

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

**1.5L DİZEL MOTORLAR İÇİN MOTOR BAĞLANTI VE ASKI**  
**BRAKETİ TASARIMI VE ANALİZİ**

**Süha EKMEKÇİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Danışman

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Temmuz, 2019

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

**1.5L DİZEL MOTORLAR İÇİN MOTOR BAĞLANTI VE ASKI BRAKETİ**  
**TASARIMI VE ANALİZİ**

Süha EKMEKÇİ tarafından hazırlanan tez çalışması 18.07.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Mühendisliği Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Yıldız Teknik Üniversitesi

Danışman

**Jüri Üyeleri**

Prof. Dr. Ferhat DİKMEN, Danışman

Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI, Üye

Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Vedat TEMİZ, Üye

İstanbul Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

Danışmanım Prof. Dr. Ferhat DİK MEN sorumluluğunda tarafımca hazırlanan 1.5L Dizel Motorlar için Motor Bağlantı ve Askı Braketi Tasarımı ve Analizi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim

Süha EKMEKÇİ

İmza

*Aileme*



## TEŐEKKÜR

---

Bu yüksek lisans tez çalışmasının gerçekleşmesinde büyük katkısı bulunan değerli hocam Sn. Prof. Dr. Ferhat DİK MEN başta olmak üzere, Ford Otosan A.ř. rn Geliştirme Bölümünden ekip liderim Sn. Mehmet Selçuk TABAK' a teőekkürlerimi ve saygılarımı sunarım.

Çalışmam sırasında yardımlarını ve desteklerini esirgemeyen çalışma arkadaşlarım Sn. Umut CANVAR, Sn Osman Arda GÖÇMEN ve Sn. Burak YALÇINDAĞ' a katkılarından dolayı en içten teőekkürlerimi sevgilerimi sunarım.

Son olarak, bütün yaşamım boyunca desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, sevgili aileme sonsuz teőekkürlerimi sunmaktan onur duyarım.

Süha EKMEKCI

# İÇİNDEKİLER

---

SİMGE LİSTESİ.....	VII
KISALTMA LİSTESİ .....	IX
ŞEKİL LİSTESİ.....	X
TABLO LİSTESİ.....	XIII
ÖZET .....	XIV
ABSTRACT.....	XVI
1 Giriş.....	1
1.1 Literatür Özeti .....	1
1.2 Tezin Amacı .....	4
1.3 Hipotez.....	5
2 Modelin Hazırlanması ve Analizi.....	6
2.1 Giriş.....	6
2.2 Motor ve Araç Paketine Uygunluk.....	6
2.3 Toz Sızdırmazlığı .....	10
2.4 Askı Aparatı Yuvası.....	11
2.5 Parça Ağırlığı ve Malzeme Seçimi .....	12
2.6 Parçaya Uygulanacak Testler .....	13
2.7 Montaja Uygunluk.....	14
2.8 Motorun Elastiklik Merkezi.....	14
2.9 Temel Modelin Hazırlanması ve Prosesi.....	15
2.10 Modelin Etkileşimde Olduğu Parçalar.....	15
2.11 Brakete Etkiyecek Kuvvetler .....	17
2.12 Braket Geometrik Modelinin Oluşturulması .....	20

2.13 Topoloji Analizi – İterasyon 1 .....	22
2.14 Gerilme Analizi – İterasyon 1 .....	27
2.15 Bağlantı Kayma Kontrolü ve Analizi .....	31
2.16 Braket Model Güncellenmesi – İterasyon 2 .....	34
2.17 Topoloji Analizi – İterasyon 2 .....	36
2.18 Analiz Destekli Geometrik Modelin Oluşturulması.....	38
2.19 Gerilme Analizi – İterasyon 2 .....	39
2.20 Motor Bağlantı Braketi Final Dizayn .....	42
2.21 Motor Bağlantı Braketi Et Kalınlığı Kontrol Analizi.....	43
2.22 Doğal Frekans ve Çekiç Testi Analizi .....	44
3 Test Sonuçları .....	47
3.1 Dayanım Test Sonuçları.....	47
3.2 Ses, Titreşim ve Gürültü Test Sonuçları .....	48
4 Sonuç ve Öneriler .....	52
Kaynakça.....	55

## SİMGE LİSTESİ

---

$m$	Ağırlık
$g$	Yer Çekimi İvmesi
$h$	Yükseklik
$v$	Hız
$\mu$	Yüzeyler Arası Sürtünme Katsayısı
$F_0$	Ön Yükleme Kuvveti
$F$	Kesme Kuvveti
$z$	Cıvata Sayısı
$k$	Kayma Katsayısı
$\sigma$	Çekme Gerilmesi
$\sigma_{0.2}$	Cıvata için Akma Gerilmesi
$P$	Vida Adımı
$d_3$	Cıvata Diş Dibi Çapı
$d_2$	Cıvata Genel Çap
$\mu_t$	Cıvata Sürtünme Katsayısı
$\eta$	Cıvata Dayanım Oranı
$A_s$	Gerilme Alanı
$f$	Frekans



## KISALTMA LİSTESİ

---

CAD Bilgisayar Destekli Tasarım

CAE Bilgisayar Destekli Analiz

SUV Spor Amaçlı Taşıt



## ŞEKİL LİSTESİ

<b>Şekil 1.1</b>	İçten Yanmalı İlk Araç modeli.....	1
<b>Şekil 1.2</b>	Arkadan İtişli Araçlar için Üçlü Motor Bağlantı Sistemi.....	2
<b>Şekil 1.3</b>	Alt-Şasi Temelli Üçlü Bağlantı Sistemi .....	3
<b>Şekil 1.4</b>	Tork Döndürme Ekseni Sistemi .....	3
<b>Şekil 1.5</b>	Sarkaç Sistemi.....	4
<b>Şekil 2.1</b>	Motor Bağlantı Braketinin Araçtaki Konumu.....	7
<b>Şekil 2.2</b>	Orta Sınıf Araçlar için Motor Takoza ve Bağlantı Braketi Arası Mesafe Kontrolü Sonucu .....	8
<b>Şekil 2.3</b>	Küçük Sınıf Araçlar için Motor Takoza ve Bağlantı Braketi Arası Mesafe Kontrolü Sonucu .....	9
<b>Şekil 2.4</b>	Küçük SUV Sınıf Araçlar için Motor Takoza ve Bağlantı Braketi Arası Mesafe Kontrolü Sonucu .....	9
<b>Şekil 2.5</b>	Motor Bağlantı Braketinin Triger Kayışı ile Mesafe Kontrol Sonucu .....	10
<b>Şekil 2.6</b>	Kayış Kasknak Kapakları ve Bağlantı Braketi ile Etkileşimde Olduğu Yerler .....	11
<b>Şekil 2.7</b>	Motor Bağlantı Braketinde Askı Kısımı.....	12
<b>Şekil 2.8</b>	Askı Dayanım Testi .....	13
<b>Şekil 2.9</b>	Motor Takoza Braketi ve Elastiklik Merkezi.....	14
<b>Şekil 2.10</b>	Parça için Yapılan Proses.....	15
<b>Şekil 2.11</b>	Motor Braketinin Etkileşimde Olduğu Ana Parçalar.....	16
<b>Şekil 2.12</b>	Parçanın Şasi ile Etkileşimi ve Konumu.....	16
<b>Şekil 2.13</b>	Motor Bağlantı Braketinin Etkileşimde Olduğu Tüm Parçalar .....	17
<b>Şekil 2.14</b>	Parçanın Elastiklik Noktasına Etkiyen Kuvvetler .....	18
<b>Şekil 2.15</b>	Askı Testi ve Hesaplamalarda Kullanılacak Ölçüler .....	18
<b>Şekil 2.16</b>	Önceki Motorlarda Kullanılan Bağlantı ve Takoz Braketi Bağlantısı .....	20
<b>Şekil 2.17</b>	Motor Bağlantı Braketi Toz Sızdırmazlığı Sağlayacak Kısımlar.....	21
<b>Şekil 2.18</b>	Braketin Sadece Bağlantı ve Genel Sınırlarının Belirlendiği Model .....	21
<b>Şekil 2.19</b>	Parça Kalıp Ayırma Çizgisi .....	22
<b>Şekil 2.20</b>	Braketin Toz Sızdırmazlığı, Bağlantı İşlemleri ve Dış Geometrinin Belirlenmesi.....	22
<b>Şekil 2.21</b>	Eleman Türleri a) Birinci Seviye Üçgen C3D4 b) İkinci Seviye Üçgen C3D10 Sonlu Eleman .....	23

<b>Şekil 2.22</b> Topoloji Analizi için Sonlu Eleman Modeli .....	23
<b>Şekil 2.23</b> Dizayn ve Sabit Tutulacak Alanların Sonlu Eleman Modelinde Belirlenmesi .....	24
<b>Şekil 2.24</b> Motor Bağlantı Braketi İşlevi İçin Topoloji Analizi Sonucu - Ön .....	24
<b>Şekil 2.25</b> Motor Bağlantı Braketi İşlevi için Topoloji Analizi Sonucu – Arka.....	25
<b>Şekil 2.26</b> Motor Askı Braketi İşlevi için Topoloji Analizi Sonucu - Ön .....	25
<b>Şekil 2.27</b> Motor Askı Braketi İşlevi için Topoloji Analizi Sonucu – Arka.....	26
<b>Şekil 2.28</b> Topoloji Analizi Sonucunda Oluşturulan Motor Braketi Modeli - Ön.....	26
<b>Şekil 2.29</b> Topoloji Analizi Sonucunda Oluşturulan Motor Braketi Modeli - Arka.	27
<b>Şekil 2.30</b> Askı Braketi Testi için Hazırlanmış Dayanmış Modeli .....	28
<b>Şekil 2.31</b> Askı Kısmı Dayanım Analizi Sonrası Gerilme Dağılımı-Kanca Kısmı.....	28
<b>Şekil 2.32</b> Askı Kısmı Dayanım Analizi Sonrası Gerilme Dağılımı .....	29
<b>Şekil 2.33</b> Motor Bağlantısı için Bağlantı Analizi.....	29
<b>Şekil 2.34</b> Motor Bağlantısı Gerilme Analizi Sonucu Kritik Noktalar – Askı Tarafı	30
<b>Şekil 2.35</b> Motor Bağlantısı Gerilme Analizi Sonucu Kritik Noktalar – Bağlantı Kısmı .....	30
<b>Şekil 2.36</b> Motor Bağlantısı Gerilme Analizi Sonucu Kritik Noktalar – İç Kısım .....	31
<b>Şekil 2.37</b> Cıvata Bağlantısındaki Kuvvetler .....	32
<b>Şekil 2.38</b> İlk Modelin Kayma Analizi Sonucu.....	33
<b>Şekil 2.39</b> Güncellenen Bağlantı Yerlerinin Kayma Analizi Sonucu .....	34
<b>Şekil 2.40</b> Takoz Braketinin Bağlantısının Değişmesi Sonrası Motor Bağlantı Braketi – Ön Görünüm .....	35
<b>Şekil 2.41</b> Takoz Braketinin Bağlantısının Değişmesi Sonrası Motor Bağlantı Braketi – Arka Görünüm .....	35
<b>Şekil 2.42</b> Güncellenen Bağlantı ve Askı Braketi Analiz Modeli .....	36
<b>Şekil 2.43</b> Güncellenen Bağlantılara Göre Bağlantı Braketi İşlevinde Topoloji Analizi Sonucu.....	36
<b>Şekil 2.44</b> Güncellenen Bağlantılara Göre Askı Braketi İşlevinde Topoloji Analizi Sonucu.....	37
<b>Şekil 2.45</b> Analiz ile Desteklenen Tasarım .....	38
<b>Şekil 2.46</b> Motor Bağlantı Braketi Askı Kısmının Gerilme Analizi için Sonlu Eleman Modeli.....	39
<b>Şekil 2.47</b> Askı Kısmında Oluşan Gerilme Dağılımı – İterasyon 2.....	40
<b>Şekil 2.48</b> Yeni Bağlantı Braketi ve Bağlantılarme Analizi Modeli .....	40
<b>Şekil 2.49</b> Parçanın İç Geometrisindeki Gerilme Dağılımı.....	41

<b>Şekil 2.50</b>	Parçanın Dış Geometrisindeki Gerilme Dağılımı .....	41
<b>Şekil 2.51</b>	Gerilme Analizi Sonrası İyileştirme Yapılmış Parça Tasarımı.....	42
<b>Şekil 2.52</b>	Gerilme Analizi Sonrası İyileştirme Yapılmış Parça Tasarımı.....	43
<b>Şekil 2.53</b>	Braket Final Modeli Et Kalınlığı Analiz Sonucu.....	43
<b>Şekil 2.54</b>	Braket Final Modeli Et Kalınlığı Analiz Sonucu.....	44
<b>Şekil 2.55</b>	Doğal Frekans Analizi Sonucu.....	45
<b>Şekil 2.56</b>	Çekiç Testi Analizi Doğal Frekans ve Faz Açısı Sonucu.....	46
<b>Şekil 3.1</b>	Zorlama Kuvvetleri için Test Düzeneği Sırasıyla X ve Z Yönü.....	47
<b>Şekil 3.2</b>	Dayanım Testi için Civata ve Somun Numaralandırması.....	47
<b>Şekil 3.3</b>	Askı Dayanım Test Düzeneği.....	48
<b>Şekil 3.4</b>	Araçta Motor Takozundan Titreşim Ölçümü .....	49
<b>Şekil 3.5</b>	Orta Sınıf Araca Ait Titreşim-Ses- Gürültü Test Karşılaştırması.....	50
<b>Şekil 3.6</b>	Eski ve Yeni Motor Bağlantı Braketinden Alınan Motor Titreşim Sonuçları .....	50

## TABLO LİSTESİ

---

<b>Tablo 2.1</b> Malzeme Mekanik Özellikleri.....	13
<b>Tablo 3.1</b> Dayanım Test Sonuçları .....	48
<b>Tablo 4.1</b> Sonuç Tablosu .....	54



## 1.5L Dizel Motorlar İçin Motor Bağlantı ve Askı Braketi Tasarımı ve Analizi

Süha EKMEKÇİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

Otomobillerde motor, araç şasisi üzerinde üç farklı noktadan bağlanmaktadır. Bunlar; motordan direk şasi bağlantısı, diğer ikisi ise şanzıman üzerinden bağlantılardır. Bazı otomobil firmaları bu motor üzerindeki bağlantının birden fazla görevde kullanılmasını amaçlamışlardır. Bağlantının sağlanmasının yanında motorun taşınma görevi de bu bağlantı braketi ile sağlanmaktadır.

Bu çalışmada binek otomobil üreticisine ait olan, 1.5L dizel Euro 6 emisyon standartlarına uyan motoru için, motordan şasi üzerine bağlantıyı sağlayan ve motorun taşınmasını sağlayacak yapıyı içeren braket tasarımı yapılması amaçlanmıştır. Bu tasarım motor parçası olarak ömürlük parça olarak kullanılmaktadır. Ayrıca parçanın kullanıldığı motor ailesi yüksek hacimli üretim kapasitesine sahip olması sebebi ile yüksek sayılarda üretimi gerçekleştirilecek olup otomobil üretici firma bünyesindeki ürün gamında geniş bir yelpazede kullanımı olacaktır.

Yapılacak olan tasarımda dikkat edilmesi gereken önemli noktalar, motorun çalışma ve çalışmama durumunda başarılı şekilde bağlantının sağlanması, motorun şasi içine yerleştirilmesinde veya çıkarılmasında askı braketi olarak görevini başarı ile

yerine getirebilmesi ve yapılan parçanın ağırlığının optimize edilmesi gerekmektedir.

Parça ağırlığı maksimum ergonomi sınırı olan 3 kg ile sınırlandırılmıştır. Parça malzemesi olarak dökme demir malzeme kullanımına karar verilmiş olup bunun sebebindeki en büyük etken yüksek gerilme değerlerine dayanımıdır. Önceki programda alüminyum kullanılması dayanım açısından büyük problem oluşturmuştur.

Parçanın iki farklı çalışma koşulu için farklı yükler uygulanmıştır. Motorun şasi bağlantısı görevinde parça motor hareketinden kaynaklı zorlama yüklerine maruz kalmaktadır. Bu yükler önceki motorlardan alınan ölçüm dataları olup, yönlere göre X:17kN, Y:6kN ve Z:12kN olarak alınmıştır. Askı kısmında ise motor şanzıman ikilisinin salınım hareketinden gelen merkezci kuvvet ve ağırlık bilgisi göz önüne alınarak hesaplama sonucunda 8400 N 'luk yüke maruz kalmaktadır. Bu yük altında da askı kısmının analizleri ve tasarımı tamamlanmıştır.

Parça tasarımında başlangıçta sabit kabul edilen ve bir önceki nesil motordan direk olarak tasarımı sabit alınan motor takoz braket bağlantısı tasarımı yapılan malzeme değişikliği ile bağlantıda dayanım problemleri nedeni ile değiştirilmiş olup yeni yapılan tasarımda hem bağlantı geometrisi hemde kullanılan bağlantı elemanlarında değişikliğe gidilmiştir. Bu sayede istenilen dayanım sağlanılmıştır. Yapılan bilgisayar destekli analiz çalışmaları ile parçanın tek seferde doğru tasarım ve dayanım özelliklerinde üretimi gerçekleştirilmiştir.

Bu tez kapsamında parçanın parametrik tasarımının yapılması, analizlerle bu tasarımın optimize ve şekillendirilmesi konusunda bilgi verilmiştir. Tasarım için CATIA programından yararlanılmış olup, yapılan analiz işlemlerinden Abaqus ve Altair HyperWorks programlarından yararlanılmıştır. Test ölçümlerinin, yapılan analiz dataları ile karşılaştırmak için LMS Virtual Lab programı kullanılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Motor bağlantı braket, motor askı braket, motor şasi bağlantı braket, motor takoz braket

# Engine Connection and Lifting Eye Bracket Design and Analysis for 1.5L Diesel Engines

Süha EKMEKÇİ

Department of Mechanical Engineering

Master of Science Thesis

Advisor: Prof. Dr. Ferhat DİKMEN

The engine is connected on vehicle chassis with three different points. These are; direct connection from engine, other two is placed on transmission housing. Some of automobile companies are purposed to use bracket, which is engine as shipped one, on multi-function tasks. Besides of connection task, it is also used as lifting eye what is provided to lift the engine.

In this study, it is aimed to design a bracket for connection between chassis and engine and provide to lift the engine which conforms to Euro 6 emission standarts of 1.5L diesel engine of passenger car manufacturer. This design is used for long life component as a part of engine. In addition, due to the high production capacity of motor family where the part is used, it will be produced in high quantity production will be carried out and there will be a wide range of usage at passenger car manufacturer's products.

Important points to be considered in the design to be made, to ensure the successful connection of the engine to chassis in the event of operation and non-operation, the engine to be placed in the chassis or removal of the task as a lifting eye to perform successfully and the weight of the part should be optimized.



Part weight is limited to 3 kg with maximum ergonomi limit. Nodular cast iron material is decided to use as part material due to it is providing high yield strength value. The use of aluminum material posed major problem in terms of strength.

Different loads have been applied for two different working conditions of the part. In the chassis connection of the engine, part is subjected to abuse loads due to engine movement. These loads are obtained by measuring from previous engine programs as X:17kN, Y:6kN and Z:12kN according to directions. In the part of lifting eye, 8.4kN force is applied considering with engine-gearbox weight and centrifugal force in drop test. Under this load the analysis and design of lifting eye feature was completed.

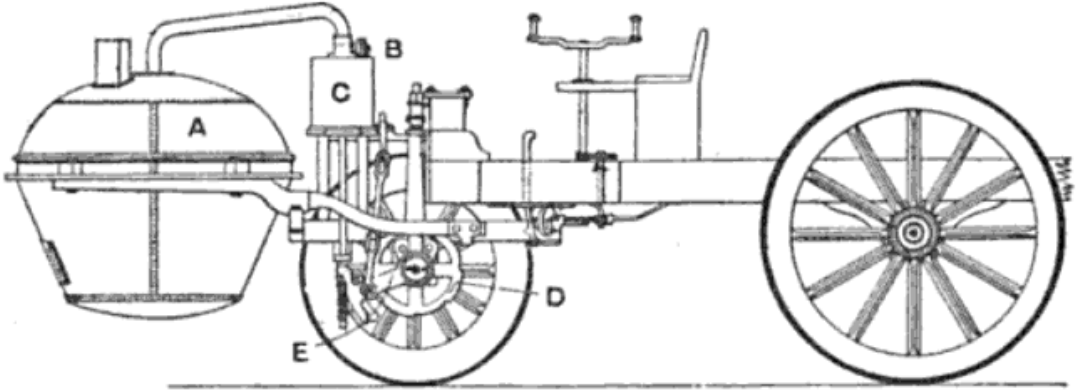
At the begining of the part design, the connection between mount bracket and connection bracket was considered as same. However, due to material change of engine bracket and durability problem between engine connection and mount bracket connection geometry was changed. With this modification, the required strength are provided. With the help of computer aided analysis studies, the product was produced in the right design and strength at once

In this thesis, the parametric design of the part, the analysis and optimization of this design are given. CATIA program was used for design and Abaqus, Altair HyperWorks programs were used for the analysis. LMS Virtual Lab program was used to process test data to compare with CAE analysis results.

**Keywords:** Engine connection bracket, engine lifting eye bracket, engine chassis connection bracket, engine mount bracket

### 1.1 Literatür Özeti

Seyahat etme insanoğlunun en başından beri gerçekleştirme gereksinimi duyduğu bir ihtiyaç olmuştur. İlk ulaşımı sağlayan araç olarak hayvanlar kullanılmıştır. Fakat yıllar geçtikçe bu gereksinimde süre ve konfor ön plana çıkmıştır. Bu soruna çözüm olarak dıştan yanmalı motorlar geliştirilmiş ve ulaşımda hayvan kullanılmayan ilk modelleri oluşturmuşlardır. Tabi ki insanoğlunun keşfetme arzusu, bununla da yetinmeyip daha verimli ve çok güç üreten içten yanmalı motorların geliştirilmesine önayak olmuştur. Bu gelişme ile günümüz araç teknolojisinin kalbini oluşturmuştur.



**Şekil 1.1** İçten Yanmalı İlk Araç modeli

İlk içten yanmalı motor teknolojisi 1885 yılına dayanmaktadır. İlk modern aracın doğumu ise 1886 yılında Alman Karl Benz tarafından olmuştur. [1]

Dıştan yanmalı motor teknolojisinden günümüz teknolojisine kadar, aracın kalbini oluşturan motor, şasi üzerinde değişik metot ve şekillerle bağlantısı sağlanmıştır. Bu bağlantı şekli günümüz araçlarında motorun şasi içerisindeki yerleşimine ve motorun çalışma durumundaki hareketi göz önüne alınarak optimize edilmiştir.[2]

## 1.1.1 Motor-Şasi Bağlantı Şekilleri

### 1.1.1.1 Arkadan İtişli Araçlarda Motor Bağlantısı

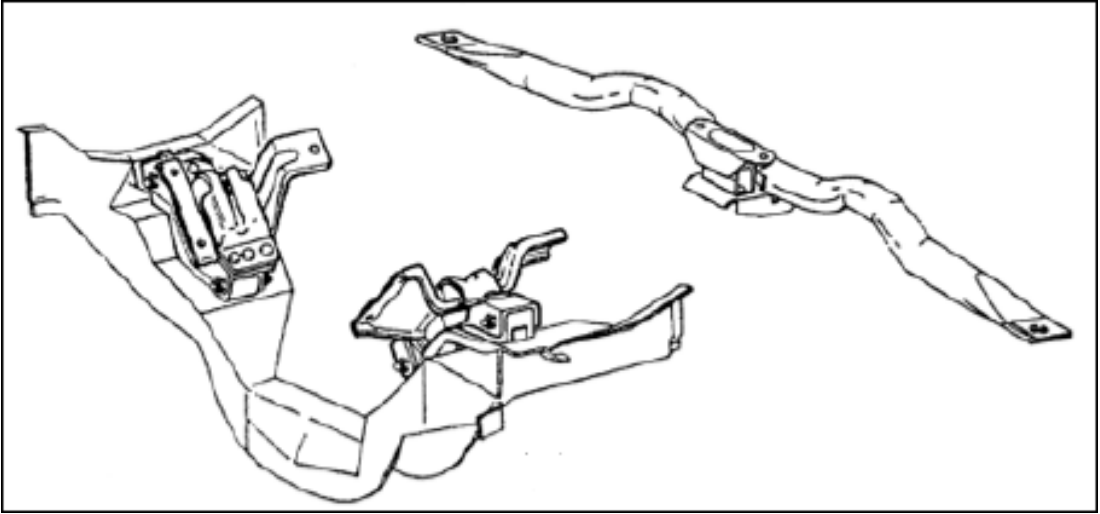
Arkadan itişli araçlarda genellikle motor önde konumlandırılmıştır. Krank milinin eksenini aracın ön-arka düzlemi doğrultusunda paralel uzanmaktadır. Bu oryantasyon otomotive sektöründe 'Kuzey-Güney' doğrultusunda konumlanma olarak tabir edilmektedir. Tork arka tekerleklere döner şaft ve arka diferansiyel dişlisi ile aktarılmaktadır. [3]

### 1.1.1.2 Önden Çekişli Araçlarda Motor Bağlantısı

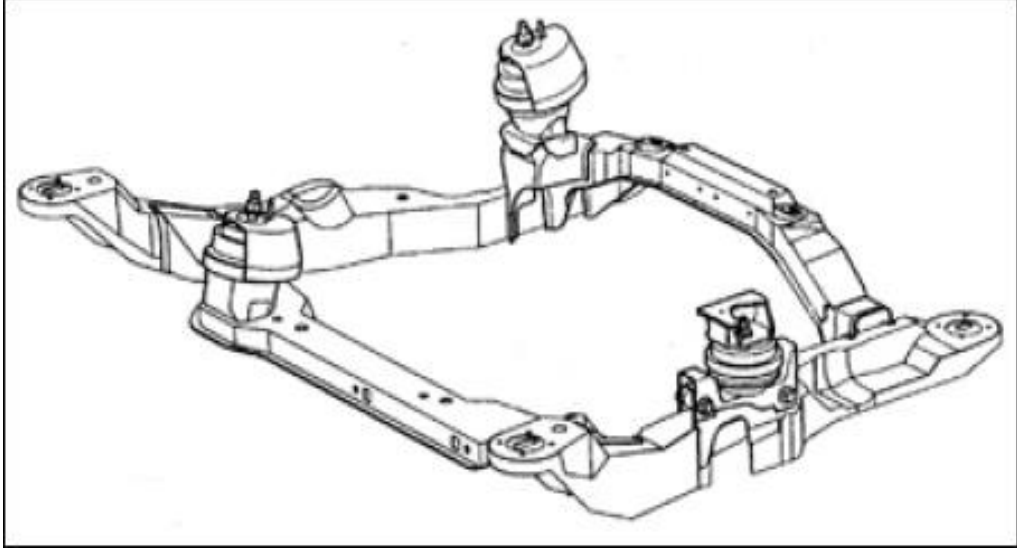
Krank milinin eksenini araca göre yanal şekilde konumlandırılmış olup, bu konumlanmaya 'Doğu-Batı' adlandırılması verilmektedir. Önden çekişli araçlarda motor bağlantısı birkaç metotla yapılmaktadır.

- **Üçlü Bağlama Sistemi**

Üçlü bağlama sistemi genel olarak arkadan itişli araçlarda kullanılmaktadır. Ayrıca bu sistem alt şasi temelli bir sistemdir. [4]



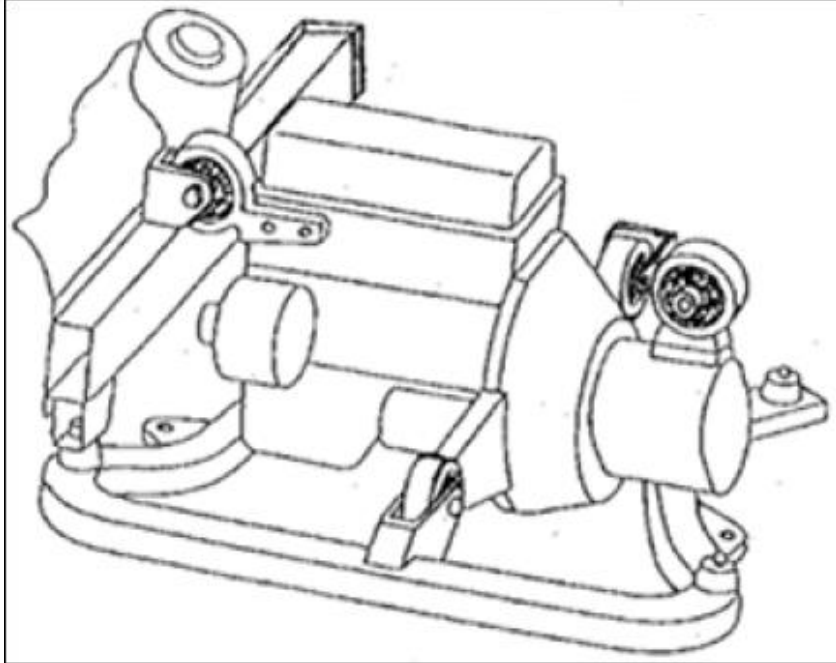
**Şekil 1.2** Arkadan İtişli Araçlar için Üçlü Motor Bağlantı Sistemi



**Şekil 1.3** Alt-Şasi Temelli Üçlü Bağlantı Sistemi

- **Tork Döndürme Eksen Sistemi**

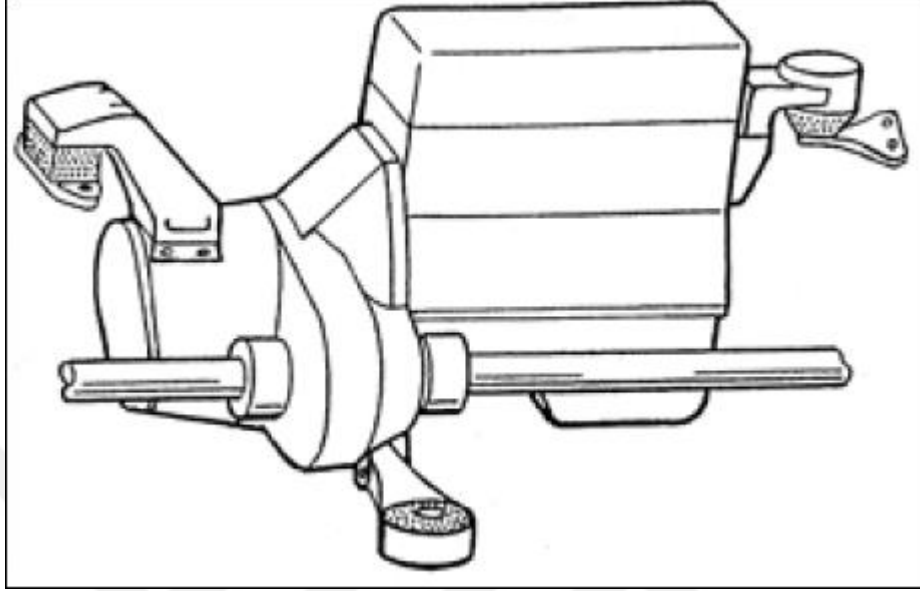
Bu sistem genellikle motorun döndürme eksenine olabildiğince yakın yerde olan, motorun ön üst tarafında bir bağlantısı ve birde vites kutusunun üst arka kısmında bağlantısı olan sistemlerdir. Bu sistemler ayrıca motor bloğunun arka yüzünün yakınından bağlanacak şekilde bir veya iki tane kısıtlayıcı üniteye sahiptirler. [4]



**Şekil 1.4** Tork Döndürme Ekseni Sistemi

- **Sarkaç Sistemi**

Bu sistem Tork Döndürme Eksen Sistemi ile aynıdır fakat 'köpek kemiği' tipi tek dönme kısıtlayıcı vites dişli kutusunun alt tarafına bağlanmıştır. [4]



**Şekil 1.5** Sarkaç Sistemi

### 1.1.1.3 1.5L Dizel Motor-Şasi Bağlantı Braket Paketi

1.5L hacimli dizel motor ailesi, iki farklı binek otomobil firması tarafından geliştirilen, 4 silindirli dizel motordur. Dizel motor bağlantı braketleri aşağıdaki yapıları içermektedir;

- Motoru konumlama ve araç ömrü boyunca dinamik hareketler kaynaklı etkileri kontrol etme
- Şasi ile bağlantıyı sağlama
- Motorun titreşimini, şasi bağlantısına iletmeme
- Triger kayışının tozdan dolayı zarar görmesini engelleme
- Motoru taşınmasına yardımcı olma

## 1.2 Tezin Amacı

Geçmiş yıllarda yapılan motorların bağlantı braketleri tasarımlarında ve testlerinde sağlamlık ve dayanımda konularında bir takım sorunlarla karşılaşıldığı rapor

edilmiştir. Bu yaşanan problemler karşısında parça tasarımında iyileştirmeye yönelik çalışmalar yapılmış olup, bu çalışmalar sırasında test sayısının tekrarları, parçanın imalat kalıbındaki değişikliklerin maliyeti ve zaman kaybı gibi sıkıntılar doğurmuştur. Bu gibi sıkıntıların giderilmesi için parçanın daha tasarım aşamasında ne gibi testlere maruz kalacağı konusundaki bilgi ile buna yönelik analizlerin doğru yapılması çok büyük önem taşımaktadır.

Bu tez çalışması kapsamında, yeni tasarımına başlanılan 1.5L dizel motorunun motor-şasi bağlantı ve taşıma braketini tasarımı yapılmıştır. Bu tasarım doğrultusunda ağırlık, dayanım, titreşim ve ekstra gereksinimler (Triger kayışının tozdan korunması gibi) göz önüne alınarak parametrik model oluşturulması amaçlanmıştır. Yapılan model gerekli analizlerle desteklenerek fiziksel parçanın tek seferde hatasız üretiminin sağlanması ve yapılan testlerden başarı ile geçmesi istenilmektedir.

Yapılan çalışmanın en önemli amaçlarından biri, analizin ve tasarımın gerçeğe yakın sonuçlar verecek şekilde uyumu sağlandığında günümüz endüstrisinin temelini oluşturan en az maliyetle en doğru ve optimize edilmiş ürünün yapılmasında tasarım ve analiz birlikteliğinin öneminin gösterilmesi amaçlanmıştır.

### **1.3 Hipotez**

Önce yapılan motor bağlantı braketinden gelen bilgiler, yapılan hatalar ve testlerin sonuçları yeni yapılacak braket için çok önemli bilgi kaynağı olmuştur.

Tasarımı yapılacak olan parça da iki farklı önemli görev söz konusu olacaktır. Bunlardan ilki, motorun şasi bağlantısını sağlayarak motorun araç içerisinde konumlanmasını, ikincisi ise motorun gerek servis için gerekse montaj hattında taşınmasını sağlayacak askı görevini yapmaktır. Bu görevler aynı anda parça üzerine etki etmeyeceğinden dolayı, yapılacak braket iki farklı alanda farklı işlevler gösterecektir. Bu nedenle yapılacak iki farklı yoldaki analizin sonuçları dikkate alınarak ortak sentez sonucu tasarım şekillendirilmesi planlanmaktadır.

**2.1 Giriş**

Bu çalışmada, öncelikli olarak, tasarımı yapılacak parçanın mekanik gereksinimleri yanında fiziksel olarak sağlaması gereken şartlar göz önüne alınması gereklidir. Yapılacak olan braketten beklenen fiziksel şartlar ise;

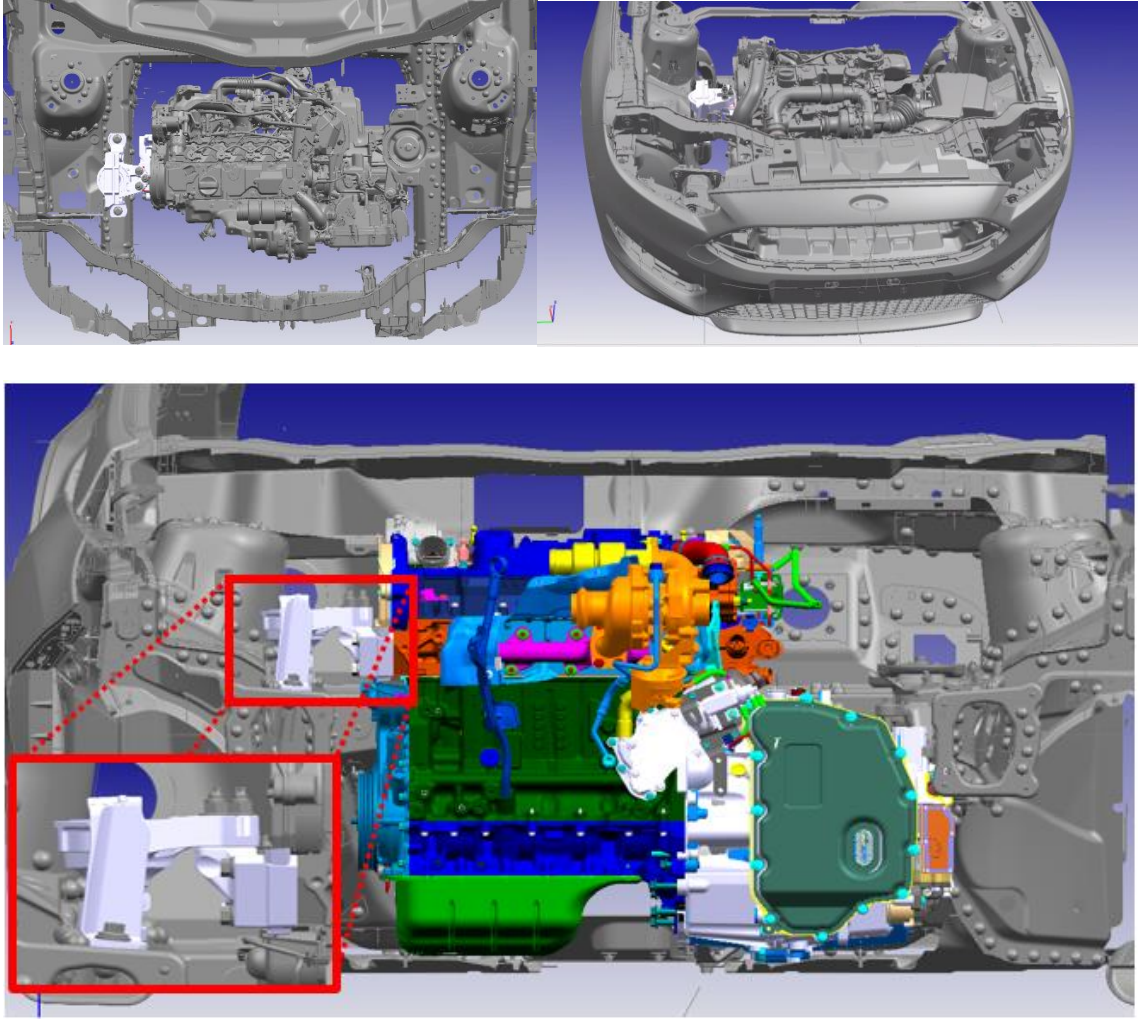
- Mevcut motor ve araç paketine uygunluk
- Toz sızdırmazlığı
- Askı aparatı yuvası
- Parça ağırlığı ve malzeme seçimi
- Parçaya uygulanacak testler
- Montaja uygunluk

Bu şartları sağlayan basit modelin şekillendirilmesi için öncelikli olarak parçanın imalat metodu göz önüne alınarak ve yapılan ilk form optimizasyonu ile tasarımdan fazlalık parçaların atılması ile model oluşturulmuştur. Bu aşamadan sonraki modelde ise parçadan beklenen mekanik gereksinimlerin göz önüne alındığı analizler koşularak parçanın son hali oluşturulmuştur.

**2.2 Motor ve Araç Paketine Uygunluk**

Tasarımı yapılacak olan parçada her otomobil firmasının belirlemiş olduğu bir standart statik ve dinamik mesafe bulunmaktadır. Bu mesafe kontrolleri ile parçaların birbirlerine temas etmeden çalışmalarını gerçekleştirmeleri ve bu sebepten hasar oluşmaması sağlanır.

Tasarımı yapılacak parça motor ve şasi arasındaki en önemli bağlantı braketlerinden birisidir. Motorun araç içerisinde sabitlenmesini sağlayan ve yüksek dayanım özellikleri istenilen bunun yanında araç içerisinde tasarım alanı olarak hem motor parçalarıyla hem de araç parçaları ile etkileşimde olan dolayısı ile her yönlü olarak kontrollü bir tasarımın yapılması gereklidir.



**Şekil 2.1** Motor Bağlantı Braketinin Araçtaki Konumu

### **2.1.1 Statik ve Dinamik Mesafe Kontrolü**

Araç veya motor içerisinde tasarımı yapılacak parçanın diğer parçalarla olan mesafesinin kontrol edilmesi ve buna göre tasarımda dış sınırların belirlendiği konoldür.

Yapılacak tasarım için gerekli olan minimum statik mesafe 5,5 mm olarak dikkate alınmıştır. Statik mesafe kontrolü aynı yönlü hareket yapan ve birbirine rijit olarak bağlanan parçaların geometrileri arasındaki boşluğun kontrolünün yapılmasıdır.

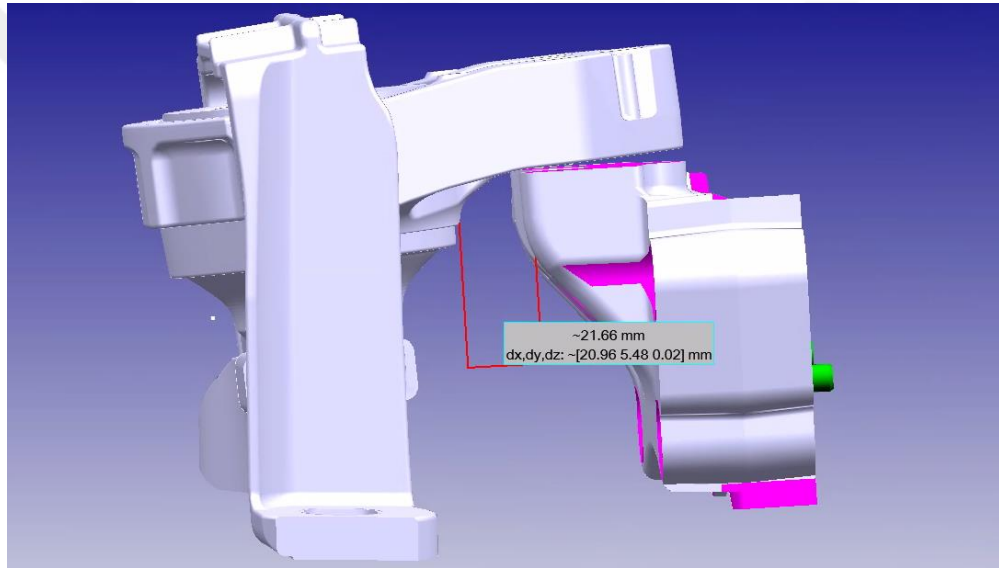
Yapılacak tasarım için gerekli minimum dinamik mesafe 14 mm olarak dikkate alınmıştır. Dinamik mesafe kontrolü birbirine göre daha rahat ve farklı yönlerde hareket yapan parçalar için göz önüne alınan kontrol metodudur. Parça için



belirlenecek dizayn boşluğunda hem statik hem de dinamik mesafe kontrolleri göz önüne alınmıştır. Dinamik mesafenin kontrolünün sağlandığı durumlarda araç ve motor parçaları arasındaki statik kontroller de sağlanmış olmaktadır.

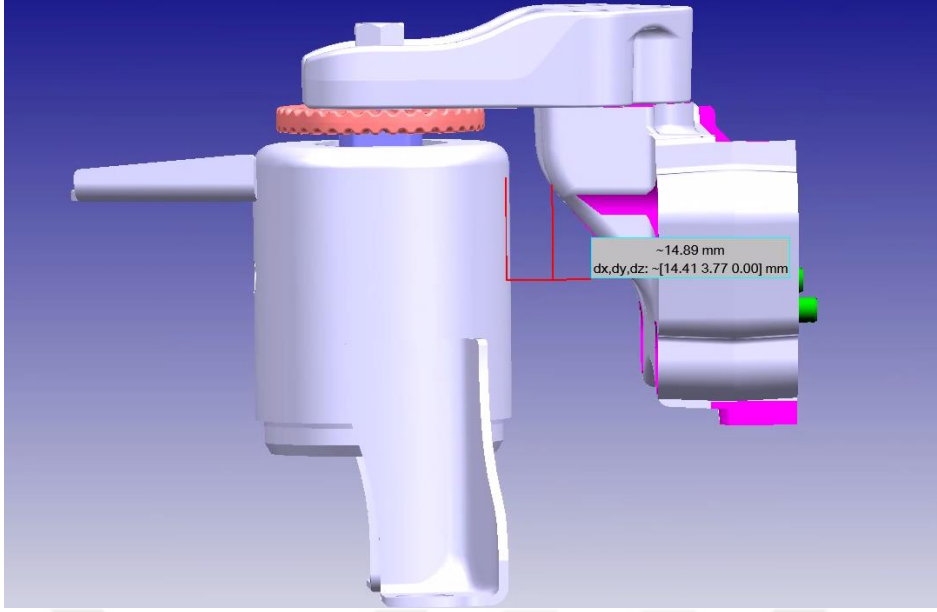
Tezde tasarımı yapılan parçanın dizaynı sırasında 2 önemli geometri değişikliği yapılmış olup her iki büyük değişiklik için de statik ve dinamik mesafe kontrolleri tamamlanmıştır.

Orta ve Orta SUV sınıfındaki araçlar için motor bağlantı ve motor takozu arasındaki mesafe ölçümü sonucunda Şekil 2.2 'de gösterildiği gibi 21,66 mm olarak en yakın mesafe ölçümü yapılmıştır. Bu değer mevcut sistemdeki hedefimiz olan 14 mm'yi sağladığı görülmüştür.



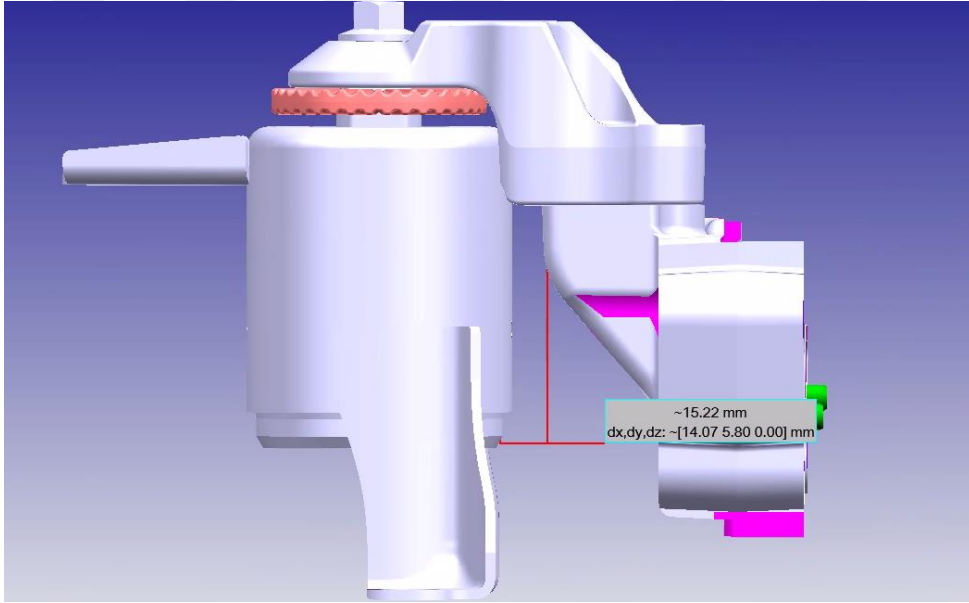
**Şekil 2.2** Orta Sınıf Araçlar için Motor Takozu ve Bağlantı Braketi Arası Mesafe Kontrolü Sonucu

Küçük sınıfındaki araçlar için motor bağlantı ve motor takozu arasındaki mesafe ölçümü sonucunda Şekil 2.3 'de hesaplandığı gibi 14,89 mm olarak en yakın mesafe ölçümü yapılmıştır. Bu değer mevcut sistemdeki hedefimiz olan 14 mm'yi sağladığı görülmüştür.



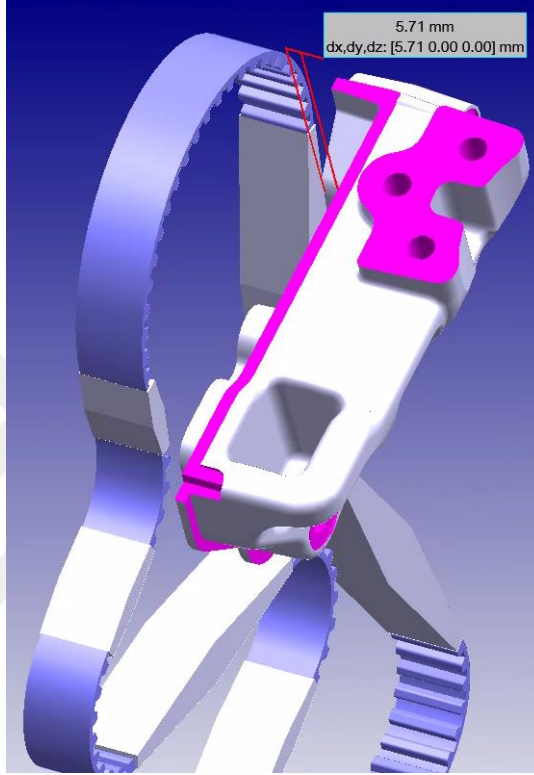
**Şekil 2.3** Küçük Sınıf Araçlar için Motor Takozu ve Bağlantı Braketi Arası Mesafe Kontrolü Sonucu

Küçük sınıftaki araçlar için motor bağlantı ve motor takozu arasındaki mesafe ölçümü sonucunda Şekil 2.4 'de hesaplandığı gibi 15,22 mm olarak en yakın mesafe ölçümü yapılmıştır. Bu değer mevcut sistemdeki hedefi sağladığı görülmüştür.



**Şekil 2.4** Küçük SUV Sınıf Araçlar için Motor Takozu ve Bağlantı Braketi Arası Mesafe Kontrolü Sonucu

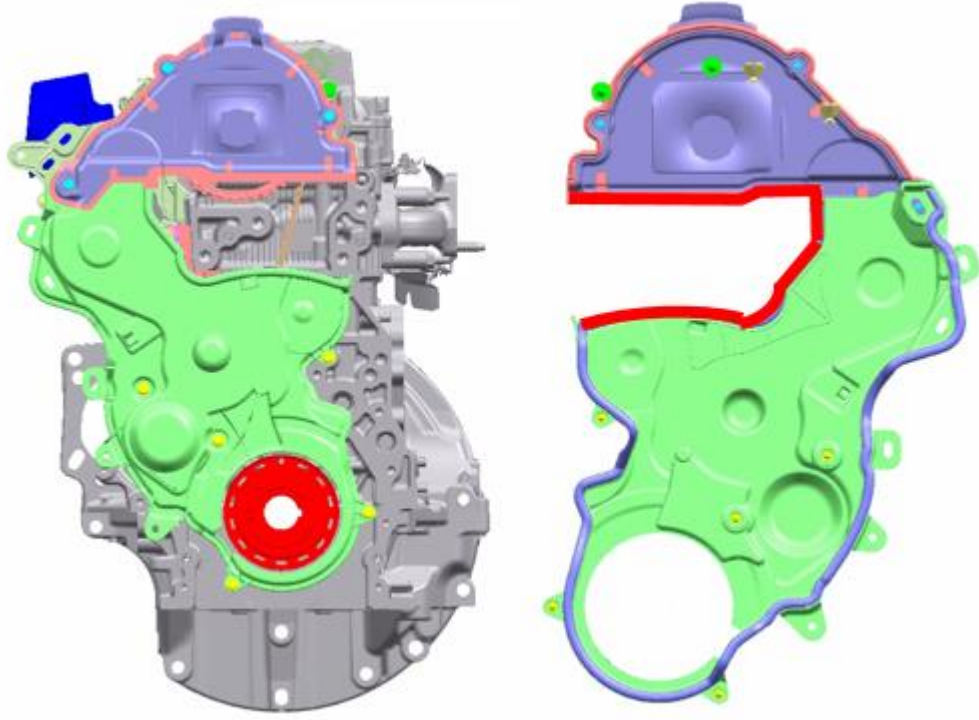
Diğer bir kontrol edilmesi gereken parça ise triger kayışının parça ile olan mesafesidir. Kayış belli bir esnekliğe sahip olması sebebi ile belli bir salınım hareketi ile çalışmaktadır. Bu salınım hareketi CAD modelinde canlandırılarak kayışın hareket edebileceği alan belirlenmiştir. Bu alana göre bağlantı braketini ile olan en kısa mesafesi 5.71 mm olarak ölçülmektedir. Bu değer 5.5 mm sınırın üzerinde olması sebebi ile sorun teşkil etmemektedir.



**Şekil 2.5** Motor Bağlantı Braketinin Triger Kayışı ile Mesafe Kontrol Sonucu

### **2.3 Toz Sızdırmazlığı**

Motor parçalarından bazıları, çalışma şartlarının daha hassas olmasından dolayı dış etkilerden korunması gerekmektedir. Bu çalışmada da motor bağlantı braketinin konumu gereği triger kayışının toza karşı sızdırmazlığı yapılan braket tarafından desteklenecektir. Şekil 2.6 'da parçanın sınır geometrileri belli olmaktadır. Sağ taraftaki parçadan görüldüğü gibi parçanın plastik parçadaki kısımlara tam oturması sağlanmaktadır.

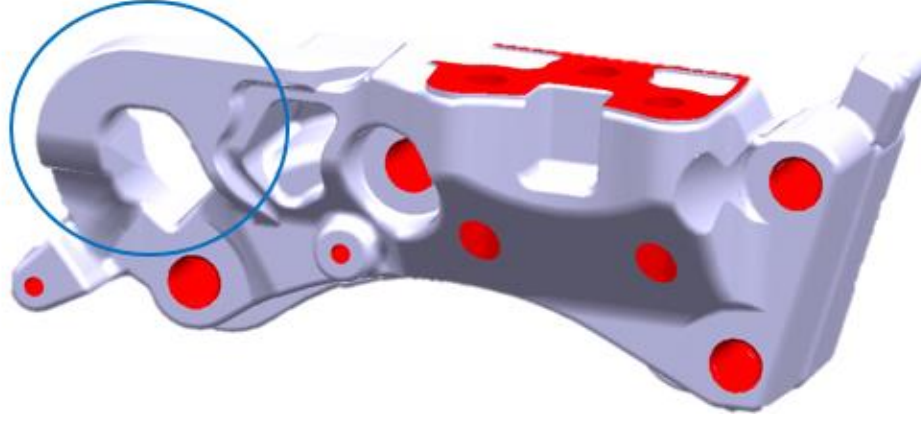


**Şekil 2.6** Kayış Kasnak Kapakları ve Bağlantı Braketi ile Etkileşimde Olduğu Yerler

Şekil 2.6 'da görüldüğü gibi yapılacak parça triger kayışını toza karşı korumasını, kayış koruma kapakları ile birlikte sağlayacaktır. Kapak ve braketin bağlantı noktalarında sızdırmazlık süngerleri kullanılarak boşluk kalmaması amaçlanmaktadır. Kırmızı şerit ile işaretlenmiş kısım braketin sızdırmazlık için işlenmiş noktalara oturarak dişlilerin ve kayışın toza karşı korunmasını sağlamaktadır.

#### **2.4 Askı Aparatı Yuvası**

Motor askı yuvası motorun servis alanında ve montaj hattında çengellerin takılması ile taşınabilmesini sağlayan yapıdır. Yapılacak tasarımda çengelin kolay takılabilir olması ve düşme testlerinde herhangi bir şekilde motorun zarar görmeden taşınabilmesini sağlayacak yapıda olmalıdır.



**Şekil 2.7** Motor Bağlantı Braketinde Askı Kısımı

Yapılan tasarımlarda askı aparatı tasarımının motor ve vites kutusunun ağırlıkları ve bu iki parçanın salınım hareketinden gelen merkezkaç kuvvetine dayanması beklenmektedir.

### **2.5 Parça Ağırlığı ve Malzeme Seçimi**

Yapılacak olan tasarımın, motor hattında operatör tarafından takılırken olabildiğince hafif olması gerekmektedir. Ergonomi açısından standart olarak maksimum 3 kg olarak limitlenmektedir. Malzemenin yüksek aşınma direnci, dayanım, uzama kapasitesi olan ve titreşim izolasyonu olarak iyi seviyede olması beklenilmektedir. Buna uygun malzeme olarak alüminyum alaşım ve dökme demir öne çıkmaktadır. Alüminyum malzeme önceki motorlarda kullanılmış olup uygulanan testler sonucunda, dayanımında risk olduğu ve parçanın gerilme seviyelerinde limit değerler görülmüştür, bu tasarımda alüminyum başlangıç aşamasında sonlu eleman analizi üzerinden kontrolü yapılacaktır. Fakat alüminyum alaşım malzemesi sadece ağırlık avantajını sağlamaktadır. Önceki motorlardaki zorlama yüklerine maruz kalan tasarımların testler sırasında başarısız kalması, kalıp değişikliklerindeki yüksek maliyetler nedeni ile dökme demir malzeme kullanılarak ilerlenilmiştir.

Dökme demir malzeme olarak küresel grafitli dökme demir (EN-GJS-500-7) kullanılacaktır. Bu malzeme yüksek aşınım direnci, dayanım, ısıl-davranış tepkisi, ses ve titreşim izolasyonu özelliklerini sağlamaktadır. Dezavantaj olarak ağırlık faktörü ön plana çıkmaktadır.

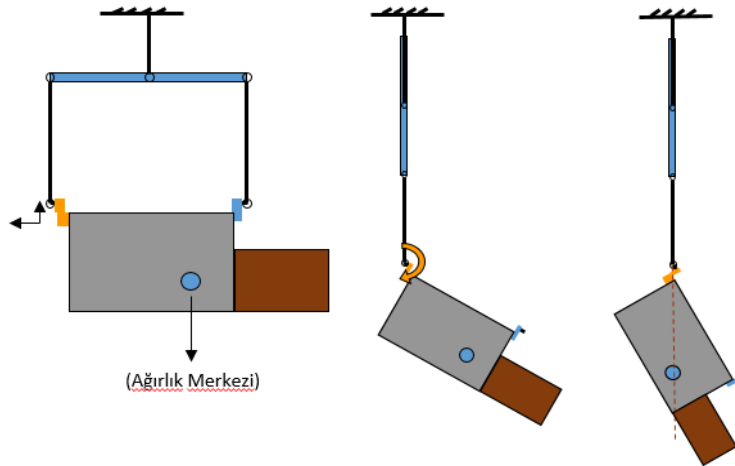
**Tablo 2.1** Malzeme Mekanik Özellikleri

<b>Küresel Grafitli Dökme Demir (EN-GJS-500-7)</b>	
<b>Mekanik Özellikleri</b>	
Çekme Dayanımı, MPa	500
%0,2 Akma Dayanımı, MPa	320
Uzama, %, min.	7
Sertlik, HB	170-230
<b>Mikro Yapısı</b>	
Perlit, %	30-70
Ferrit, %	30-70

## 2.6 Parçaya Uygulanacak Testler

Tasarımı yapılan parçaya çalışma koşullarını yansıtan analizler gerçekleştirilecektir sonrasında protatip parçalar için bu koşulların test ortamında yapılarak analizlerin doğrulaması sağlanmaktadır. Yapılan testler dayanım ve titreşim tabanlı testler olacaktır. Aşağıdaki testler uygulanması ve analizler ile ön çalışması yapılması planlanmaktadır.

- Askı dayanıklılık testi; Bu test binek otomobil markasının standart olarak tüm motorlarına uyguladığı güvenlik prosedürüdür. Motor üzerinde iki adet taşıma lokasyonu bulunmaktadır. Bu sayede motor şanzıman ikilisi hem üretimde hem de servis alanında taşınabilmektedir.



**Şekil 2.8** Askı Dayanım Testi

Prosedüre göre motor bağlantılarından biri herhangi bir şekilde koptuğunda geriye kalan taşıyıcı braketin motor şanzıman ikilisini taşıması gerekmektedir. Tez konusu olan parçadan da bu seneryoda dayanım göstermesi istenmektedir

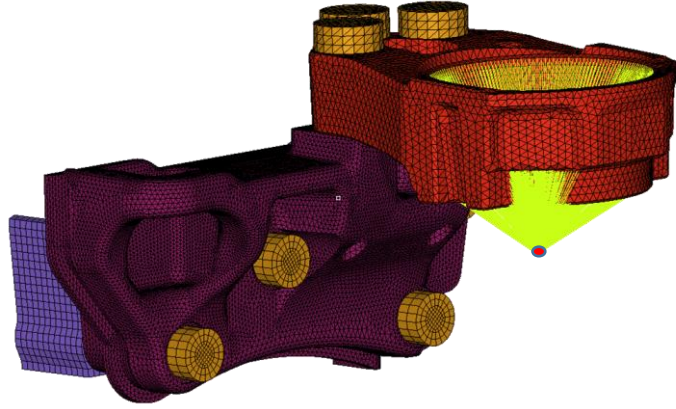
- Zorlama kuvvetleri ile dayanım testi; Bu testte tasarımı yapılan parça 3 yönlü olarak maruz kalacağı en yüksek kuvvetlerin uygulanması gerçekleştirilmektedir.
- Braket doğal frekans test; Parçanın doğal frekansının aracın çalışma frekansı ile çakışmaması gerekmektedir. Bu sebeple parçanın doğal frekans analizi yapılacaktır.

## 2.7 Montaja Uygunluk

Yapılan parçada dikkat edilmesi gereken önemli konulardan bir tanesi de, parçanın etkileşimde olduğu diğer parçalarla takılma sırası ve montajını sağlayan bağlantı elemanlarını sıkımda kullanılacak aletlere parçanın yeterli erişimi sağlayabilmesidir.

## 2.8 Motorun Elastiklik Merkezi

Motor araç içerisinde takozların izin verdiği miktarlarda hareket edebilmektedir. Bu hareketlilik motor şasi bağlantılarının içerdiği kauçuk malzemenin esnekliğinden kaynaklanmaktadır. Bu esneklik belirli bir merkez etrafında gerçekleşir ve bu merkez motorun elastiklik merkezini oluşturmaktadır.



**Şekil 2.9** Motor Takoza Braketi ve Elastiklik Merkezi

Motorun elastiklik merkezi aracın sınıfına göre değişmektedir. Bu sınıflandırma bilindiği gibi aracın şasisinin büyüklüğü ile değişim gösterir.

Bu tezde motorun kullanılacağı araç sınıfı, küçük, orta ve üst sınıftır. Her sınıfın elastiklik merkezleri göz önüne alındığında braketten en uzak noktada elastiklik merkezi olan sınıf referans alınarak analizler yapılacaktır. Bunun sebebi ise braket

üzerinde en fazla moment ve kuvvetin etkisi, elastiklik merkezi braketten en uzakta olan sınıfta görülecektir.

Buna göre bu merkezler dikkate alındığında orta sınıf araçların için elastiklik merkezi;

X: 1530 mm

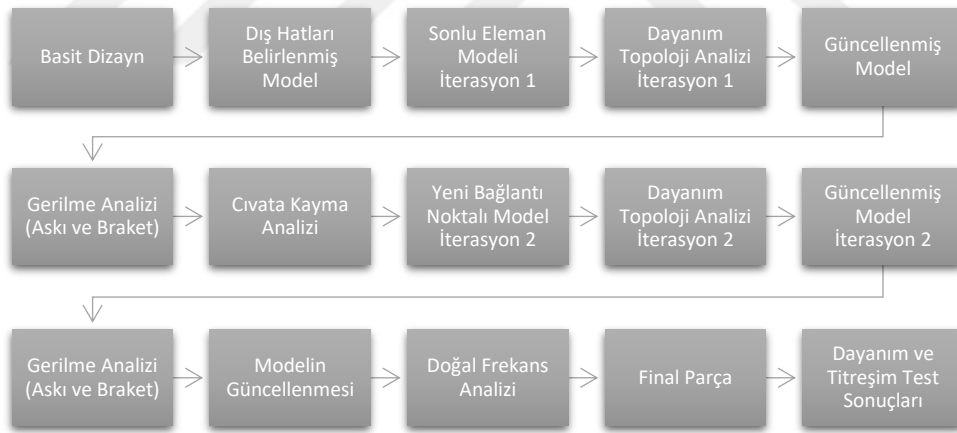
Y: 505 mm

Z: 820 mm

koordinatları olarak referans alınmıştır. Bu koordinatlar, motor tasarımının orijin noktası olan motor bloğunun arka yüzü ile krank-şaftın ekseninin kesiştiği noktadan olan uzaklıklardır.

## 2.9 Temel Modelin Hazırlanması ve Prosesi

Parçanın dizaynı sürecinde geometrik değişiklikler ve birden fazla analiz yapılarak modelin mühendislik çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada uygulanan çalışmalar Şekil 2.10 'da özet olarak gösterilmiştir.

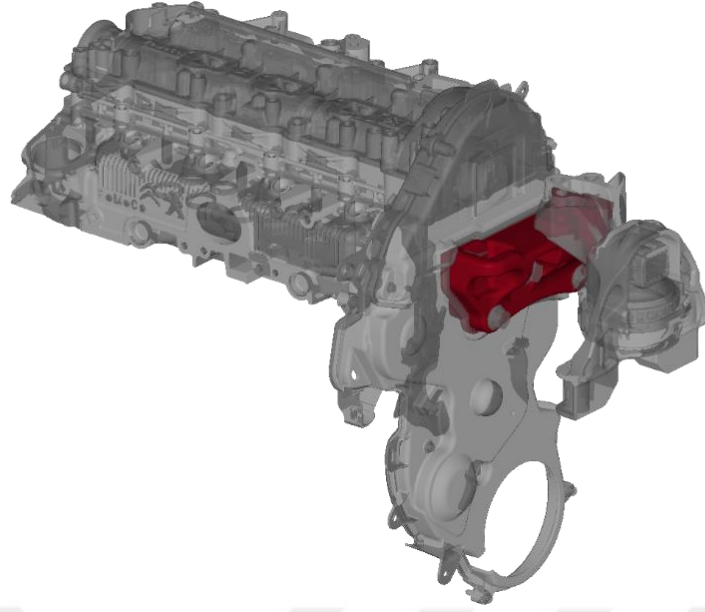


Şekil 2.10 Parça için Yapılan Proses

## 2.10 Modelin Etkileşimde Olduğu Parçalar

Tasarımı yapılacak parça, doğu-batı doğrultusunda konumlandırılmış olan motor düzeninde, kaputunun altında sol tarafta konumlanmaktadır.



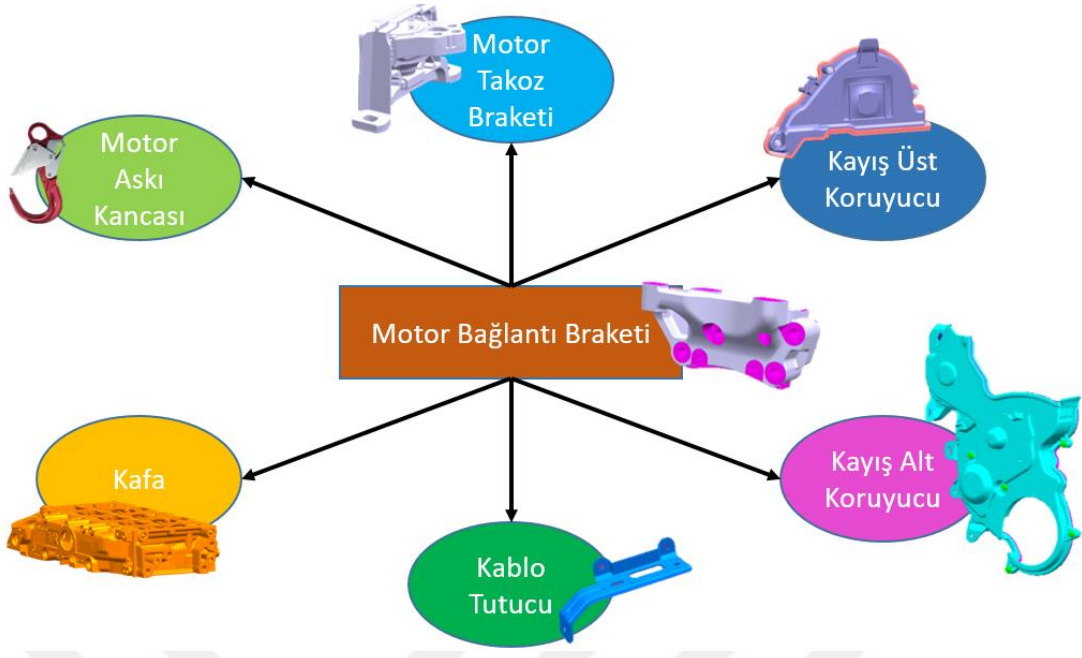


**Şekil 2.11** Motor Braketinin Etkileşimde Olduğu Ana Parçalar



**Şekil 2.12** Parçanın Şasi ile Etkileşimi ve Konumu

Parça, dört adet M10 cıvata ile kafa parçasına bağlanmaktadır. Ayrıca iki adet konumlama pimleri ile takılma sırasında pozisyonunun doğruluğu korunmaktadır. Üç adet M12 saplama ile takoz braketine bağlanmaktadır.



**Şekil 2.13** Motor Bağlantı Braketinin Etkileşimde Olduğu Tüm Parçalar

### 2.11 Brakete Etkiyecek Kuvvetler

Braket hem motoru taşıma amacı hem de araç içerisinde motor yatağı olarak görev yapacağından dolayı, iki farklı senaryo için yük testi uygulanacaktır.

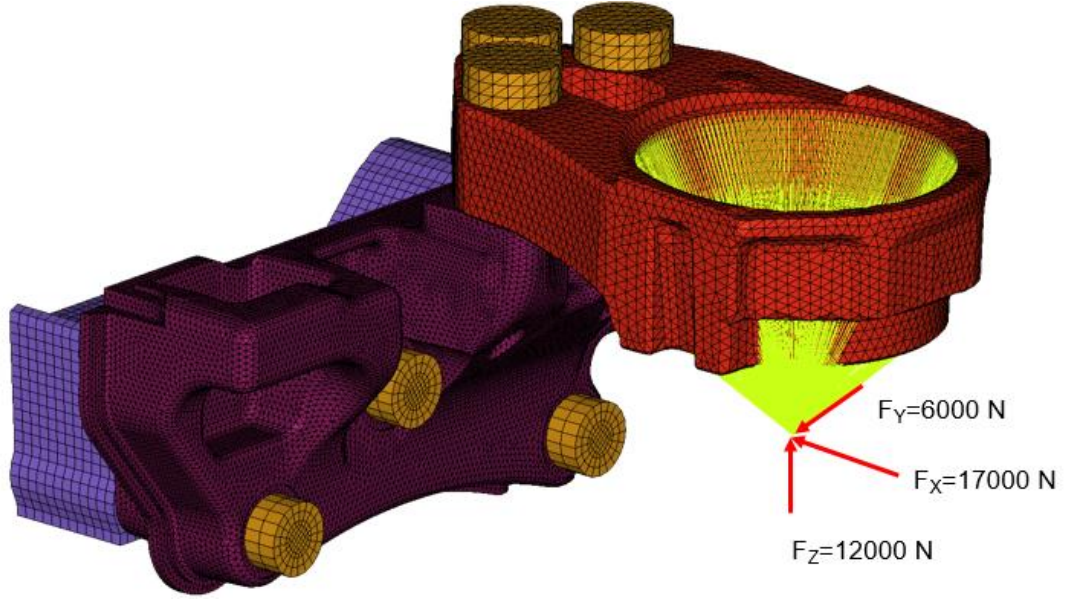
İlk olarak motor yataklarına iletilen kuvvetlerin parça üzerine etki edilerek parçanın bu kuvvetler karşısında nasıl bir karakter izleyeceği incelenecektir. Bu yükler motorun elastiklik merkezi olan motor takozlarının merkezinden verilecek X, Y ve Z doğrultularındaki kuvvetler olacaktır. Bu değeri önceki sürüm motorlardan ölçüm alınan değerleri referans alınarak;

X:17 kN

Y:6 kN

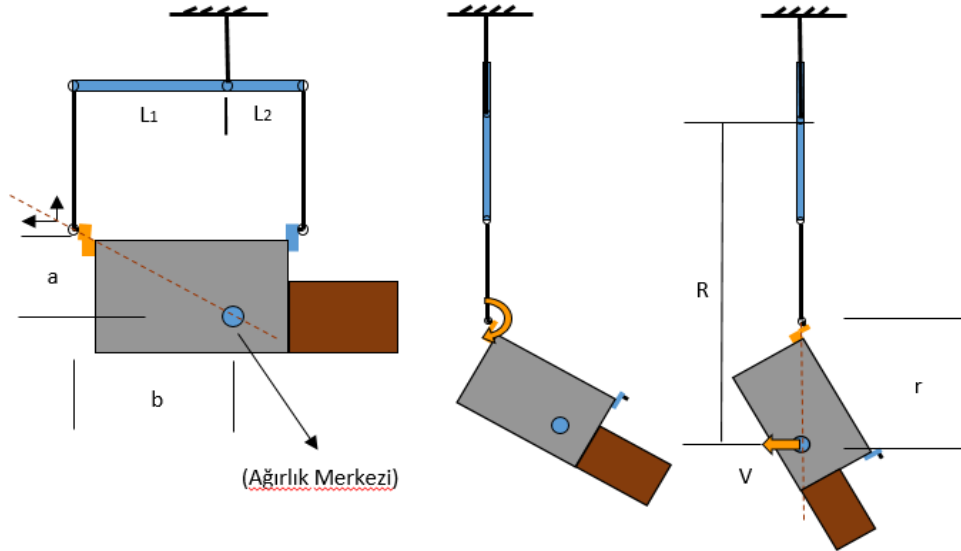
Z:12 kN

kuvvetleri uygulanacaktır.



**Şekil 2.14** Parçanın Elastiklik Noktasına Etkiyen Kuvvetler

İkincil olarak ise, motoru taşımak için kullanılacak askı aparatının dayanımını ve braketin bu kuvvet karşısındaki kuvvet dağılım karakteristiğinin analiz edilmesi için parçaya yayılı yük uygulanacaktır. Bu yük ise hem şanzıman hem de motor ağırlığını içermekte ayrıca motorun tek mesnet üzerinden serbest salınımında oluşacak merkezkaç kuvveti de göz önünde bulundurulurak hesaplama yapılacaktır.



**Şekil 2.15** Askı Testi ve Hesaplamalarda Kullanılacak Ölçüler

Motor ve şanzıman ağırlığı 270 kg olarak ölçülmüştür.

Kullanılan askının boyu 90 cm( $L1 + L2$ )dir.

L<sub>1</sub>: 46,55 cm olarak ölçülmüştür.

Motorun ağırlık merkezinden askı yerine dikey uzaklık 22,12 cm(a) yatay uzaklık 46,33 cm(b) , askı braketine en uzak mesafe ise 51,54 cm(r) olarak ölçülmüştür.

Enerjinin korunumu yasasına göre;

$$F_{Potansiyel} = F_{Kinetik} \quad (2.1)$$

$$m \times g \times h = \frac{1}{2} \times m \times v^2 \quad (2.2)$$

Motor şanzıman ikilisinin yükseklik hesapları;

$$h = L_1 + r - a \quad (2.3)$$

$$R = L_1 + r \quad (2.4)$$

Askı parçasına gelecek toplam kuvvet değeri;

$$F_{Total} = F_{Ağırlık} + F_{Merkezcil} \quad (2.5)$$

$$F_{Merkezcil} = \frac{m \times v^2}{R} = \frac{2 \times m \times g \times (L_1 + r - a)}{(L_1 + r)} \quad (2.6)$$

$$F_{Total} = m \times g + \frac{m \times v^2}{R} \quad (2.7)$$

$$F_{Total} = m \times g + \frac{2 \times m \times g \times (L_1 + r - a)}{(L_1 + r)} \quad (2.8)$$

$$F_{Total} = m \times g \left[ 1 + 2 \times \frac{(L_1 + r - a)}{(L_1 + r)} \right] \quad (2.9)$$

Denklem 2.8 'e göre hesap yapıldığında;

$$F_{Total} = 270 \times 9,81 \left[ 1 + 2 \times \frac{(0,4655 + 0,5154 - 0,2212)}{(0,4655 + 0,5154)} \right]$$

Toplam kuvvet ;

$F_{Total} = 6751,4 N$  olarak hesaplanmaktadır.

Emniyet katsayısı olarak 1,25 alındığında;

$F_{Uygulanan} = 8400 N$  olarak bulunup analiz çalışmasında bu kuvvet değeri uygulanacaktır.

## 2.12 Braket Geometrik Modelinin Oluşturulması

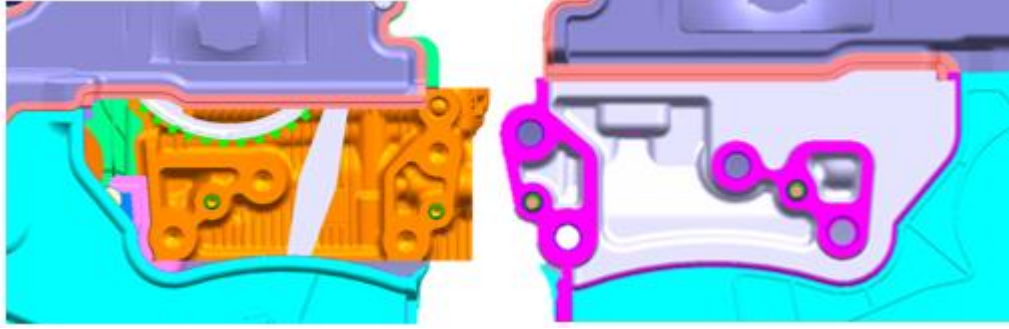
Modelleme işlemi için öncelikli olarak basit bir dizayn yapılarak parçanın ilk aşama için genel sınırları belirlenmektedir. Bu basit dizayn hem topoloji analizinde kullanılarak yüklerin parça üzerindeki dağılımı konusunda fikir verecek hem de paket için başka parçaların tasarımında n bilgi oluşturacaktır. Parçanın tasarımında önceki motorlarda kullanılan takoz braketleri kullanılması planlanmaktadır. Bu sebeple motor takozu braketi bağlantısı aşağıda Şekil 2.16 'da mavi ile işaretlenmiş kısımda yeni brakette de korunması planlanmıştır.



**Şekil 2.16** nceki Motorlarda Kullanılan Bağlantı ve Takoz Braketi Bağlantısı

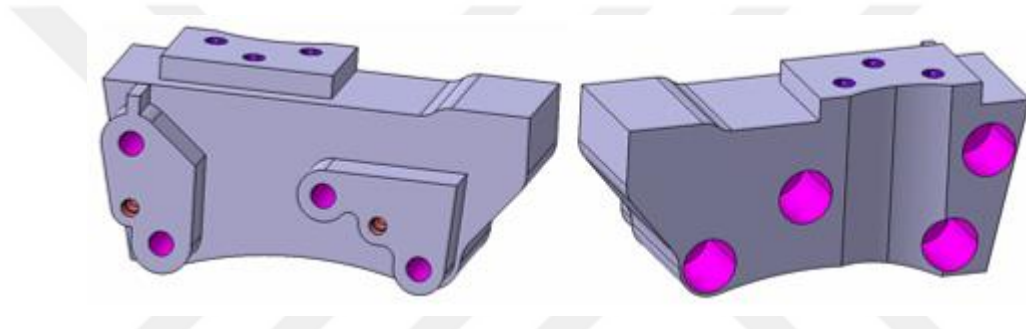
Braketin motora oturan kısmında toza karşı sızdırmazlık yapılması beklenmektedir. Bu nedenle motor Şekil 2.17(sol) 'de görülen alanın tamamen toz sızdırmayacak Şekilde kapatılması gerekmektedir. Bu geometri oluşturulurken triger kayışı ve parçanın bağlanacağı noktaları dikkate alınarak yapılacaktır. Parça Şekil 2.17(sağ) 'de grldğu gibi tasarım tam olarak triger kayışı koruyucu plastiklerini saracak ve içeriye toz girmesini engelleyecek Şekilde yapılmıştır. Plastik kapaklarda sızdırmazlıkėı sağlamak için sünger bulunmaktadır. Parçaya oturan yüzeylerde işleme yapılarak süngerlerin tam olarak oturması amaçlanmıştır.





**Şekil 2.17** Motor Bağlantı Braketi Toz Sızdırmazlığı Sağlayacak Kısımlar

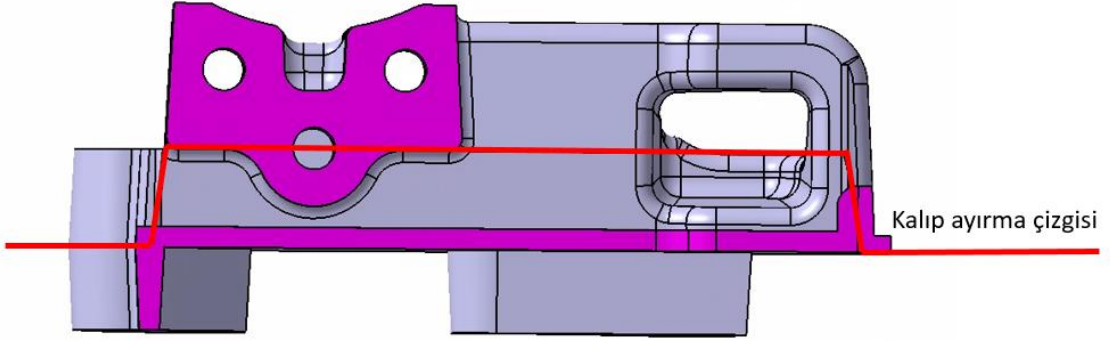
Tasarımda motor tarafındaki sınırlar belirlenildikten sonra bu geometri parçanın araç tarafında bağlantı ve askı kısmının durumu da göz önüne alınarak basit şekilde parça modellemesi yapılmıştır.



**Şekil 2.18** Braketin Sadece Bağlantı ve Genel Sınırlarının Belirlendiği Model

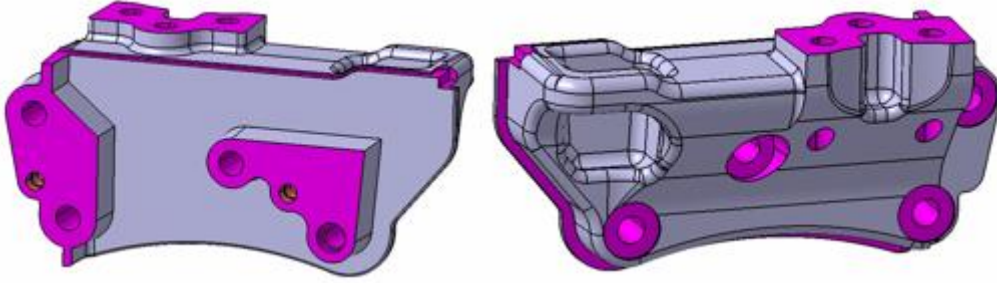
Şekil 2.18 'de görüldüğü üzere oluşturulan ilk model, tamamen basit bir şekilde, parçanın temel işlevleri göz önüne alınarak, sadece bağlantı noktaları gereksinimlerini karşılayacak temel modeli oluşturmaktadır. Sonrasında bu temel model üzerinde kalıp açısı malzeme özellikleri, imalatında kullanılacak kalıp sayısı ve imalatçı kabiliyetine göre verilecektir. Parçanın araç tarafındaki yüzü, araç ve motor parçalarına olan mesafe kontrolleri göz önüne alınarak ve parçanın topoloji analizi sonuçları ile birlikte model şekillendirilecektir.

Parça malzemesi ve imlatçı kabiliyetine göre kalıp açısı 3° olarak belirlenmiştir.



**Şekil 2.19** Parça Kalıp Ayırma Çizgisi

Şekil 2.19 'da parçanın üstten görünümü verilmiş olup, parça üretimi iki kalıp ile yapılacaktır, askı kısmında maça kullanılacaktır.



**Şekil 2.20** Braketin Toz Sızdırmazlığı, Bağlantı İşlemeleri ve Dış Geometrinin Belirlenmesi

Şekil 2.20 'de parçanın motor takozu ve takoz braketine göre dizayn boşluklarının dikkate alındığı, askı yerinin belirlendiği, toz sızdırması ve parça bağlantı yerlerinin işlemlerini içeren ayrıca dış tasarımının yapıldığı modeli oluşturmaktadır.

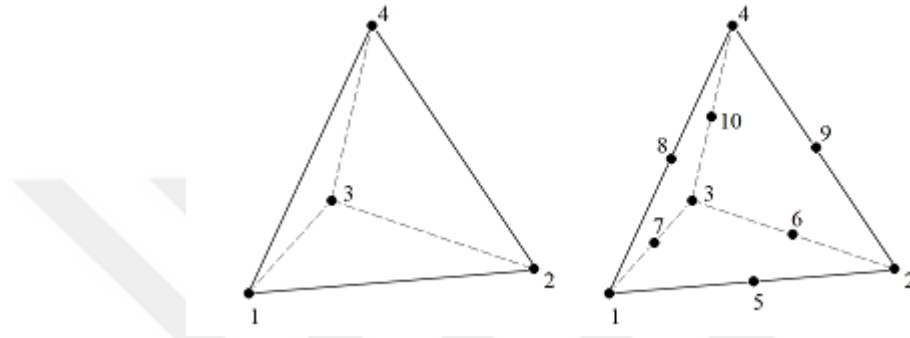
Topoloji sonuçları ile gerilme dağılımları ve titreşim analizi sonuçları göz önüne alınıp parça üzerinden gerekli malzeme çıkartma işlemleri yapılarak, basit model geliştirilerek final parçaya yaklaşımı sağlanır.

### **2.13 Topoloji Analizi - İterasyon 1**

Topoloji analizi, iki ana başlık altında yapılmaktadır. Birisi dayanım alanı için yapılan diğeri ise titreşim, ses ve gürültü alanı için yapılacak olan analizlerdir. Basit modelinin oluşturulmasından sonra bu modelin küçük elemanlara bölünüp yük dağılımının ve titreşim karakteristiğinin incelenmesidir. Bu sayede parça üzerinden gereksiz malzeme kullanılması engellenerek minimum malzeme yapısı ile ihtiyacı karşılayan çok basit bir model oluşmaktadır.

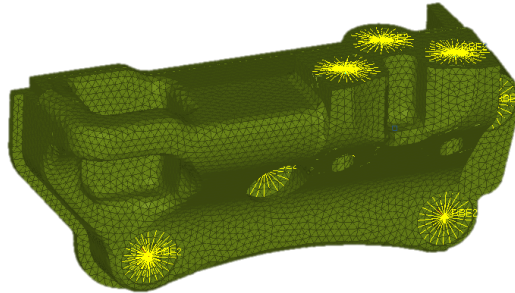
- Sonlu eleman modelinin oluşturulması;

Birinci seviye sonlu eleman(C3D4) parçaların modal analizi hesaplamalarında, ikinci seviye sonlu eleman(C3D10) ise gerilme ve titreşim hesaplarında kullanılmaktadır. Birinci seviye sonlu eleman kullanılmasının en genel avantajı basit, yakınsayan sonuç ve kısa analiz süresidir. İkinci seviye sonlu eleman ise daha kritik ve kararlı sonuçların istenildiği durumlar için kullanılmaktadır. İkinci seviye eleman türü ile yapılan analizlerin çözüm süreleri çok daha uzundur. [5]



**Şekil 2.21** Eleman Türleri a) Birinci Seviye Üçgen C3D4 b) İkinci Seviye Üçgen C3D10 Sonlu Eleman

Motor bağlantı braketinin dayanım ve titreşim topoloji optimizasyonlarında eleman çeşidi olarak ikinci seviye üçgen sonlu eleman kullanılmış olup, bağlantı elemanlarında ağ eleman kullanılarak simule edilmiştir.

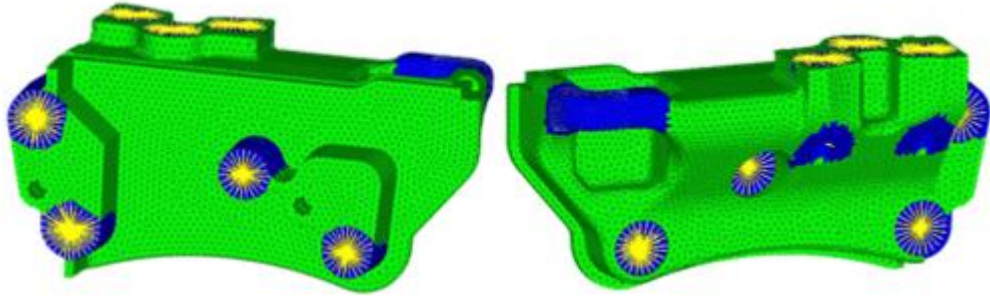


**Şekil 2.22** Topoloji Analizi için Sonlu Eleman Modeli

Topoloji analizinde kullanılacak model için öncelikle parçada tasarımın yapılacağı ve sabit kalması gerek yerler belirlenmiştir. Brakette tasarımı sabit tutulacak yerler (mavi) civata bağlantılarının olduğu ve kancanın takılacağı askı kısmını oluşturan kısımdır. Bu kısımlar haricindeki tüm alan (yeşil) topoloji analizinde çalışma alanı olarak kullanılacaktır. Bu alan üzerinden her bir eleman üzerindeki gerilme

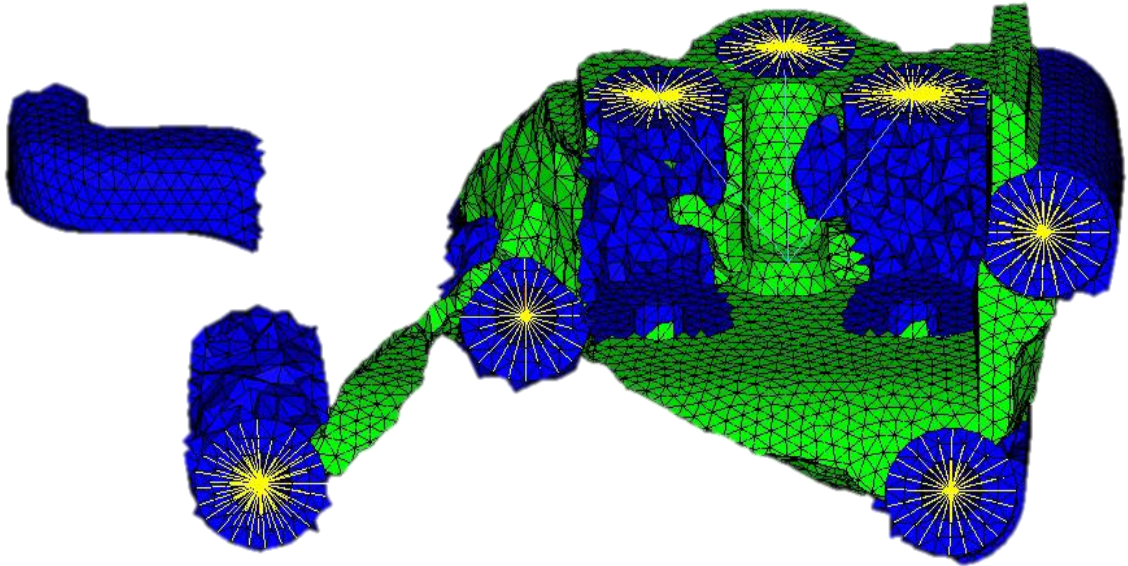


dağılımına göre parça üzerinden eksiltme yaparak tasarımda ne gibi değişikliklerin yapılabileceği konusunda yol gösterecektir.

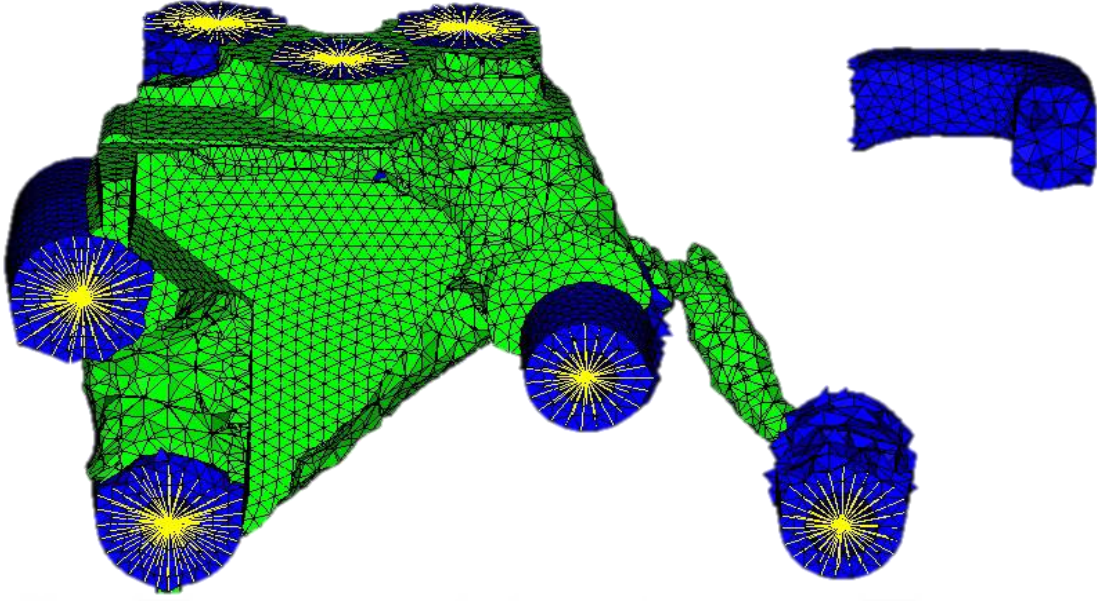


**Şekil 2.23** Dizayn ve Sabit Tutulacak Alanların Sonlu Eleman Modelinde Belirlenmesi

Motor bağlantı braketinin iki farklı şekilde çalışma durumu bulunmaktadır. Birincisi motor kulağının braketini bağlanarak motorun çalışma koşulları altında zorlanması, ikincisi ise motorun taşınması sırasında oluşan düşme senaryosunda motor ve şanzıman ikilisini taşıması durumudur. Oluşturulan model üzerine çalışma yükleri ve düşme testindeki yük, Optistruct ve HyperMesh programı kullanılarak modellenmesi ve analizi yapılmış olup, sonuçlar HyperView programı kullanılarak görüntülenmiştir.

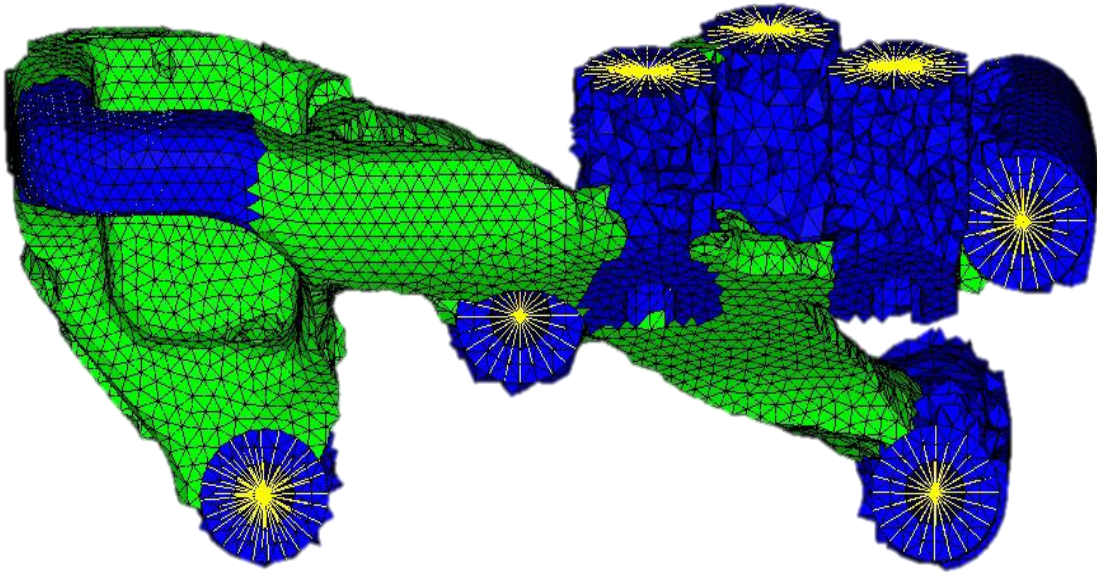


**Şekil 2.24** Motor Bağlantı Braketi İşlevi İçin Topoloji Analizi Sonucu - Ön



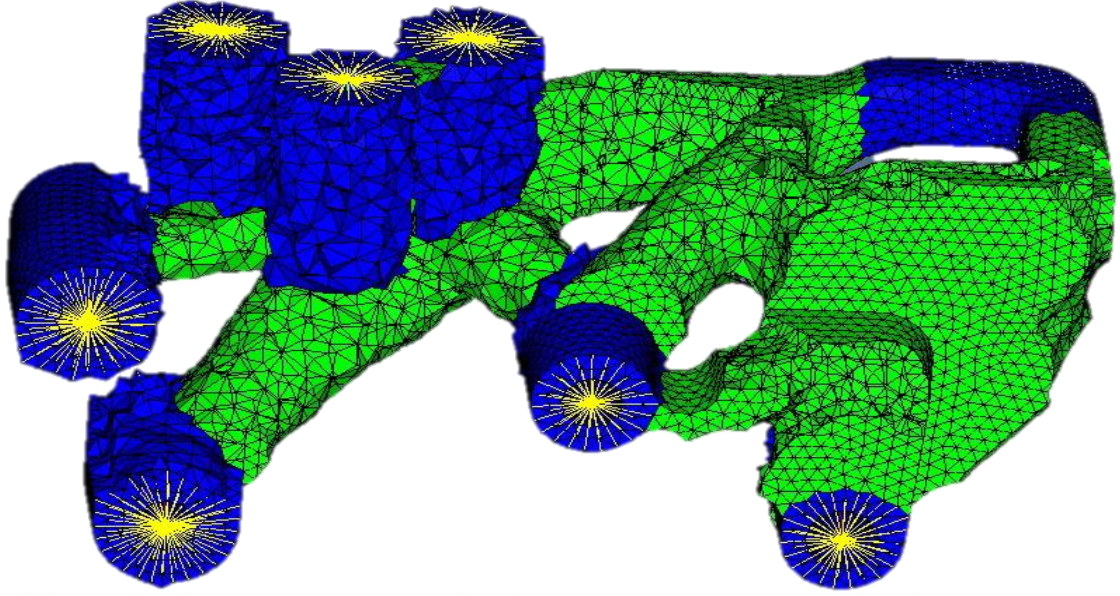
**Şekil 2.25** Motor Bağlantı Braketi İşlevi için Topoloji Analizi Sonucu – Arka

Şekil 2.24 ve 2.25 'de gösterilen sonuçlar motorun şasiye bağlı durumda iken gelen yükler karşısında nasıl bir tasarıma ihtiyaç olduğunun sonuçlarıdır. Buna göre yeşil renkli elemanların yoğunlaştığı bölgelerde olabildiğince malzemenin tutulması gerektiği veya bu modele yakınsayacak bir modelin kurulması gerektiği gösterilmektedir.



**Şekil 2.26** Motor Askı Braketi İşlevi için Topoloji Analizi Sonucu - Ön

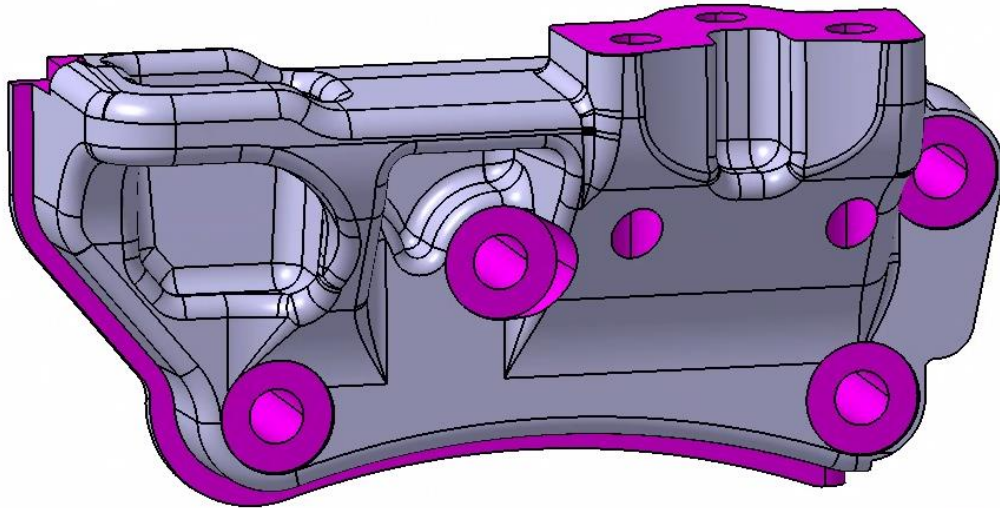




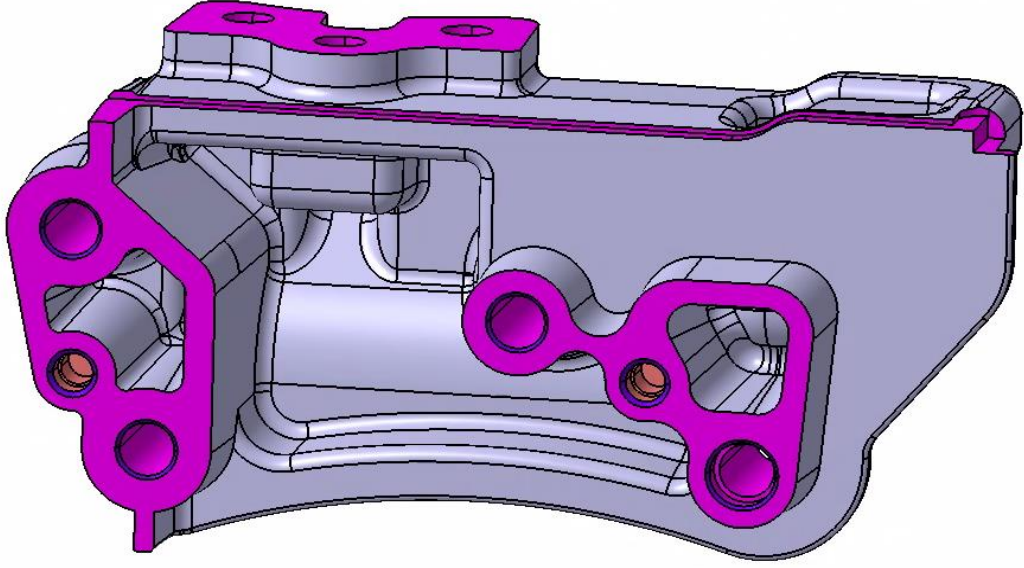
**Şekil 2.27** Motor Askı Braketi İşlevi için Topoloji Analizi Sonucu – Arka

Şekil 2.26 ve 2.27 'de gösterilen sonuçlar ise düşme testinde braketeye gelecek maksimum kuvvete bağlı olarak çıkan topoloji analizi sonucudur.

Bu sonuçlar, önceden belirtildiği gibi geometri üzerinde hangi kısımların daha az hangi kısımların daha fazla yüke maruz kaldığını göstermektedir. Her iki kullanım şartına göre yapılan analiz sonuçları göze alınarak model üzerinde gerekli güncellemeler yapılarak Şekil 2.28 ve 2.29 'daki modeli oluşturulmuştur.



**Şekil 2.28** Topoloji Analizi Sonucunda Oluşturulan Motor Braketi Modeli - Ön



**Şekil 2.29** Topoloji Analizi Sonucunda Oluşturulan Motor Braketi Modeli - Arka

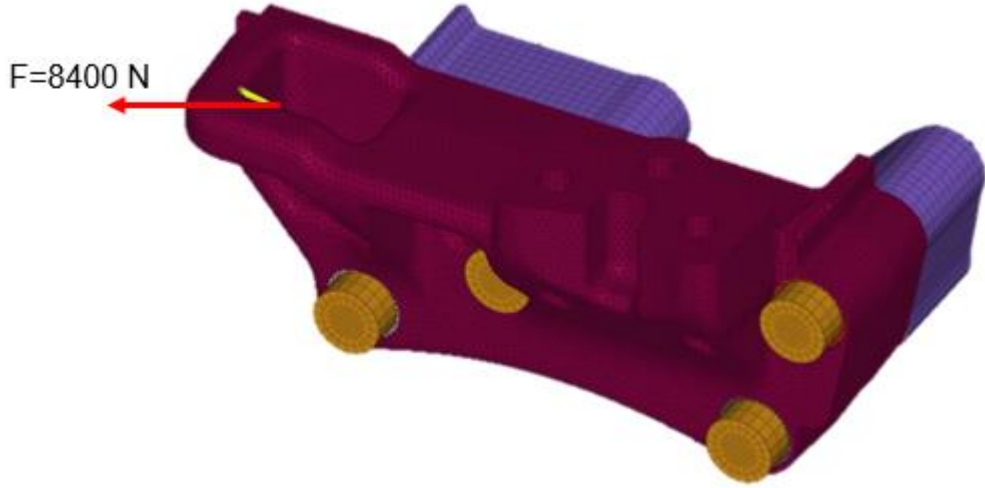
Yeni model, hem imalat hem parça gereksinimleri hem de ergonomiklik (ağırlık) açısından gereksinimlerini karşılaması beklenmektedir. Bu nedenle parça üzerinden uygun alanlardan malzeme çıkartmaları yapılarak olgunlaşmış modeldir. gerilme analizi öncesinde parçanın toplan ağırlığı 3.03 kg olarak ölçülmüştür.

Bu model daha sonrasında gerilme analizine sokularak, gerilme dağılımının fazla olduğu noktalara göre iyileştirilmeler yapılacaktır.

#### **2.14 Gerilme Analizi - İterasyon 1**

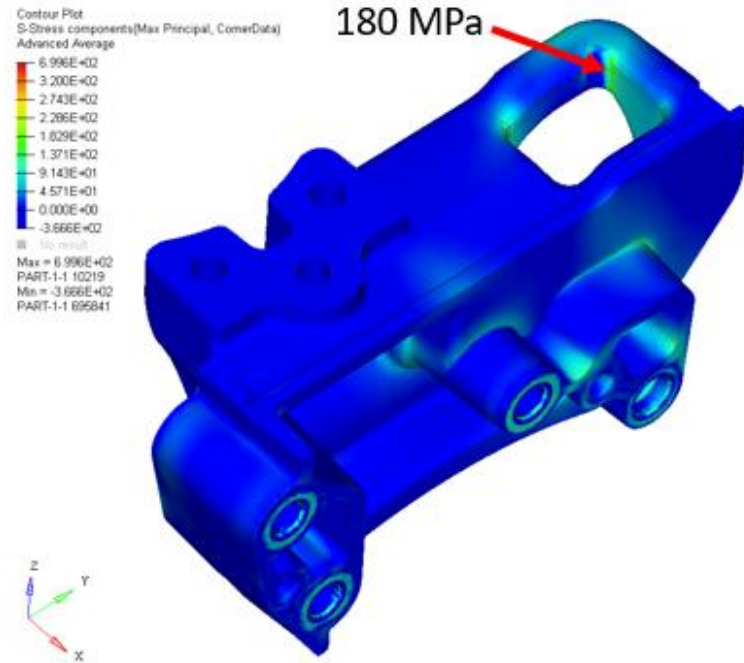
Parçanın mekanik özellikleri dikkate alınarak, çalışma koşulları altında malzemenin hangi kısımlarında dayanım olarak risk oluşturacağını kontrolü yapılmaktadır.

Motor şanzıman ikilisinin taşınmasında kullanılacak askı kısmının testi için kullanılan yapıya daha önceden hesaplanmış olan 8400 N uygulanmıştır.



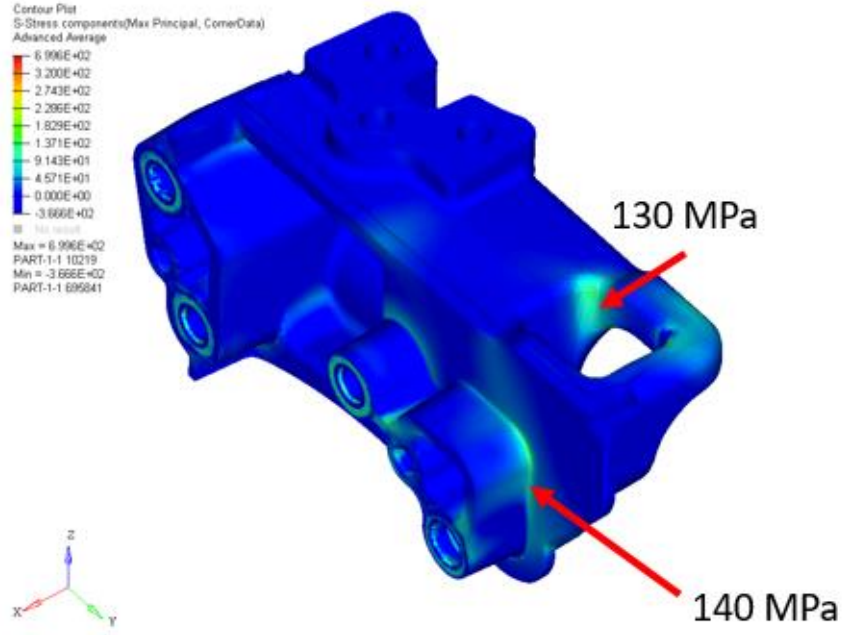
**Şekil 2.30** Askı Braketi Testi için Hazırlanmış Dayanmış Modeli

Uygulanan kuvvetin doğrultusu kancanın tutunduğu ve total ağırlık merkezi doğrultusundadır .Bu kuvvet karşısında en fazla zorlamayı kancanın bağlandığı kısım oluşturmuş olup bu değer parçamızın malzemesi için seçilmiş olan dökme demir akma dayanımından düşük değer olması sayesinde parçanın testten geçebileceğini ve sorun ile karşılaşılmayacağını göstermektedir. Şekil 2.31 ve 2.32 'de askı kısmı için gelen yük sonrası gerilme dağılımı gösterilmiştir.



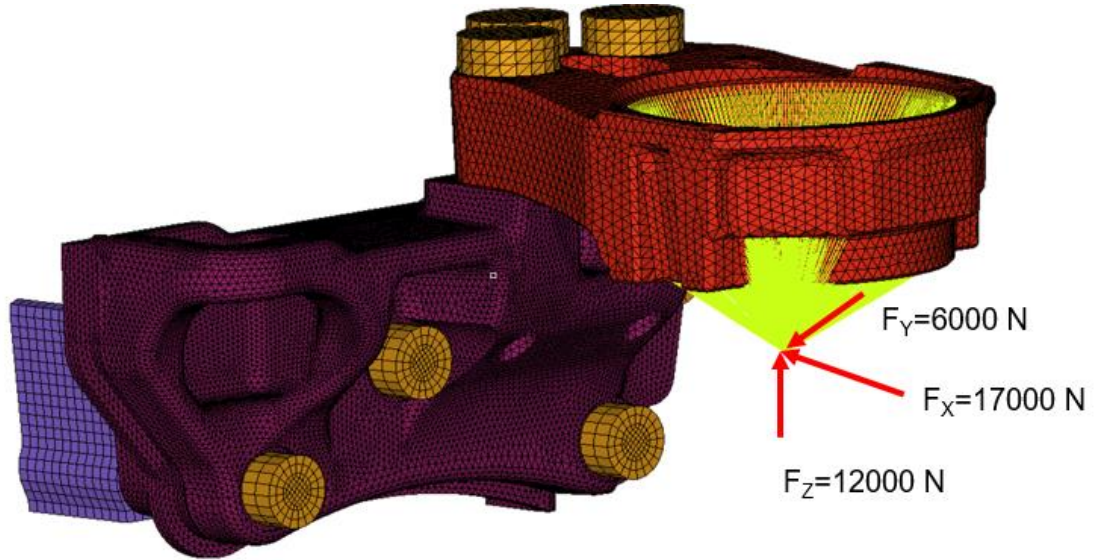
**Şekil 2.31** Askı Kısmı Dayanım Analizi Sonrası Gerilme Dağılımı-Kanca Kısmı



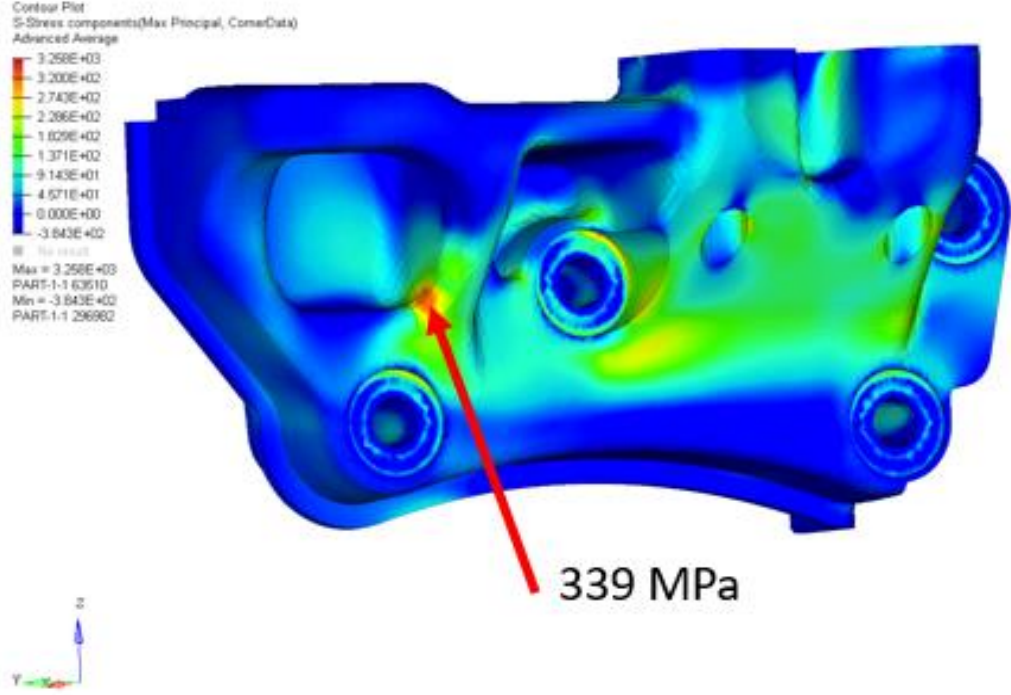


**Şekil 2.32** Askı Kısmı Dayanım Analizi Sonrası Gerilme Dağılımı

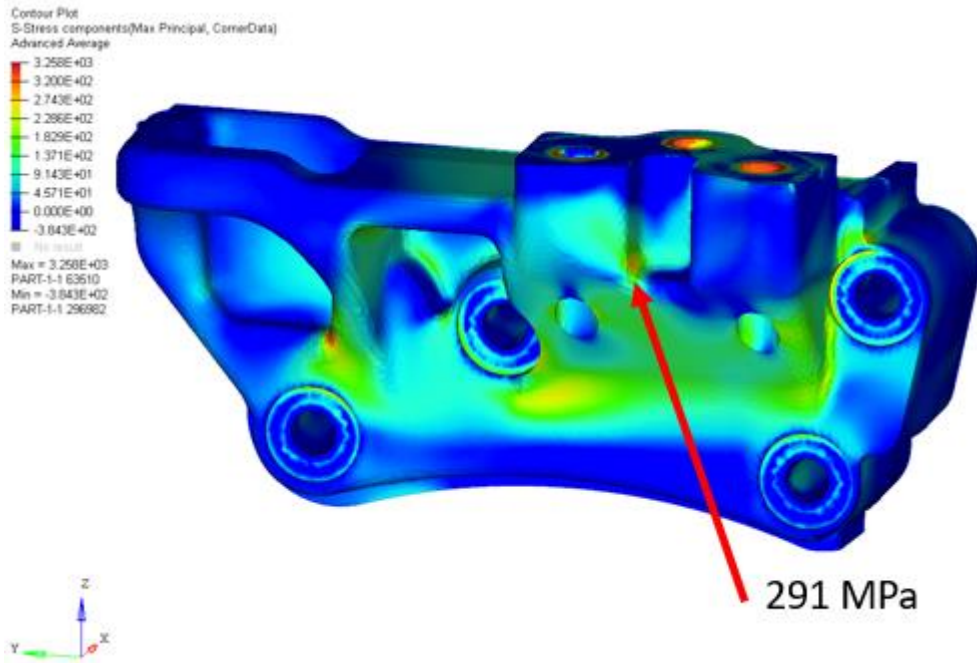
Motor bağlantısının yapıldığı durum için Şekil 2.33 'de görüldüğü gibi parçanın bağlı olduğu kafa, civata ve takoz braketini modellenerek dayanım analizi gerçekleştirilmiştir. Modeller zormalama yükleri uygulanarak parçanın sonlu eleman modelindeki her bir eleman üzerindeki değerler görüntülenerek parça üzerinde gerilme değerlerindeki kritik yerler incelenmiştir.



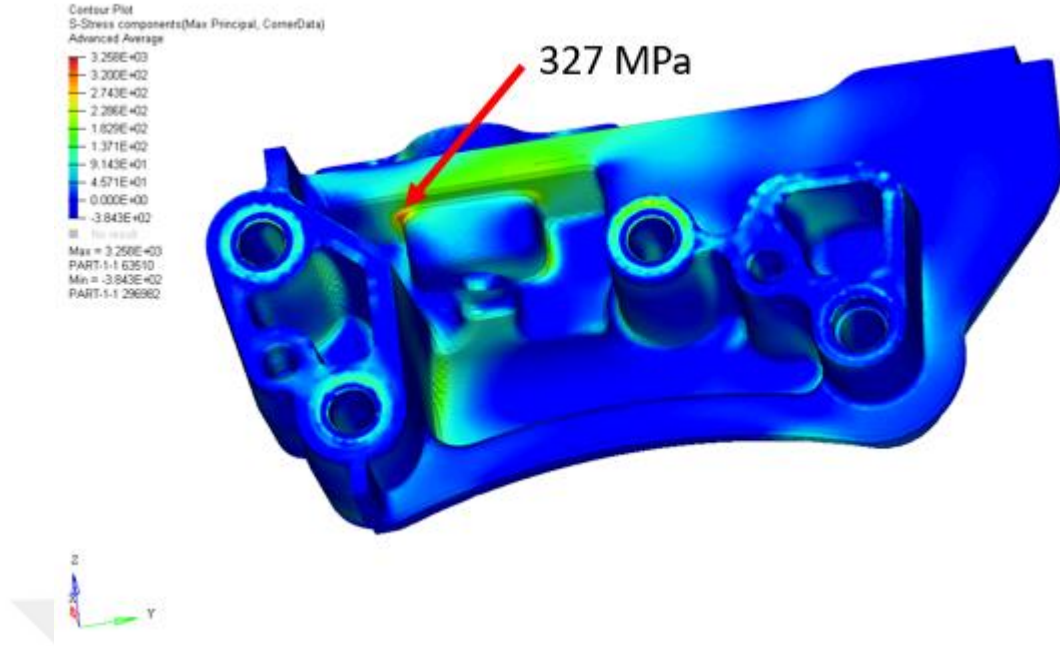
**Şekil 2.33** Motor Bağlantısı için Bağlantı Analizi



Şekil 2.34 Motor Bağlantısı Gerilme Analizi Sonucu Kritik Noktalar – Askı Tarafı



Şekil 2.35 Motor Bağlantısı Gerilme Analizi Sonucu Kritik Noktalar – Bağlantı Kısmı



**Şekil 2.36** Motor Bağlantısı Gerilme Analizi Sonucu Kritik Noktalar – İç Kısım

Bu sonuçlara göre brakette iyileştirilmesi gereken noktalar belirtilmiştir. Bu noktalar üzerinde malzeme arttırımı veya köşe kısımlarda daha yumuşak geçilmesi için kalıpta dönüş yarıçaplarında arttırmalar yapılması gerekmektedir.

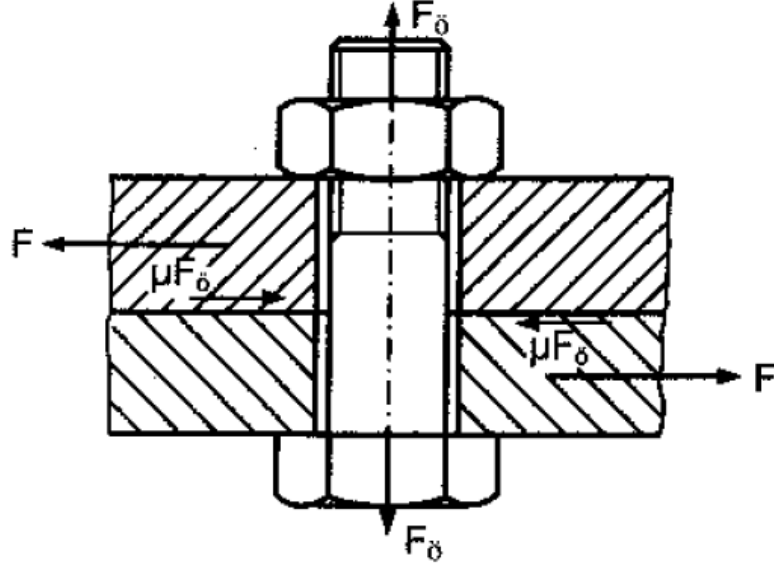
Bu gerilme değerlerine bakıldığında alüminyum malzemesi için yüksek değerler olduğu görülmektedir. Bu malzeme seçiminin doğru olduğunu aksi takdirde alüminyum malzeme kullanıldığında braketin dayanımında büyük risklerin ve kırılmaların oluşacağı kesin olarak söylenebilir.

### **2.15 Bağlantı Kayma Kontrolü ve Analizi**

Kayma kontrolü civata bağlantısı olan parçaların birbirlerine göre bağıl hareket yapmamaları için uygulanmaktadır. Bu hareketin olmaması için aşağıdaki denkleğin sağlanması gereklidir.

$$\mu F_0 \geq \frac{F}{z} \quad (2.10)$$





**Şekil 2.37** Cıvata Bağlantısındaki Kuvvetler

Cıvataya verilmesi gereken ön gerilme kuvvetidir ise; [6]

$$F_0 = k \times \frac{F}{\mu \times z} \quad (2.11)$$

Motor takoz braketinin motor braketi ile bağlantısındaki gerilme kuvvetlerinin hesabı için; [7]

$$\sigma = \frac{\eta \times \sigma_{0.2}}{\sqrt{1+3 \times \left[ \frac{4}{1+\frac{d_3}{d_2}} \times \left( \frac{P}{\pi \times d_2} + 1,155 \times \mu_t \right) \right]^2}} \quad (2.12)$$

Formülü kullanılarak cıvata üzerine gelen eksenel yükler için düzenleme yapıldığında;

$$F_0 = \frac{\eta \times \sigma_{0.2} \times A_s}{\sqrt{1+3 \times \left[ \frac{4}{1+\frac{d_3}{d_2}} \times \left( \frac{P}{\pi \times d_2} + 1,155 \times \mu_t \right) \right]^2}} \quad (2.13)$$

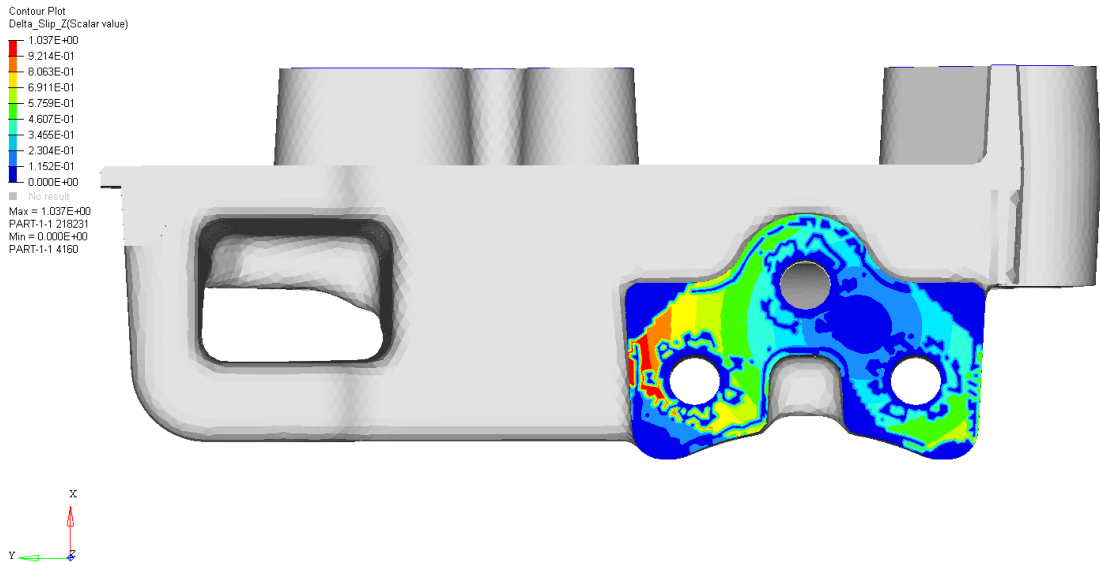
Formülü elde edilmektedir.

Parçaya etki eden kuvvetlerden kaynaklı olarak motor braketi ve takoz braketi arasındaki bağlantıda yüzeyler arasındaki sürtünme kuvvetinin parçalar arası çekme kuvvetinden küçük çıkması riskine karşı kayma hesaplama yapılmasına ihtiyacı duyulmuştur. Kayma sorununa en fazla etkisi olan faktörler cıvata seçimi, cıvata lokasyonları ve parça malzemesidir. Parça malzemesi konusunda mevcut

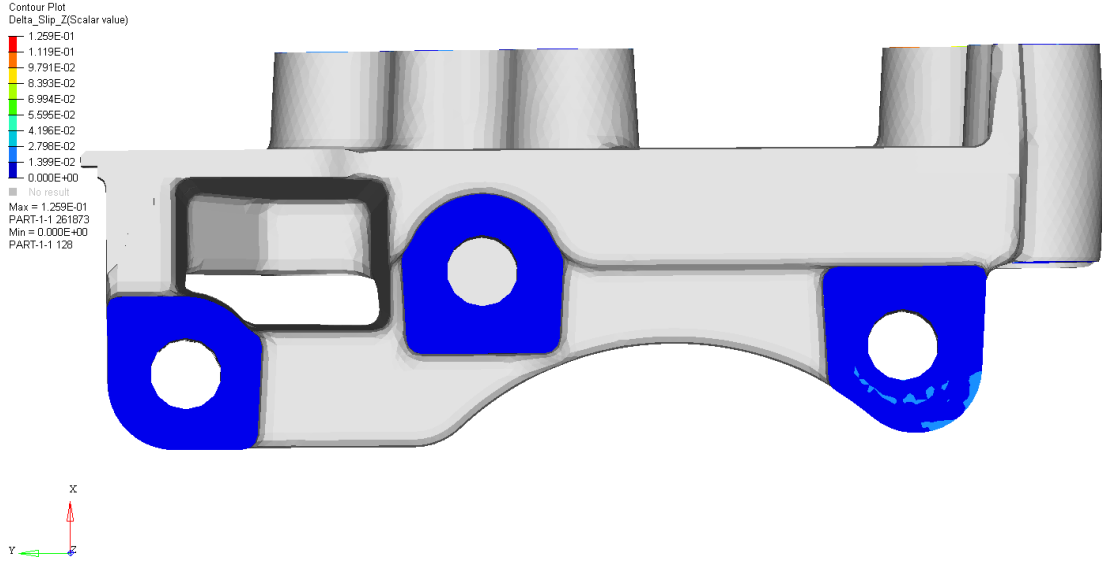
malzeme en uygun olarak seçildiği için herhangi değişiklik yapılmayacaktır. Mevcut durumda kullanılan M12x24 + M12x51,5 10.9 kalitede saplama ve buna uygun seçilmiş M12 somun kullanılmaktadır.

Cıvata bağlantılarında kayma analizi için gerilme analizinde kullanılan CAE model, üzerinden işlem yapılmıştır. Her iki modelde de kullanılan kuvvetler yönleri ve şiddetleri aynı olarak alınmıştır. Yapılan geometri değişikliği sonrası civata ölçüleri değiştirilmiş olup M14x28 + M14x43 10.9 kalite saplama kullanılmış ve buna uygun M14 somun kullanılmasına karar verilmiştir.

M12 civatalar için uygulanan ön gerilme torku 55000 Nm , M14 civatalar için uygulanan ön gerilme torku 77800 Nm olarak verilmiştir. Bu değerler uygulanarak sonlu eleman analizinde kayma değerleri ölçümü yapılmıştır.



**Şekil 2.38** İlk Modelin Kayma Analizi Sonucu



**Şekil 2.39** Güncellenen Bağlantı Yerlerinin Kayma Analizi Sonucu

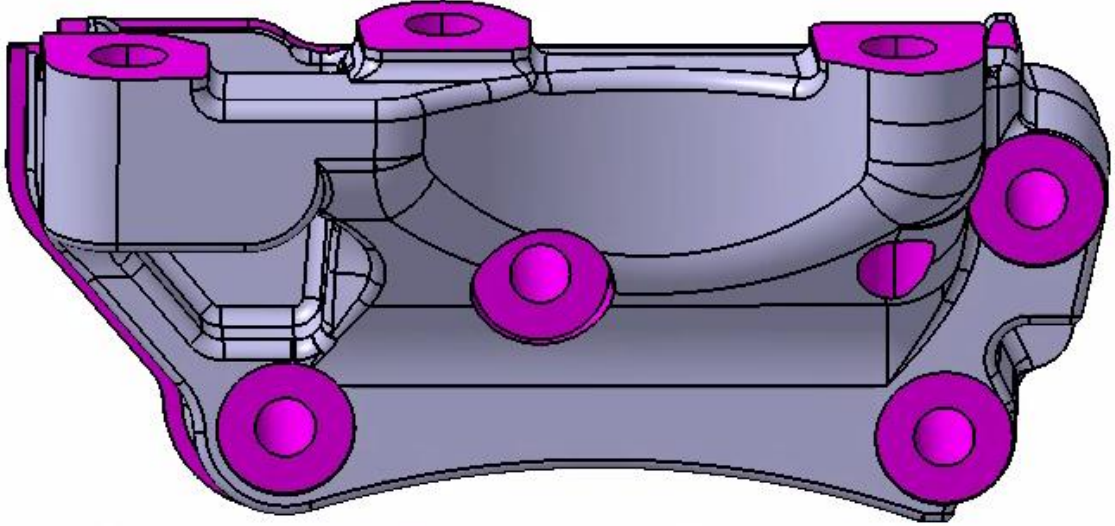
Analiz sonuçlarına göre ilk iterasyonda kullanılan bir önceki nesil motordan ortak alınan bağlantıda ciddi oranda kayma saptanmıştır. Analiz sonuçlarına göre yük altında 1 mm kayma oluşmaktadır. Bu sebeple bağlantı noktalarında iyileştirilme yapılması gerekliliği ortaya konulmuş ve yeni lokasyonlar belirlenmiştir. Bu lokasyonların seçiminde yük dağılımı kayma faktörü ve braketin ağırlık dağılımı göz önünde tutulmuştur.

Yeni yapılan dizaynda saplama boyutlarında değişiklik yapılarak ön gerilme torku %50 oranında artması sağlanmış, kayma miktarı 10 kat daha iyileştirilerek 0.1 mm 'ye düşürülmüş ağırlık olarak da %16 civarında azaltma yapılmasına olanak sağlamıştır.

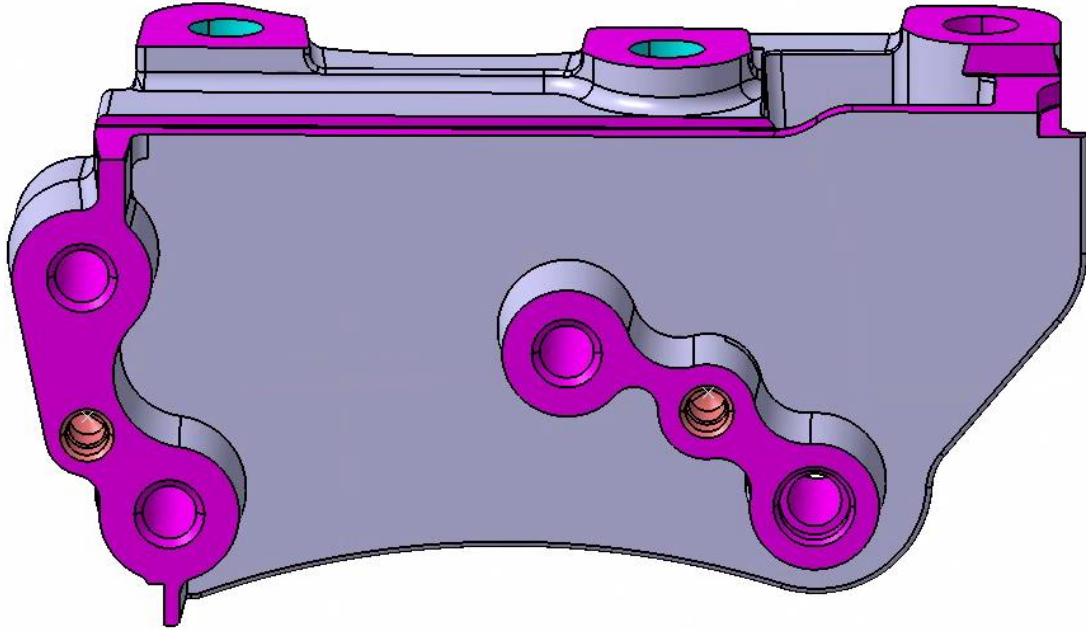
## 2.16 Braket Model Güncellenmesi – İterasyon 2

Yapılan civata kayma analizi ve hesaplaması sonrasında parçanın motor takozu brakti ile bağlantısında değişiklik yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Mevcut durumda saplama boyutlarında değişiklik bağlantı elemanlarını montajını sağlayan ekipman için yeterli alana sahip değildir. Bu nedenle parça üzerinde gerilme dağılımının daha iyi olması ve titreşim açısından da incelendiğinde bağlantı noktalarının arasındaki mesafelerin açılmasına karar verilmiştir. Bu doğrultuda saplama bağlantıların boyutları M12 'den M14 boyutuna çıkarılarak ve bağlantı geometrisinde önemli değişiklikler yapılmıştır. Bu sayede bağlantıdaki kayma

problemi çözümlenerek devam edilmiştir. Yapılan tasarımda bağlantı noktalarının değiştirilmesi gerilme dağılımlarını değiştireceği için braket için tekrardan topoloji ve gerilme dağılımı kontrolü yapılması ihtiyacı doğurmuştur.



**Şekil 2.40** Takoz Braketinin Bağlantısının Değişmesi Sonrası Motor Bağlantı Braketi - Ön Görünüm

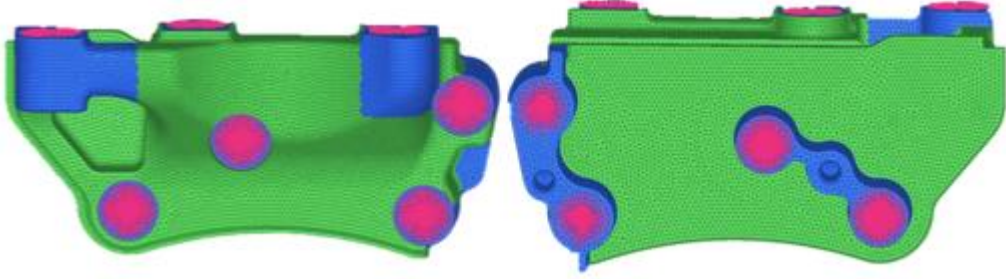


**Şekil 2.41** Takoz Braketinin Bağlantısının Değişmesi Sonrası Motor Bağlantı Braketi - Arka Görünüm

Oluşturulan geometri sonlu eleman modeli kurularak mevcut durumda nerelerden mazleme azaltılabileceği konusunda tasarıma yol gösterecektir.

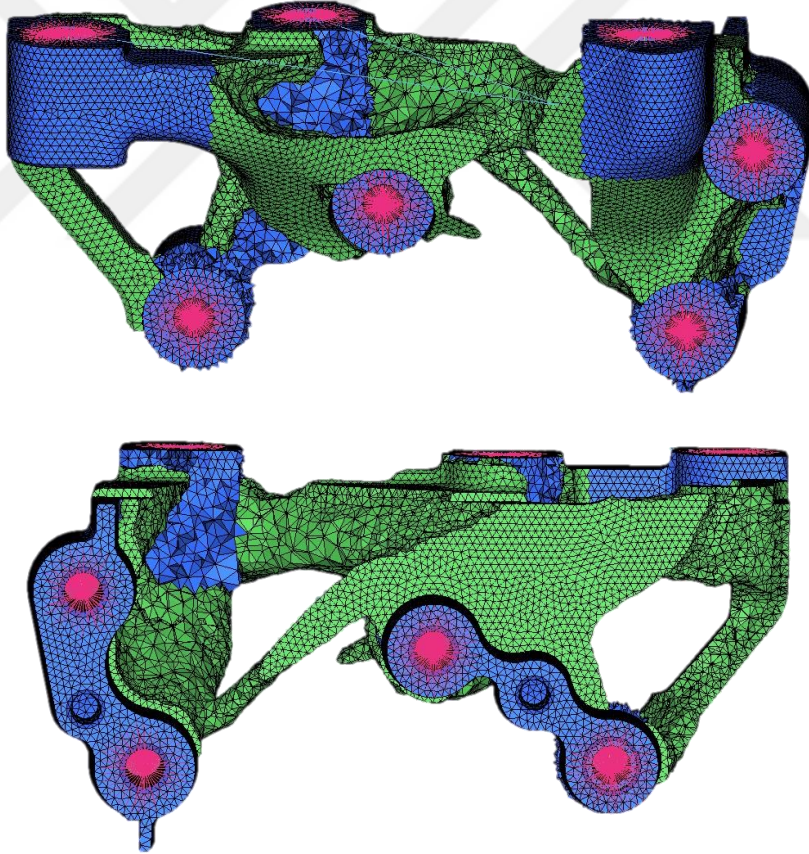
## 2.17 Topoloji Analizi - İterasyon 2

Güncellenmiş saplamaların konumlarına göre yeniden gerilme dağılımı odaklı topoloji analizi yapılabilmesi için parçanın sonlu eleman modeli oluşturulmuştur.



**Şekil 2.42** Güncellenen Bağlantı ve Askı Braketi Analiz Modeli

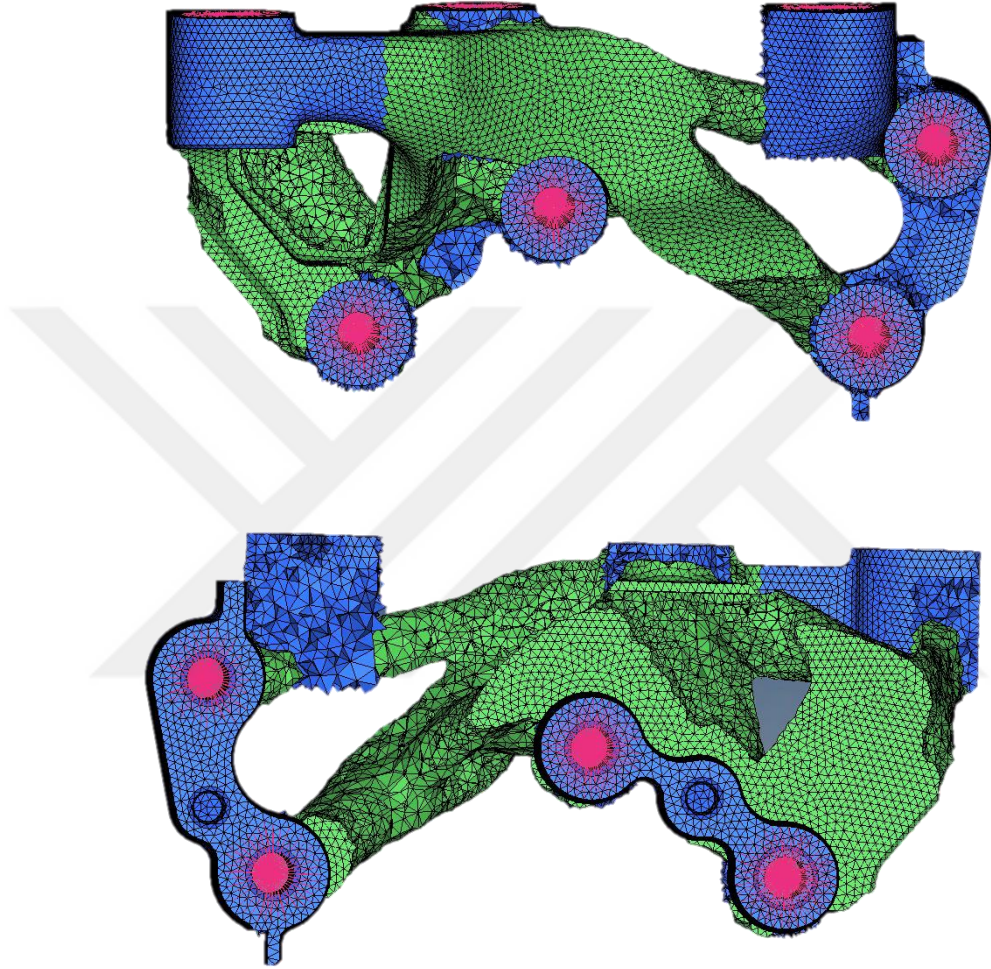
Oluşturulan modellerde daha önce yapılan topoloji analizi ile aynı şartlarda analiz koşutduğunda alınan sonuçlar dahilinde parçanın geometrisi belirlenebilecektir.



**Şekil 2.43** Güncellenen Bağlantılara Göre Bağlantı Braketi İşlevinde Topoloji Analizi Sonucu



Şekil 2.43 'de motor bağlantı braketi motor takozu ile bağlantısında oluşan yük dağılımı için yapılmış olan analiz sonuçları görülmektedir. Buna göre motor takozundan gelen yük doğrultusunda parça üzerinde yeşil renk ile gösterilen elemanların bulunduğu kısımlarda gerilme yoğunluğu olması ve parça tasarımında bu kısımlarda malzeme tutulmasına ihtiyaç vardır.

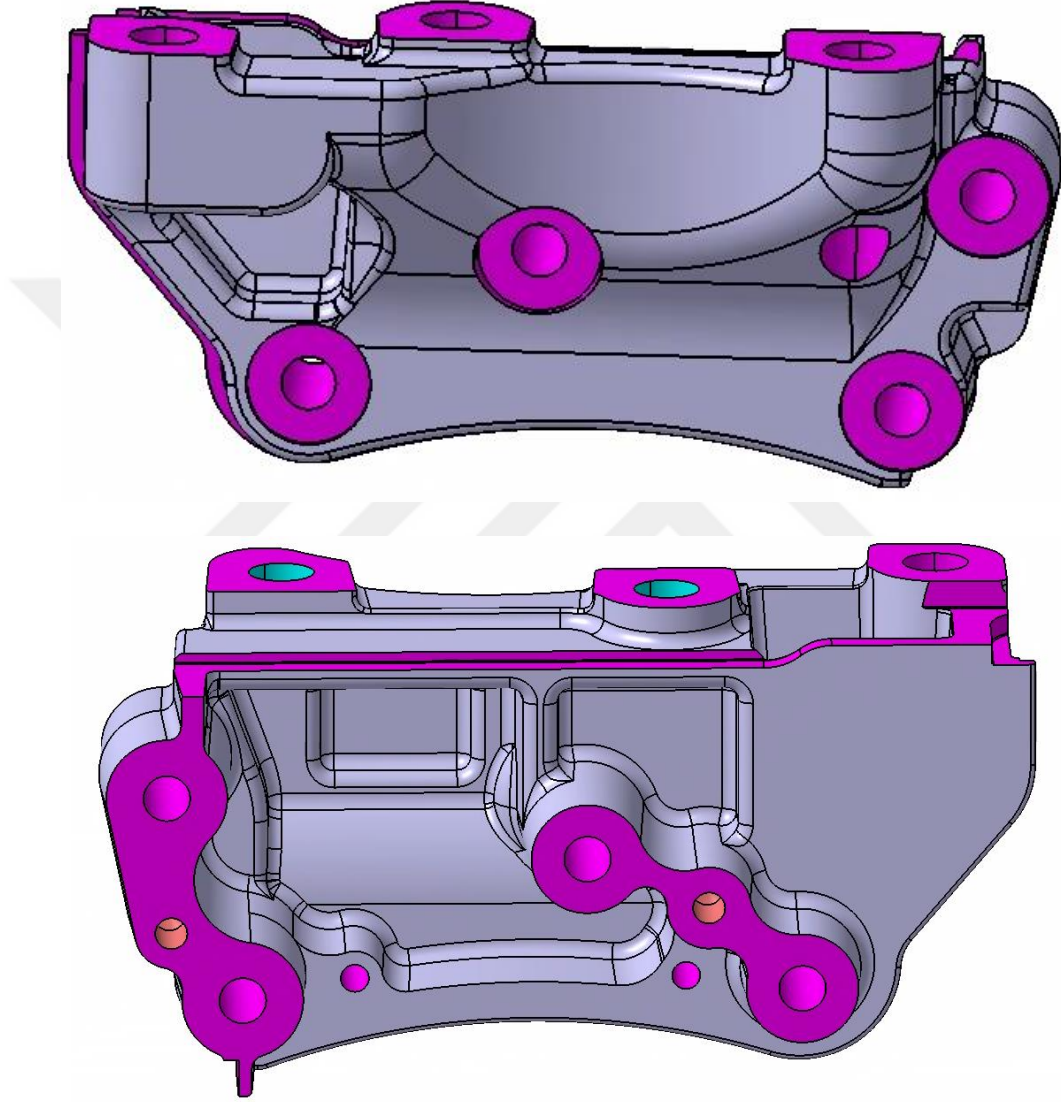


**Şekil 2.44** Güncellenen Bağlantılara Göre Askı Braketi İşlevinde Topoloji Analizi Sonucu

Bu kısımda motor askı braketi kısmı üzerinde düşme hareketi nedeni ile kuvvetin geldiğinde parçanın geometri olarak nerelerde malzeme tutulması gerektiğinin bilgisini içermektedir.

## 2.18 Analiz Destekli Geometrik Modelin Oluşturulması

Yapılan dizayn iterasyonları ve analizler sonucundan yola çıkılarak parçanın final tasarımına ilerlenilmiştir. Bu sonuçlara göre ilk olarak parça ağırlığı göz önünde bulundurularak ve topoloji analizlerini de dikkate alınması ile parçadan malzeme azaltımı yapılmıştır.



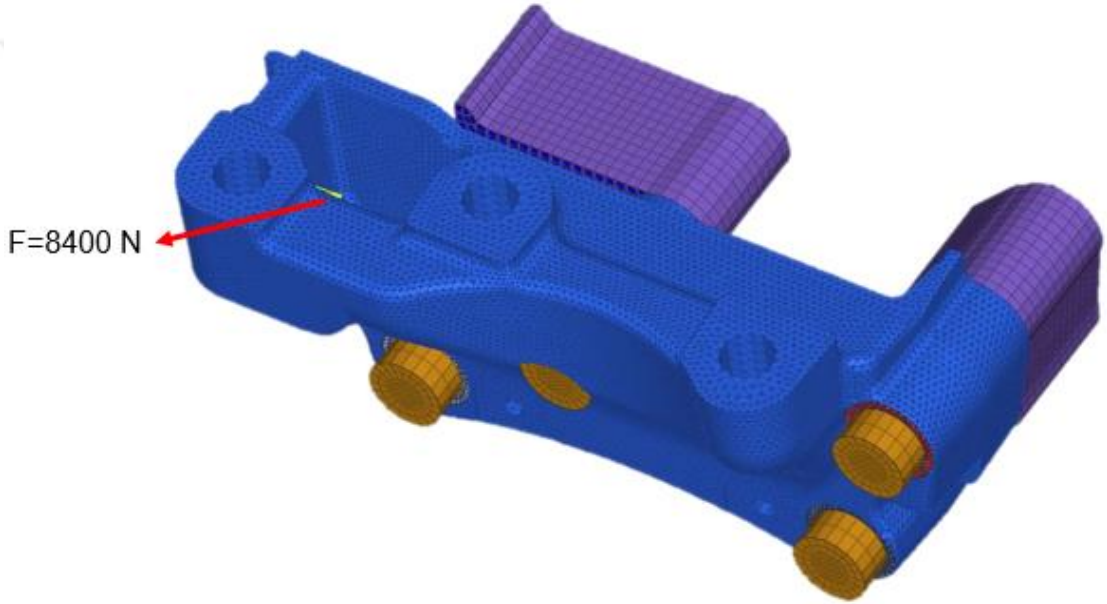
**Şekil 2.45** Analiz ile Desteklenen Tasarım

Bu geometrik modelin ağırlığı 2.5 kg olarak ölçülmüştür. Bu model hem ağırlık hemde taarım olarak istenilen özellikleri sağlayacak şekilde tasarlanmıştır. Fakat parça tasarımı tamamlanmadan önce son kez gerilme analizi tamamlanarak tasarımın dayanım durumu kontrol edilmesi gerekmektedir.

## 2.19 Gerilme Analizi - İterasyon 2

Değişikliklerin parça üzerine etkilerinin araştırılması için parçanın çalışmasındaki her iki koşul tekrardan analiz edilerek sonuçları incelenmiş ve parça üzerinde gerilme yoğunluğu olan kısımlarda iyileştirme yapılmıştır.

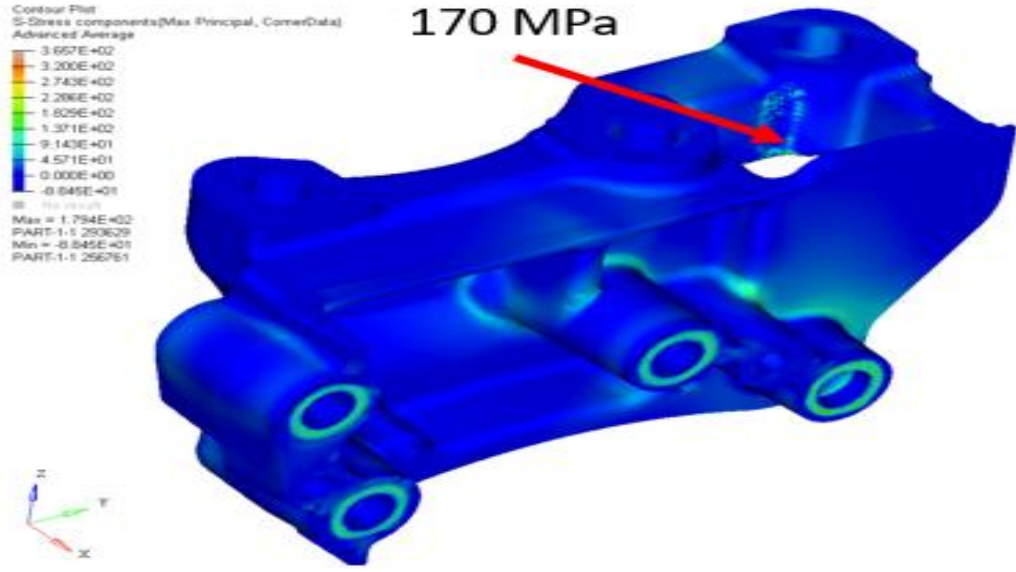
İlk olarak parçanın askı braketi için tasarlanmış kısmına motor şanzıman ikilisinin salınımından gelen yük uygulanmıştır. Şekil 2.46 'da görüldüğü gibi sonlu eleman modelinde bağlantı elemanları yüzeysel kontak kurularak ve parçanın bağlandığı kafa parçasının bağlantı kısmı sabit olarak tutularak analiz tamamlanmıştır.



**Şekil 2.46** Motor Bağlantı Braketi Askı Kısımının Gerilme Analizi için Sonlu Eleman Modeli

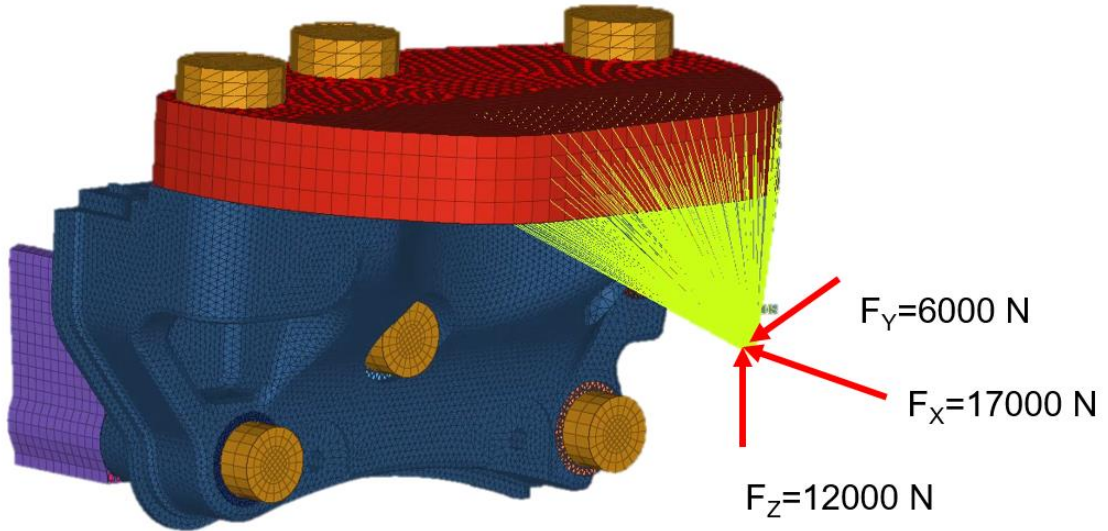
Bu analiz sonucunda parça üzerinden okunan en yüksek değer 170 MPa olarak ölçülmüştür. Bu değer parçada risk teşkil etmemektedir. Şekil 2.47 'da oluşan gerilme dağılımı parça üzerinde dağılımını göstermektedir.



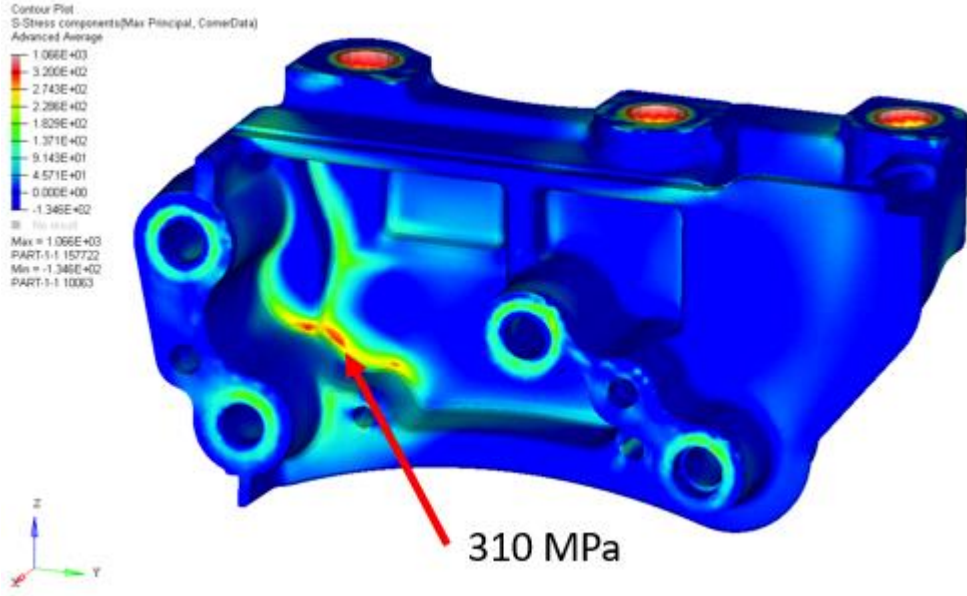


**Şekil 2.47** Askı Kısımında Oluşan Gerilme Dağılımı – İterasyon 2

Motor bağlantı braketinin şasiye bağlanan takoz braketini de değişen bağlantı noktaları ile güncellenmesi gerekliliği ortaya çıkmıştır. Bu doğrultuda takoz braketinin elastiklik merkezi sabit tutularak geçici bir takoz bağlantı braketini ile gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analiz için kurulmuş olan sonlu eleman modeli Şekil 2.48 'de gösterilmiş ve uygulanan kuvvetler önceki analizdekilerle sabit tutularak işlem yapılmıştır.

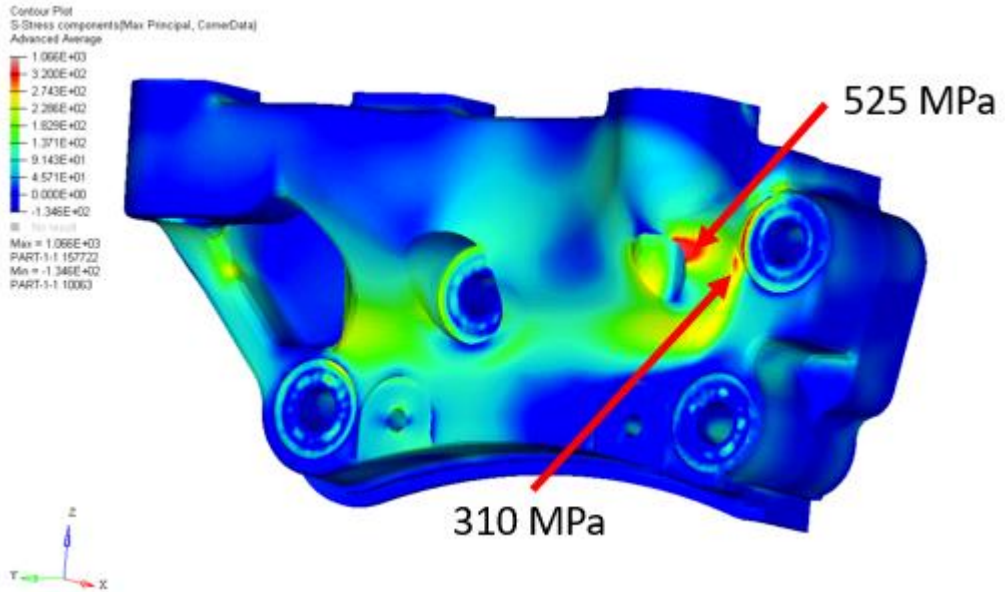


**Şekil 2.48** Yeni Bağlantı Braketini ve Bağlantıların Analizi Modeli



**Şekil 2.49** Parçanın İç Geometrisindeki Gerilme Dağılımı

Şekil 2.49 'da görülen parçanın iç malzeme boşaltması yapılan yerde gerilme yoğunluğu o kısmın malzemeyle desteklenerek veya kaburga atılarak gerilme yoğunluğunun azaltılması planlanmaktadır.



**Şekil 2.50** Parçanın Dış Geometrisindeki Gerilme Dağılımı

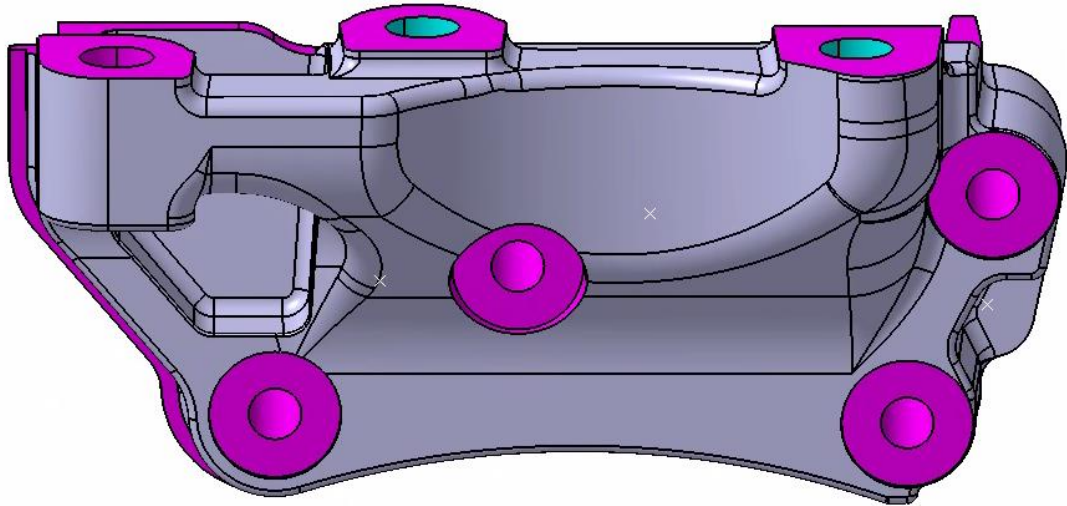
Şekil 2.50 'de görülen gerilme değerleri için saplama deliğinin işleminin parça boyunca açılmadan yapılması ve diğer kısımlarda parçanın geometrisinde keskin köşeden daha yumuşak geçiş ile tamamlanması gerektiği görülmektedir.

## 2.20 Motor Bağlantı Braketi Final Dizayn

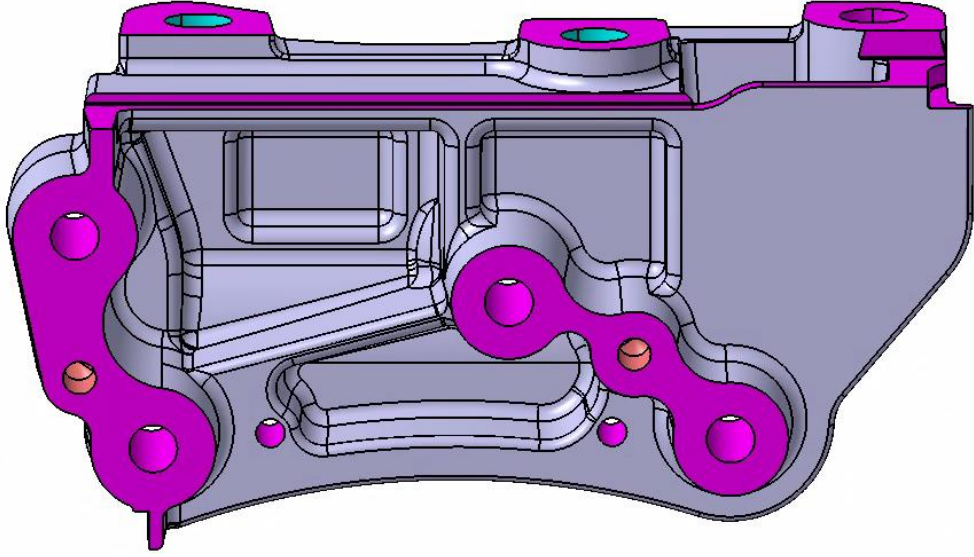
Yapılan gerilme analizleri soğrultusunda parça için çeşitli değişikliklerin yapılması gerekliliği görülmüştür. Gerilme analizindeki kritik ve yüksek gerilme değerlerinin malzeme eklenilmesi ve tasarım değişiklikleri ile giderilmesi sağlanmıştır.

Gerilme değerlerinin yüksek olduğu motor takoz braketinin bağlantı deliği parça boyunca açılması değiştirilerek bu noktadaki yüksek gerilme değerinin azaltılmasına ve diğer riskli alanda parçaya malzeme eklenerek bu kısımda da gerilme değeri azaltılmıştır. Parçanın iç kısmında bulunan riskli alan için parça içinden kaburga atılarak gerilme dağılımında kontrol ve parçanın dayanım özelliklerine risk taşıyan kısımların iyileştirilmesi tamamlanmıştır.

Şekil 2.51 ve 2.52 'de yeni yapılan iyileştirmeler ile parçanın dayanım ve titreşim açısından güvenli ve rijit yapıya ulaştığı geometrik modeli görülmektedir. Parçanın üretimi için parça kalınlık kontrolünün yapılması ve parçanın doğal frekansının kontrolü sağlanması ile parça tasarımının tamamlanması sağlanacaktır. Yapılan son değişiklikleri ile parçanın ağırlığı 2,56 kg olarak güncellenmiştir.



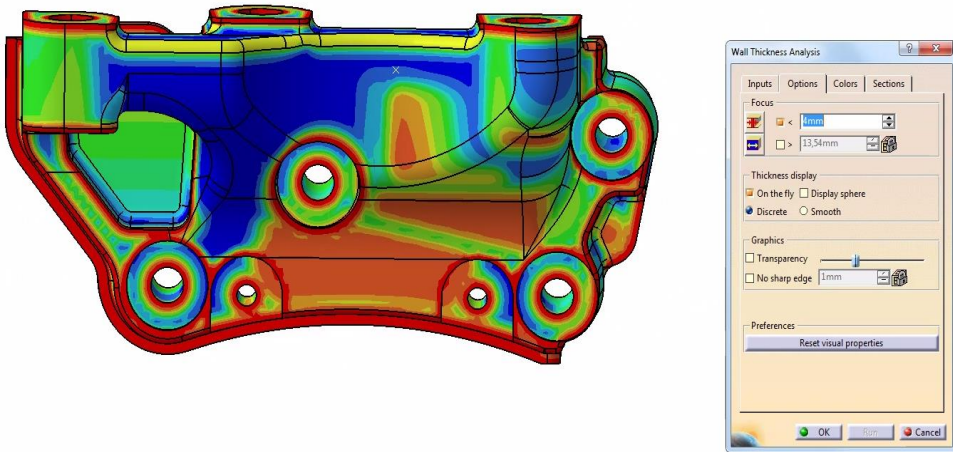
Şekil 2.51 Gerilme Analizi Sonrası İyileştirme Yapılmış Parça Tasarımı



**Şekil 2.52** Gerilme Analizi Sonrası İyileştirme Yapılmış Parça Tasarımı

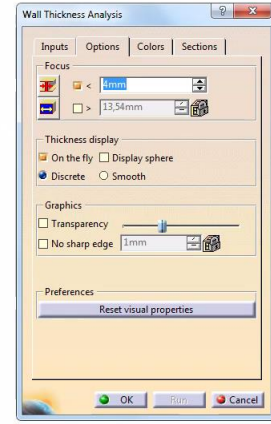
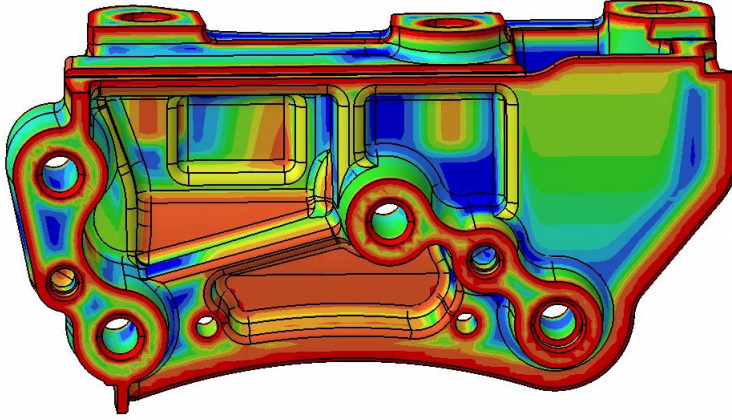
### 2.21 Motor Bağlantı Braketi Et Kalınlığı Kontrol Analizi

Yapılan model en son olarak üretiminde hata oluşmaması için verilmiş olan minimum et kalınlığına göre kontrolü yapılması gerekmektedir. Bu sayede döküm sırasında malzeme yapısında ve parçada üretim nedeni ile hataların önüne geçilebilmekte ve parça tasarımında duvar kalınlıklarında istenilmeyen incelmelerin önüne geçilmesi sağlanılmaktadır. Yapılan analizde CATIA üç boyutlu tasarım programı kullanılarak parçanın kalınlığında minimum 4 mm olarak sınır değeri belirlenmiştir. Bu sonuçlar doğrultusunda renkli haritalandıma ile malzemedeki et kalınlığı analizi tamamlanmıştır.



**Şekil 2.53** Braket Final Modeli Et Kalınlığı Analiz Sonucu





**Şekil 2.54** Braket Final Modeli Et Kalınlığı Analiz Sonucu

Yapılan control sonuçlarına göre işleme kısımları haricinde parçada kalınlık olarak üretici tarafından kabul görülen minimum 4 mm et kalınlığı aşağısında bir değer görülmemiştir. En fazla malzeme kalınlığı olarak 25,37 mm ölçülmüştür. Bu değerler göz önüne alınarak parçanın en kalınlığı ile ilgili herhangi bir risk bulunmamaktadır.

## 2.22 Doğal Frekans ve Çekiç Testi Analizi

Parçaların doğal frekansına bakılarak motorun çalışma frekansı ile parçanın doğal frekansının çakışmaması istenilmektedir. Bunun en başlıca sebebi parçanın rezonans frekansında dayanım olarak kırılıma uğramasıdır. Bu sebeple motorun frekansından yukarıda tasarım yapılarak bu risk ortadan kaldırılır.

Doğal frekans analizinde modelleme için HyperWorks programına ait HyperMesh ve sonuçların görüntülenmesi için HyperView ve HyperGraph programları kullanılmıştır.

Motorun çalışma frekansını hesaplamak için, parçanın takılacağı motor 4 silindirli bu sebeple her dönüşte patlama sayısı  $4/2=2$  olarak gerçekleşecektir. Maksimum motor hızı 4500 rpm olarak ve güvenlik faktörü 1.5 alınacaktır.

Hedef frekans(  $f$  ) hesaplaması ;

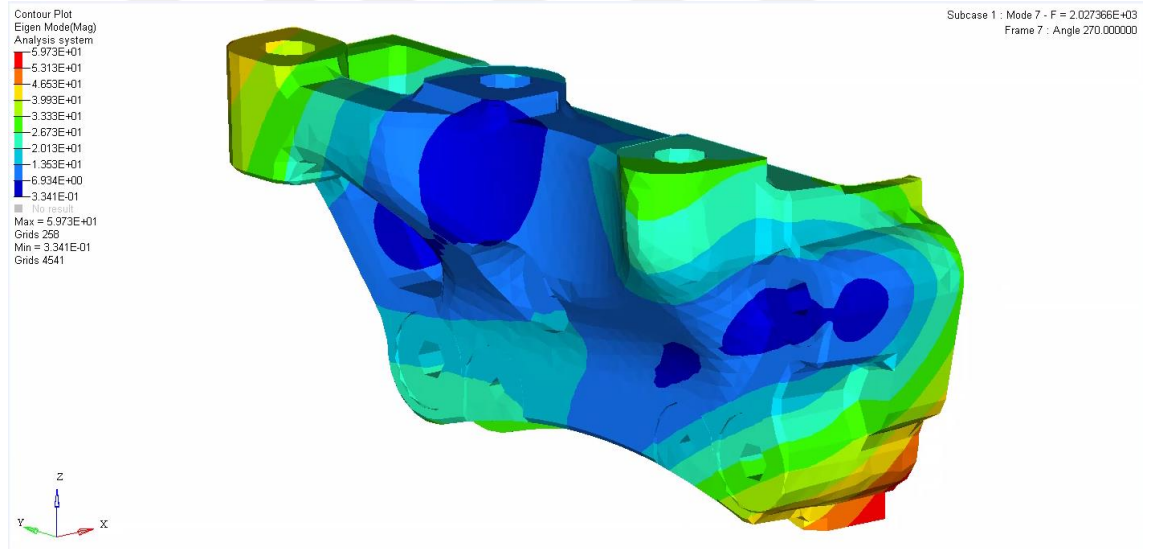
$$f = \frac{\text{Maksimum Motor Hızı} \times \text{Bir Turdaki Patlama Sayısı} \times \text{Güvenlik Faktörü}}{60} \quad (2.14)$$

$$f = \frac{4500 \times 2 \times 1,5}{60}$$

$$f = 225 \text{ Hz}$$

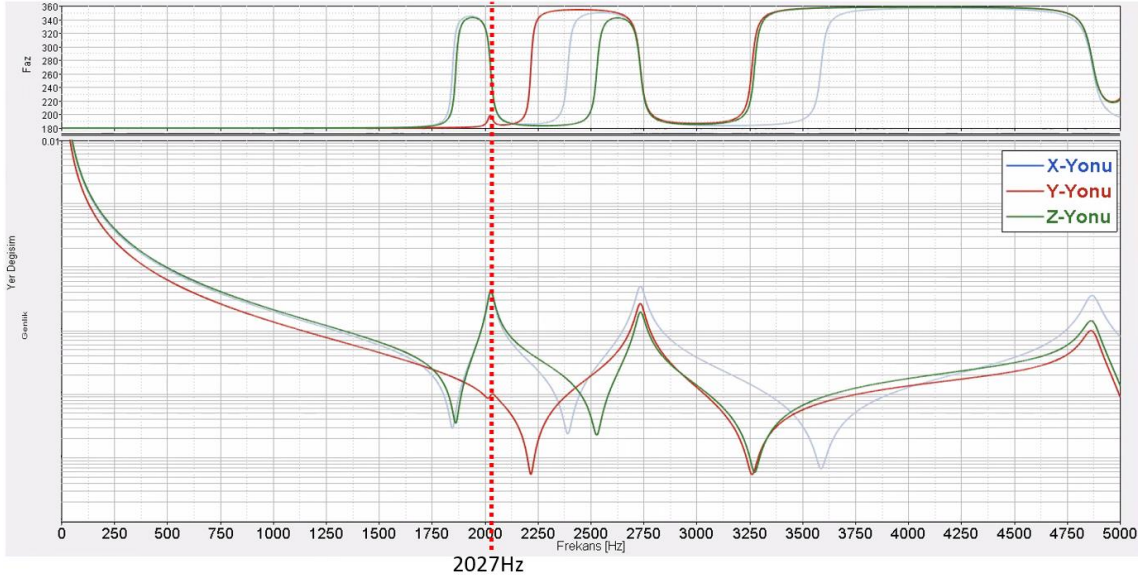
Yapılacak tasarımın frekans hedefi 225 Hz den yüksek olmalıdır. Fakat tasarımı yapılan parça motorun şasi bağlantısında olması nedeni ile 500 Hz olarak doğal frekans hedefi verilmiştir. Bu şekilde olmasının sebebi braket titreşim patikasında yer almakta olup 500 Hz 'den düşük olması durumunda sürüş sırasında kullanıcı tarafından hissedilecek rahatsız edici titreşim ve ses problemleri ile karşılaşmaması içindir. Parçanın doğal frekansı düşük olduğu takdirde motordaki titreşim braketin de doğal frekansının etkisi ile etkisini artırarak şasiye aktarılacak ve araçta kabininde boğucu ses, rolantide titreme gibi ses titreşim ve gürültü problemlerine neden olacaktır.

Yapılan doğal frekans analizi sonucunda final dizaynın frekansı 2027Hz olarak bulunmuştur. Bu değer hedefleri karşılamaktadır.



**Şekil 2.55** Doğal Frekans Analizi Sonucu

Parça üzerinden sonlu eleman modeli ile çekiç analizi yapılarak, bulunan değerler kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu analizde gerçek testteki gibi parçaya bir noktadan çekiç ile tahrik ediliyor gibi anlık kuvvet uygulanır ve parça üzerinden anlık olarak ivme ölçümü yapılır. Ölçülen ivme sonucu işlenerek transfer fonksiyonu ile çarpılır ve hem yer değiştirme hem de faz açısı olarak sonuç vermektedir.



**Şekil 2.56** Çekiç Testi Analizi Doğal Frekans ve Faz Açısı Sonucu

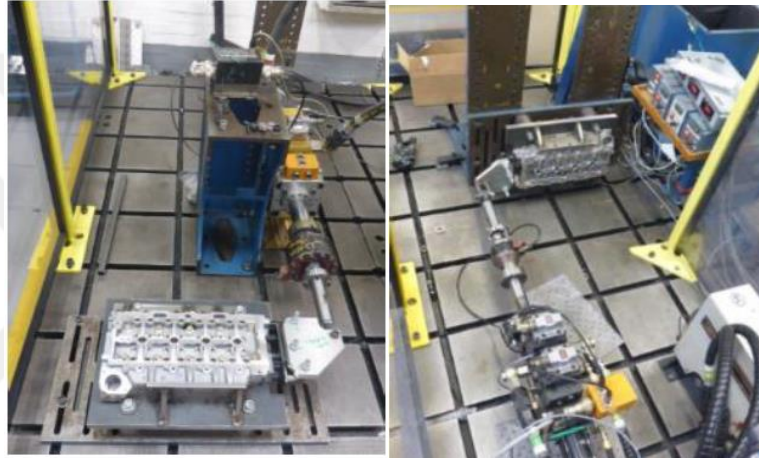
Çekiç analizinden de doğal frekans analizindeki aynı değerler elde edilmiştir. Parçanın ilk modu 2027 Hz olarak görülmektedir.

# 3

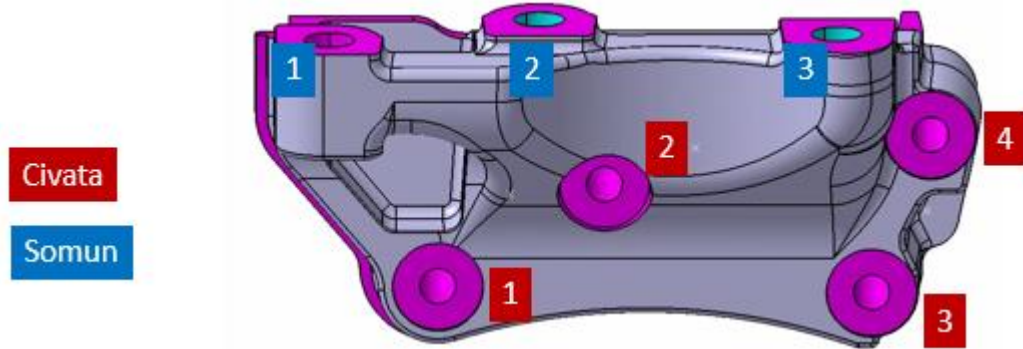
## Test Sonuçları

### 3.1 Dayanım Test Sonuçları

Dayanım için yapılan zorlama kuvvetleri deney ortamında belirli çevrim sayılarında uygulanarak parçanın testi tamamlanılmıştır.Yapılan testin sonucu olarak parça belirlenen tüm koşullarda başarı sağlamıştır.



Şekil 3.1 Zorlama Kuvvetleri için Test Düzeneği Sırasıyla X ve Z Yönü



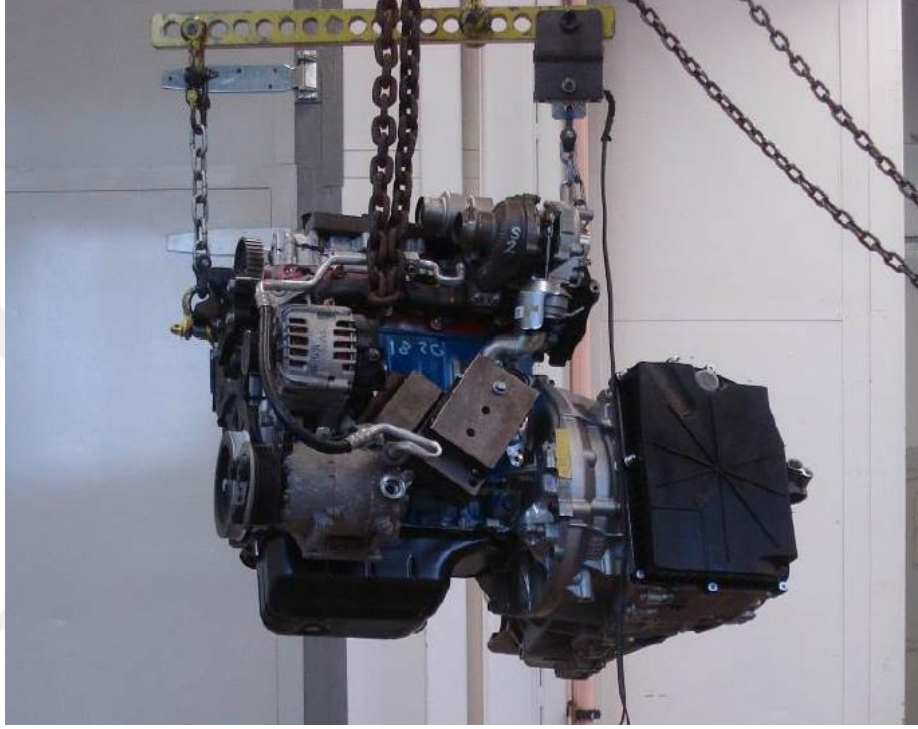
Şekil 3.2 Dayanım Testi için Civata ve Somun Numaralandırması

Şekil 3.2 'de verilen civata ve somun numaralarına göre Tablo 3.1 'deki sökme torkları elde edilmiştir.



**Tablo 3.1** Dayanım Test Sonuçları

Motor Bağlantı Braketi Dayanım Testi											
Test Numarası	Test Yönü	Test Tipi	Çevrim Sayısı	Parça Bozukluğu	Sökme Torkları						
					Civata 1	Civata 2	Civata 3	Civata 4	Somun 1	Somun 2	Somun 3
1	X	Zorlama +/- 17kN	1500000	Hayır	56	52	49	55	10	111	111
2	X	Zorlama +/- 17kN	100000	Hayır	50,3	46,7	50,5	49,8	99	103	63
3	Z	Zorlama +/- 12kN	100000	Hayır	52,4	51,8	53,6	50,1	121,7	125,4	130,2
4	Z	Zorlama +/- 12kN	100000	Hayır	55,3	59,8	55,8	52,4	138,7	144,3	148
5	X/Z	Zorlama +/- 17/+/- 12kN	100000/100000	Hayır	55,6	54,8	53,8	52,8	161,8	157,8	161,5
6	X	Şahlandırma 0<+/-20kN	1	Hayır	41	45	48	46	145	146	145



**Şekil 3.3** Askı Dayanım Test Düzeneği

Zorlama testi sonrasında parça, düşme testi düzeneğinde askı kısmının testi gerçekleştirilmiştir. Bu testte motor ve şanzıman ikilisi motor bağlantı braketi askı kısmından ve motorun diğer tarafındaki askı gözünden bağlanıp yukarı kaldırılmaktadır. Askı gözündeki bağlantı kontrollü şekilde koparılarak motor bağlantı braketindeki askı kısmında salınım yapan motorun havada askıda kalması beklenilmektedir. Test sonucu kırıldı veya başarıyla geçti olarak iki sonucu vardır. 6 set parça yapılan test sonucunda hepsinden başarı ile geçmiştir

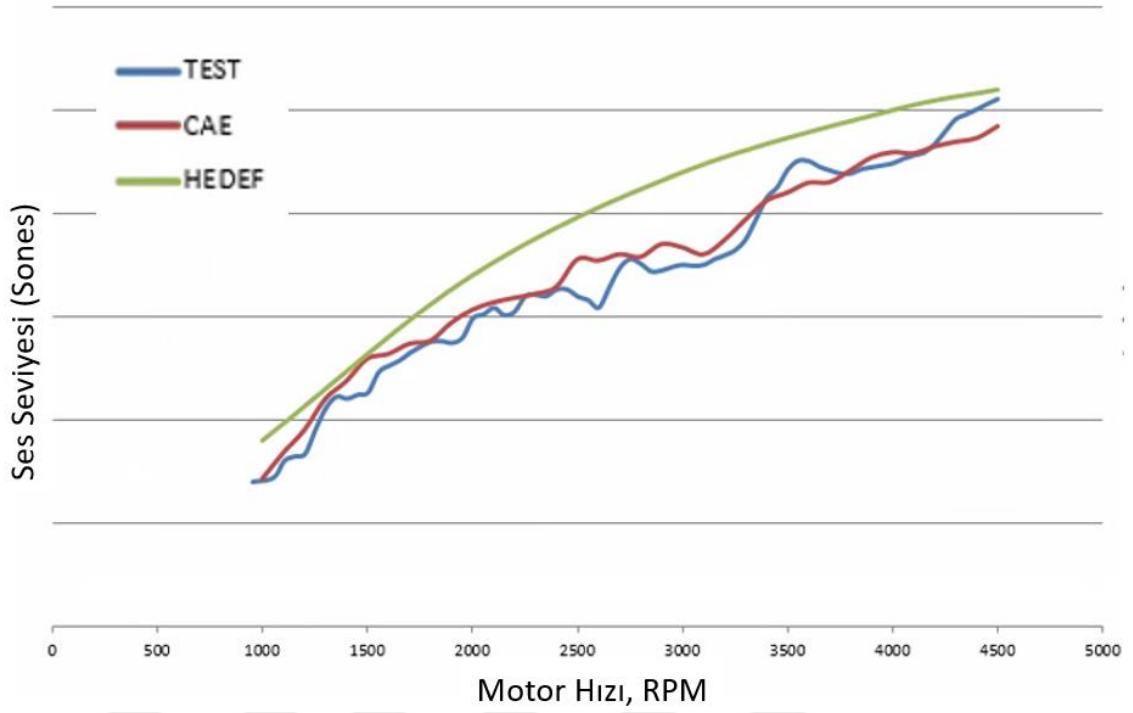
### 3.2 Ses, Titreşim ve Gürültü Test Sonuçları

Ses ve titreşim düzeylerinin ölçüleri için data ölçümleri araç üzerinden alınarak gerçekleştirilmiştir. Motor bağlantı braketi çalışma esnasında patlama kaynaklı

oluşan yüklerin şasi üzerine taşınımında yol görevi görmektedir. Motor titreşim değerlerinin ölçümleri de motor takozlarından yapılmaktadır. Motor takozunda motor tarafındaki kısım aktif şasi bağlantısındaki kısım ise pasif kısım olarak adlandırılmaktadır. Teze konusu olan braket motor takozunun aktif kısmındaki braket ile direk bağlantıyı sağlamaktadır. Aşağıdaki Şekil 3.3 'de görüldüğü gibi motor takozuna ivme ölçerler bağlanarak titreşim datası toplanmıştır. Toplanan titreşim datası LMS Virtual Lab programı kullanılarak 1/3 oktav bandında çıktısı alınarak, sonlu eleman modelinde aynı tork ve ölçüm noktasından hesaplanan 1/3 oktav sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Çıkan sonuçlar hedef değer ile karşılaştırılarak seviyesinin ölçümü yapılmış ve oluşturulan sonlu eleman modeli ile kıyaslaması yapılmıştır.

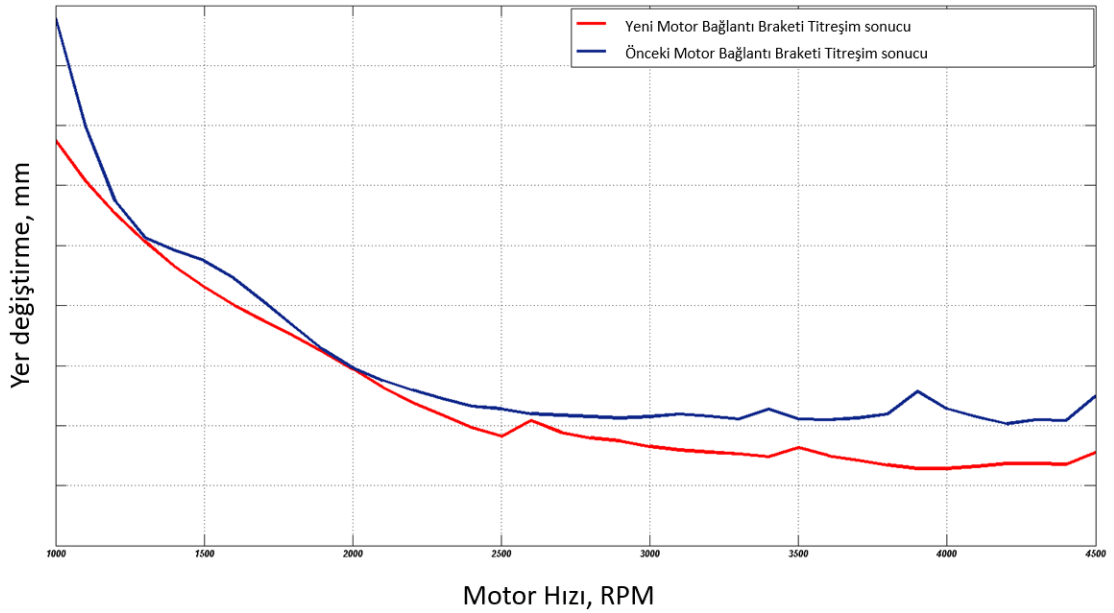


**Şekil 3.4** Araçta Motor Takozundan Titreşim Ölçümü



**Şekil 3.5** Orta Sınıf Araca Ait Titreşim-Ses- Gürültü Test Karşılaştırması

Şekil 3.5 sonuçlarına göre hazırlanan sonlu eleman modelinin sonuçlarının tutarlılığı gerçek test sonuçları ile karşılaştırıldığında, başarılı bir yakınsama yapıldığı görülmüştür.



**Şekil 3.6** Eski ve Yeni Motor Bağlantı Braketinden Alınan Motor Titreşim Sonuçları

Şekil 3.6 sonuçlarına göre motor ses ve titreşim seviyesi, önceki motor bağlantı braketinden alınan değerlere göre daha iyi performans göstermiştir. Yapılan çalışma ile araç içi titreşim ve ses konforunun artması sağlanılmıştır.



Bu tez kapsamında bütün otomotiv firmalarının üzerinde kapsamlı mühendislik uygulamalarının yapıldığı motor-şasi bağlantı parçası üzerinde çalışılmıştır. Parça konumunun önemi ve çalışma koşullarının zorluğu sebebiyle parça tasarımında uzun süreli mühendislik uygulamaları ve testler gerçekleştirilerek başarı elde edilmiştir. Üretilen parça adedinin bir milyonun üzerinde olması olası bir hata karşısında yüksek maliyet ve riskleri beraberinde getirmektedir. Yüksek dayanım ve titreşim sönümleme performansı istenilirken; ağırlık, boyut ve maliyet konusunda limitler dahilinde optimizasyon yapılarak başarılı bir tasarım ortaya konulmuştur.

Parça tasarımı sırasında öncelikle etkileşimde olduğu parçalar ve parçadan istenilen görevler listelenmiştir. Parçanın motor içerisindeki konumu ve çevredeki parçalar dikkate alınarak parçanın dış sınırları belirlenmiş olup tasarım buna uygun şekilde yapılmıştır. Parçanın çalışma koşullarına bakılarak malzeme seçimi ve üreticinin imalat yeteneğine göre parçanın kalıp sayısı, kalıp çıkma açısı ve en düşük et kalınlığı belirlenmiştir.

Bu çalışmada sonlu eleman modelleri HyperMesh programı kullanılarak oluşturulmuş ve çalışma yükleri uygulanmıştır. Bu sonlu eleman modelleri Optistruct ve Abaqus analiz çözücülerini kullanılarak dayanım optimizasyonu yapılmıştır. Analiz sonuçlarında motor askı braketinin istenilen yükü taşıyabileceğinin gösterilmesi ve motorun şasi ile bağlantısındaki zorlama yüklerine maruz kaldığında dayanım olarak sorun yaşanmadı kanıtlanmıştır. Ayrıca yapılan analizler doğrultusunda motor takozu ve bağlantı braketini arasındaki bağlantının yetersizliği tespit edilerek bunun iyileştirilmesi için gerekli mühendislik çalışmaları yapılmıştır.

Parçada daha önceki motor bağlantı braketlerinden farklı olarak malzeme seçimi doğru şekilde yapılarak parçanın testlerden başarı ile ilk seferde geçmesi

sağlanılmış ve üretim kalıbındaki değişimden gelen yüksek maliyetin önüne geçilmiştir.

Titreşim seviyesinde önceki nesil brakete göre daha iyi seviyelerde sonuçlar alınmıştır. Bu sayede piyasaya sürülecek araçlarda önceki versiyonlara göre daha iyi titreşim yalıtımı sağlanmıştır.

Parça ağırlığında önceki nesillerde kullanılan alüminyum alaşım brakete göre %50 oranında artış meydana gelmiştir. Fakat ortaya çıkan dayanım sorunları ve iyileştirme maliyetleri göz önüne alındığında başarı sağlanmıştır. Ayrıca motorun beraber geliştirildiği diğer otomotiv şirketi ile yapılan görüşmelerde aynı özelliklerdeki bağlantı braketinin alüminyum alaşım malzemesi kullanılarak yapıldığı ve ağırlık olarak 2,5 kg olduğu bilgisi paylaşılmıştır. Bu duruma bakılarak teze konu olan braket karşılaştırdığımızda, hacim olarak daha küçük ve daha iyi dayanım performansı sağlayan braket tasarlanmıştır.

Üretici tarafından verilen parça maliyetleri, önceki alüminyum alaşım braket ile aynı seviyelerde tutularak maliyet tarafında da istenilen başarı elde edilmiştir.

Yapılan tasarım değişiklikleri ve analizler sayesinde parçanın ağırlığı hedef ağırlığın %16 aşağısında tutulabilmiş, bağlantıdaki kayma riski 1mm olarak ilk modelde hesaplanırken tasarımda değişiklik yapılarak bu kayma değeri aynı yük altında 0.1 mm mertebesine indirilmiştir.

Parçanın seri üretimi başlanılarak ticari otomobil markası altındaki tüm 1.5L dizel motor uygulamalarında kullanılmaktadır.

Tezin konusu süreç her yeni motor bağlantı braket ve tasarım değişikliklerinde uygulanması gereken adımları içermektedir ve bu adımların tek tek kontrolünün yapılarak tasarım süreci tamamlanmalıdır.

Bu aşamadan sonra parçanın malzemesi veya kafa parçasına bağlantıda değişiklikler yapılarak ağırlık azaltılması yapılabilir. Askı braket kısmı sadece servis ve fabrika alanında kullanılacak şekilde tasarım güncellenmesi yapılabilir. Bu çalışmalar uygulanarak yakıt tasarrufu, malzeme kullanım verimliliği ve maliyet olarak azaltma sağlanabilir.

**Tablo 4.1** Sonuç Tablosu

Kontrol Edilen	Hedef	Gerçekleşen/İyileşme
Mesafe kontrolü	Min. Araç parçasıyla 14mm / Motor parçasıyla 5.5mm	Minimum mesafe; araç parçası ile 14.7mm/ motor parçası ile 5.7mm
Ağırlık	3 kg maksimum	2.56 kg
Doğal frekans	500 Hz minimum	2027 Hz
Zorlama yüklerine dayanım	320 MPa Maksimum	CAE – Akma dayanımı altı Test – Hasarsız
Askı dayanım	Düşme testi yapıldığında hasar ve kırılma olmamalı	CAE – Akma dayanımı altı Test – Başarılı-Kırılmadı
Bağlantı Kayma Kontrolü	Önceki versiyon bağlantısında 1 mm kayma görüldü	Yeni dizayn sonucu / 0,1 mm kayma – Kabul edilir Test – Sorun görülmedi
Titreşim Kontrolü	Genel limit sonucu altı	Test datası limit altında ve CAE korelasyonu var
Üretilebilirlik	İlk seferde üretim	Tasarım üretici tarafında değişiklik yapılmadan üretime alındı



- [1] Rajitu S. "The history of the Internal Combustion Engine" University Politecnica Timișoara, 2003.
- [2] Hang, W., Ling, Z., and Li, Y., "Optimization Design and Analysis of Automobile Powertrain Mount System," SAE Technical Paper 2019-01-0540, 2019.
- [3] Polat O. "Crashworthiness of TRA Bracket&Engine Mount For 2.0L Diesel Engine And Its Optimization" Boğaziçi University, 2014.
- [4] Thomas M., Al Y. Scott B. at all, Powerplant Mount System Design Guide, Ford Motor Company.
- [5] Johnsen S. "Structural Topology Optimization" Norwegian University of Science and Technology.
- [6] Prof. Dr. Kaymaz İ. "Makine Elemanları 1 Cıvata-Somun Bağlantıları Notları" Erzurum Üniversitesi.
- [7] SFN - Svenska Nätverket för Skruvförband - Handbok [Internet]. [http://extra.ivf.se/sfn\\_handbok/template.asp?lank=168](http://extra.ivf.se/sfn_handbok/template.asp?lank=168), 23.05.2019