL VE YÖNTEM

Araç yönlendirme sisteminde yer alan direksiyon destek parçasının belirli bir sınır koşul tanımlamadan SOLIDWORKS programında tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarım işlemi sonrasında modelin bağlantı yerlerinden sabitlenerek, parçaya etki eden kuvvetler tanımlanarak SOLIDWORKS Simulation programında statik analiz çalışması gerçekleştirilmiştir. Statik analiz sonuçları yardımıyla modelden çıkarılması gereken alanlar ön görülmüştür. Ancak daha doğru bir yaklaşım için topoloji optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir. SOLIDWORKS Simulation Professional paketi içinde yer alan topoloji optimizasyonu yöntemini kullanarak %75 hafif ve 2 kat emniyetli olacak şekilde sınır koşulu tanımı yapılmıştır. Bu analizler neticesinde elde edilen tasarım sonucu STL model olarak kaydedilmiştir. Geomagic for SOLIDWORKS programı ile STL mesh modelinde katılama çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Oluşan nihai tasarıma tekrar statik analiz çalışması yapılarak topolojide elde edilen sonuçlar doğrulanmıştır.

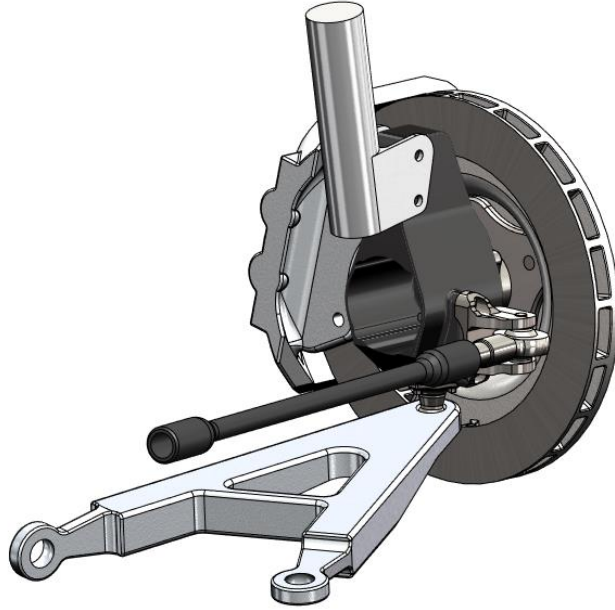
3.1. Araç Süspansiyon Sistem Tasarımı

Taşıt askı sisteminin tüm parçaları bir montaj dosyası olacak şekilde SOLIDWORKS programında modellenmiştir. Fren disk ve kaliperleri, tekerlek mili, direksiyonun destek bağlantısı ve rod parçası, alt ve üst kontrol mafsalları vb. parçalardan oluşan bir montaj dosyası tasarlanmıştır (Kara vd.,2022).

Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de montaj dosyasının tasarlanan model hali gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Araç Süspansiyon Sistem Tasarımı Genel Görünüm

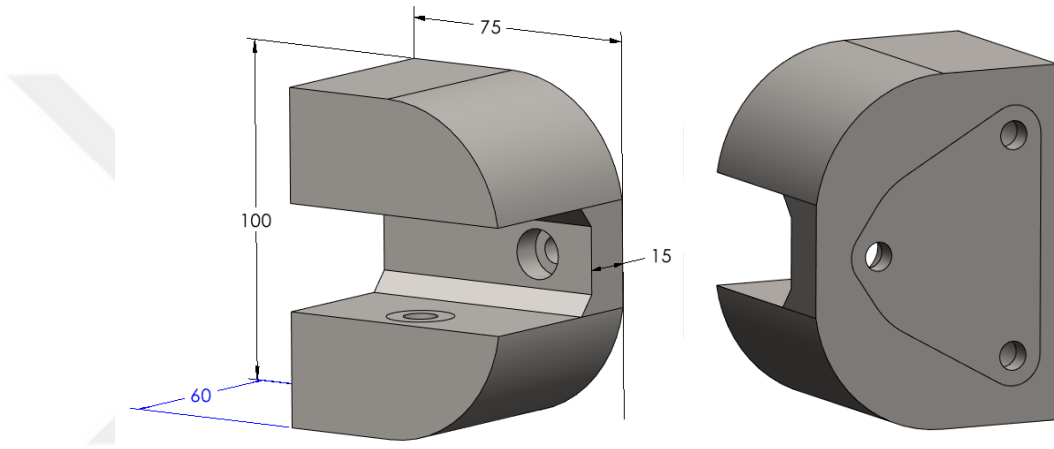


Şekil 3.2. Taşıt Askı Sisteminde Yer Alan Fren Diskinin ve Kaliperin Model Hali

Süspansiyon sisteminde yer alan tüm parçalara malzeme atama işlemleri SOLIDWORKS programında gerçekleştirilmiştir. Montaj dosyasında yer alan yönlendirme bağlantı elemanının yenilikçi tasarım ve analiz metotları kullanılarak, kriterlere uygun bir tasarımın ortaya çıkması sağlanacaktır (Kara vd.,2022).

3.2. Direksiyon Destek Parçası ve Statik Analizi

Direksiyonun bağlantı elemanının askı sistemi içinde yer aldığı bir montaj modeli oluşturulmuştur. Bu modelin ağırlık açısından uygun kriterlere sahip olmadığı ve iyileştirme yapılması öngörülmüştür. Montaj içinde yer alan yönlendirme bağlantı elemanının ağırlığının fazla olması nedeniyle kütlesi daha az ve yapısal anlamda aynı statik değerlere sahip yeni bir tasarım oluşturulacaktır. Şekilde 3'te yönlendirme bağlantı elemanının 3D model hali yer almaktadır (Kara vd.,2022).



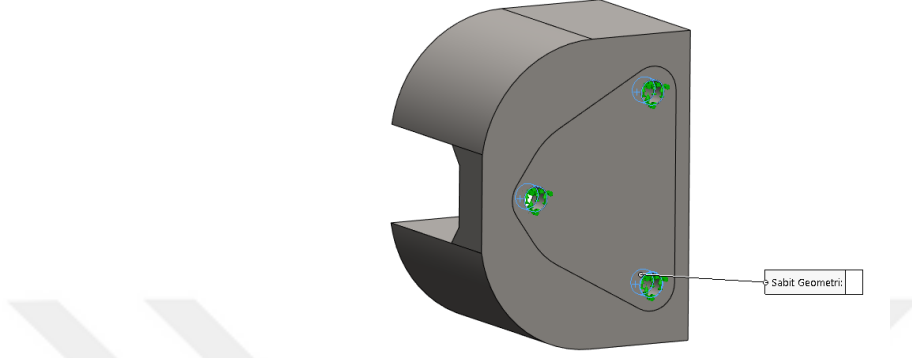
Şekil 3.3. Yönlendirme Bağlantı Parçasının (Steering Knuckle) 3D Modeli

Yönlendirme bağlantı parçasına SOLIDWORKS programında galvaniz çeliğinin tanımı yapılmıştır. Mukavemet değerleri Çizelge 3.1’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.1. Statik Analizde Kullanılan Galvaniz Çeliğin Mekanik Özellikleri

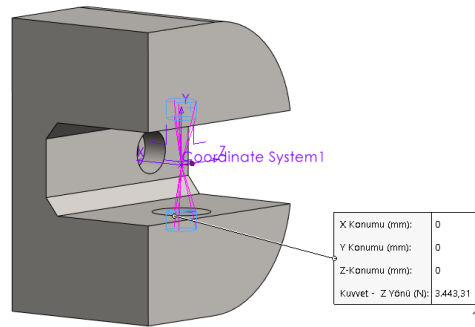
Malzeme Mekanik Özellikleri	
Elastik Modülü	200 GPa
Poisson Oranı	0,29
Yoğunluk	7870 kg/m ³
Akma Gerilmesi	204 MPa
Çekme Gerilmesi	357 MPa

Tasarımın mekanik özelliklerini tespit etmek ve incelemek için mukavemet analizi gerçekleştirilerek araştırma yapılacaktır. Tasarımın statik analizinin yapılabilmesi için önce sabitleme işleminin yapılması gerekmektedir. Modelde yer alan delik yüzeylerinden sabitleme işlemi yapılmıştır (Kara vd.,2022).



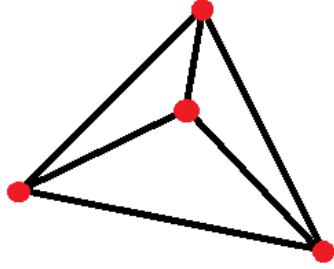
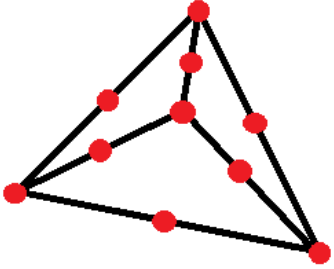
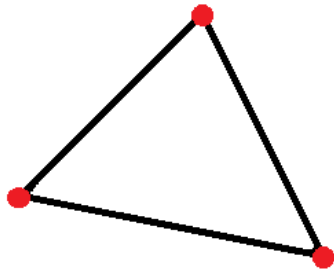
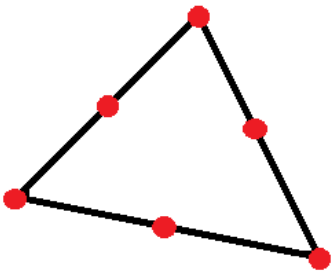
Şekil 3.4. Model Sabitleme İşlemi

Khode vd. (2017)'nin yapmış oldukları çalışmada aracın yolcular dahil toplam ağırlığını $R=1350$ kg ve yer çekimi ile çarpılması sonucu $W=1350 \times 9,81=13243$ N'luk bir yüke sahip olduğunu belirtmişlerdir. Bu yükün motorun ön tarafta olması nedeni ile %52 oranında ön aksamlara etki ettiklerini varsaymışlardır. Bu sebeplerden ötürü ön aksa etki eden ağırlık $F1=0,52 \times 13243,5=6886,62$ N'dur. Aracın ön tarafında iki tekerliğe sahip olması nedeni ile $R_w= \text{Ön ağırlık aks}/2=6886,62/2=3443,31$ N olarak hesaplamışlardır. Bu tez çalışmasında yapılacak analiz çalışmalarında bağlantı parçasına etki eden düşey kuvvet değeri $3443,31$ N olacak şekilde ele alınmıştır. Şekil 3.5'te referans kuvvetin uygulanış şekli belirtilmiştir (Kara vd.,2022).



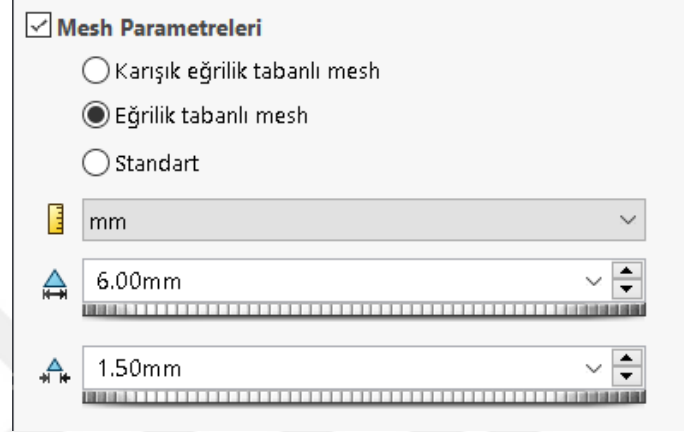
Şekil 3.5. Koordinat Sistemi Yardımıyla Kuvvetin Verilmesi

SOLIDWORKS programında mesh bölümünde tetrahedral mesh tipi bulunmaktadır. Tetrahedral mesh tipi üçgen yapıda yer alan mesh elemanıdır. Draft ve yüksek kalite mesh seçenekleri yer almaktadır. Bu mesh seçenekleri sahip oldukları node (düğüm) sayısına bağlı olarak değişmektedir. Şekil 3.6’da yüzey ve katı tetrahedral mesh elemanlarının sahip olduğu node değerleri yazmaktadır. Yüksek kalitede mesh seçeneğine sahip node değerleri sırasıyla yüzey elemanlar için 6, katı elemanlar için 10’dur. Draft kalite de mesh seçeneğine sahip node değerleri sırasıyla yüzey elemanlar için 3, katı elemanlar için 4’tür.

Katı Elemanlar	
	
4 node	10 node
Yüzey Elemanlar	
	
3 node	6 node

Şekil 3.6. Yüzey ve Katı Elemanların Node (Düğüm) Değerleri

Bu çalışmada model katı eleman olarak kabul edilerek mesh işlemi gerçekleştirilmiştir. Mesh elemanları 10 node olacak şekilde yüksek kalitede mesh ağı ile modellenmiştir. Modelde kullanılan Tetrahedral elemanların maksimum ve minimum boyutları ayarlanabilmektedir. Şekil 3.7’de maksimum ve minimum elemanların giriş parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 3.7. Maksimum ve Minimum Eleman Değerlerinin Girilmesi

Mesh doygunluğunun oluşması için aşağıda yer alan çizelgedeki değerler girilmiştir.

Çizelge 3.2. Tetrahedral Eleman Boyutları

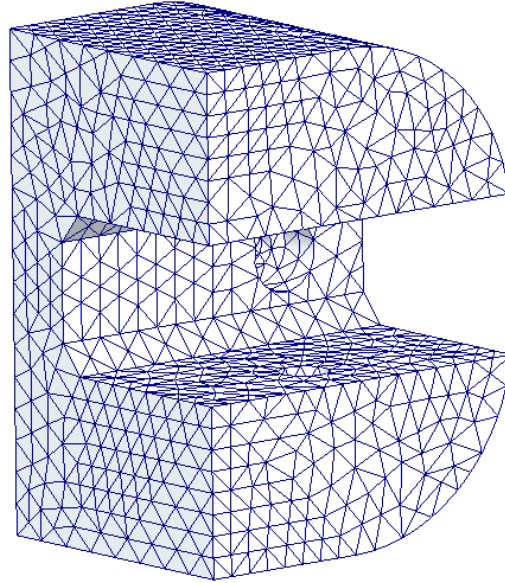
Maksimum Eleman Boyutu	Minimum Eleman Boyutu
15	5
10	4
7	2
6	1,5

Yapılan çalışmalarda analizin doğruluğunu kanıtlamak açısından maksimum ve minimum elemanların değerlerini azaltarak gerilme değerlerinin belirli bir noktadan sonra çok az değiştiği durumu elde etmek için çalışmalar yapılmaktadır. Bu adımların tümüne mesh doygunluğu adı verilmektedir. Model mesh doygunluğuna ulaştıktan sonra çözdürme aşamasına geçilmektedir.

Şekil 3.8 ve Şekil 3.9’da ayrıntılı mesh detayları gösterilmiştir.

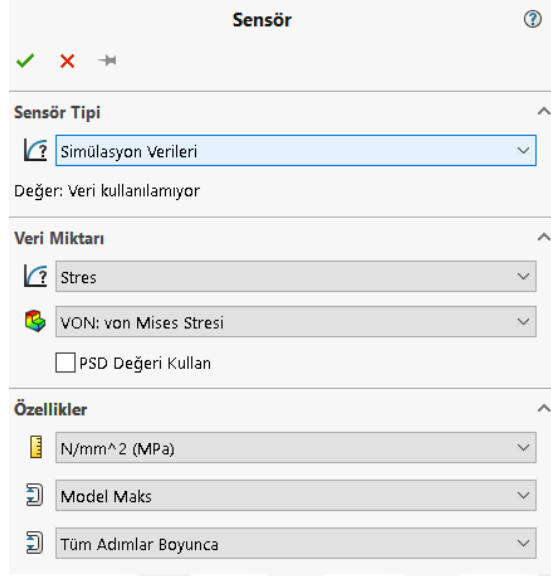
Mesh Detaylar	
Etüt adı	Static 1 (-Topology Study-)
DetaylarMesh tipi	Katı Mesh
Kullanılan Meshleyici	Eğrilik tabanlı mesh
Yüksek kaliteli mesh için jakoben noktalar	16 nokta
Maksimum Eleman Boyutu	6 mm
Minimum Eleman Boyutu	1,5 mm
Mesh kalitesi	Yüksek
Toplam düğüm	27346
Toplam eleman	17864
Maksimum En Boy Oranı	3,5882
En Boy Oranı < 3 olan elemanların yüzdesi	99,8
En Boy Oranı > 10 olan elemanların yüzdesi	0
Şekli bozulmuş elemanların yüzdesi	0
Bozulmuş eleman sayısı	0
Mesh tamamlama süresi (sa:dk:sn)	00:00:01
Bilgisayar adı	RKARAN

Şekil 3.8. Mesh Detayları



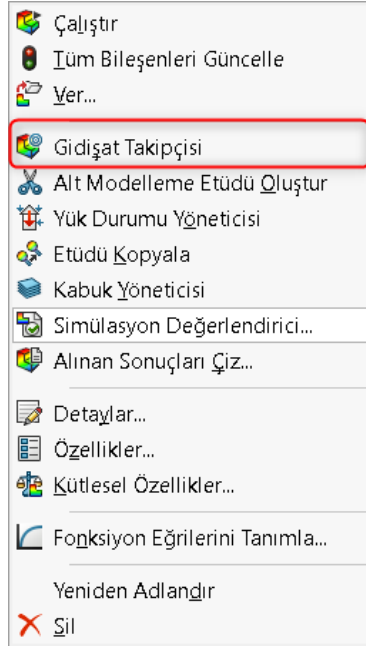
Şekil 3.9. Model Mesh Yapısı

SOLIDWORKS Simulation programında simülasyon verilerini kontrol etmek için sensör tanımlamaları yapılmaktadır. Analiz çalışmaları sonuçlarında bu sensörü kullanarak gerilme dağılımında meydana gelen değişiklikler tespit edilecektir.



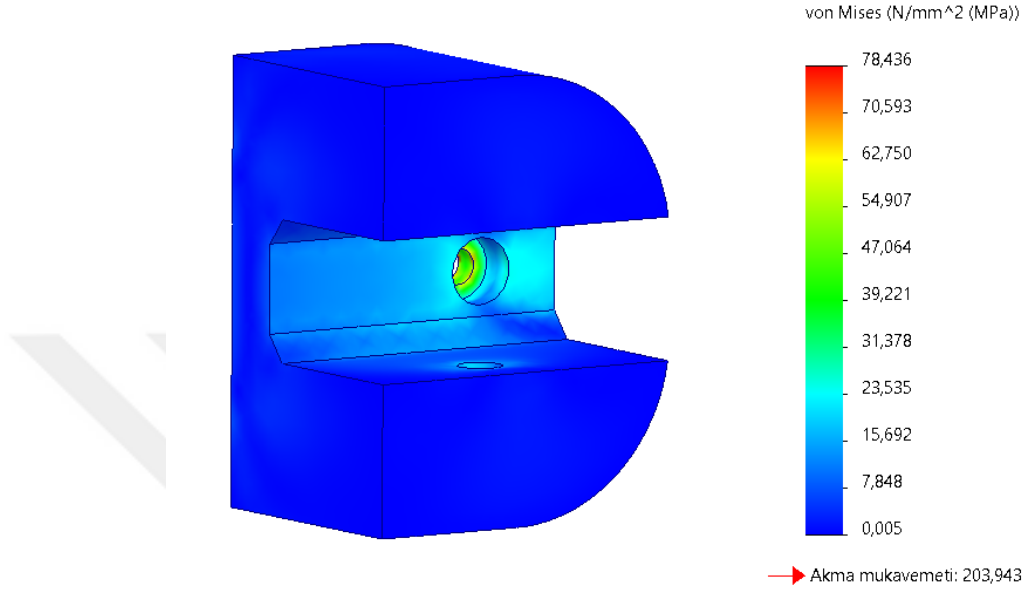
Şekil 3.10. Gerilme Dağılımının Kontrolü için Sensör Tanımlanması

Yapılan statik analiz çalışmasında gidişat takipçisi tanımlanmıştır. Gidişat takipçisi genel olarak yapılan mesh iyileştirmeleri sonucu her bir çalışmada meydana gelen değişimleri incelememize olanak sağlamaktadır. Örneğin, mesh sayısına bağlı olarak eklemiş olduğumuz sensörden gerilme dağılımındaki değişimleri grafiksel olarak inceleme fırsatı sunmaktadır.

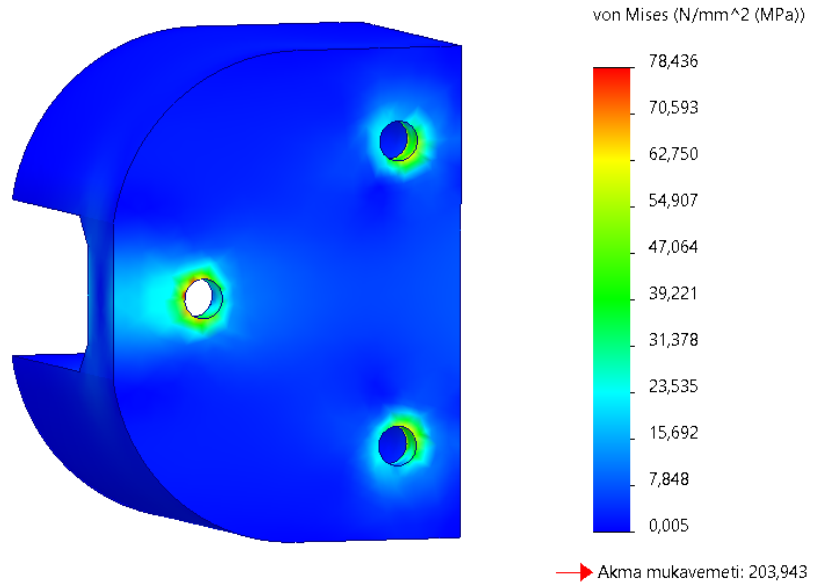


Şekil 3.11. Gidişat Takipçisi Tanımlanması

Bu şartlar altında statik analiz tamamlandığında Von Mises gerilmesi 78,4 MPa olarak tespit edilmiştir. Modelde kullanılan Galvaniz çelik malzemesinin akma dayanımı 203,9 MPa'dır. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13'te maksimum Von Mises değerleri gösterilmiştir.

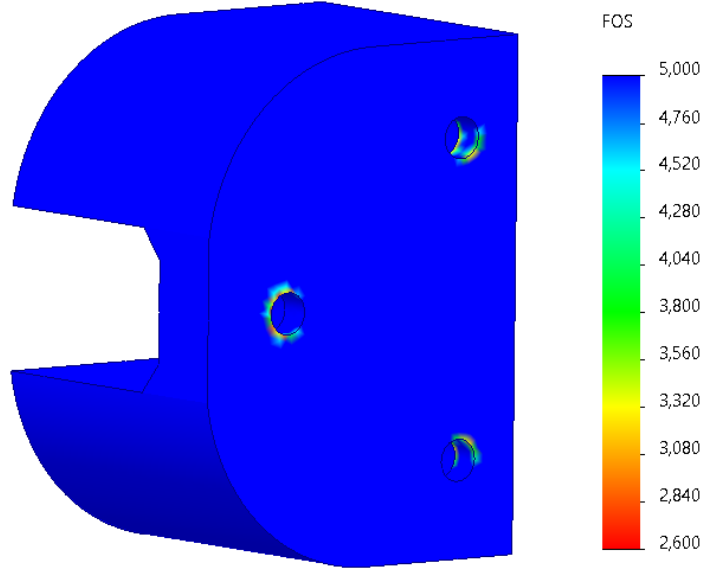
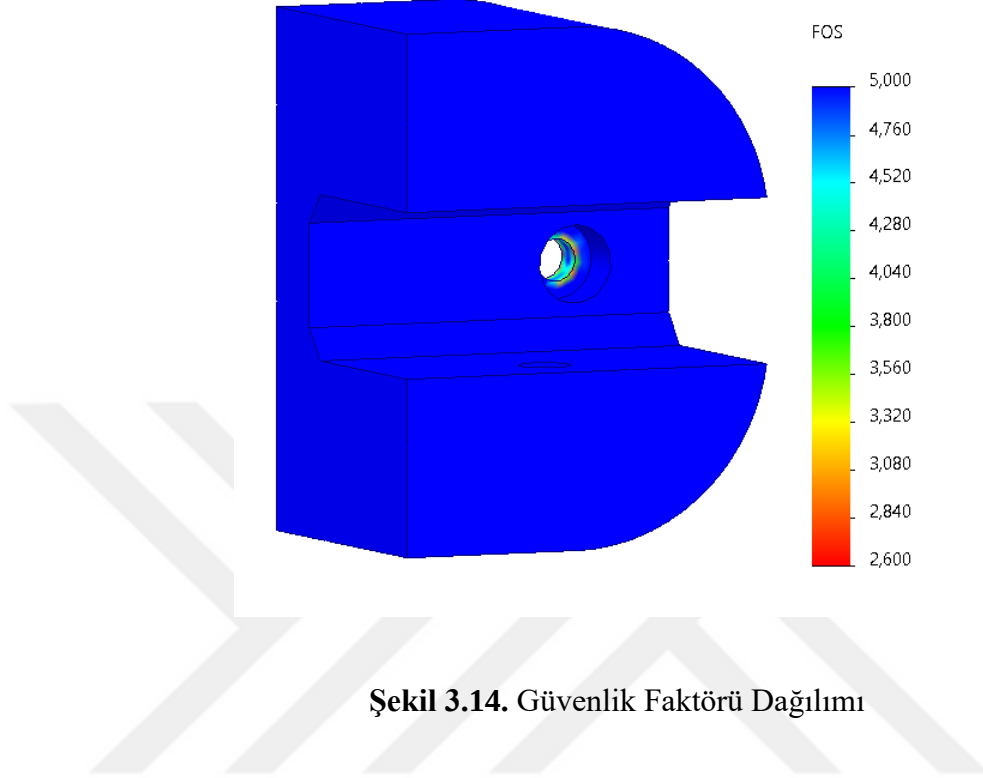


Şekil 3.12. Tasarımın Gerilme Sonuçları

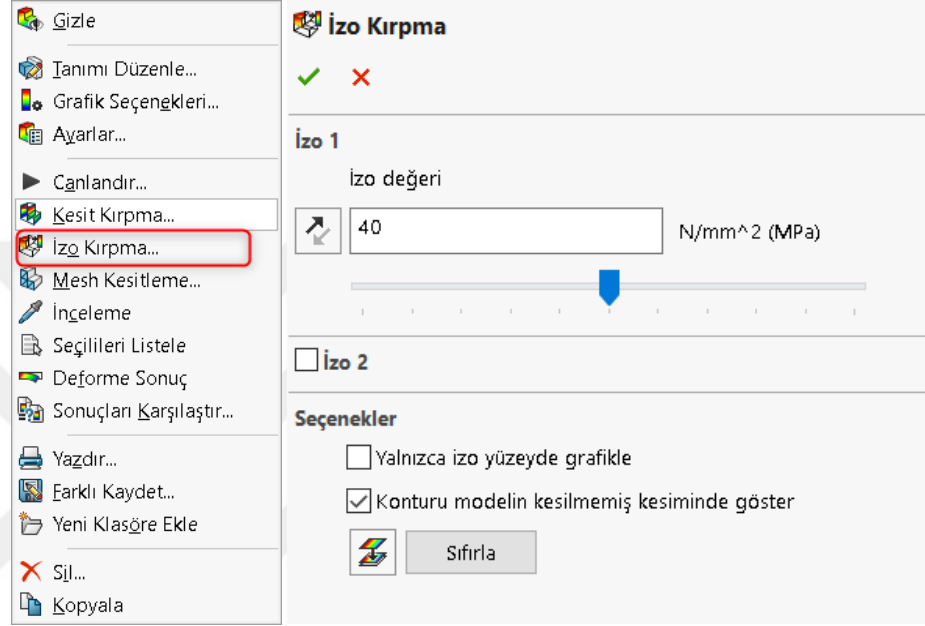


Şekil 3.13. Tasarımın Gerilme Sonuçları

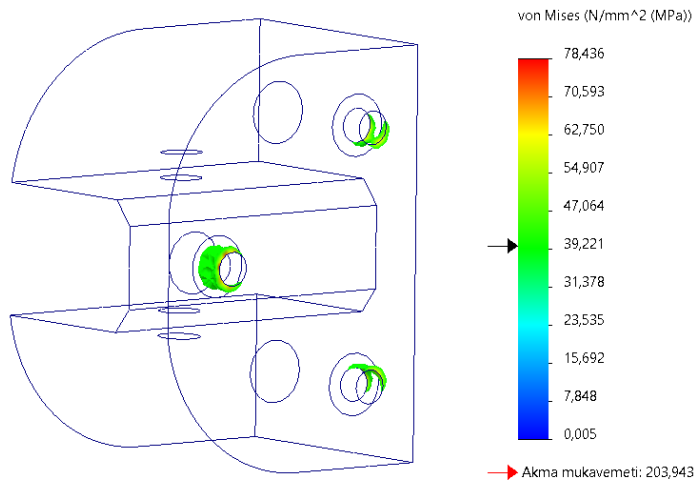
Program sonuçlarından doğrudan emniyet katsayısına ulaşılabilir. Şekil 3.14 ve Şekil 3.15'te güvenlik faktörü (emniyet katsayısı) gösterilmiştir.



Uygulanan kuvvet altında modelde yer alan delik bölgeleri 2,6 kat emniyetli gözükmetedir. Bu bölgede oluşan gerilme dağılımını detaylı incelemek için izo kırpma aracı kullanılacaktır. İzo kırpma aracı SOLIDWORKS programında analiz sonuçlarında çok sıklıkla kullanılmaktadır. Belirtilen değerin altında veya üstündeki gerilmeleri göstererek analiz sonuçlarını doğru bir şekilde yorumlamaya yarayan bir araçtır.

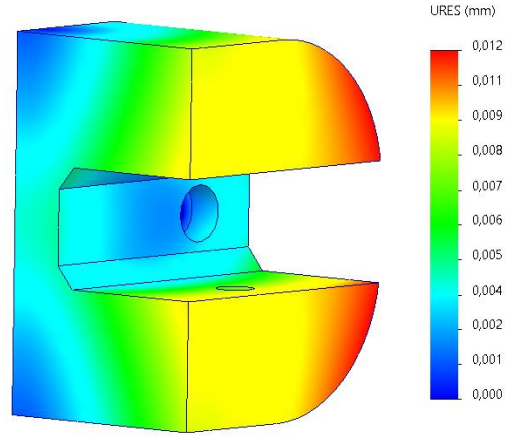


Şekil 3.16. İzo Kırpma Aracı

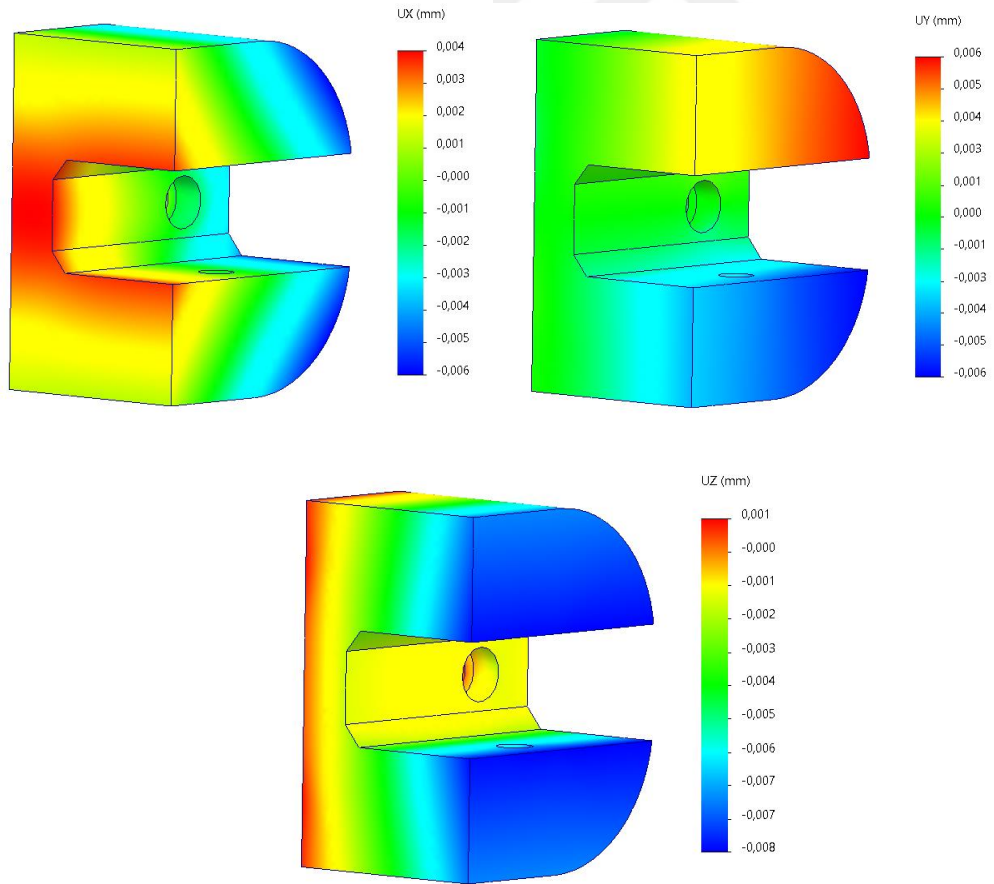


Şekil 3.17. Model Bölgesel Gerilme Değerleri: 40MPa'dan Yüksek Gerilmeler

Modelde oluşan maksimum yer değiştirme şekil 3.18’de gösterilmiştir.

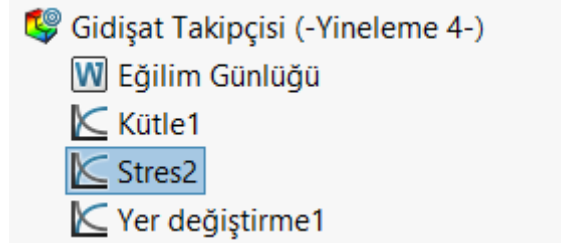


şekil 3.18. Model Toplam Deformasyon Sonuçları



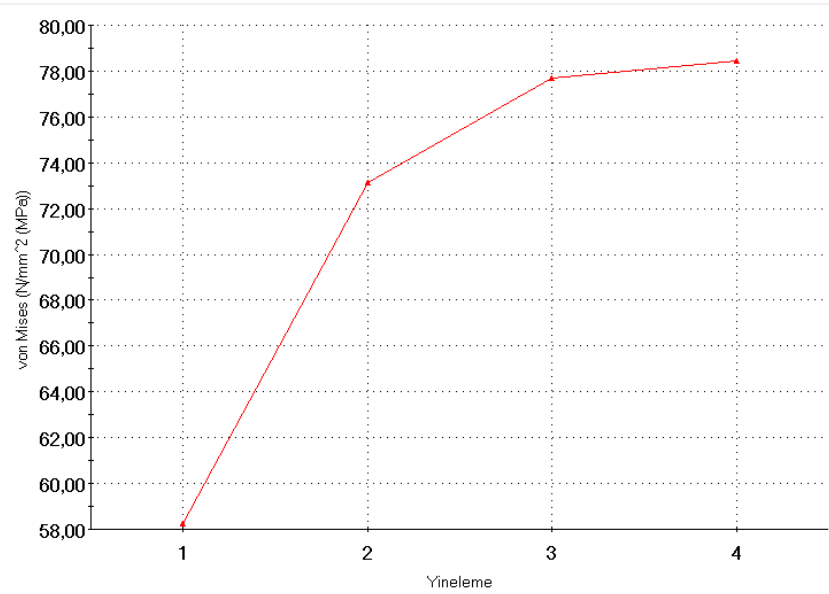
şekil 3.19. X,Y ve Z Yönlerinde Oluşan Deformasyon Sonuçları

Statik analiz çalışmasında tanımlamış olduğumuz gidişat takipçisi sayesinde yer değiştirme, kütle ve gerilme meydana gelen değişiklikler gözlemlenebilmektedir. Bu çalışmada Von Mises gerilmelerinde meydana gelen değişim gözlenmiştir.



Şekil 3.20. Gidişat Takipçisi (Kütle, Gerilme ve Yer Değiştirme)

Analiz başlangıcında tanımlamış olduğumuz sensör yardımıyla elaman boyutları değişikçe gerilme dağılımındaki değişim grafiksel olarak tespit edilebilmektedir. Modelin 4.yenileme noktasından sonra gerilme değerlerinde çok az farklılık olacaktır. Bu durum modelin mesh doygunluğuna ulaştığını göstermektedir. Analiz çalışmalarında bu yaklaşımın kullanılması yapılan analiz çalışmasının doğruluğunu göstermesi açısından önem arz etmektedir.



Şekil 3.21. Mesh Duruma Bağlı Olarak Gerilme Değişimi

3.3. Direksiyon Destek Parçası Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu, belirli kısıtlamalar dikkate alınarak gerçekleştirilir. Bu kısıtlamalar arasında güvenlik faktörü, yapının doğal frekansı ve modelin hafifletmesi gibi parametreler yer almaktadır. Bu parametreler analiz programında tanımlanmakta ve analiz sonuçlarına göre yapıda çıkarılması gereken yerler tespit edilmektedir. Bu sayede en iyi performans sağlayacak yapılar ortaya çıkmaktadır (Düzcan,2019).

Topoloji optimizasyonu kullanılarak tasarlanan model, önceden belirlenmiş kısıtlamaları karşılamak zorundadır. Model hesaplamalarında sonlu elemanlar metodu kullanılır. Analiz çalışmalarının gerçekleştirilebilmesi için malzemenin Young modülü, yoğunluğu ve Poisson oranı gibi mekanik özelliklerinin program içinde tanımlanması gerekmektedir. Bu bilgiler, analizin doğru bir şekilde çözümlenebilmesi için önemlidir (Aslan, 2019)

Topoloji optimizasyonu alanında yürütülen çalışmalarda bazı metotlar kullanılmaktadır. Bu metotlar şu şekildedir; (Göv vd.,2007).

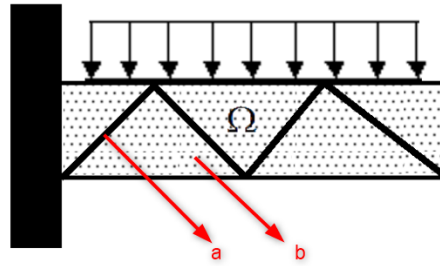
- Optimizasyon Kriterleri Metodu (OCM)
- Penalizasyon ile Katı İzotropik Malzeme Metodu (SIMP)
- Seviye Kümesi Yaklaşımı (LSA)
- Homojenleştirme Metodu (HM)
- Evrimsel Yapı Optimizasyonu (ESO)

Yukarıda yer alan yöntemlerden bu tez çalışmasında topoloji optimizasyonu için Solid Isotropic Material with Penalization (SIMP) yöntemi kullanılmıştır. SIMP yöntem olarak önceden belirlen yüklem ve kısıtlamalar ile imalat açısından gerekli koşulları sağlamış modelin en ideal malzeme dağılımını gerçekleştirir. Bu yöntem, topoloji optimizasyonuna dair çalışmaların önde gelen matematiksel metotlarından biridir. Bendsoe ve Kikuchi (1988) ile Rozvany ve Zhou (1992) önceleri SIMP yöntemini tavsiye etmişlerdir. Bu yöntem malzeme dağılımının sürekli olarak değiştirilmesiyle en uygun yapıların elde edilmesini sağlamaktadır (Bendsoe,1988).

Bendsoe (1989), tasarım optimizasyonu her noktada malzemenin varlığına bakılmaksızın, uzaydaki her nokta için kararlılık durumunun birleşimidir. Gerilme dağılımına göre malzeme olması gereken alanlar doldurulur veya gerilme değerleri düşük alanlarda malzeme boşaltma işlemleri yapılmaktadır. Modeldeki yoğunluk yayılımı ρ bağımsızdır. Her yapıya iki değer tanımlanır.

Malzemenin tutulması gerekli alanlar (siyah) $\rho_{(e)} = 1$

Malzemenin çıkarılması gerekli alanlar (beyaz) $\rho_{(e)} = 0$



Şekil 3.22. Malzemenin Bulunduğu Alanlar (a) ve Malzeme Olmayan Alanlar (b)

Yukarıdaki şekilde yayılı yüke maruz bırakılan bir kirişte optimizasyon çalışması yapılmıştır. Modelde yer alması gereken alanlar siyah ve yoğunluk (ρ_e)=1'dir. Modelden boşaltma yapılması gereken ve çıkarılması durumunda modelin gerilme dağılımını etkilemeyen alanların yoğunluğu (ρ_e)= 0'dır.

İzotropik modelin young modülü E_0 ve malzemeye ait yoğunluk ρ_e ile ifade edilmiştir. Malzeme görelî yoğunluğu sürekli değişebildiğinden, her elemanın Young (Elastikiyet) modülü de sürekli olarak değişmektedir. Aşağıdaki denklem elastikiyet modülü ile malzeme yoğunluğunun ilişkisini göstermektedir.

$$E(\rho_e) = \rho_e^p E_0 \quad (3.1)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan "p" değeri, optimizasyon çözümünün yoğunluk değeri 1 veya 0 olan elemanlara yönlendirilmesini belirleyen bir penaltı faktörüdür.

Modelde yer alan elemanların Young modülü değerindeki azalma, elemanların sertlik değerlerinin azalmasına sebep olmaktadır. SIMP çözüm yöntemine göre sertlik değeri aşağıdaki formülasyon ile ifade edilmektedir.

$$K_{SIMP_\rho} = \sum_{e=1}^N [\rho_{min} + (1 - \rho_{min})\rho_e^p] K_e \quad (3.2)$$

K_e malzemenin sertlik matrisi, N model içerisindeki eleman sayısını ifade etmektedir.

Bir topoloji optimizasyon çalışmasının genel hedefi bir modelin sahip olduğu sertlik değerini maksimum değere çıkarmaktır. Bir diğer husus sertlik kavramına karşıt olan uyumluluk değerini minimize etmektir. Elemanın gerinim enerjisinin toplam değeri global uyumluluğu ifade etmektedir. Topoloji optimizasyonu modelin global uyumluluk değerini minimize eden yoğunluk değerini bulmaya çalışmaktır (Işık vd.,2021).

$$minC(\{\rho\}) = \sum_{e=1}^N (\rho_e)^p [u_e]^T [K_e] [u_e] \quad (3.3)$$

U_e elemanın node (düğüm) yer değiştirme vektörünü ifade eder.

Topoloji optimizasyon çalışmasında belirlenen kütle sınır koşulu, kuvvet sertlik dengesi ve bazı fonksiyonel sınırlandırmaları karşılamalıdır. Bu denklem şu şekilde ifade edilmektedir.

$$\sum_{e=1}^N \{v_e\}^T \rho_e \leq M_{Target} \quad (3.4)$$

V_e yapıdaki elemanın hacmidir. e modelde yer alan elemandır. M_{target} optimizasyonun hedef kütlesidir.

Bu denklemlerden yola çıkarak global sertlik matrisi ile $K\{\rho\}$ ile yer değiştirme vektörünün u 'nın çarpımı; F dış kuvvet vektörünü vermektedir. Bu denklem şu şekilde ifade edilmektedir.

$$[K\{\rho\}]\{u\} = \{F\} \quad (3.5)$$

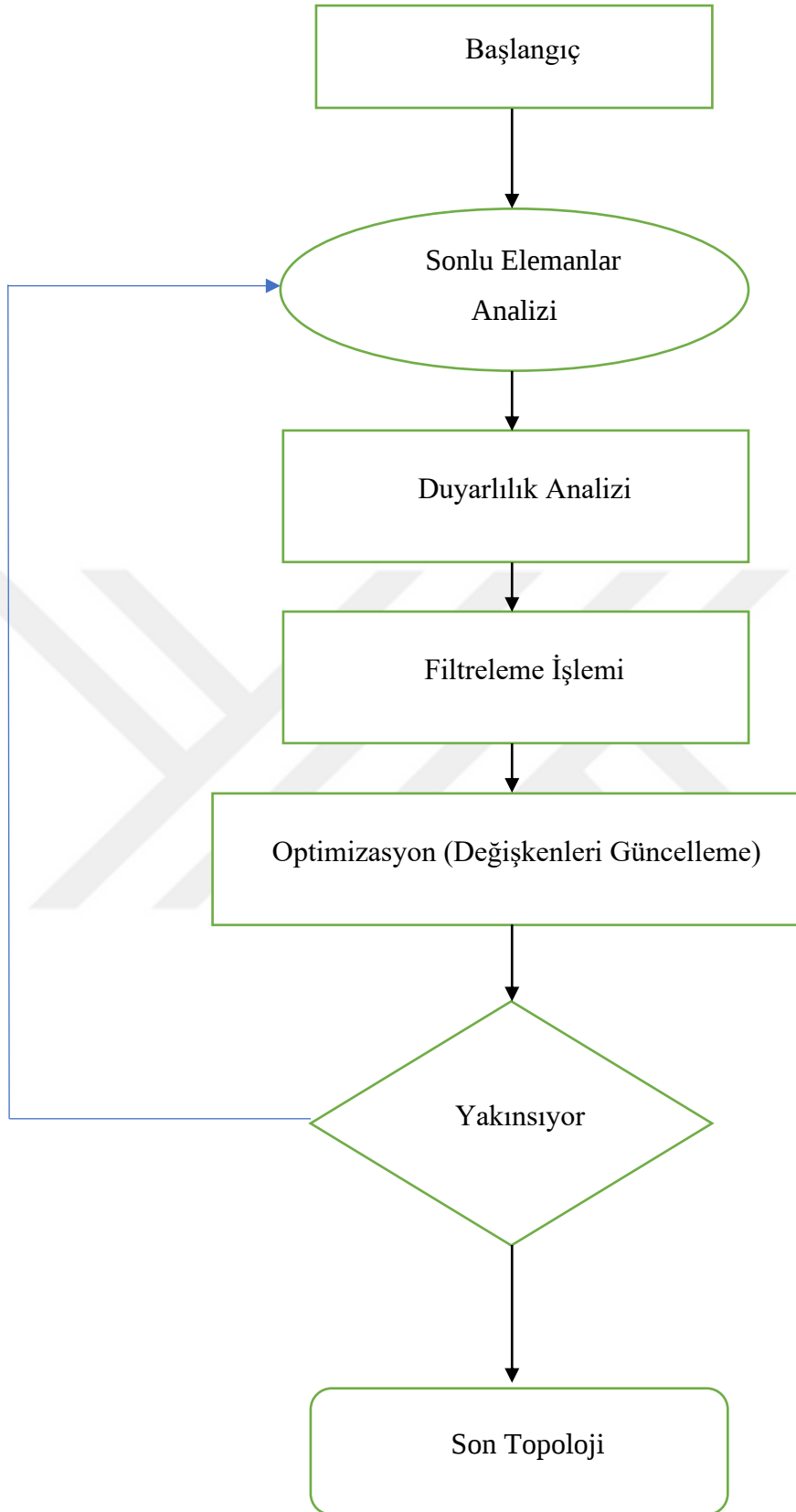
Yukarıda belirtilen denklemde; gerilim, yer değiştirme, doğal frekans vb. sınırlandırmaları içermektedir.

Topoloji optimizasyonu çalışmasında sertlik matrisinin maksimum değerini bulmak hedeflenmektedir. Bu hedefi gerçekleştirmek için hassasiyet analizi yapılır. Hassasiyet analizi, belirli bir hedef fonksiyonunun yoğunluklara göre türevinin hesaplanmasıdır (Shi vd.,2019).

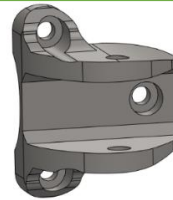
$$\frac{dC}{d\rho_e} = -\rho(\rho_e)^{p-1}[u_e]^T[K_e][u_e] \quad (3.6)$$

Topoloji optimizasyon analiz çalışmalarında hedef fonksiyon varyasyonları yakınsama parametrelerine ulaşıncaya kadar devam edilmektedir (Chen vd.,2021).

Şekil 3.23'te SIMP yönteminin adımları yer almaktadır.



Şekil 3.23. SIMP Yönteminin Adımları (Topaç vd., 2017).



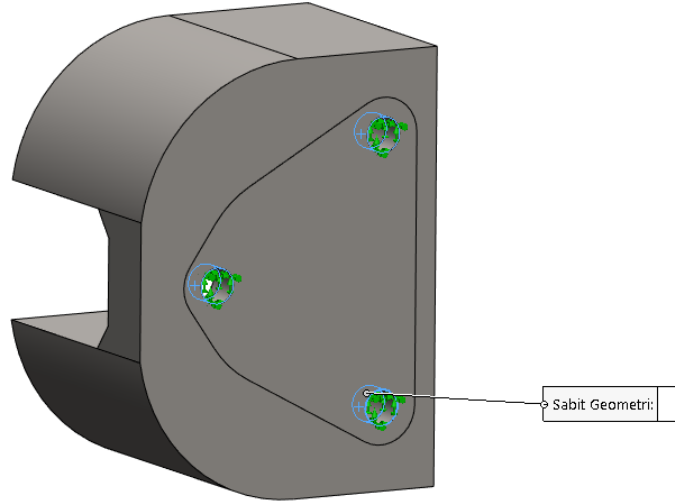
Şekil 3.24. Topoloji Optimizasyonu İşlem Adımları

Bölüm 3.2’de direksiyon destek parçasının statik analiz çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonucunda Von-Mises gerilmeleri ve yer değiştirmesi incelenmiştir. Sonuçların değerlendirme neticesinde modelden çıkarılması gereken alanlar tespit edilmiştir. Bu işlemleri gerçekleştirmek için metot olarak topoloji optimizasyon yöntemi seçilmiştir.

Çizelge 3.3. Optimizasyonda Kullanılan Galvaniz Çeliğinin Mekanik Özellikleri

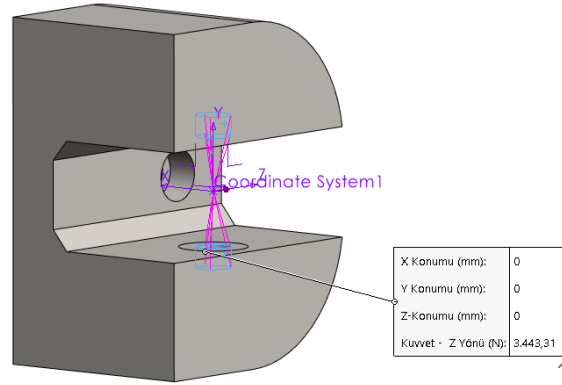
Malzeme Mekanik Özellikleri	
Elastik Modülü	200 GPa
Poisson Oranı	0,29
Yoğunluk	7870 kg/m ³
Akma Gerilmesi	204 MPa
Çekme Gerilmesi	357 MPa

Statik analizde sabitlenmiş delikler dikkate alınarak topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.



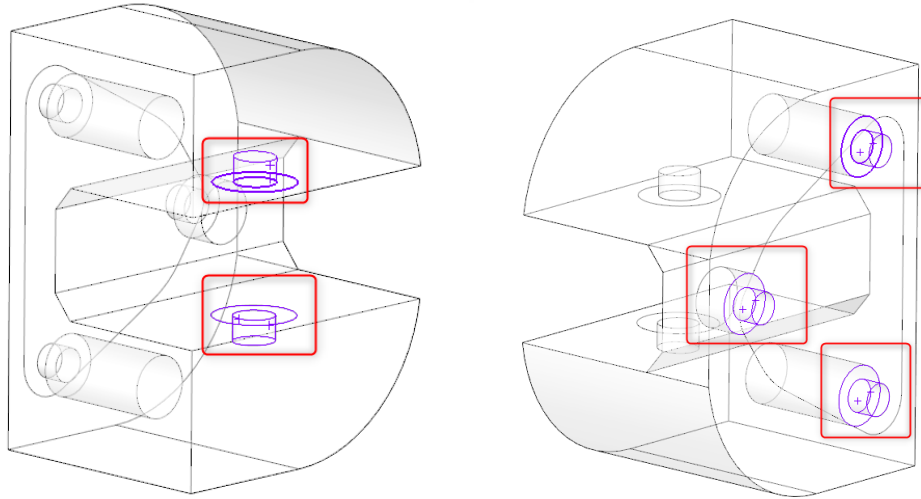
Şekil 3.25. Model Sabitleme

Statik analizde referans alınan kuvvet değeri uygulanarak topoloji optimizasyonu çalışması yapılmıştır.



Şekil 3.26. Koordinat Sistemi Yardımıyla Kuvvetin Verilmesi

Aşağıdaki şekillerde belirtilen delik konumları modelde gerekli görülen bölgeler olduğu için analiz programında bu alanlar seçilmiştir ve algoritmanın bu alanlarda iyileştirme yapmaması için sınır koşul tanımı yapılmıştır. Bu sayede topoloji optimizasyonu sonucunda bu alanlar modelde doğrudan yer alacaktır.



Şekil 3.27. Analiz Programında Belirtilen Alanların Korunması

Model ağırlığının %75 daha hafif olarak oluşturulması için sınır koşulu girilmiştir. Modelin analiz öncesi ağırlığı 2,29kg, analiz sonrası 0,57kg olacak şekilde hedeflenmiştir.

Hedef Seç

 En iyi Sertlik ve Ağırlık oranı (varsayılan) ▼

☐ Yer Değiştirme Sınırlandırması

☒ **Kütle Sınırlandırması (Varsayılan)**

 Kütle Sınırlandırması ▼

Kütleyi azalt (yüzde) ▼

75 % ▼

Parçanın geçerli kütlesi: 2.29457 kg

Parçanın son kütlesi: 0.573643 kg

Şekil 3.28. Topoloji Optimizasyonu Kütle Sınırlandırması

Statik analiz sonuçlarına göre model 2,6 kat emniyetliydi. Ancak modelde yapılacak sadeleştirmeler dikkate alınarak bu değerin 2 kat emniyetli olacak şekilde model oluşturma hedefi girilmiştir.

Hedef Seç

 En iyi Sertlik ve Ağırlık oranı (varsayılan) ▼

☐ Yer Değiştirme Sınırlandırması

☒ **Kütle Sınırlandırması (Varsayılan)**

☐ Frekans Sınırlandırması

☒ **Gerilim/Güvenlik Faktörü Sınırlandırması**

 Güvenlik Faktörü Sınırlandırması ▼

daha büyük ▼

2

Varsayılan hata kriteri:

Maksimum von Mises Stres ▼

Malzeme akma dayanımı: 203.943 N/mm² (MPa)

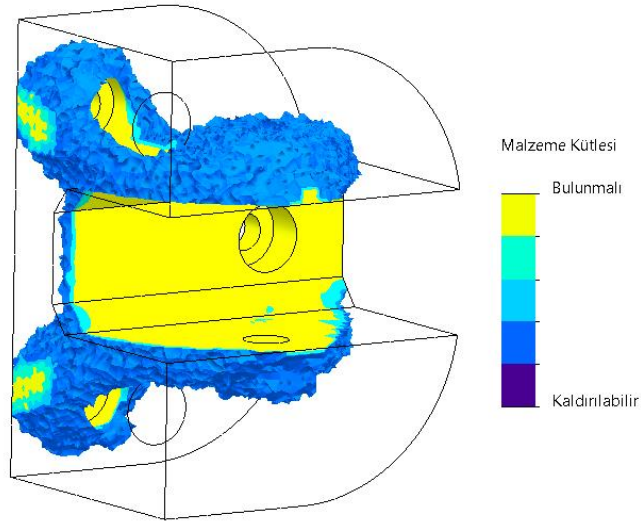
Şekil 3.29. Topoloji Optimizasyonu Güvenlik Faktörü Sınırlandırması

Topoloji optimizasyonunda verilen tüm sınır koşulları aşağıdaki şekilde belirtilmiştir.



Şekil 3.30. Topoloji Optimizasyonu Tüm Sınır Koşullarının Verilmesi

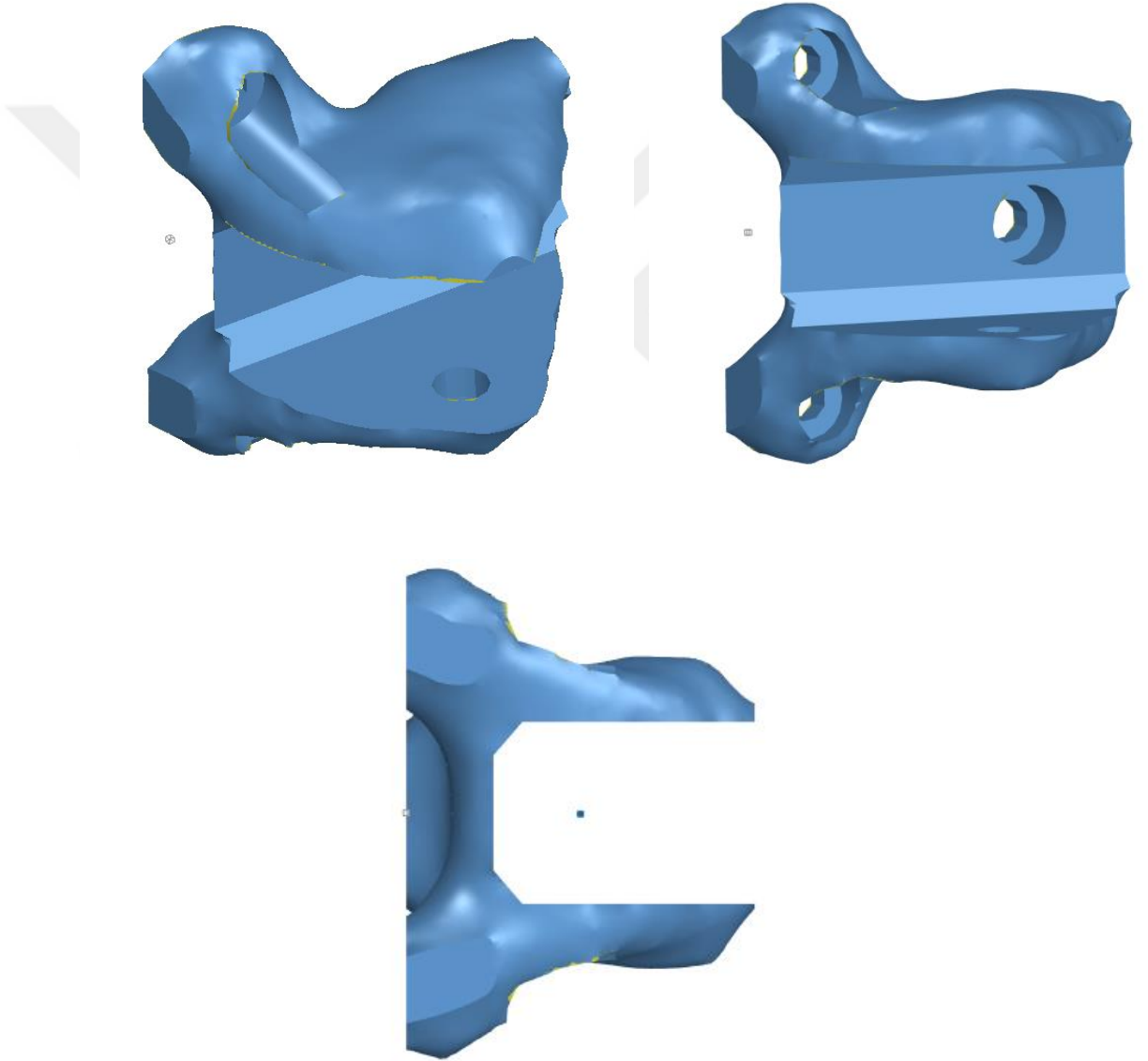
Topoloji optimizasyon sonuçlarına göre aşağıdaki görselde yer alan model fikri program tarafından önerilmiştir.



Şekil 3.31. Topoloji Sonuçlarına Göre Oluşturulması Gereken Model

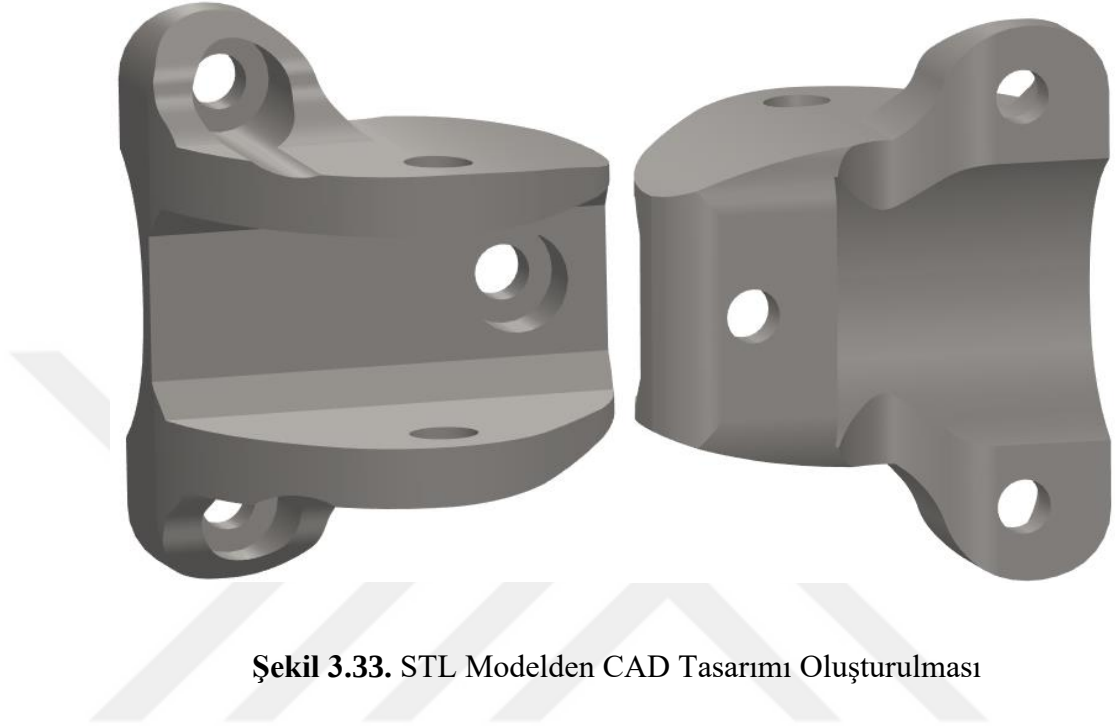
3.4. Direksiyon Destek Parçası Son Tasarımı ve Statik Analizi

Bölüm 3.3’te topoloji çalışması sırasında belirlenen model mesh dosya formatında kaydedilebilmektedir. Mesh model doğrudan bir katı model olmadığı için ilk olarak katı model çalışması gerçekleştirilmiştir. Tasarım süreçleri Geomagic for SOLIDWORKS programı kullanılarak yapılmıştır. Şekil 3.32’de topoloji analiz çalışması sonucunda çıktı olarak alınabilen STL modelin gösterimi yapılmıştır.



Şekil 3.32. Analiz Sonucu Ortaya Çıkan STL Modelin Görünümü

Optimizasyon iyileştirmesi sonucuna göre tasarım yenilenmiştir. şekil 3.33'te tasarımın son haline yer verilmiştir.



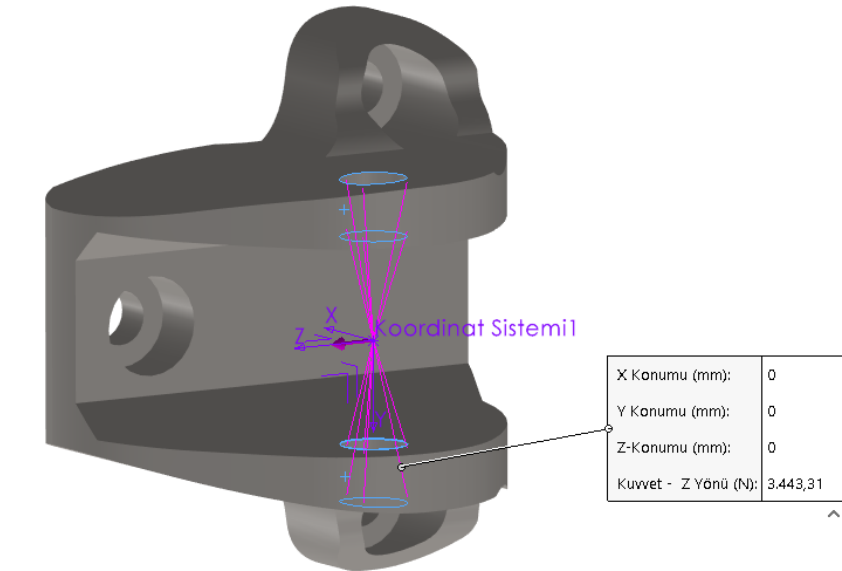
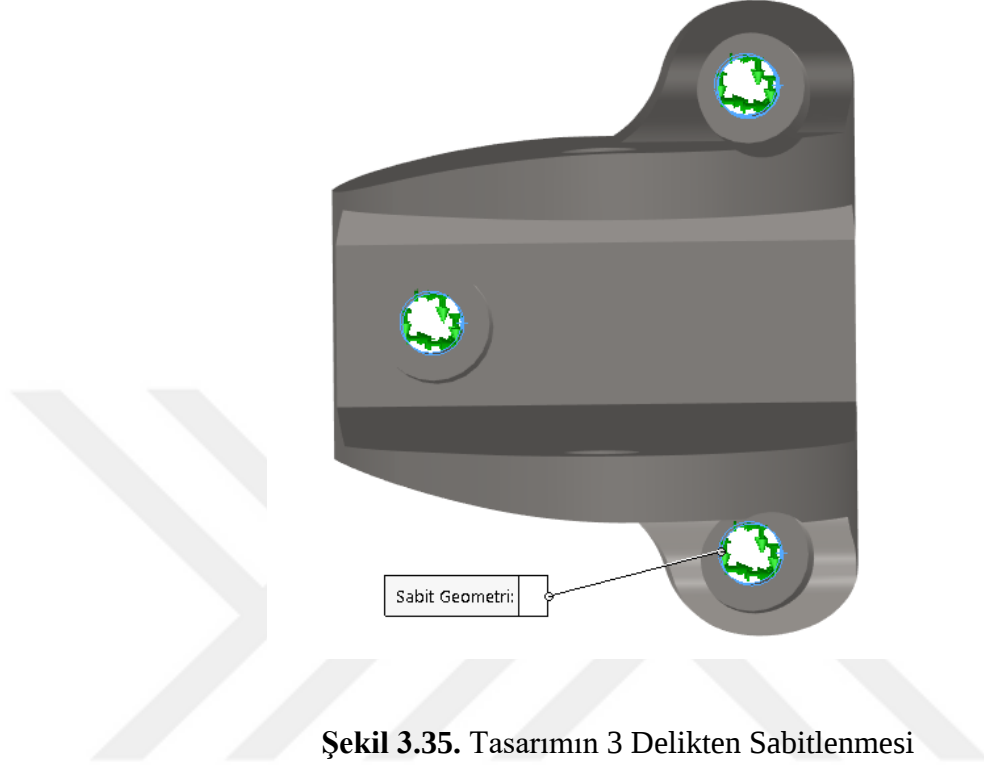
şekil 3.33. STL Modelden CAD Tasarımı Oluşturulması

şekil 3.34'te yeniden modellenen yeni tasarımın kütle bilgilerine yer verilmiştir.

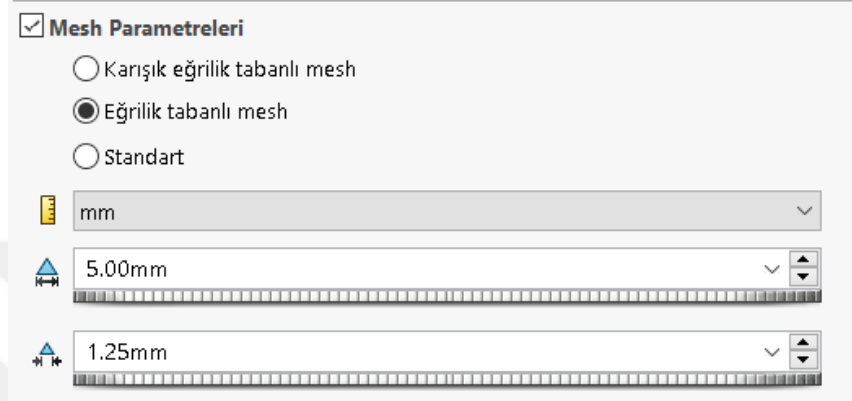
Mass properties of Para8
Configuration: Varsayılan
Coordinate system: Coordinate System1
Density = 0.01 grams per cubic millimeter
Mass = 577.89 grams
Volume = 72235.96 cubic millimeters
Surface area = 22238.29 square millimeters

şekil 3.34. Yeni Modelin Kütle Bilgileri

Galvaniz çeliği tanımlanarak benzer koşullar altında mukavemet analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.35'te sabitlenme bölgelerinin gösterimi yapılmıştır.



Bu statik çalışmada model katı eleman olarak kabul edilerek mesh işlemi gerçekleştirilmiştir. Mesh elemanları 10 node olacak şekilde yüksek kalitede mesh ağı ile modellenmiştir. Modelde kullanılan Tetrahedral elemanların maksimum ve minimum boyutları ayarlanabilmektedir. Şekil 3.37’de maksimum ve minimum elemanların giriş parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 3.37. Maksimum ve Minimum Eleman Değerlerinin Girilmesi

Bu çalışmada mesh doygunluğunun oluşması için aşağıda yer alan çizelgedeki değerler girilmiştir.

Çizelge 3.4. Tetrahedral Eleman Boyutları

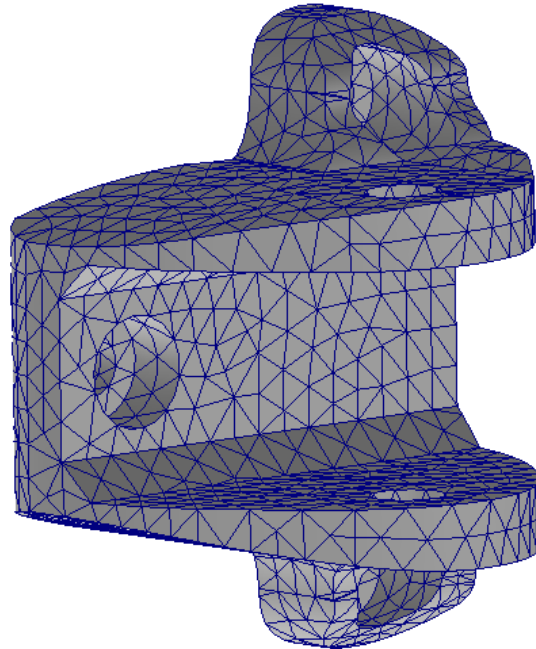
Maksimum Eleman Boyutu	Minimum Eleman Boyutu
12	4
9	3
6	1,5
5	1,25

Yapılan çalışmalarda analizin doğruluğunu kanıtlamak açısından maksimum ve minimum elemanların değerini azaltarak gerilme değerlerinin belirli bir değerden sonra çok az değiştiği durumu elde etmek için çalışmalar yapılmaktadır. Bu adımların tümüne mesh doygunluğu adı verilmektedir. Model mesh doygunluğuna ulaştıktan sonra çözdürme aşamasına geçilmektedir.

Şekil 3.38 ve Şekil 3.39’da ayrıntılı mesh detayları gösterilmiştir.

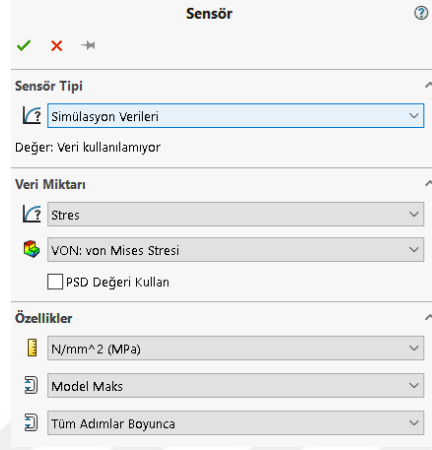
Mesh Detaylar	
Etüt adı	Static 1 (-Varsayılan-)
DetaylarMesh tipi	Katı Mesh
Kullanılan Meshleyici	Eğrilik tabanlı mesh
Yüksek kaliteli mesh için jakoben noktalar	16 nokta
Maksimum Eleman Boyutu	5 mm
Minimum Eleman Boyutu	1,25 mm
Mesh kalitesi	Yüksek
Toplam düğüm	12970
Toplam eleman	7634
Maksimum En Boy Oranı	131,38
En Boy Oranı < 3 olan elemanların yüzdesi	98,4
En Boy Oranı > 10 olan elemanların yüzdesi	0,105
Şekli bozulmuş elemanların yüzdesi	0
Bozulmuş eleman sayısı	0
Mesh tamamlama süresi (sa:dk:sn)	00:00:01
Bilgisayar adı	RKARAN

Şekil 3.38. Mesh Detayları



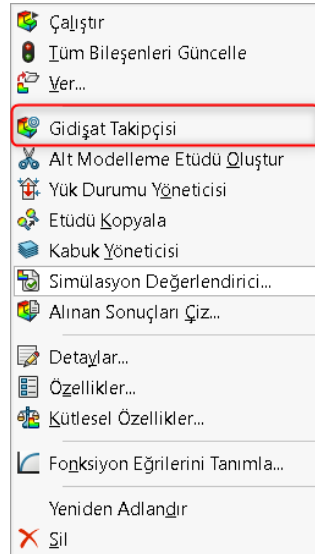
Şekil 3.39. Model Mesh Yapısı

SOLIDWORKS Simulation programında simülasyon verilerini kontrol etmek için sensör tanımlamaları yapılmaktadır. Analiz çalışmaları sonuçlarında bu sensörü kullanarak gerilme dağılımında meydana gelen değişiklikler tespit edilecektir.



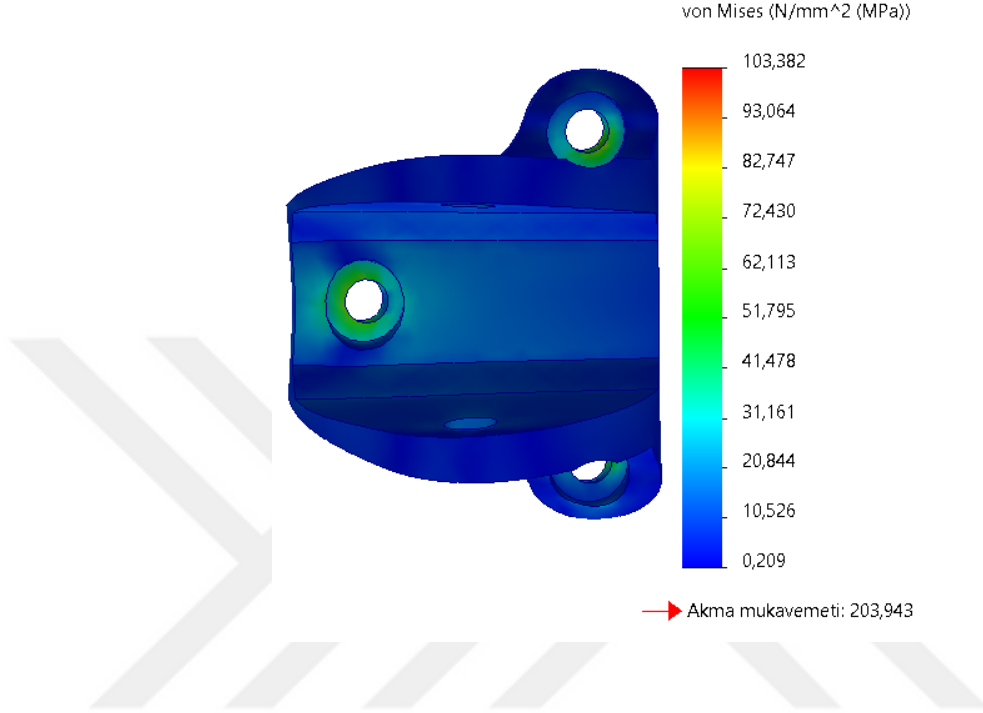
Şekil 3.40. Gerilme Dağılımının Kontrolü için Sensör Tanımlanması

Yapılan statik analiz çalışmasında gidişat takipçisi tanımlanmıştır. Gidişat takipçisi genel olarak yapılan mesh iyileştirmeleri sonucu her bir çalışmada meydana gelen değişimleri incelememize olanak sağlamaktadır. Örneğin, mesh sayısına bağlı olarak eklemiş olduğumuz sensörden gerilme dağılımındaki değişimleri grafiksel olarak incelemek mümkün olmaktadır.

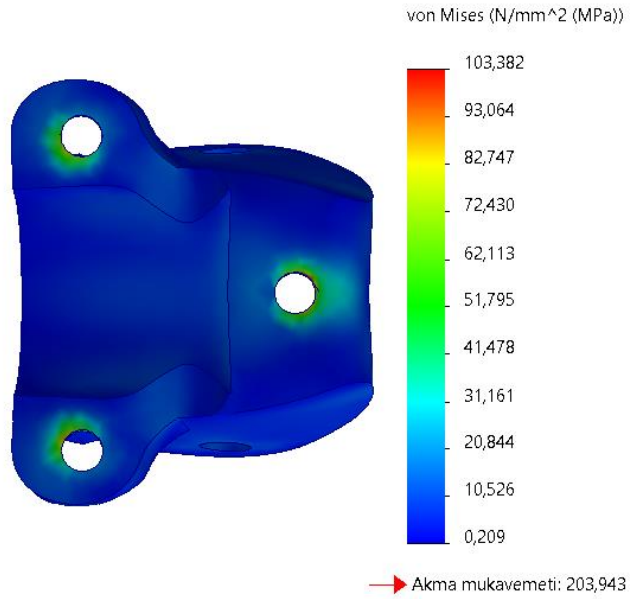


Şekil 3.41. Gidişat Takipçisi Tanımlanması

Bu şartlar altında statik analiz tamamlandığında maksimum Von Mises gerilmesi 103,4MPa olarak tespit edilmiştir. Modelde kullanılan Galvaniz çelik malzemesinin akma dayanımı 203,9 MPa'dır. Şekil 3.42 ve Şekil 3.43'te maksimum Von Mises değerleri gösterilmiştir.

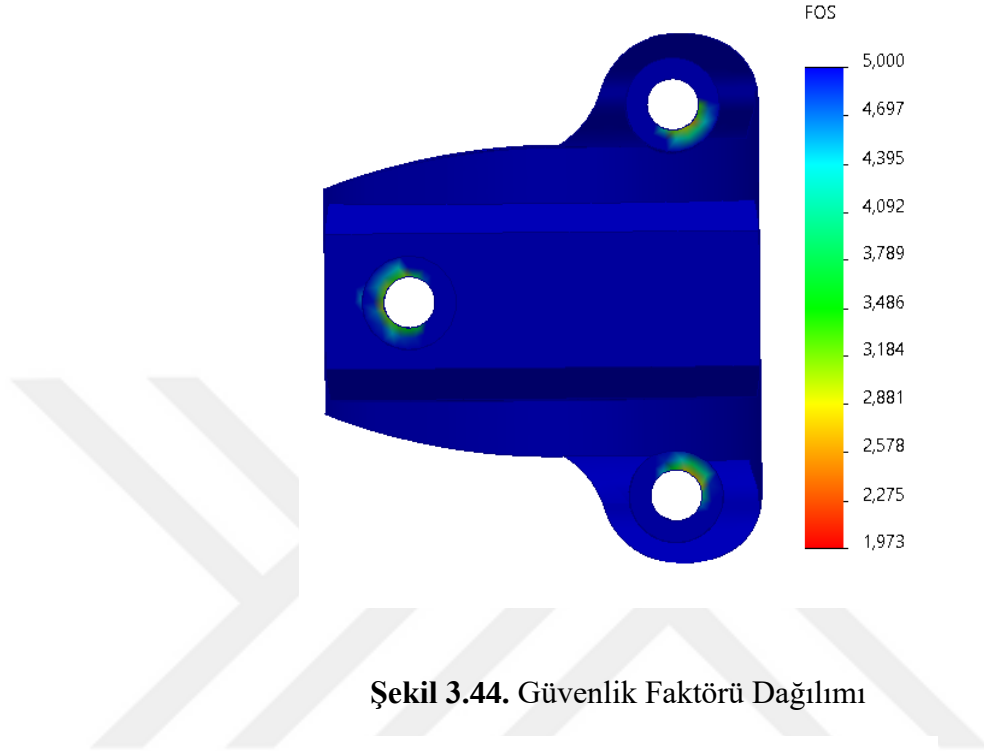


Şekil 3.42. Tasarımın Gerilme Sonuçları

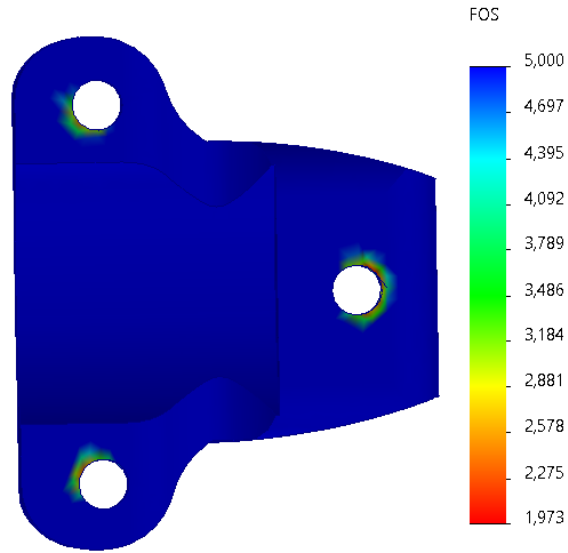


Şekil 3.43. Tasarımın Gerilme Sonuçları

Program sonuçlarından doğrudan emniyet katsayısına ulaşılabilmektedir. Şekil 3.44 ve Şekilde 3. 45'te güvenlik faktörü (emniyet katsayısı) gösterilmiştir.

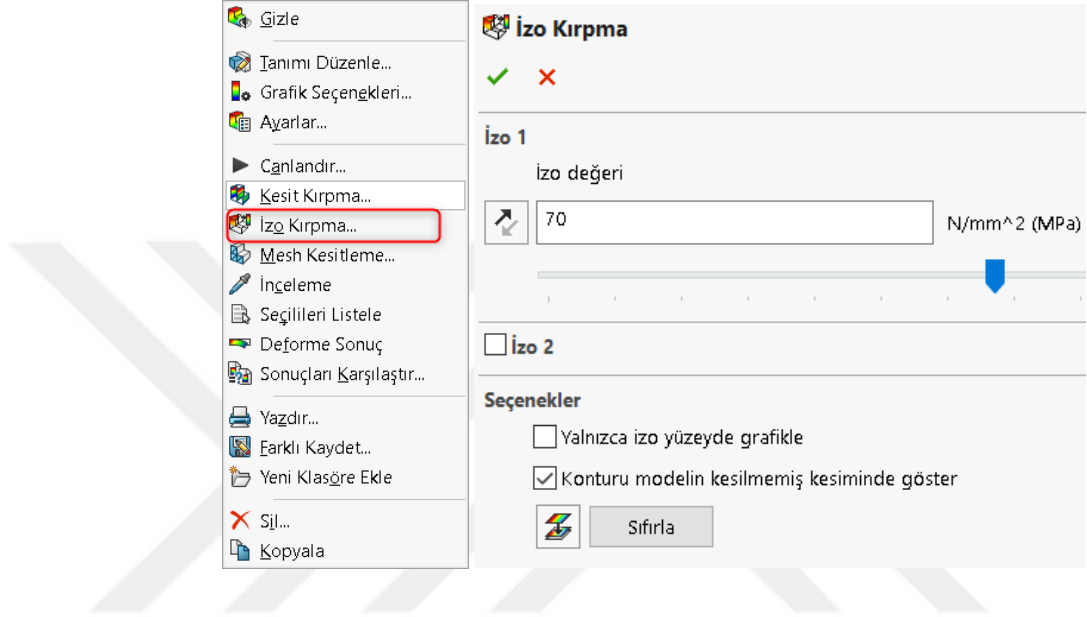


Şekil 3.44. Güvenlik Faktörü Dağılımı

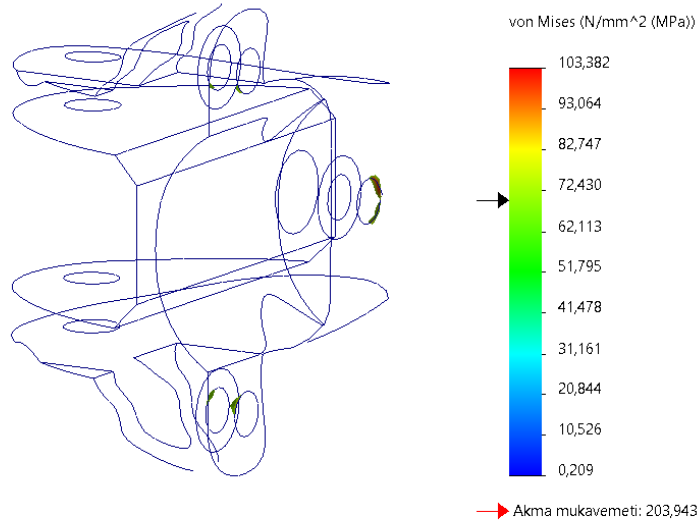


Şekil 3.45. Güvenlik Faktörü Dağılımı

Uygulanan kuvvet altında modelde yer alan delik bölgeleri 1,97 kat emniyetli gözükmetedir. Bu bölgede oluşan gerilme dağılımını detaylı incelemek için izo kırpma aracı kullanılacaktır. İzo kırpma aracı SOLIDWORKS programında analiz sonuçlarında çok sıklıkla kullanılmaktadır. Belirtilen değerin altında veya üstündeki gerilmeleri göstererek analiz sonuçlarını doğru bir şekilde yorumlamaya yarayan bir araçtır.

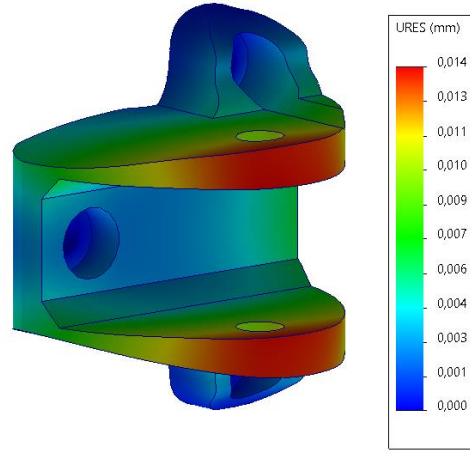


Şekil 3.46. İzo Kırpma Aracı

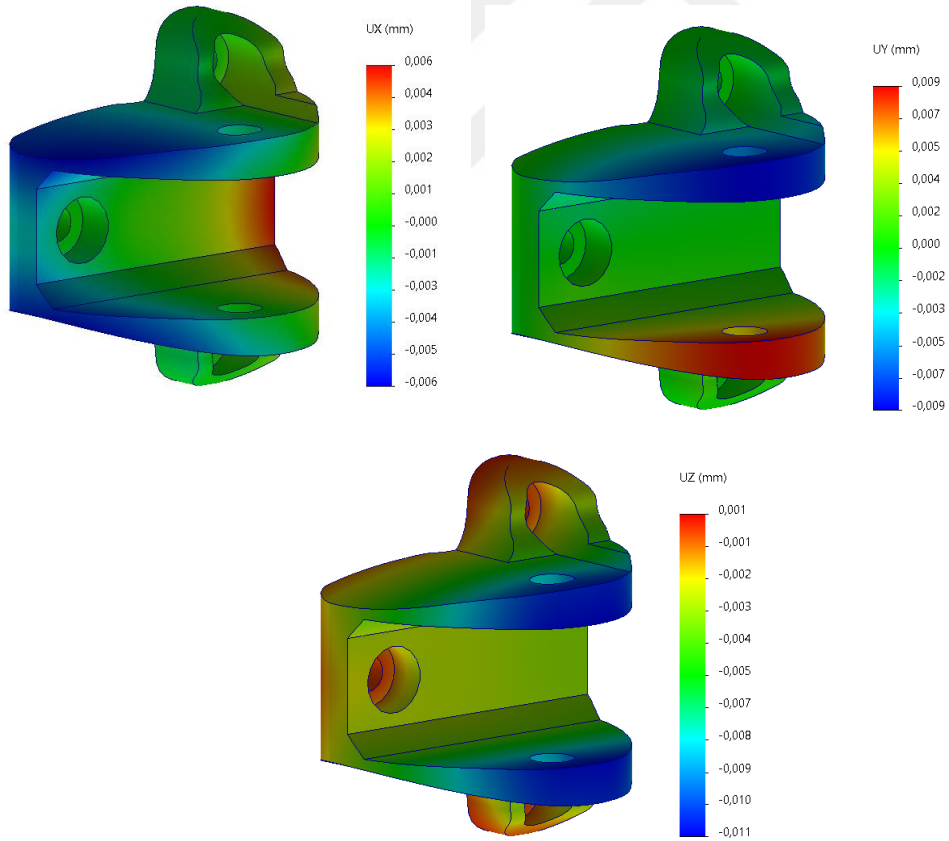


Şekil 3.47. Model Bölgesel Gerilme Değerleri: 70MPa'dan Yüksek Gerilmeler

Modelde oluşan maksimum yer değiştirme şekil 3.48’de gösterilmiştir.

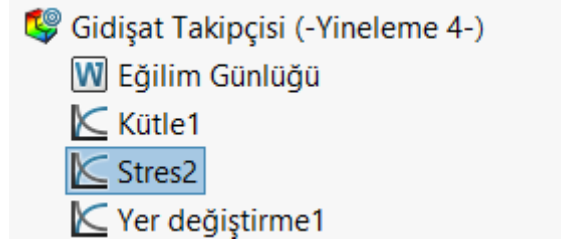


şekil 3.48. Model Toplam Deformasyon Sonuçları



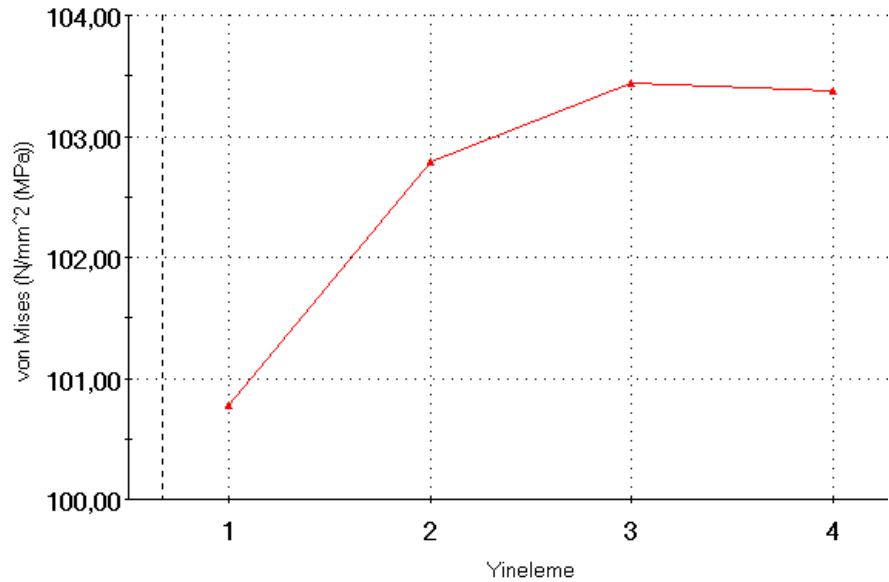
şekil 3.49. X,Y ve Z Yönlerinde Oluşan Deformasyon Sonuçları

Statik analiz çalışmasında tanımlamış olduğumuz gidişat takipçisi sayesinde yer değiştirme, kütle ve gerilmede meydana gelen değişiklikler gözlemlenebilmektedir. Bu çalışmada Von Mises gerilmelerinde meydana gelen değişim gözlenmiştir.



Şekil 3.50. Gidişat Takipçisi (Kütle, Gerilme ve Yer Değiştirme)

Analiz başlangıcında tanımlamış olduğumuz sensör yardımıyla elaman boyutları değişikçe gerilme dağılımındaki değişim grafiksel olarak tespit edilebilmektedir. Modelin 4.yenileme noktasından sonra gerilme değerlerinde çok az farklılık olmaktadır. Bu durum modelin mesh doygunluğuna ulaştığını göstermektedir. Analiz çalışmalarında bu yaklaşımın kullanılması yapılan analiz çalışmasının doğruluğunu göstermesi açısından önem arz etmektedir.

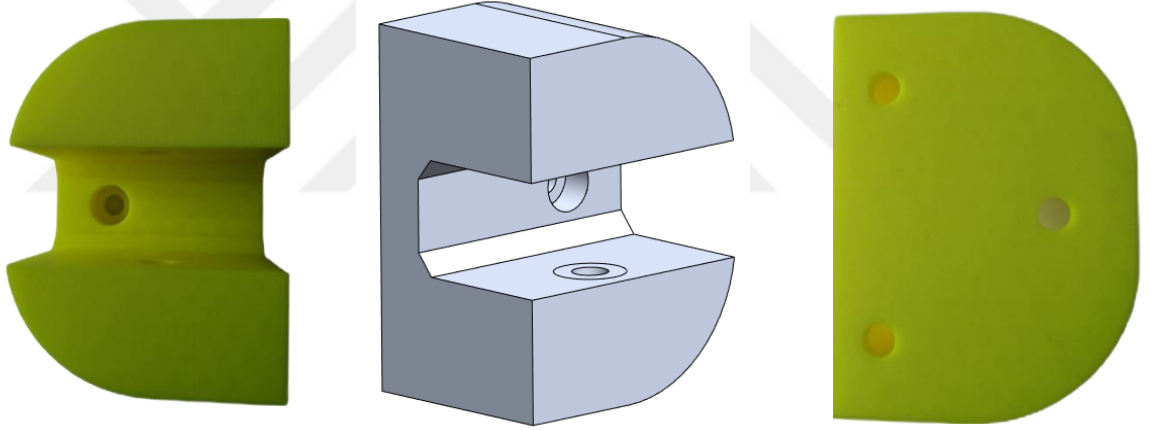


Şekil 3.51. Mesh Durumuna Bağlı Gerilme Değişimi

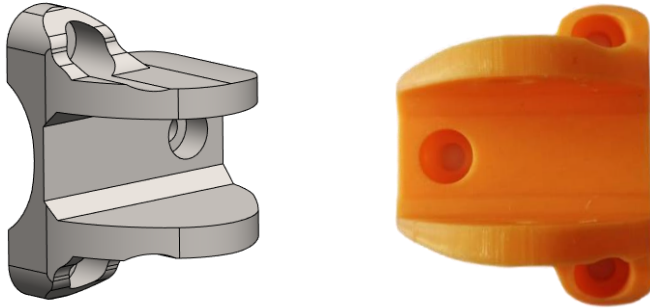
BÖLÜM 4

SONUÇ VE TARTIŞMA

Taşıt sisteminde yer alan ve askı sisteminin bir parçası olan yönlendirme destek parçası üzerinde topolojik analiz çalışması gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem sonucunda elde edilen modelin doğruluğu statik analiz ile kanıtlanmıştır (Kara vd.,2022).



Şekil 4.1. Modelin İlk Hali



Şekil 4.2. Modelleme Çalışmasının Son Hali



Şekil 4.3. Modelin İlk ve Son Halinin Kıyaslanması

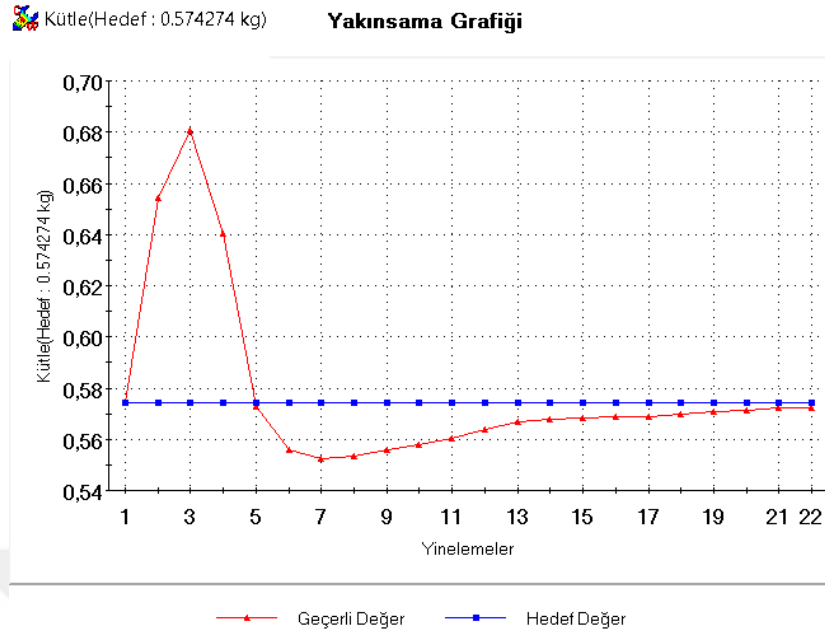
Çizelge 4.1’de analiz çalışması sonucu gerçekleştirilen tasarım ile ilk tasarımın kıyaslanması gösterilmiştir.

Çizelge 4.1. Modelin İlk ve Son Halinin Kıyaslanması

	MODEL İLK HALİ	MODEL SON HALİ
Model Ağırlığı (gr)	2294,5	577,9
Emniyet Katsayısı	2,6	1,97
Yer Değiştirme (mm)	0,012	0,014

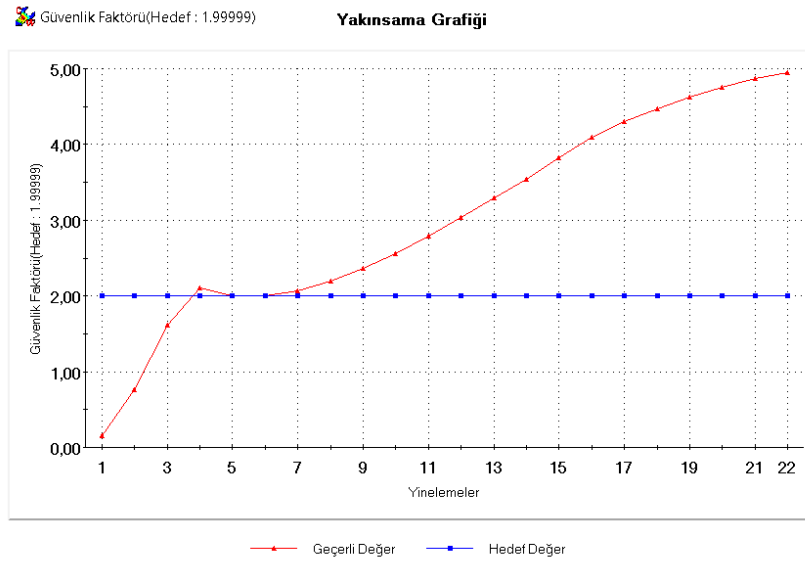
Analiz çalışmasının başlangıç koşulları tasarımın emniyet katsayısının 2 olması ve ağırlık yönünden %75 oranında iyileştirme yapılması öngörülmüştür. Topoloji çalışması sonucunda yeniden tasarlanan modele mukavemet analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analiz sonucunda ortaya çıkan modelin uygunluğu tespit edilmiştir (Kara vd.,2022).

Analiz başlangıcında belirtilen kütle sınırlandırma hedefinin analiz sonuçlarına göre yakınsama işleminin hedeflendiği şekilde gerçekleştiği aşağıda yer alan grafikten anlaşılmaktadır.



Şekil 4.4. Topoloji Analiz Sonuçlarına Göre Kütle Yakınsama Grafiği

Topoloji optimizasyonu senaryosunda modelin minimum 2 kat emniyetli olması yönünde sınır koşulu verilmiştir. Aşağıdaki grafikte güvenlik faktörü yakınsama grafiği verilmiştir.



Şekil 4.5. Topoloji Analiz Sonuçlarına Göre Güvenlik Faktörü Yakınsama Grafiği

Yukarıdaki grafikte modelin bazı yerlerinde emniyet katsayısının 2 kattan fazla olduğu bölgelerin olduğu gözlemlenmiştir. Bölüm 3.4’te yer alan Şekil 3.47’de gösterilen sonuçlara göre 70 MPa üzerinde yer alan gerilmelerin tekil gerilme olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuca göre yukarıda verilen yakınsama grafiğine göre modelde 2 kattan fazla emniyetli olan bölgelerin olduğunun doğruluğu kanıtlanmıştır.

Çizelge 4.2. Farklı Boşaltma Oranlarında Modelin Analiz Sonuçları

Malzeme Boşaltma Oranı	% 0 (Tam Dolu)	% 25	% 50	%75
	Fiziksel Özellikler			
Ağırlık (gr)	2294	1863	1198	577,9
Volume (mm^3)	291559	236756	152273	72237
Yüzey Alanı(mm^2)	40650	39251	30668	21797
X,Y,Z (mm)	Kütle Merkezleri			
X	27,6	23,06	19,73	19,38
Y	0	-0,03	0,02	-0,23
Z	21	19,63	21,50	24,12
	En Büyük Yer Değiştirmeler			
Ux(mm)	0,0041	0,0042	0,0042	0,006
Uy(mm)	0,0064	0,00058	0,0065	0,0087
Uz(mm)	0,0005	0,00054	0,0005	0,0007
Ures(mm)	0,0119	0,0106	0,0111	0,0143
	En Büyük Gerilmeler			
σ_x (MPa)	37,35	45,80	48,81	39,89
σ_y (MPa)	64,48	71,33	74,20	83,55
σ_z (MPa)	87,86	91,10	110,42	85,02
τ_{xy} (MPa)	28,22	26,84	23,43	34,83
τ_{xz} (MPa)	31,29	31,79	32,68	42,21
τ_{yz} (MPa)	24,09	28,54	32	31,38
Von Mises(MPa)	78,44	82,46	94,86	103,38
Emniyet Katsayısı	2,60	2,47	2,15	2

Bu çalışmada model aşamasında SOLIDWORKS ve Geomagic for SOLIDWORKS'ten yararlanılmıştır. Özellikle bu proje içinde topoloji analizinin çıktısı olan STL dosyanın katı modele dönüştürme işleminde Geomagic for SOLIDWORKS programı oldukça zaman kazandırmıştır. Topolojik optimizasyon çalışmasını ve mukavemet analizlerini gerçekleştirmek için SOLIDWORKS Simulation Professional programından yararlanılmıştır.



KAYNAKLAR

Aslan, B. (2019). Yenilikçi Tasarım Yöntemleri Kullanarak Eklemeli İmalata Yönelik Optimum Ürün Geliştirilmesi. Bursa Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa

Bendsoe, M.P. and Kikuchi, N. (1988). Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 71(2),125-140. Doi: 10.1016/0045-7825(88)90086-2

Bölükbaş, T. (2012). Otobüslerde kullanılan arka çeki kancası taşıyıcı yapısının optimum tasarımı. Yüksek Lisans Tezi, Gebze Teknik Üniversitesi Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Gebze.

Chang, H.S., (2006). A Study on the Analysis Method for Optimizing Mounting Brackets. *SAE Technical Paper*. Doi: 10.4271/2006-01-1480

Chen, Y., Wang, Q., Wang, C., Gong, P., Shi, Y., Yu, Y., Liu, Z. (2021). Topology Optimization Design and Experimental Research of a 3D-Printed Metal Aerospace Bracket Considering Fatigue Performance. *Applied Science*. Doi: 10.3390/app11156671

Düzcan Y.(2019). Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Taşıt Süspansiyon Bileşenlerinin Geliştirilmesi, Yüksek Lisan Tezi, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.

Göv, İ., Kütük, M. A. (2007). Topoloji Optimizasyonunda Eleman Silme Metodunun Uygulanması. *XV. Ulusal Mekanik Kongresi*, (s. 438-446). Isparta.13 Ocak 2022

tarihinde <https://polen.itu.edu.tr:8443/server/api/core/bitstreams/29047ddb-3127-450f-8e69-632e5545c133/content> adresinden erişildi.

Işık, M., Kısa, E., Koç, B., Yıldız, M., Pehlivanoğulları, B., Orhangül, A., Akbulut, G. (2021). Topology Optimization and Manufacturing of Engine Bracket using Electron Beam Melting. *Journal of Additive Manufacturing Technologies*. Doi: 10.18416/JAMTECH.2111583

Khode, S., Patil, N., ve Gaikwad, B. (2017). Design Optimization of a Lower Control Arm of Suspension System in a LCV by using Topological Approach. *International Journal of Innovative Research in Science*. Doi: 10.15680/IJIRSET.2017.0606084

Krishna, M. M., Anderson, S. V. (2000). Shape Optimization Application In Upper Control Arm Design. *SAE Technical Paper*. Doi: 10.4271/2000-01-3445

Lee, S., Lee, D., Lee, J., Han, C., Hedrick, K. (2007). Integrated Process for Structural – Topological Configuration Design of Weight-Reduced Vehicle Components. *Finite Elements in Analysis and Design*, 43(8), 620-629. Doi: 10.1016/j.finel.2007.01.003

Pan, X. Y., Zonni, D., Chai, G. Z., Zhao, Y. Q., & Jiang, C. C. (2007). Structural Optimization for Engine Mount Bracket. *SAE Technical Paper*. Doi: 10.4271/2007-01-2419

Kara, R., Taşkın, V., Demirhan, P.A. (2022). Direksiyon Mafsal Parçasının Statik Analizi ve Topoloji Optimizasyonu. *Trakya Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 23(2),109-119. <https://dergipark.org.tr/tr/pub/tujes/issue/74083/1215193>

Shi, G., Guan, C., Quan, D., Wu, D., Tang, L., Gao, T. (2019). An Aerospace Bracket Designed by Thermo-Elastic Topology Optimization and Manufactured by Additive Manufacturing. *Chinese Journal of Aeronautics*. Doi: 10.1016/j.cja.2019.09.006

Topaç , M. M., Bahar, E., Kaplan, A., ve Sarıkaya, E. Z. (2017). Topoloji Optimizasyonu Yardımıyla, Askeri Taşıt Bağımsız Ön Süspansiyonu için Alt Salıncak Tasarımı. *İdefis 2017*. Uluslararası Savunma Sanayi II. Sempozyumu.İzmir.12 Ocak 2023 tarihinde <http://mmtopac.com/admin/uploads/df67bIDEFIS17.pdf> adresinden erişildi.

Türkay, M. (2018). Optimizasyon modelleri ve çözüm metodları.[PDF Belgesi].13 Şubat 2022 tarihinde <http://home.ku.edu.tr/~mturkay/indr501/Optimizasyon.pdf> adresinden erişildi.

Wong, J., Ryan, L., & Kim, I. Y. (2018). Design Optimization of Aircraft Landing Gear Assembly Under Dynamic Loading. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 57(3), 1357-1375. Doi: 10.1007/s00158-017-1817-y

Yıldız, A. R. (2017). Taşıt Elemanlarının Yapısal Optimizasyon Teknikleri ile Optimum Tasarımı. *Politeknik Dergisi*, 20(2), 319-323. Doi: 10.2339/2017.20.2 319-323

ÖZGEÇMİŞ

İlk ve ortaokul öğrenimini Ataşehir ilçesinde Sare Selahattin Uzel İlköğretim Okulu'nda, lise eğitimini ise Habire Yahşi Lisesi'nde tamamladı. 2009 yılında Trakya Üniversitesi Makine Mühendisliğini kazandı ve 2014 yılında bölüm birincisi olarak lisans eğitimini tamamladı. Trakya Üniversitesi Tasarım ve Proje Topluluğu bünyesinde Pehlivan Team ekibinin kurucuları arasında yer aldı. Ekibi ile güneş enerjili araç yarışlarına katıldı. 2014 yılında TÜBİTAK Alternatif Enerjili Araç Yarışlarında Türkiye 3.sü oldu. Ekibi ile Kurul Özel Ödülü'nü kazandı. 2014 yılında TÜBİTAK düzenlemiş olduğu 2238 Üniversite Girişimcilik ve Yenilikçilik Yarışmasına ekibi ile katıldı ve Teknoloji dalında 20 proje arasına girerek Ankara'ya davet edildi. 2017 yılında Kale Oto Radyatör firmasında CAE/Proje Mühendisi olarak çalışmaya başladı. Araç soğutma sistemlerinden olan radyatör, intercooler ve yağ soğutucu gibi ürünler üzerinde termal şok analizleri, frekans analizi ve PSD analizlerini gerçekleştirdi. 2018 yılında Tekyaz firmasında CAD ve CAE Teknik destek olarak başladı ve sonrasında uluslararası ödül olan Elite Engineer ödülünü alarak görevini sürdürdü.

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR

Kara, R., Taşkın, V., Demirhan, P.A. (2022). Direksiyon Mafsal Parçasının Statik Analizi ve Topoloji Optimizasyonu. Trakya Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 23(2),109-119. <https://dergipark.org.tr/tr/pub/tujes/issue/74083/1215193>

