TAŞIT MOTORU KORUMA SACININ DOĞAL FREKANSLARININ İYİLEŞTİRLMESİNDE TOPOGRAFYA OPTİMİZASYONUN UYGULANMASI

Emre YUMURTACI

T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT MOTORU KORUMA SACININ DOĞAL FREKANSLARININ İYİLEŞTİRİLMESİNDE TOPOGRAFYA OPTİMİZASYONUN UYGULANMASI

Emre YUMURTACI
0000-0001-5832-2035

Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN
0000-0002-3281-9112

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

TAŞIT MOTORU KORUMA SACININ DOĞAL FREKANSLARININ
İYİLEŞTİRLMESİNDE TOPOGRAFYA OPTİMİZASYONUN UYGULANMASI

Emre YUMURTACI

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Sevda TELLİ ÇETİN

Araçların hafifletilmesi günümüzde yakıt verimliliği ve sürdürülebilirlik konularının öne çıkmasıyla önemli bir konu haline gelmiştir. Araçlarda motorlar dış etkilere karşı korunması gereken önemli parçalar arasında bulunur. Titreşerek çalışan motorun bir koruyucu tarafından korunması gerekmektedir. Motordan gelen titreşim sebebiyle motor koruyucu braketin doğal frekansının istenilen değerlerde olması ihtiyacı doğar. Bir sac parçası üzerinde belirli bölgelerde şekil değişiklikleri ile frekansın değiştirilmesi hedeflenebilir. Aynı zamanda uygun yerlerden boşaltmalar yapılarak hafifletme yapılırken frekans kontrol altında tutulabilir. Bu çalışmada 6 noktadan motora sabitlenmiş motor altındaki braketin formunda oynamalar yapılarak bu değişikliklerin doğal frekansının yükseltilmesi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Topografya optimizasyonu ve modal analizler kullanılmıştır. Topografya analizinde yatay, dikey ve dairesel yönelim kısıtlarının olduğu ve yönelim kısıtının olmadığı optimizasyon çalışmaları yapılmıştır ve dizayn hacminden dolayı kabartmaların yükseklik kısıtı 6 mm olarak belirlenmiştir. Topografya sonuçlarına bağlı olarak farklı kesit görünümlerine sahip formlarda tasarımlar yapılmış ve modal analizle bu form değişiklerinin ve yönelimlerin doğal frekans üzerindeki etkisi ölçülerek karşılaştırılmıştır. Analizlerin doğruluğu için Dİİ yazıcıda 0.15 ölçeğinde numuneler üretilmiş ve bu numunelere darbe çekiç testi yapılmıştır. Analizler deney numuneleri için doğrulanmış ve ölçek farkını görebilmek için bu analizler 1/0.7875/0.575/0.3625/0.15 ölçeklerinde tekrarlanmıştır. Çalışma sonucunda yatay ve dikey yönlendirilmiş form tiplerinde frekans değerleri birbirine yakın çıkmıştır. Frekans değeri artışı genel olarak kabartma sayısına bağlı olarak değil topografya kısıtındaki 6 mm yüksekliğine sahip yüzeylerin alanının büyüklüğüne bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir. En yüksek frekans değeri topografya analizinde yönlendirme kısıtı olmadan sadece yükseklik kısıtıyla yapılan analiz sonucunda tespit edilen bölgelerin tümünün yükseltilmesiyle ortaya çıkan sacın formunda elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Doğal Frekans, Form Şekli, Kabartma Yönelimi, Motor Braketi
2023, xiv + 48 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

APPLYING TOPOGRAPHY OPTIMIZATION TO IMPROVE THE NATURAL FREQUENCIES OF AUTOMOBILE ENGINE BRACKET

Emre YUMURTACI

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst.Prof. Dr. Sevda TELLİ ÇETİN

Weight reduction of vehicles has become an important issue today, with the emphasis on fuel efficiency and sustainability. In vehicles, engines are among the important parts that must be protected against external influences. The vibrating motor must be protected by a guard. Due to the vibration coming from the motor, the natural frequency of the motor protective bracket needs to be at the desired values. It can be aimed to change the frequency with shape changes in certain regions on a sheet metal part.At the same time, the frequency can be kept under control while decreasing mass from appropriate places. Topography optimization and modal analyzes were used. Optimization studies were carried out in the topography analysis with horizontal, vertical and circular orientation constraints and no orientation constraints. Due to the design volume, the height constraint of the reliefs has been determined as 6 mm. Depending on the topography results, designs with different cross-sectional views were made and the effects of these form changes and orientations on the natural frequency were measured and compared with modal analysis. For the accuracy of the analyzes, samples with a scale of 0.15 were produced on the DLP printer and the impact hammer test was performed on these samples. Analyzes were validated for the test samples. Analyzes were repeated at 1/0.7875/0.575/0.3625/0.15 scales to observe the scale difference. As a result of the study, the frequency values of the horizontally and vertically oriented form types were close to each other. It has been observed that the increase in frequency value generally increases not depending on the number of reliefs, but depending on the size of the area of the 6 mm high surfaces in the topography constraint.

Key words: Form shape, Motor bracket, Natural frequency, Relief orientation
2023, xiv + 48 pages.

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmamın bütün aşamalarında engin bilgi ve tecrübeleri ile benden yardım ve desteğini esirgemeyen değerli hocam Sn. Dr. Öğr. Üyesi Sevda Telli Çetin'e en samimi teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmam boyunca bilgi ve yardımlarından fazlaca yararlandığım kıymetli arkadaşım Sn. Araştırmacı Altuğ Bakırcı'ya ve teknik desteklerinden dolayı Sn. Arş. Gör. Mert Ali Özel'e ve Sn. Furkan Sinan Erçel'e en içten şükranlarımı sunarım.

Öğrenim süresinde eğitimime katkılarından dolayı eski çalışmış olduğum Durmazlar Makina' ya ve şuandan çalışmakta olduğum Sepa Alüminyum firmalarına ayrı ayrı teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca hayatımın her aşamasında benden maddi manevi desteğini esirgemeyen aileme sonsuz teşekkür ederim.

Emre YUMURTACI

16/01/2023

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET....vi

ABSTRACT....vii

TEŞEKKÜR....viii

KISALTMALAR DİZİNİ....xi

ÇİZELGELER DİZİNİ....xiv

1. GİRİŞ....1

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI....3

2.1. Otomobil Parçalarında İyileştirme Sebepleri....3

2.2. Otomobil Sektöründe Araç Parçalarının Hafifletilme Yöntemleri ve Tasarım Kriterleri....4

2.3. Optimizasyon Yöntemleri....5

2.3.1. Topografya Optimizasyonu....7

2.3.2. Topoloji Optimizasyonu....9

2.4. Kabartma Uygulamaları....9

2.5. Doğal Frekans İyileştirme Çalışmaları....10

2.6. Darbe Çekiç Modal Testi....11

2.7. Dİİ 3 Boyutlu Yazıcı ile Model Üretimi....12

3. MATERYAL ve YÖNTEM....14

3.1 Numune Üretimi....17

3.2 Darbe Çekiç Testi....19

4. BULGULAR ve TARTIŞMA....22

4.1 Modal Analizde Uygun Mesh Boyutunun Belirlenmesi....24

4.2 Çelik Malzeme İçin Analiz Sonuçları....25

4.3 UV-Reçine Malzeme İçin Analiz Sonuçları 31

4.4 Çekme Testi Sonuçları 32

4.5 Parça Kalınlığının Serbest ve Mesnetlenmiş Duruma Göre Topografya Sonuçlarına Etkisi 33

4.6 Ölçeklenmiş Boyutun Serbest ve Mesnetlenmiş Duruma Göre Topografya Analiz Sonuçlarına Etkisi 34

4.7 Çekiç Testi Sonuçları ve Analizlerle Karşılaştırılması 39

5. SONUÇ..... 43

KAYNAKLAR 45

ÖZGEÇMİŞ 48

KISALTMALAR DİZİNİ

Kısaltmalar	Açıklama
DÇ	Daire Çoklu
Dİİ	Dijital Işık İşleme
DLS	Dikey Lineer Silindir
DT	Daire Tam
FCF	Frekans Cevap Fonksiyonu
HFD	Hızlı Fourier Dönüşümü
KTP	Karbon Takviyeli Plastik
OEÜ	Orijinal Ekipman Üreticileri
SÇ	Serbest Çalışma
YDS	Yatay Dikey Silindir
YL1	Yatay Lineer
YL2	Yatay Lineer Geniş
YL3	Yatay Lineer Çoklu
YS1	Yatay Silindir

ŞEKİLLER DİZİN

Şekil 2.1. Farklı optimizasyon türleri; a) boyut optimizasyonu b) şekil optimizasyonu c) topoloji optimizasyonu (Sarısaç 2016)..... 7

Şekil 2.2. Bunya parametreleri (Balaban 2011)..... 8

Şekil 2.3. Koninin Şekil Değişkenleri (Yükseklik, Genişlik, Yayılma)..... 8

Şekil 2.4. Darbe Testi (Schwarz ve Richardson 1999)..... 11

Şekil 2.5. Darbe Kuvveti ve Tepki Sinyalleri (Schwarz ve Richardson 1999)..... 12

Şekil 2.6. Dİİ (Dijital Işık İşleme) Printer Şematik Görünümü..... 13

Şekil 3.1. Motor alt koruma sacının ham görünümü..... 14

Şekil 3.2. Analizlerde kullanılan silindir ve yamuk kesite sahip kabartmaların kesit görünüşleri..... 15

Şekil 3.3. Fazla çizgilerin hypermeshte yok edilmesi..... 15

Şekil 3.4. Ağ yapısında oluşan çarpıklıkların giderilmesi..... 16

Şekil 3.5. Motor braketinin sabitlendiği 6 nokta..... 16

Şekil 3.6. Numunenin basımı sırasında çekilmiş cihaz ve numunenin fotoğrafları.. 17

Şekil 3.7. Çekme numunesinin teknik resimi..... 18

Şekil 3.8. Çekme numunelerin hazırlanmış gösterimi..... 18

Şekil 3.9. Çekme Testi..... 19

Şekil 3.10. Deney setinin ana elemanları..... 20

Şekil 3.11. Numunelerin deney sırasında mesnetlenmesi ve ivme ölçerin konumlandırılması..... 21

Şekil 4.1. Topografya analizleri (soldan-sağa) sırasıyla: Dikeyde lineer kabartma; dairesel kabarma; yatayda lineer kabartma; yönelimsiz serbest formda kabartma..... 22

Şekil 4.2. Bazı boydan kabartma örnekleri..... 23

Şekil 4.3. Dairesel kabartma şekilleri sırasıyla, iç içe; tek; ve içi dolu..... 23

Şekil 4.4. Yatayda 15 ve 30 mm'lik genişlikteki dairesel ve yamuk kesite sahip kabartma örnekleri..... 23

Şekil 4.5. Serbest form kabartma ve geniş form kabartma..... 23

Şekil 4.6. Modelin ham hali..... 24

Şekil 4.7. Referans parçanın modal analiz sonucu..... 25

Şekil 4.8. Model 1 Yatay Lineer (YL1) modal analiz sonucu..... 26

Şekil 4.9. Model 2 Yatay Lineer Geniş (YL2) Modal Analiz Sonucu..... 27

Şekil 4.10. Model 3 Yatay Lineer Çoklu (YL3) Modal Analiz Sonucu 27
Şekil 4.11. Model 4 Yatay Silindir (YS1) Modal Analiz Sonucu..... 28
Şekil 4.12. Model 5 Yatay Dikey Silindir (YDS) Modal Analiz Sonucu 28
Şekil 4.13. Model 6 Daire Çoklu (DÇ) Modal Analiz Sonucu 29
Şekil 4.14. Model 7 Daire Tam (DT) Modal Analiz Sonucu..... 29
Şekil 4.15. Model 8 Dikey Lineer Silindir (DLS) Modal Analiz Sonucu 30
Şekil 4.16. Model 9 Serbest Çalışma(SÇ) Modal Analiz Sonucu 30
Şekil 4.17. Çekme testi grafiği..... 32
Şekil 4.19. Mesnetli haldeki modellerin çelik ve UV- reçine için topografya sonuçları..... 33
Şekil 4.20. Serbest haldeki modellerin çelik ve UV- reçine için topografya sonuçları..... 33
Şekil 4.21. Gerçek boyuttaki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları..... 34
Şekil 4.22. 0.7875 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları..... 35
Şekil 4.23. 0.575 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları..... 35
Şekil 4.24. 0.575 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları..... 36
Şekil 4.25. 0.15 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları..... 36
Şekil 4.26. Test sonuçları: frekans-cevap grafiği..... 42

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. Mesh boyutlarına göre frekans sonuçları 25

Çizelge 4.2. Çelik malzeme (kalınlık 2 mm) için farklı modellerin birinci doğal frekansları 26

Çizelge 4.3. UV-reçine malzeme (kalınlık 2 mm) için farklı modellerin birinci doğal frekansları 31

Çizelge 4.4. Serbest yönelimli ve 6 noktadan mesnetlenmiş durumdaki topografya analiz sonuçları 37

Çizelge 4.5. Serbest yönelimli ve serbest (mesnetsiz) durumdaki topografya analiz sonuçları 38

Çizelge 4.6. Referans modeline göre farklı ölçeklerde mesnetli ve serbest hale göre yapılan modal analiz sonuçları (kalınlık 1 mm) …….. 40

Çizelge 4.7. Darbe çekiç testi ve modal analiz sonuçları ……. 40

Çizelge 4.7. Darbe çekiç testi ve modal analiz sonuçları (devam)……. 41

Çizelge 4.8. Birinci doğal frekansın darbe çekiç testi ve modal analiz değerleri… 42

1. GİRİŞ

Enerji tasarrufu ve çevre kirliliği, son yıllarda otomotiv mühendisliği alanında en önemli araştırma alanı haline gelmiştir. Bir aracı hareket ettirmek için gereken enerji çoğunlukla ağırlığı ile orantılıdır. Hafif tasarım modern otomobil üretiminde önemli bir konu olarak günümüzde ciddi çalışmalara alan açmaktadır (Çalışkan ve Bakırcı 2022; Li ve ark. 2017; Zhang ve ark. 2013). Hafifletilen otomobil parçalarında ikincil konulardan biri özellikle motora yakın elemanlarda frekansın istenilen seviyede tutulmasıdır. Motor içinde oluşan titreşim, içten yanmalı motorların ileri geri hareket eden ve dönen parçalarından kaynaklanmaktadır; ayrıca dişli kutusunun dönmesi ve diferansiyel gibi diğer parçalar da iç titreşimin etkilerini arttırmakta, bu da destekleyici yapının farklı modlarda davranış göstermesine neden olmaktadır. Bu tip çalışmalar otomotiv sektöründe genel olarak NVH (gürültü, titreşim ve sertlik) adı altında gerçekleştirilmektedir (Aathif Akmal ve Bharathiraja 2022a, 2022b; Armentani ve ark. 2020)

Park ve diğerleri (2007) yaptıkları çalışmada genel olarak mühendisin tecrübesine bırakılan frekans ve mukavemet iyileştirmek için metal sac üzerine yapılan kabartma desenin doğal frekans üzerindeki etkilerini sistematikleştirmeye yönelik çalışmalardan bahsetmiştir. Bahsi geçen çalışmalarda kabartmaların şekil, boyut, konum ve yönelimlerinin kısıtlara göre sistematik bir şekilde yerleşimi üzerine çalışmalara değinilmiştir. Bu çalışmalarda frekans kontrolünün en iyi şekilde nasıl yapılabileceği araştırılmış ve bu eklemeleri optimum bir şekilde yapabilmek için birçok yaklaşım geliştirilmeye çalışmıştır. İlgili çalışmada da çevredeki tüm kabartmalı elemanların frekans artış hassasiyetleri analiz edildikten sonra komşu küçük kabartma elemanların birleştirilmesiyle oluk şekli oluşturulmuştur. İlk kanal açma konumu, modal gerinim enerjisi en yüksek olan elemandan başlatılmış ve kanal açma komşu elemanlara doğru genişletilmiştir. Önerilen yöntem kullanılarak, doğal frekans, bir mühendisin deneyimiyle değil, sistematik algoritmayla büyük ölçüde artırıldığı ve hassasiyet kontrol alanı ve komşu kenar yaklaşımlarıyla hesaplama verimliliği önemli ölçüde azaltılabildiği görülmüştür.

Bu çalışmada, içten yanmalı bir otomobilin motor koruma sacına plastik şekil verme yöntemiyle farklı şekil ve yönelimlerde kabartma formları verilerek sahip olduğu doğal frekans değerinin artırılması hedeflenmektedir. Hedefe ulaşabilmek için farklı kabartma şekillerinin ve yönelimlerinin etkisine bakılmıştır. Deneysel doğrulama için modeller üretim kolaylığı sebebiyle Dİİ yazıcı ile belirli bir ölçekte üretilmiş ve darbe çekiç testi uygulanmıştır. Ölçekli boyutlarda kabartmaların etkisini ve değişimi görebilmek için bir takım farklı ölçeklerle de analiz çalışmaları yapılmıştır. Şekillerin ve yönelimlerinin desen belirlenirken karar verici rol oynaması beklenmektedir.

2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Otomobil Parçalarında İyileştirme Sebepleri

Sürdürülebilirlik için tasarım, eko-malzeme seçimi ve yeşil ürün tasarımı, otomotiv uygulamalarında, tüm kullanım ömrü boyunca minimum çevresel etkiye sahip hafif malzemelerin malzeme seçim sürecini ifade etmek için birbirinin yerine kullanılır. Bu bilimin kökeni, orijinal ekipman üreticilerinin (OEÜ 'ler) çoğunluğunun daha fazla yakıt verimli araçlar hakkında düşünmeye başladığı ve bunun sonucunda hafif araç tasarımının temellerini başlattığı Arap petrol ambargosu dönemine dayanmaktadır. Geliştirilmiş güç aktarma sistemi verimliliği, içten yanmalı dizel hibritler ve yakıt hücreli araçlar gibi yeni ve gelişmiş güç aktarma organları, aerodinamiği iyileştirme, alternatif yakıtların benimsenmesi ve aracın kütlesinin azaltılması gibi araçtaki yakıt tüketimini azaltmanın birkaç yolu vardır. Hafif tasarıma yönelişin temelde iki sebebi vardır. Birincisi, tüketicilerin pompada ödediği gazın fiyatına yansıyan ve son birkaç yıldır artan petrol fiyatı, ikincisi ise, halkın çevresel değişim ve küresel ısınma konusunda daha bilinçli hale gelmesidir ve bu durum hükümetin yakıt ekonomisine yönelik hedeflerine de yansımıştır.

Örneğin, Amerika Birleşik Devletleri'ndeki Kurumsal Ortalama Yakıt Ekonomisi standartları, OEÜ'lerin filo seviyelerinde belirli yakıt ekonomisi düzeylerini karşılamasını talep etmiştir. Otomobil üreticileri, araçlarının yakıt ekonomisini iyileştirmek için çeşitli teknolojiler kullanmış olsalar da, ağırlığı azaltmak (“hafif ağırlık”) yalnızca yakıt ekonomisini iyileştirdiği için değil, aynı zamanda ileri düzey malzemelerin ortaya çıkması nedeniyle hala tercih ettikleri yaklaşımlardan biridir. İyi üretilebilirlik ile bağlantılı olarak daha düşük maliyetlerle sonuçlanır. Hafifleştirme, küçültme, parçaların ve işlevlerin entegre edilmesi, malzeme ikamesi veya bu yöntemlerin bir kombinasyonu yoluyla gerçekleştirilebilir. Araç kütlesinin hafif tasarımda olduğu kadar yola dayanıklılık ve yakıt ekonomisi açısından aracın performansında da büyük rol oynadığı bilinmektedir. Aracın kütlesini azaltmak, yuvarlanma direncini azaltarak yollardaki sürtünme kuvvetini azaltmakla kalmaz, aynı zamanda hızlanma direncini ve tırmanma direncini de azaltır. Ayrıca araç kütlesini azaltmanın genel yakıt ekonomisi üzerindeki etkisini de gösterir.

Araç kütlesini azaltmanın genel yakıt ekonomisi üzerindeki etkisini anlatabilmek için, araç kütlesinde 100 kg'lık bir düşüşün, 100 km'de 0,3-0,5 litre tasarruf ve 100 km'de 0,85-1,4 kg CO2 emisyon azalması ile sonuçlanacağı söylenebilir (Njuguna 2016).

"Yeni enerji araçları geliştirme stratejisi", 2020, 2025 ve 2030 araç hafifleştirme geliştirme hedeflerinin toplam boş ağırlığın sırasıyla %10, %20 ve %30 azaltılması olduğunu göstermektedir. Otomotiv gövdeleri, yaygın olarak geleneksel gelişmiş yüksek mukavemetli çelik (YMÇ), magnezyum alaşımı, alüminyum alaşımı (Al alaşımı) ve daha yakın zamanda karbon fiber takviyeli plastik (KTP) arasında değişen hafif malzemeler kullanır. Çelikle aynı sertlik ve mukavemeti korurken ağırlık azaltma için büyük bir potansiyel sunan Al alaşımı ve KTP, yakın gelecekte en umut verici beyaz gövde (BG) hafif malzemelerdir. Al alaşımının ve KTP' nin ağırlık oranı hedeflerinin, 2030 yılına kadar toplam boş ağırlığın sırasıyla %30 ve %5'i olması beklenmektedir. KTP, Al alaşımı ve çelikten sırasıyla %35 ve %60 daha hafif olabileceğinden, bir aracın toplam ağırlığında %10'a kadar azalma sağlayabilir (Sun ve ark. 2019).

2.2. Otomobil Sektöründe Araç Parçalarının Hafifletilme Yöntemleri ve Tasarım Kriterleri

Önceki başlıkta bahsedildiği üzere yönetmelikler, sürdürülebilirlik ve çevre problemleri sebebiyle araçların hafifletilmesi gerekmektedir. Araçlar hafifletilirken mukavemetten ödün verilmemesi gerekir. Bunu sağlamak için hafifletme çalışmaları sırasında iki temel yönteme yoğunlaşılır. Birincisi malzemeyi iyileştirmek ikinci yöntem ise tasarımsal optimizasyona gidilerek bir malzemenin olabildiğince maksimum verimde kullanabilmesini sağlamaktır. Tasarımsal iyileştirme durumunda optimizasyon kısıtlarında mukavemetin maksimum seviyede tutulması ağırlığın minimuma çekilmesi esas alınırken sürekli dönen ve titreşen parçaların doğal frekanslarının da iyileştirilmesi veya göz önünde bulundurulması gereken temel konulardandır. (Gupta ve Singhal 2022; Shi ve ark. 2022; Zhang ve ark. 2006)

Doğal frekansın kontrolü sırasında kullanılan iki temel optimizasyon yönteminden bahsedilebilir. Birincisi doğal frekansı iyileştirecek topografya analizi, ikincisi ise mukavemet ve doğal frekanstan ödün vermeden belirli noktalarda boşaltmalar ile hafifliği en iyi duruma getirecek topoloji optimizasyonu olarak verilebilir.

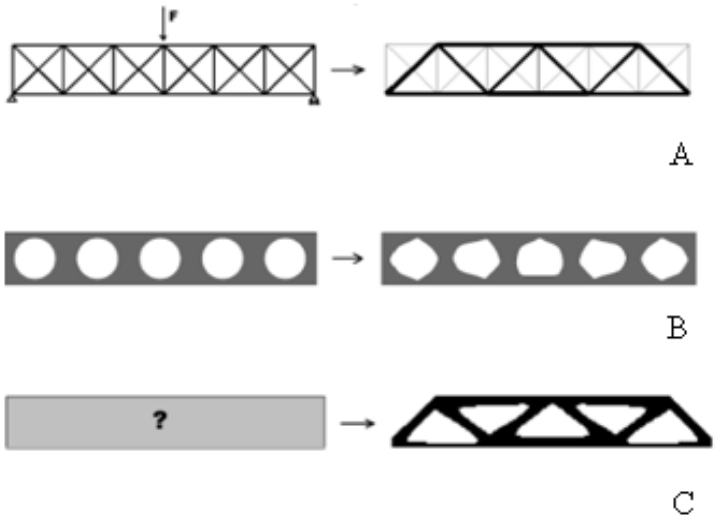
2.3. Optimizasyon Yöntemleri

Otomotiv gövde yapılarının belirli performans kriterlerini karşılaması gerekir. Performanslar genel olarak gürültü ve titreşim, araç dinamiği, akışkanlar ve aero dinamik, çarpışmaya dayanıklılık, sertlik, dayanıklılık ve diğer disiplinler altında sınıflandırılabilir. Performans karşılanmazsa, bir tasarım değişikliği olması gerekir. Tasarım değişikliklerinin önemli bir izleme metriği kütledeki değişikliktir. Günümüze kadar, otomobiller için pazar koşullarında çarpıcı bir değişiklikler olmuştur. Hammaddelerin (çelik, alüminyum) artan maliyetiyle birlikte galon araç başına daha yüksek mil ihtiyacı, “kitle verimli” araçlar üretme baskısını arttırmıştır. Bu, "kitle verimli" vücut yapılarını oluşturmak zorlu bir optimizasyon problemini ortaya çıkarır. Tüm disiplinler arası gereksinimleri dengelemek için yapının doğru kütleye ve sertliğe sahip olması gerekir. Tipik olarak gövde yapısındaki statik yükler, parça mukavemeti ve doğal frekans gibi değerler için kütle eklemek kolay bir tasarım değişikliğidir. Bununla birlikte, daha önce tartışılan konular nedeniyle, kütle açısından nötr veya kütle açısından verimli bir çözüm aramak gerekecektir. Bunun için optimizasyon tekniklerinden faydalanılır. Optimizasyon, bir sistemi veya bileşeni mümkün olduğunca iyi hale getirmek için bir amaç fonksiyonuna, tasarım alanına ve kısıtlamalara dayalı otomatik bir süreçtir. Optimizasyon probleminin amacı genellikle fonksiyonun maksimizasyonu veya minimizasyonu bulmaktır. Maliyet, zaman veya öz değerlerin maksimizasyonu gibi problemler örnek olarak verilebilir. (Arora 2017). Optimizasyon sistematik bir şekilde amaç fonksiyonunun tavanını veya tabanını elde etmeye çalışıldığı en iyiye ulaşma metodudur. Birçok kriterin olduğu durumlarda parametrelerin etkisine göre seçim yapılması gerekir. Genel olarak örnekleyecek olursak maliyetin en düşük değerine ulaşmaya çalışırken dayanımın en yüksek değere ulaşılması gerekir. Bazı durumlarda en ucuz, en dayanıklı, en verimli, en hafif gibi bir çok değişken devreye girebilir.

Uygulama alanlarına göre otomotiv sektöründe parça üretimine yönelik tasarımsal eniyilemeler yapısal optimizasyon altında birleşir. Yapısal optimizasyon, bu zorluk için en etkili şekilde kullanılabilecek bir araçtır. Bununla birlikte, birçok yapısal optimizasyon yöntemi vardır. Yapısal optimizasyon genel olarak topoloji, şekil ve boyut olarak sınıflandırılabilir. (Alshabtat 2011; Maressa ve ark. 2010). Bu optimizasyon çeşitlerini kısaca açıklamak gerekirse: Topoloji optimizasyonu tasarlanabilir bir alan içinde en uygun malzeme dağılımını veya malzeme düzenini bulma yöntemidir. Bununla birlikte rijitlik, özdeğerler, yer değiştirme gibi gereksinimleri karşılayarak malzemenin en iyi kullanımını bulmayı amaçlar. Topoloji optimizasyonunda parçanın şekli dizayn alanı olarak ve belirli kısıtlar dahilinde bilinir. En az malzemeyle işin yapılabilir olması amaçlanır. Bu yöntemde temelde küçük parçalara bölünen dizayn alanında önemli olan parçalar geriye bırakılarak parçanın şekli oluşturulur. Şekil optimizasyonu kullanıcı tarafından belirlenen temel vektörleri kullanarak yapısal bir sınırın şeklini tasarlama yöntemidir. Şekil optimizasyonunda yarıçap, kavisler, eğim vb. geometrik değişimler yapılabilir. Şekil optimizasyonunun özel bir durumu topografyadır. Topografya optimizasyonu genel olarak sac parçalar üzerinde kütle arttırmadan çeşitli kabartmalar oluşturarak sac parçanın rijitliğini arttırmayı hedefler. Topografya optimizasyonunda yamuk kabartma şekline sahip olan özel bir durumu ise bunya optimizasyonudur. Bunya optimizasyonu sac parçaya kesit görünümü yamuk bir kabartma eklenmek istendiğinde yamuk geometrisindeki uzunlukları ve açıları tasarım değişkeni olarak kabul eden ve bu parametrelerle kabartma şeklini optimize etmeye amaçlayan bir optimizasyon çeşididir. Tipik bunya optimizasyonu için, tasarım değişkenlerinin sayısı sınırlıdır ve yüzeyde kabartmalar oluşturmak için şekil değişkenlerinin değeri ayarlanır. Örnek olarak zemin veya tekerlek kuyusunun yerel modal sertliğini iyileştirmek için bunya optimizasyonu kullanılır. Boyut optimizasyonu ise yapısal özelliklerin belirli boyutunu tasarlama yöntemidir. Boyut optimizasyonunda yapının şekli bilinir ve alt parçaların boyutu değiştirilerek yapının optimumuna ulaşılmaya çalışılır. Örneğin bir kabuğun kalınlığı, çubukların kesit boyutları, vb parametre olarak seçilebilir. Boyut ile şekil optimizasyonun amacı parça dayanımını artırmak ve gerilme yığılmalarını azaltmaktır. Boyutlandırmanın özel bir durumu topometri optimizasyonudur. Topometri optimizasyonu belirli

bölgelerdeki elamanların boyutsal olarak en iyi dağılımlarını oluşturabilmek için kullanılır. (Chakravarty 2009, Önal 2018).

Optimizasyon problemlerinde kısıtlar ve amaç iyi tanımlanmalıdır. Kısıtlar sonucunda kalan hacim dizayn alanı olarak tanımlanır. Dizayn alanı optimize edilecek değişkenlerden oluşur. Dizayn alanı ve parametreler tayin edildikten sonra amaç fonksiyonu belirlenmelidir. Amaç fonksiyonu bir bölgedeki gerilme yığılmasını azaltma, rijitliği artırmak veya doğal frekansı artırmak ya da kontrol altında tutmak olabilir. Boyutlandırma ve şekil optimizasyonu için genel olarak ana konu, gücü artırmak ve stres konsantrasyonlarını azaltmaktır. Boyutlandırma optimizasyonu için yapının şekli bilinmelidir. Amaç, bileşenlerin boyutlarını ayarlayarak yapıyı optimize etmektir (Alshabtat 2011). Şekil 2.1'de boyut optimizasyona, şekil optimizasyona ve topoloji optimizasyonuna örnek gösterilmiştir.



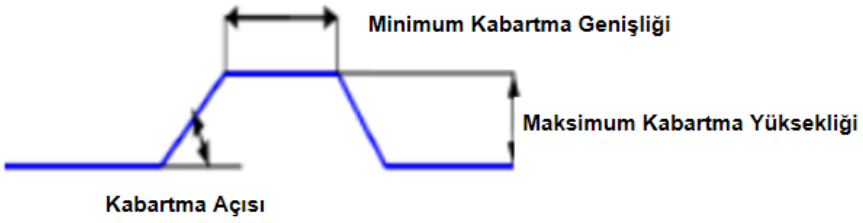
Şekil 2.1. Farklı optimizasyon türleri; a) boyut optimizasyonu b) şekil optimizasyonu c) topoloji optimizasyonu (Sarısaç 2016).

2.3.1. Topografya Optimizasyonu

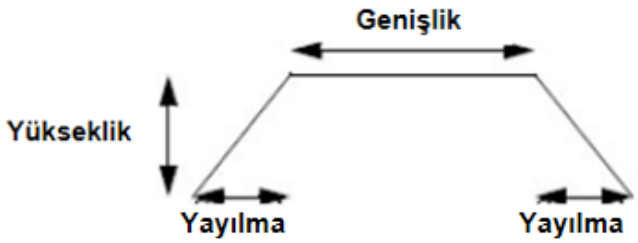
Şekil optimizasyonunun özelleşmiş bir versiyonuna topografya optimizasyonu denir. Topografya optimizasyonu ince cidarlı saç parçalara kütle arttırmadan iyileştirme yapmak için uygulanır. Belirli bir parça için bir tasarım bölgesi tanımlanır ve ardından

bölge içinde şekil değişkenine dayalı bir güçlendirme modeli oluşturulur. Sacta kabartma şekillerini belirleyebilen bir çeşidi bunya (bead) optimizasyonu olarak da tanımlanmaktadır. Şekil 2.2'de bunya parametreleri gösterilmiştir. Topolojiye benzeyen topografya analizi malzeme yoğunluğu yerine kabartmalar üzerine bir yaklaşım sunar. Dizayn alanı, parça üzerindeki tesirlerine göre iterasyonlarla optimizasyon edilen bir çok sayıda değişkene bölünmektedir.

Çok fazla sayıdaki değişkenler tasarım alanı içerisinde çeşitli kabartma oluşturulmasına imkan tanımaktadır. Kısıt ve amaç fonksiyonu olarak birçok parametre seçilebilir. Bunları örneklendirmek gerekirse: Ağırlık, atalet kuvvetleri, doğal frekans, birim yer değiştirme, hacim, burkulma, gerilme, amaç ve kısıt fonksiyonu olarak dile getirilebilir. Optimizasyon yazılımlarında Optistruct gibi bunyaya ait geometrik elemanlar belirtilebilir. Kabartma yapılacak geometrinin Şekil 2.3.'deki gibi kesit şekli, simetri, çoğaltma, yönelim, üretilebilirlik, genişlik, yükseklik gibi kısıtlarla yönlendirilebilinir (Sarısaç 2016).



Şekil 2.2. Bunya parametreleri (Balaban 2011)



Şekil 2.3. Koninin Şekil Değişkenleri (Yükseklik, Genişlik, Yayılma)

2.3.2. Topoloji Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım alanında veya uzayda en iyi öğelerin seçilmesidir, bu optimizasyon malzeme kullanımının faydasını maksimize eder. Geçerli bir tasarım alanı ve sınır atayarak bilgisayar destekli yazılımların yüklenmesi gibi koşullar optimum yapıyı tahmin edebilmektedir. Belirli bir tasarım alanında amaç, malzemelerin optimum dağılımını bulmaktır. Topoloji optimizasyonu optimum malzeme dağılımı ile tasarım olarak tanımlanabilir, bu optimizasyonda doğal frekans, rijitlik, yer değiştirme gibi kısıtlar dikkate alınarak en uygun tasarımı yapmak amaçlanmaktadır.

Topoloji optimizasyonunda malzeme dağılımı önceden bilinmemektedir. Sonlu elemanlar ile dizayn hacmi küçük elamanlara bölünür. Sonrasında ise tasarım için önem arz ettiği kararlaştırılır. Topoloji optimizasyonu çözümünde kullanılan homojenleştirme metodu ve yoğunluk (malzeme dağılımı) metodu topoloji optimizasyonunda sıklıkla kullanılan iki yöntemdir.

2.4. Kabartma Uygulamaları

Kabartmalar, bir yapının yüzeyinde sertliğini artırmak, titreşim ve akustik özelliklerini geliştirmek için kullanılan yerel değişikliklerdir. Bu nedenle, bu tür özellikleri bir yapıya dahil etme süreçlerini dikkate almak, malzeme özelliklerinin üretim süreçleri üzerindeki potansiyel etkilerini anlamak ve üretilebilirlik sınırlamalarını bilmek önemlidir (Alshabatat ve Naghshineh 2015, Alshabtat 2011). Genel olarak kabartma işlemi, malzeme özelliklerini geliştirmek için çeşitli desenlerin metal parçanın yüzeyine işlendiği bir metal şekillendirme işlemidir. Kabartma işlemi, iş parçasının yüzeyine küçük bir damga basmaktan ayrıntılı tasarımlı bir bileşenin tüm yüzeyini modellemeye kadar uzanır. Kabartma işlemi, damgalama işlemlerinin bir parçası olarak kabul edilir. Genel olarak, damgalama işleminin prensibi, bir sac metal parçasını istenen şekle sokmak veya kesmek için bir kalıp ve pres (veya zımba) kullanımı olarak tanımlanabilir (Altan ve Tekkaya 2012, Myers 2015, Pendse 2020)

Kabartma işlemi, parça yüzeyine pres, panç, ticari adıyla bead rolling gibi makine yardımlarıyla yapılır. Pres işleminde oluşturulmak istenilen desen kalıp ve zıttı şekilde zımbaya işlenir. Sac zımba ve kalıp arasına sıkıştırılarak kabartma elde edilir. Benzer şekilde pançlama işleminde kalıp ve zımba kullanılır, fakat farklı olarak vurma şeklinde gerçekleştirilir. Bead Rolling yönteminde ise sac merdaneler arasına sıkıştırılarak saca kabartma yapılır. (Varma ve ark. 2022 ; Çapan 2003)

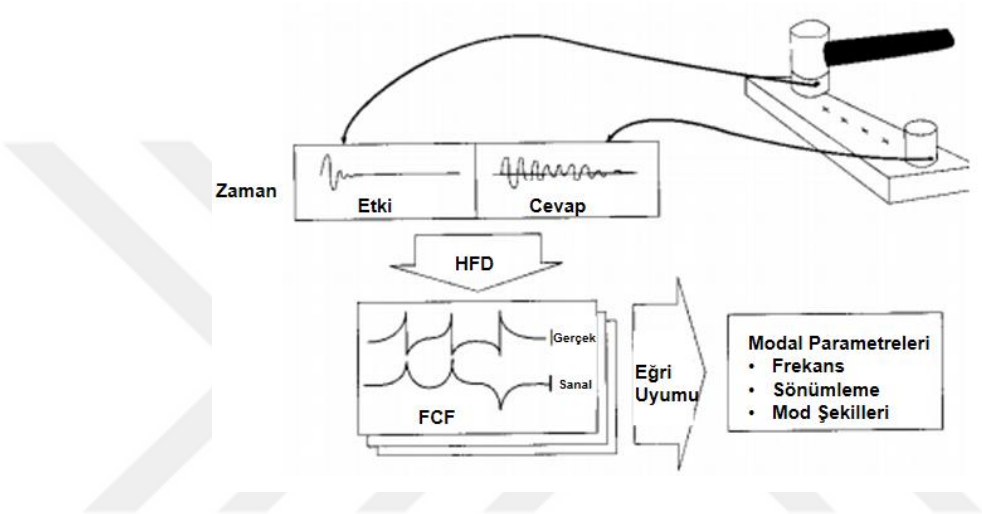
2.5. Doğal Frekans İyileştirme Çalışmaları

Park ve ark. (2007) yaptıkları çalışmada genel olarak mühendisin tecrübesine bırakılan frekans ve mukavemet iyileştirmek için metal sac üzerine yapılan kabartma desenin doğal frekans üzerindeki etkilerini sistematikleştirmeye yönelik çalışmalardan bahsetmiştir. Bahsi geçen çalışmalarda kabartmaların şekil, boyut, konum ve yönelimlerinin kısıtlara göre sistematik bir şekilde yerleşimi üzerine çalışmalara değinilmiş, bu çalışmalarda frekans kontrolünün en iyi şekilde nasıl yapılabileceği araştırılmış, bu eklemeleri optimum bir şekilde yapabilmek için birçok yaklaşım geliştirilmeye çalışılmıştır. İlgili çalışmalarında ise çevredeki tüm kabartmalı elemanların frekans artış hassasiyetleri analiz edildikten sonra komşu küçük kabartma elemanların birleştirilmesiyle oluk şekli oluşturulmuştur. İlk kanal açma konumu, modal gerinim enerjisi en yüksek olan elemandan başlatılmış ve kanal açma komşu elemanlara doğru genişletilmiştir. Önerilen yöntem kullanılarak, doğal frekans, bir mühendisin deneyimiyle değil, sistematik algoritmayla büyük ölçüde artırıldığı ve hassasiyet kontrol alanı ve komşu kenar yaklaşımlarıyla hesaplama verimliliği önemli ölçüde azaltılabildiği görülmüştür.

Bu çalışmada motora 6 noktadan sabitlenmiş koruma sacının (braket) farklı kabartma tiplerinde ve yönelimlerinde saca plastik şekil vererek doğal frekans değerinin artırılması hedeflenmektedir. Hedefe ulaşabilmek için farklı kabartma şekillerinin ve yönelimlerinin etkisine bakılmıştır. Bu şekillerin ve yönelimlerinin desen belirlenirken karar verici rol oynaması beklenmektedir.

2.6. Darbe Çekiç Modal Testi

1970'lerde yöntem olarak HFD (Hızlı Fourier Dönüşümü) ve FCF (Frekans Cevap Fonksiyonu) hesaplamaları kullanılarak darbe testi ölçümleri geliştirildi. Bu yöntem günümüzde kullanılan en popüler modal darbe test yöntemdir. Şekil 2.4 ‘de darbe testi gösterilmiştir. Darbe testi makinelerin ve yapıların modlarını bulmada hızlı, kullanışlı ve düşük maliyetli yöntemdir. (Trethewey ve Cafeo 1992).

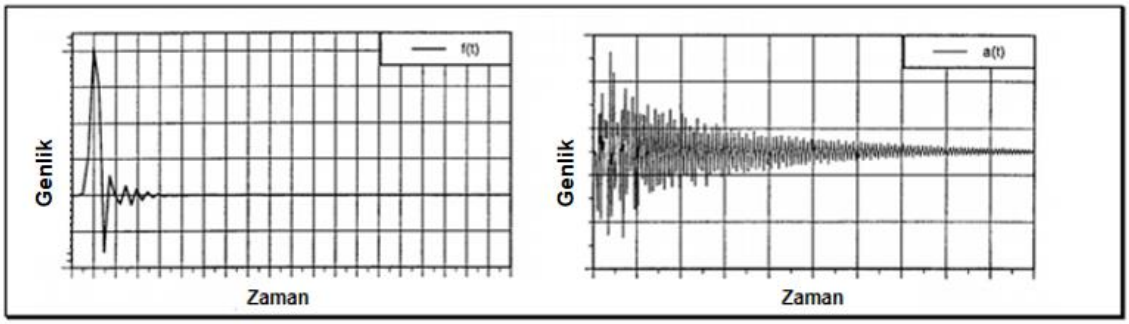


Şekil 2.4. Darbe Testi (Schwarz ve Richardson 1999)

Darbe testi yapmak için aşağıdaki ekipmanlar gereklidir,

- Giriş kuvvetini ölçmek için darbe çekicinin baş tarafında (uç kısmı) yük hücresi (load cell) olması gerekir
- Sabit noktada ve yönde ivme ölçer ile tepkinin ölçülmesi gerekir
- FCF (Frekans Cevap Fonksiyonu) hesaplanması için 2 veya 4 kanallı HFD (Hızlı Fourier Dönüşümü) analizörü gerekir.
- İşlem sonrası modal yazılımları için modal parametrelerini ve mod şekillerinin hareketlerinin görünümlerini tanımlamak gerekir.

Bu şekilde birçok yapılara ve makinelere test yapılabilir. Yapılara veya makinelere göre darbe testi için farklı boyutlarda çekiç uçları ve etki kuvvetleri uygulanması gereklidir (Da Silva ve ark. 2009). Şekil 2.5’de darbe kuvveti ve tepki sinyalleri verilmiştir.

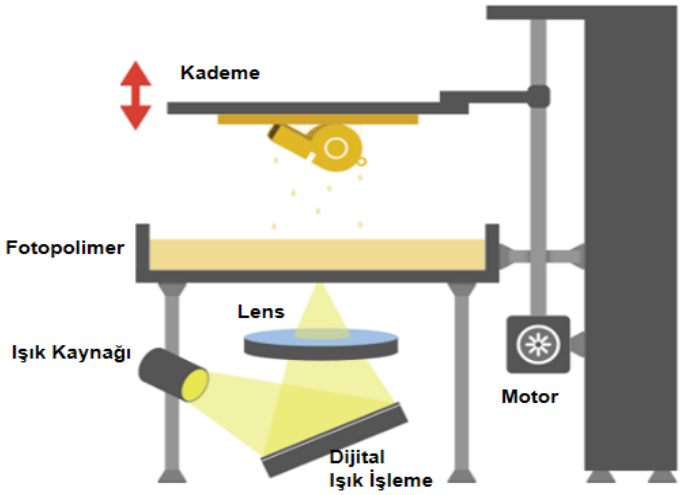


Şekil 2.5. Darbe Kuvveti ve Tepki Sinyalleri (Schwarz ve Richardson 1999)

Darbe testi hızlı ve kullanışlı olsa da, doğru sonuçlar elde etmek için dikkate alınması gereken birkaç önemli husus vardır. Bunlar, ön tetikleme gecikmesi, kuvvet ve üstel pencereleme, kabul etme/reddetme özelliğini içerir. Bu özellikler sinyallerde oluşan parazitleri azaltmak, hatalı vuruşları görmezden gelmek veya birkaç vuruşun ortalamasını alarak sinyali düzgünleştirmek için yapılır. Örneğin, çekiç-darbe testinde geçici türde sinyaller söz konusu olduğundan eksponensiyel pencere tavsiye edilmektedir. Eksponensiyel pencere burada bir nevi sinyali filtreleme görevi görerek sinyalin düzgünleştirlmesini sağlar. (Gökdağ 2010, Schwarz ve Richardson 1999).

2.7. Dİİ 3 Boyutlu Yazıcı ile Model Üretimi

Dijital ışık işleme (Dİİ) yazıcılar, fotopolimer reçinelere bir projeksiyon yardımıyla katılaştırılmak istenen noktalara ışık vererek bu noktaların katılaşmasını sağlayan ve bu sayede bir modelin katı halinin elde edilmesine yarayan hızlı prototipleme sistemlerinden biridir. Reçine bir hazne içerisinde bulunur ve bu haznenin altı camdan imal edilmiştir. Camın istenen noktalarına yansıtılan ışınlar reçinenin katılaşmasına yol açmaktadır. Belirli bir süre ışığa maruz bırakıldıktan sonra tabla belirlenen miktar yukarı kalkarak ikinci katmanın katılaşması işlemine geçmekte ve modelin oluşturulmasını katman katman gerçekleştirmektedir. Dİİ yazıcılar yüksek hassasiyette modellerin çıkarılmasını sağlayan hızlı prototipleme yöntemlerinden biridir. (Haoyuan ve ark. 2020, Karaca ve ark. 2022). Şekil 2.6’ de Dİİ yazıcının şematik görüntüsü verilmiştir.



Şekil 2.6. Dİİ (Dijital Işık İşleme) Printer Şematik Görünümü

Modelin yazıcı tarafından tamamlanmasının ardından reçine tamamıyla kürlenmiş olmaz. Reçinenin tamamen kürlenebilmesi için bir miktar daha ışığa ihtiyaç duymaktadır. Parça mukavemet özelliklerinin geliştirilmesi ve stabil özellikler sergileyebilmesi için kürleme işlemine ihtiyaç duyulur. Barton ve Fulton (2008) yaptığı çalışmada bir saat basım sonrası kürlemeden sonra 28 güne kadar numunelerin beklediği testlerde elastisite modülü, çekme gerilmesi gibi değerlerde belirgin bir değişim görülmediğini rapor etmiştir.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışmada içten yanmalı motor koruma sacına kabartma eklenerek doğal frekanslarının değişimine bakılmıştır. Deneysel doğrulama için Dİİ de üretilmiş ölçekli modeller üzerinde darbe testleri yapılmıştır. Ölçeğin kabartmalar ve sacın üzerindeki frekans değişikliğine etkisi modal analizler yardımıyla irdelenmiştir.

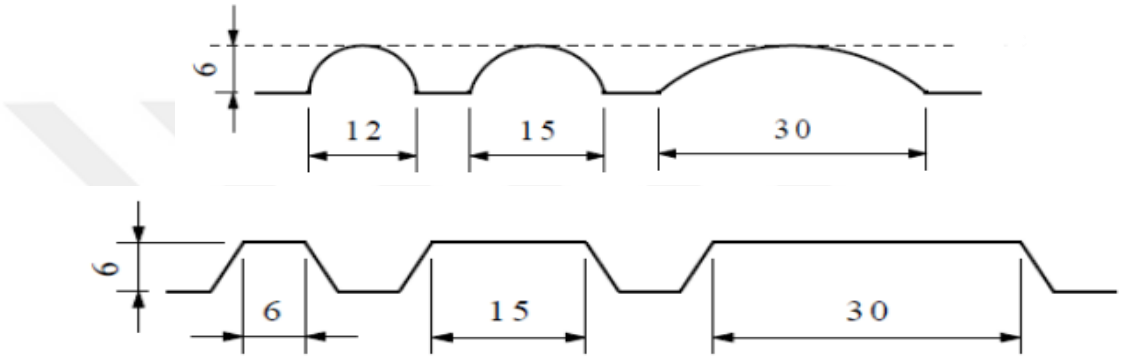
İşlemsiz halde 900 mm genişliğinde 730 mm boyunda ve 2 mm kalınlığında dikdörtgen plakadan imal edilen motor alt braket sacı Şekil 3.1 'de verilmiştir. Motor koruma sacı 6 adet bağlantı noktasından gövdeye ve motora sabitlenmiştir. Bu sac üzerinde plastik şekil verme ile eklenen kabartmaların tiplerinin ve yönelimlerinin doğal frekansa etkisi araştırılmıştır. Motor koruma sacının modeli oluşturulup Hypermesh Student sürümünde topografya optimizasyonu uygulanmış ve modal analizde ilk 10 mod için doğal frekanslarına bakılmıştır.



Şekil 3.1. Motor alt koruma sacının ham görünümü

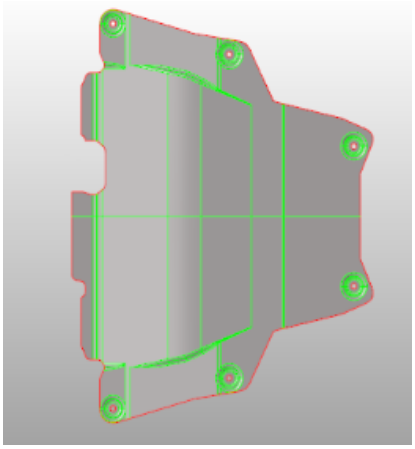
Topografya optimizasyonunda saca eklenecek kabartmaların yönelimleri optimizasyon kısıtı olarak girilmiş, bu yönelim kısıtları dikey, yatay, dairesel ve herhangi bir yönelim olmadan serbest bir şekilde 4 farklı tipte belirlenmiştir. Yapılan optimizasyonda saca yapılacak olan kabartmanın kesit alanı kısıtları minimum kabartma genişliği 8 mm ve yüksekliği maksimum 6 mm olacak şekilde seçilmiş, bağlantı noktaları ve dizayn hacmi düşünülerek kabartma yerleri tespit edilmiştir. Sabitleme noktaları dizayn hacmi dışında

bırakılmıştır. Kullanılan kabartma tiplerinin kesitleri ve kesitteki boyutlandırmaları Şekil 3.2.'de verilmiştir. Bu kesit tiplerine sahip sac formunda kalıptan çıkma veya şekil verme esnasında olası buruşma ve yırtılmalar göz önünde bulundurularak haddelemeye uygunluğun da sağlanması için kenarlara 3 mm'lik köşe yuvarlatma işlemi uygulanmıştır. Çıkan topografya sonuçlarına göre motor braketine yatay, dikey ve dairesel yönelimli ve yönelimsiz kabartmalar Catia yüzey modellemesinde eklenmiştir. Farklı şekillerde eklenmiş kabartmaların modelleri oluşturulmuş ve her birine ayrı ayrı Hypermesh'te modal analiz uygulanmıştır.



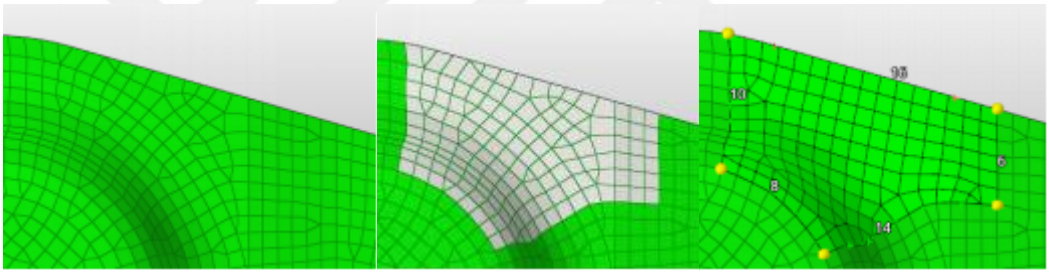
Şekil 3.2. Analizlerde kullanılan silindir ve yamuk kesite sahip kabartmaların kesit görünüşleri

Her bir modele modal analiz uygulanırken ilk olarak yüzeylerdeki fazla çizgi ve noktalar silinerek tek bir yüzey haline getirilmiştir (Şekil 3.3).

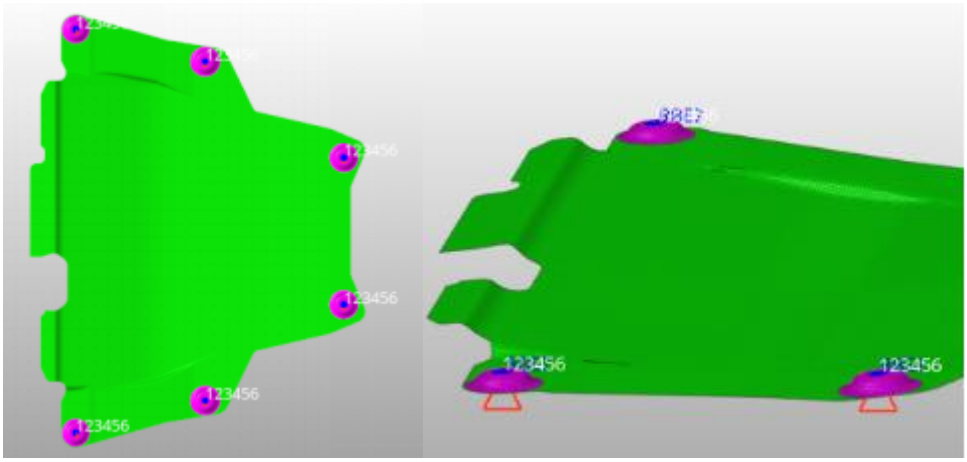


Şekil 3.3. Fazla çizgilerin hypermeshte yok edilmesi

Ardından birbirine yakın iki çizgi arası mesafeye göre mesh ölçülerine karar verilmiş ve tüm yüzey seçilerek mesh uygulaması yapılmıştır. Sonrasında her bir mesh tekrardan gözden geçirilmiştir. Mesh kalitesi sorun oluşturabilecek bölgeler (Şekil 3.4) tespit edilerek tekrardan lokal olarak mesh işlemi yapılmıştır. Yapılan lokal mesh düzeltme işlemi Şekil 3.4'de verilmiştir. Düzeltme sonucunda mesh kalitesi tekrar kontrol edilerek; kenar oranları (aspect ratio), açısal çarpıklık (skewness) ve çarpılma oranları (warpage) gibi kriterlere göre referans noktasının altında kalan bölgeler hızlı bir şekilde optime edilmiştir. Ardından malzeme özellikleri ve mesnet noktaları parçanın üzerinde belirlenmiş ve bu noktalar programda tanımlanmıştır. Şekil 3.5'te sabitleme noktaları mavi, optimizasyon dışında bırakılan bölgeler mor ve dizayn alanı yeşil renk ile gösterilmiştir. Sonrasında analiz kısmında modal analiz seçilmiş ve analize dahil edilecek mod sayıları program arayüzüne girilmiştir. Böylece analiz koşturulmaya hazır hale getirilmiştir.



Şekil 3.4. Ağ yapısında oluşan çarpıklıkların giderilmesi

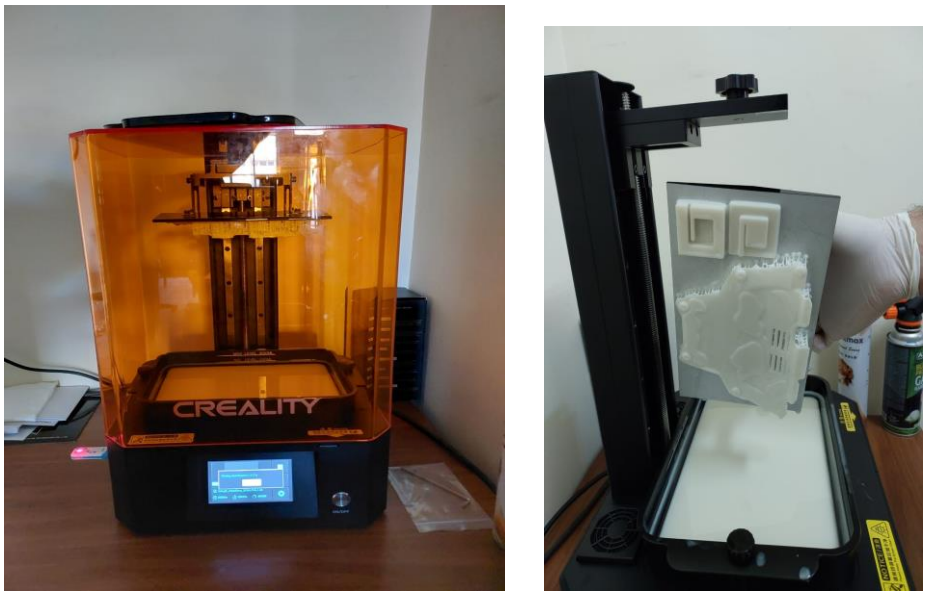


Şekil 3.5. Motor braketinin sabitlendiği 6 nokta

Topografya analizi sonuçlarının incelenmesinde kolaylık sağlaması bakımından farklı modeller oluşturulmuş ve bu modellere birer kod ismi verilmiştir. Modellerin isimlendirilmesi; R, referans; YL1, yatayda lineer yamuk kesit; YL2, yatayda lineer geniş; YL3, yatayda lineer çoklu; YS1, yatayda lineer silindir kesit; YDS, yatayda dikey silindir; D dairesel çoklu; DT, dairesel içi dolu; DLS, dikeyde lineer silindir kesit ve SÇ, serbest modeli ifade edecek şekilde yapılmıştır. Bu modellerin seçiminde yüzey alanı sabitken kesit tipinin, kabartma sayısının ve farklı (yatay, dikey, dairesel ve serbest) yönelim kısıtlarının doğal frekanslara etkisini görmek amaçlanmıştır.

3.1 Numune Üretimi

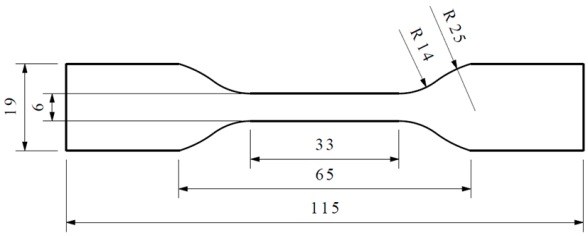
Analiz sonuçlarına göre belirlenen bazı modeller üzerinde test çalışmalarının yapılması ve elde edilen sonuçların kıyaslanması için Creality LD-006 Reçine ve 3D Dİİ printer kullanılarak numuneler üretilmiştir. Kullanılan cihaz; 8,9" monokrom ekran, 1-4sn. pozlama süresi, 4K katı hal ekranda 3840x2400dpi çözünürlük, 60 mm/saat maksimum baskı hızı, 192x120x250mm baskı boyutu özelliklerine sahiptir. Cihazda yönlü matris UV ışını kuvars led ile sağlanmaktadır. UV ışının dalga boyu 405nm'dir. Üretimin yapıldığı cihaz ve numune Şekil 3.6' da verilmiştir.



Şekil 3.6. Numunenin basımı sırasında çekilmiş cihaz ve numunenin fotoğrafları

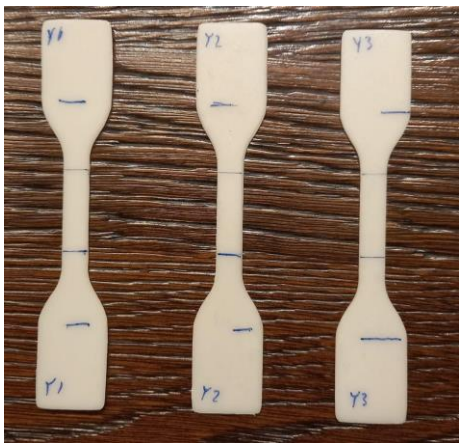
Numune üretiminde kullanılan malzeme, ticari adıyla “Creality Standart Rijit Reçine Plus” ultraviyole kürlenir reçine olarak bilinmektedir. 405nm dalga boyunda kürlenen reçinenin yoğunluğu 1.14 g/cm³, viskosite aralığı 300-400cps’dir. Reçinenin çekme gerilmesi 60-68 MPa, eğilme gerilmesi 90-95 MPa aralığında olup kalıp malzemenin sertliği ise 85-90D Shore dur.

Reçinenin malzeme özelliklerinin doğrulanmasında kaşık olarak adlandırılan numuneler kullanılmıştır. Numuneler plastikler için belirlenmiş olan ASTM-D638 Type IV standartına göre 1 mm kalınlıkta olacak şekilde üretilmiştir. Şekil 3.7’de numune boyutları teknik resim halinde verilmiştir. Numuneler basım sonrası 45dk bir yüz olmak üzere toplam 90dk; 365nm dalga boylu 9w UV lamba ile oda sıcaklığında kürlenmiştir.



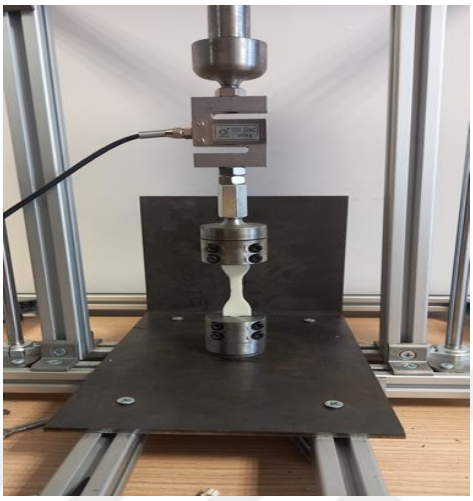
Şekil 3.7. Çekme numunesinin teknik resmi

Numuneler standarda göre çenelerin numuneyi kavrama uzunluğu 25 mm olacak şekilde ayarlanmıştır. 65 mm aralıkta numune serbest bırakılmıştır. Standartta bahsedildiği gibi uzama ölçümü 25 mm’lik olacak şekilde numunelerin üzerine çizilmiştir. Numunelerin çekme işlemine girmeden önceki halleri Şekil 3.8’de verilmiştir.



Şekil 3.8. Çekme numunelerin hazırlanmış gösterimi

Standarda uygun olacak şekilde numuneler 5mm/dk hızda Şekil 3.9'da verilen 200 kg'lık bir yük hücresine sahip özel yapılmış bir cihazda çekilmiştir. Yapılan çekme testi sonucunda malzememin elastisite modülü hesaplanarak bulunan değer modellerin bilgisayar destekli modal analizinde kullanılmıştır.



Şekil 3.9. Çekme Testi

3.2 Darbe Çekiç Testi

Sayısal ortamda modal analizleri yapılan modellerden bazıları darbe çekiç testine tabi tutulmak üzere belirlenmiş ve üretimleri yapılmıştır. Hangi modellerin deneylerde kullanılacak olmasına referans parçanın gerçek ölçü, gerçek malzeme ve gerçek sınır şartlarında yapılan analiz sonuçları baz alınarak karar verilmiştir. Darbe çekiç testleri için seçilen modeller; Referans model (Numune 1), YL1 modeli (Numune 2), YS1 modeli (Numune 3), YL3 modeli (Numune 4), SÇ modeli (Numune 5) ve topoloji uygulanmış SÇ modeli (Numune 6) olmak üzere toplam 6 adettir. Bu modellerin seçiminde; yüzey alanı aynı iken farklı kabartma kesitlerinin (Numune 2 ve Numune 3) ve farklı kabartma sayılarının (Numune 2 ve Numune 4) doğal frekanslara etkisini görmek hedeflenmiştir. Numune 5, frekans değeri diğerlerine göre belirgin şekilde fraklı olduğu için, Numune 6 ise yüzeydeki deliklerin frekansa etkisini görebilmek için seçilmiştir.

Darbe Çekiç testindeki ölçümler Brüel&Kjaer (B&K) 3560-L marka iki kanallı bir titreşim ölçüm seti (PULSE Lite Vibration Package) ile gerçekleştirilmiştir. Kullanılan deney setinin temel elemanları Şekil 3.10 'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Deney setinin ana elemanları

Bu deneyde "Fujitsu lifebook E serisi'' marka bir dizüstü bilgisayar kullanılmıştır. Numunelerin testleri için B&K 4394 kodlu minyatür ivmeölçer kullanılmıştır. Bu sensörler elastik bir yapışkanla veri alacağı bölgeye yapıştırılmıştır. Teste kullanılan bağlantı kablosunun boyu 5m ve modal çekicin tip numarası B&K8206-003'dır. Kullanılan kuvvet transdüserinin hassasiyeti 1.08mV/N olup ölçüm aralığı ± 5V için 4448 N'dır. Toplam kütlesi 230 gr olan çekicin vuruş anındaki etkin kütlesi 100 gr'dır. Alüminyum, plastik ve kauçuk olarak 3 adet farklı çekiç ucu vardır. Bunların kesim frekansları sırasıyla 1000 Hz, 310Hz ve 40Hz'dir. Çekiç ucu seçiminde malzemeye zarar vermeyecek aynı zamanda da vuruşu sönümlemeyecek tipte bir uç seçilmesi gerekmektedir. Deneylerde yapılan ön çalışmalar sonucunda numune yapısına en uygun ucun plastik uç uygun olduğu görülmüş ve bütün deneyler nu uç ile yapılmıştır.

B&K 4394 ivme ölçerin katalog bilgilerine göre; rezonans frekansı 52 kHz, frekans aralığı 1Hz-10kHz, ölçüm aralığı ±500g, duyarlılığı 1±%2 mV/ms-2 ve kütlesi 2,9 gr'dır. Yüksekliği 14 mm ve en büyük çapı 7,7 mm'dir. İvmeölçer altlığının kütlesi 17.15 gr, çapı 24 mm ve kalınlığı 5 mm'dir. İvmeölçer ile veri aktarımını sağlayan PC Card Front End alt ve üst örnekleme frekans aralıkları sırasıyla 7 Hz ve 20 kHz'dir. 16 bitlik ADD (analog dijital dönüştürücü) sağlayan cihazda 2 tane analog giriş, 2 tane de takometre

girişi bulunmaktadır. Cihaz bilgisayara 68 pinli PCMCI Type II slot üzerinden bağlanmaktadır.

Hazırlanan numunelerin, analizi yapılan koruma sacı ile aynı sınır şartlarında mesnetlenmesi ve testlerin bu şekilde yapılması ideal olandır. Ancak, motor koruma sacının gerçek mesnet şartlarını test ortamında oluşturmak için ihtiyaç duyulan fikstürü laboratuvar ortamında hazırlamak oldukça zor ve zahmetlidir. Bunun yanı sıra deneme maksatlı yapılan rijit bağlantıların hemen hemen hepsinde numunelerin bu bağlantıların oluşturulması esnasında hasar gördüğü ve gerçek sınır şartlarını yansıtmadığı fark edilmiştir. Bu nedenle, test çalışmaları serbest sınır şartlarında gerçekleştirilmiştir. Numunelerin mesnetleme işlemi uygun bölgelerden elastik bant ile asılarak yapılmıştır (Şekil 3.11). Darbe ve ivme ölçümü elastik bantların asıldığı düzleme dik doğrultudadır. Frekans sinyallerinin doğru bir şekilde algılanabilmesi için ivmeölçerin konumu önemlidir. Bunun için analiz programında elde edilen mod şekillerinden istifade edilmiş ve ivmeölçerin nodal çizgiler üzerinde olmamasına özen gösterilmiştir. Şekil 3.11'de, 1 nolu numune referans modelin, 2 nolu numune YL1 modelinin, 3 nolu numune YS1 modelinin, 4 nolu numune YL3 modelinin, 5 nolu numune SÇ modelinin ve nihayet 6 nolu numune de topoloji uygulanmış SÇ modelinin 0.15 ölçekli UV-reçineden üretilmiş halleridir.

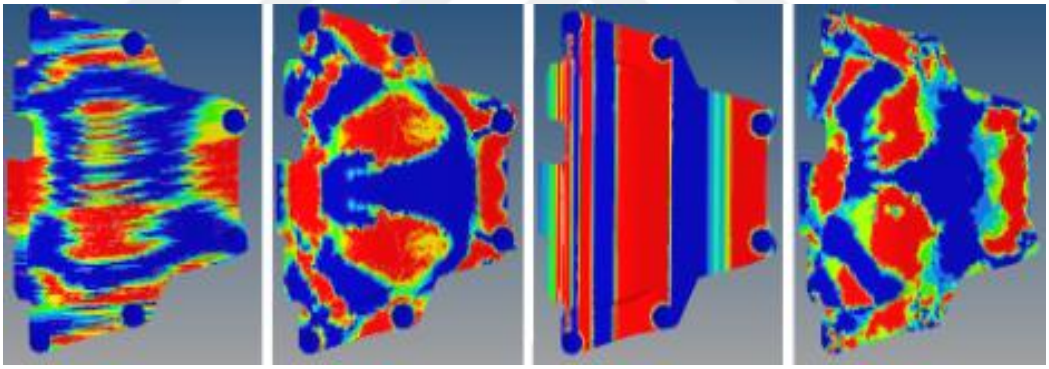


Şekil 3.11. Numunelerin deney sırasında mesnetlenmesi ve ivme ölçerin konumlandırılması

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

Motor koruma sacının ham haline dikeyde lineer, dairesel, yatayda lineer ve serbest yönelimli formlarda 4 farklı topografya optimizasyonu yapılmıştır. Her bir topografya analizi sonucuna göre parçaya çeşitli kabartmalar eklenmiş ve aralarındaki farklar incelenmiştir.

Parça üzerinde yapılan topografya optimizasyonunun sonuçları Şekil 4.1'de verilmiştir. Burada kırmızı renkli alanlar maksimum 6 mm yükseklikteki kabartmaların eklenebileceği yerleri gösterirken mavi renkli bölgeler kabartma eklemenin doğal frekansı değiştirmeyeceğini ifade eden 0 mm yüksekliği göstermektedir. Kırmızı ve mavi bölge arasında yüksekliklerin ölçeklendirmesi sırasıyla kırmızı, turuncu, sarı, yeşil ve mavi renkte gösterilerek 6 mm'den 0 mm ye yaklaşmaktadır. Analiz sonuçlarına göre kırmızı bölgelere kısıtlar doğrultusunda kabartmaların eklenmesi kararlaştırılmıştır.



Şekil 4.1. Topografya analizleri (soldan-sağa) sırasıyla: Dikeyde lineer kabartma; dairesel kabarma; yatayda lineer kabartma; yönelimsiz serbest formda kabartma

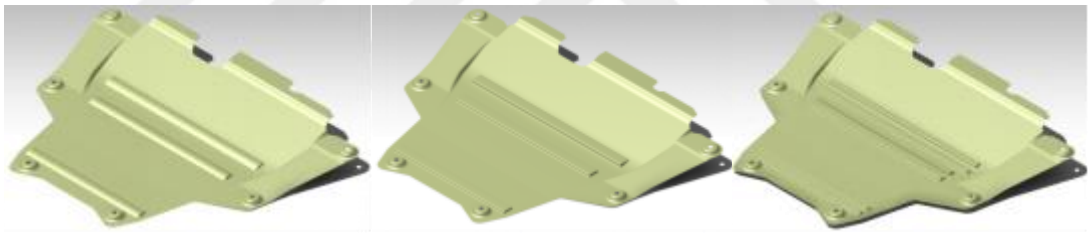
Yapılan 4 farklı topografya sonucuna göre dikey (Şekil 4.2.), dairesel (Şekil 4.3.), yatay (Şekil 4.4.), ve serbest (Şekil 4.5.) yönelimdeki kabartmalar modele Şekil 3.2'deki gibi yamuk ve dairesel kesit görünüme sahip olacak şekilde eklenmiştir. Her bir topografya sonucuna göre birden fazla farklı kesit görünüşe sahip kabartma tipleri eklenerek birbirlerine göre frekans değerleri karşılaştırılmış ve hangi kabartma modelinin frekans değerinin değişiminde daha etkili olduğu tespit edilmiştir.



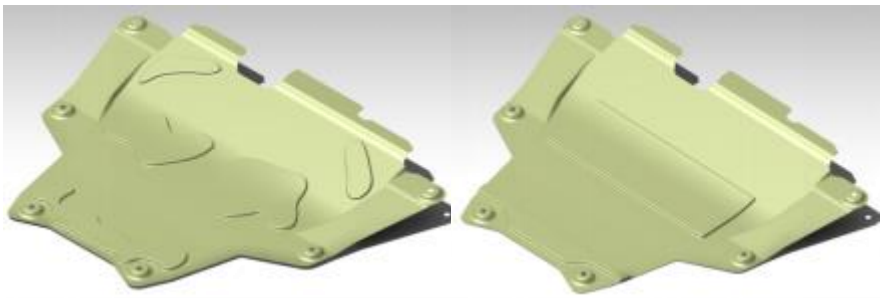
Şekil 4.2. Bazı boydan kabartma örnekleri



Şekil 4.3. Dairesel kabartma şekilleri sırasıyla, iç içe; tek; ve içi dolu



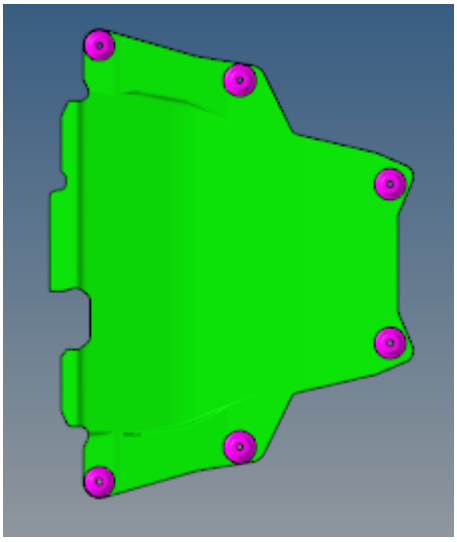
Şekil 4.4. Yatayda 15 ve 30 mm'lik genişlikteki dairesel ve yamuk kesite sahip kabartma örnekleri



Şekil 4.5. Serbest form kabartma ve geniş form kabartma

4.1 Modal Analizde Uygun Mesh Boyutunun Belirlenmesi

Analizi yapılacak parçanın özel geometrisinden dolayı modal analize geçmeden önce sonlu elemanlar yönteminde kullanılan mesh boyutunun sonuçlara etkisinin olup olmadığı araştırılmıştır. Bunun için modelin ham haline 5 farklı boyutta mesh uygulaması yapılmış ve birinci moda ait frekans değerleri arasındaki farklara bakılmıştır. İlk mesh uygulaması yapılırken parçanın geometrik boyutlarını bozmayacak şekilde radyuslar ve dar alanlar gibi kritik boyutlar da dikkate alınarak mesh boyutuna karar verilmiştir. Modal analiz parçanın gerçek mesnetleme durumuna uygun olarak 6 noktadan sabitlenmiş şekilde ve çelik malzemeye göre yapılmıştır. Modelin ham hali Şekil 4.6' de gösterilmiştir. Çizelge 4.1' de ise uygulanan farklı mesh boyutlarına göre elde edilen frekans sonuçları gösterilmiştir. Çizelge 4.1'den de görüldüğü üzere mesh boyutunda %100'lük bir artış eleman sayısında %70 civarlarında bir artışa sebep olmakta bu da çözüm süresinin uzamasına sebep olmaktadır. Mesh boyutunun 2 katına çıkarılmasıyla birinci doğal frekansın değerinde meydana gelen değişim ise eleman boyutunun 4mm'den küçük değerlerinde %0.2 civarlarında olmaktadır. Elde edilen bu sonuçlar neticesinde gerek doğal frekans değerinin olabildiğince hassas hesaplanabilmesi gerekse eleman sayısını gereksiz arttırarak çözüm süresini uzatmamak adına analizler için 2 mm boyutlarındaki ağ yapısı tercih edilmiştir.



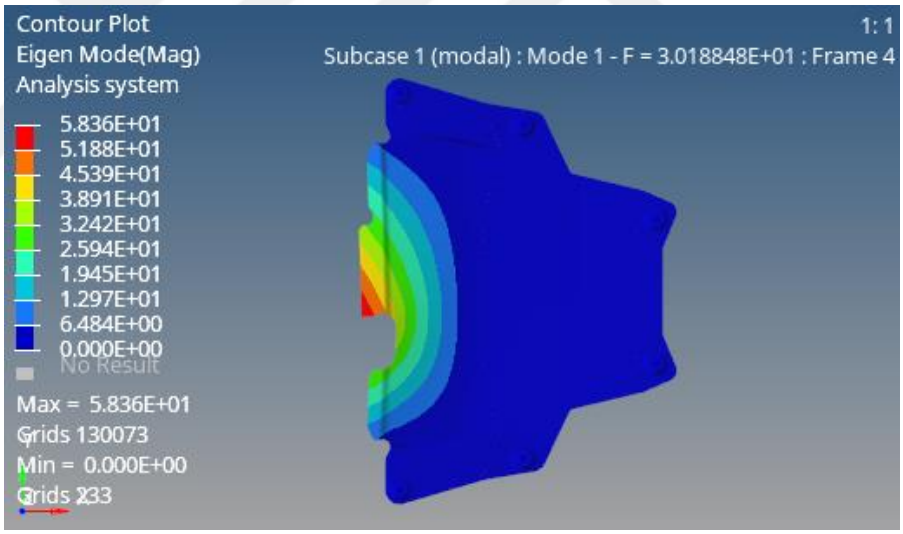
Şekil 4.6. Modelin ham hali

Çizelge 4.1. Mesh boyutlarına göre frekans sonuçları

Mesh Boyutu (mm)	Eleman Sayısı	Eleman Sayısındaki Değişim (%)	Birinci Doğal Frekans (Hertz)	Frekanstaki Değişim (%)
1	510510	--	30.12	---
2	125839	75,35	30.18	0.199
4	32944	73,82	30.26	0.265
8	9665	70,66	30.48	0.727
16	3334	65,50	31.46	3,215

4.2. Çelik Malzeme İçin Analiz Sonuçları

Modal analiz çalışmalarında öncelikle motor koruma sacının kabartma eklenmemiş ham hali için doğal frekanslar ve modal şekilleri elde edilmiştir. Ham haldeki (kabartma eklenmemiş) motor koruma sacının modal analiz sonucu Şekil 4.7'de verilmiştir.



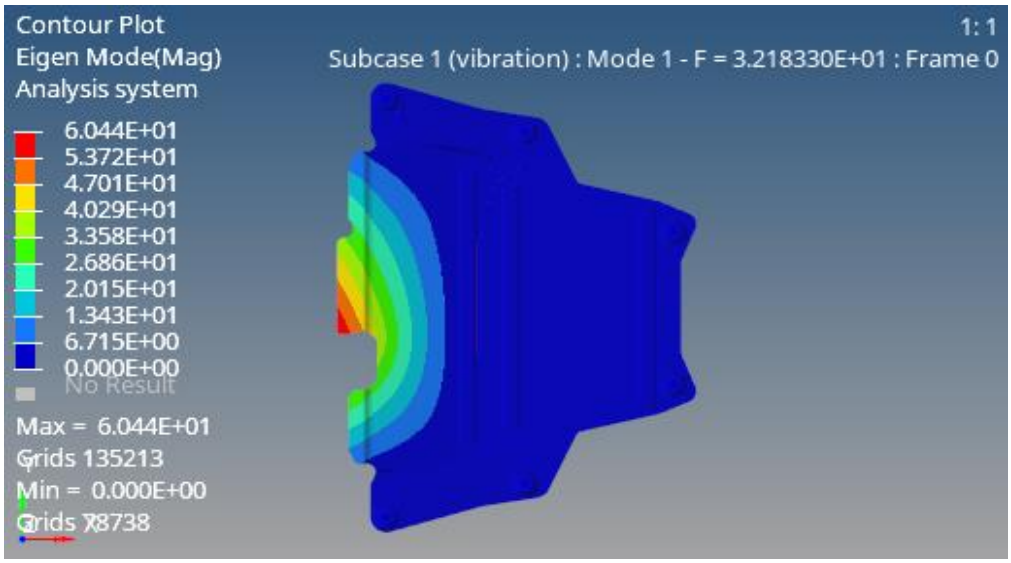
Şekil 4.7. Referans parçanın modal analiz sonucu

Analiz sonucunda motor koruma sacının birinci doğal frekansı 30.18 Hz olarak bulunmuş ve bu değer modeller arasında yapılacak karşılaştırmalarda referans olarak kabul edilmiştir. Farklı kabartma şekilleri ve yönelimlerine göre oluşturulan 9 adet modelin her biri için modal analizler tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar Çizelge 4.2'de toplu olarak verilmiştir. Çizelgede ayrıca modellerin frekans değerinde meydana gelen değişim referans değere göre yüzde olarak da verilmiştir.

Çizelge 4.2. Çelik malzeme (kalınlık 2 mm) için farklı modellerin birinci doğal frekansları

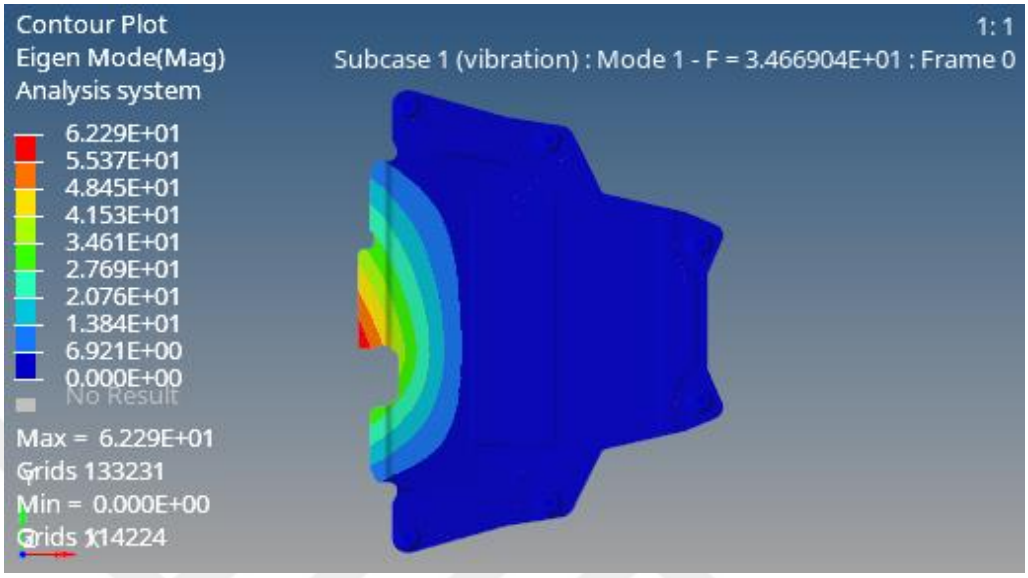
No	Model Kodları	Birinci Doğal Frekans (Hz)	Frekans Değerindeki Değişim (%)
Model R	Referans	30.18	0.00
Model 1	YL1	32.18	6.63
Model 2	YL2	34.66	14.84
Model 3	YL3	31.90	5.70
Model 4	YS1	31.74	5.17
Model 5	YDS	31.26	3.58
Model 6	DÇ	32.76	8.55
Model 7	DT	33.63	11.43
Model 8	DLS	31.55	4.54
Model 9	SÇ	40.67	34.76

Motor koruma sacına yatayda lineer kabartma eklenerek elde edilen modelin (YL1) modal analiz sonucu Şekil 4.8'de verilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere bu model için birinci mod frekans değeri 32.18 Hz dir.



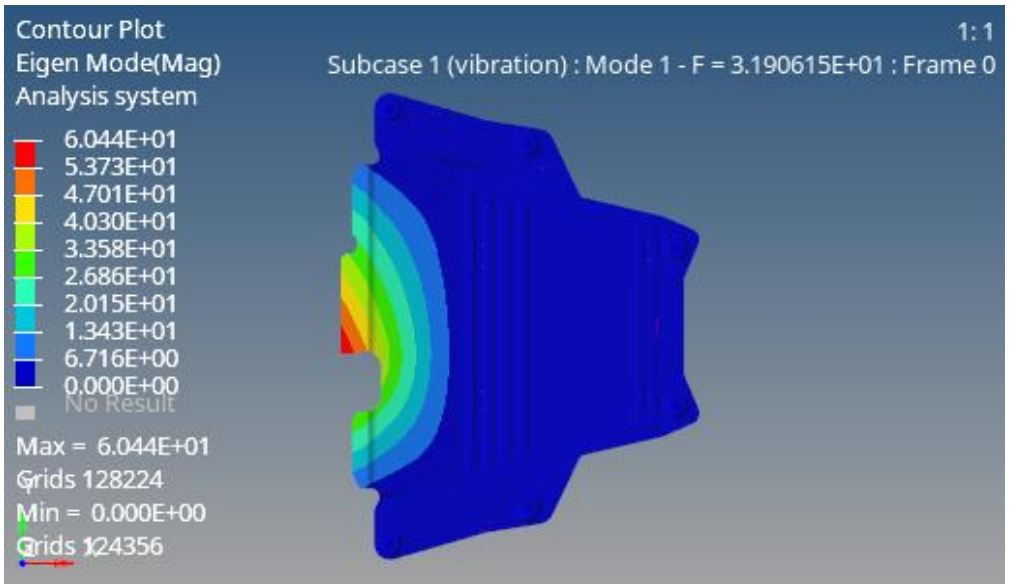
Şekil 4.8. Model 1 Yatay Lineer (YL1) modal analiz sonucu

Motor koruma sacına yatayda lineer ve yüzey alanı YL1 modeline göre daha geniş olarak kabartma eklenmiş modelinin (YL2) modal analiz sonucu Şekil 4.9'de verilmiştir. Bu modelin birinci mod frekans değeri 34.66 Hz dir.



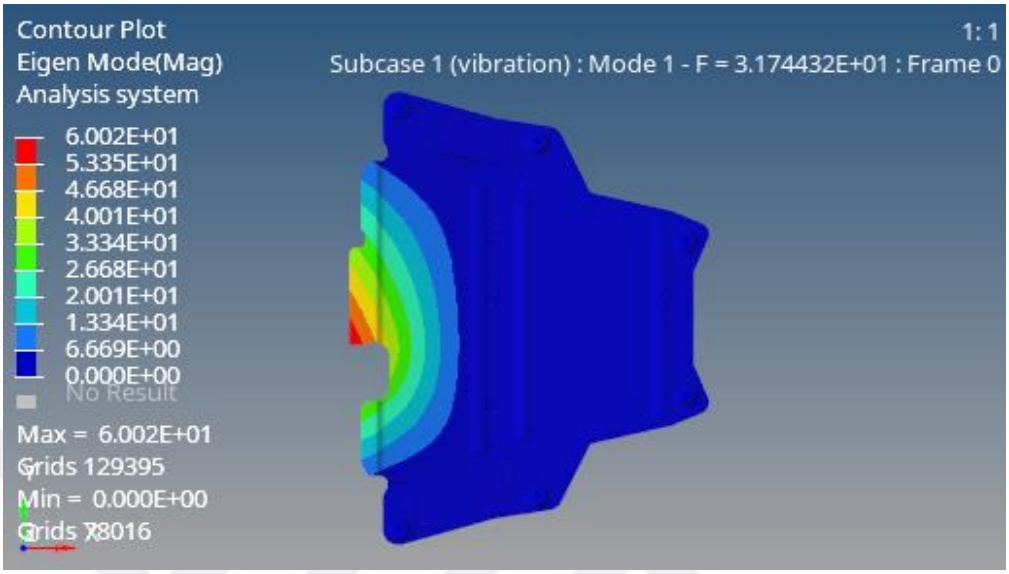
Şekil 4.9. Model 2 Yatay Lineer Geniş (YL2) Modal Analiz Sonucu

Motor koruma sacına yatayda lineer ve çoklu olarak kabartma eklenmiş modelin (YL3) modal analiz sonucu Şekil 4.10'da verilmiştir. Bu modelin birinci mod frekans değeri 31.90 Hz dir.



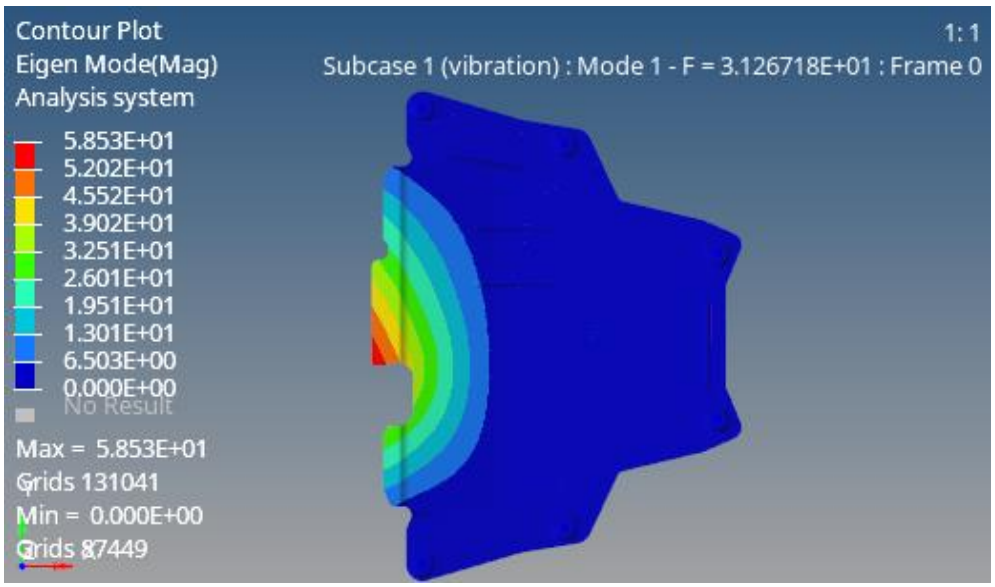
Şekil 4.10. Model 3 Yatay Lineer Çoklu (YL3) Modal Analiz Sonucu

Motor koruma sacına yatayda silindir olarak eklenmiş kabartma modelinin (YS1) modal analiz sonucu Şekil 4.11'da verilmiştir. Bu modelin birinci mod frekans değeri 31.74 Hz'dir.



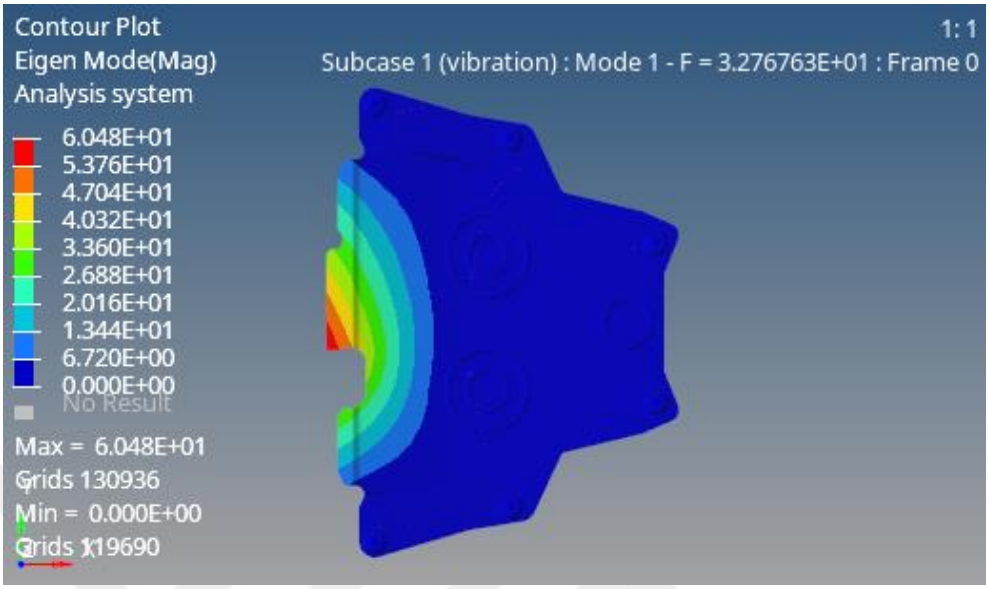
Şekil 4.11. Model 4 Yatay Silindir (YS1) Modal Analiz Sonucu

Motor koruma sacına yatayda dikey silindir olarak eklenmiş kabartma modelinin (YDS) modal analiz sonucu Şekil 4.12'de verilmiştir. Bu modele ait birinci mod frekans değeri 31.26 Hz'dir.



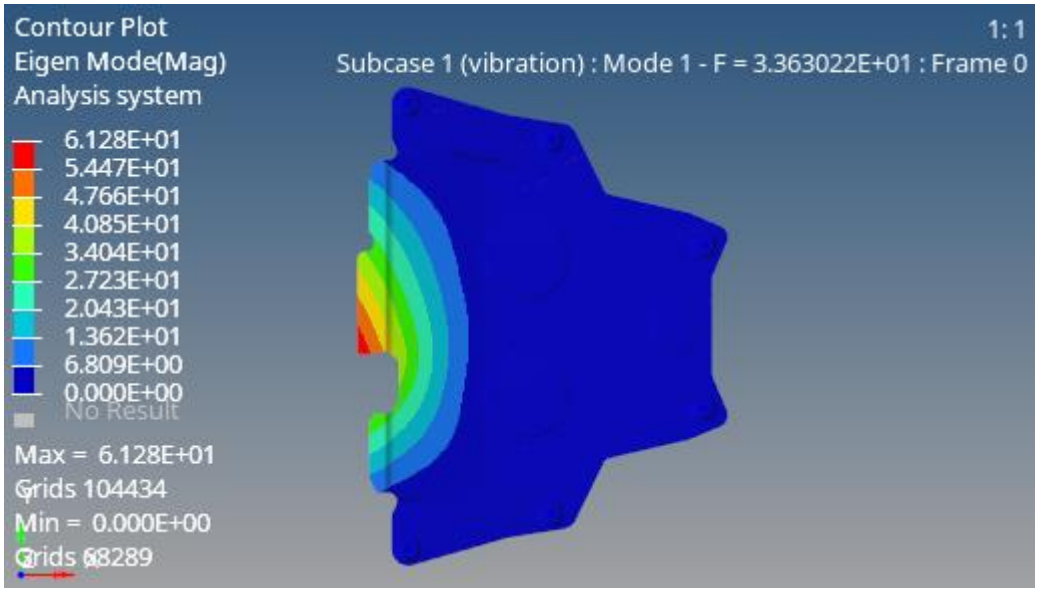
Şekil 4.12. Model 5 Yatay Dikey Silindir (YDS) Modal Analiz Sonucu

Motor koruma sacına çoklu daire olarak eklenmiş kabartma modelinin (DÇ) modal analiz sonucu Şekil 4.13'de verilmiştir. Bu modele ait birinci mod frekans değeri 32.76 Hz'dir.



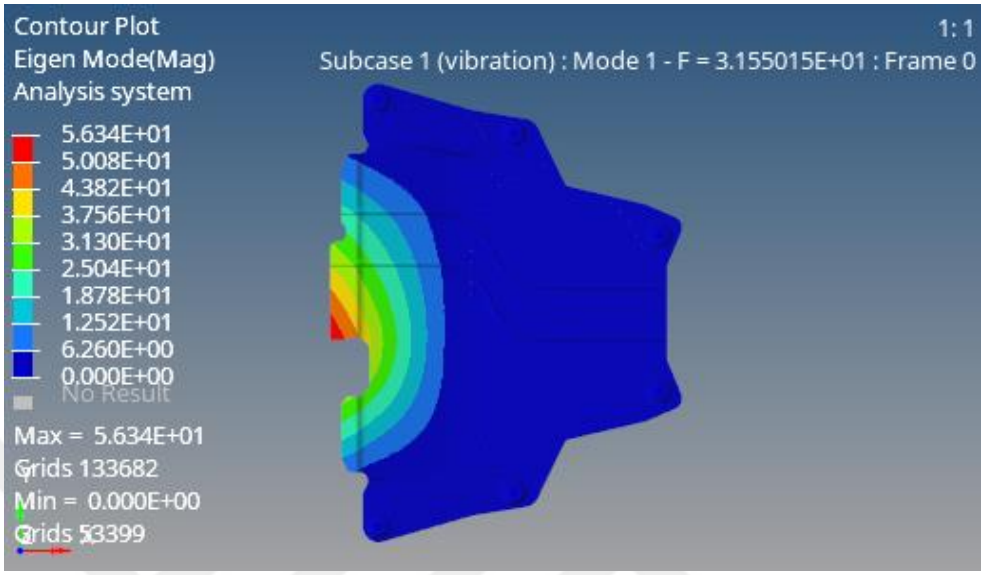
Şekil 4.13. Model 6 Daire Çoklu (DÇ) Modal Analiz Sonucu

Motor koruma sacına tam daire olarak eklenmiş kabartma modelinin (DT) modal analiz sonucu Şekil 4.14'de verilmiştir. Bu modelin birinci mod frekans değeri 33.63 Hz'dir.



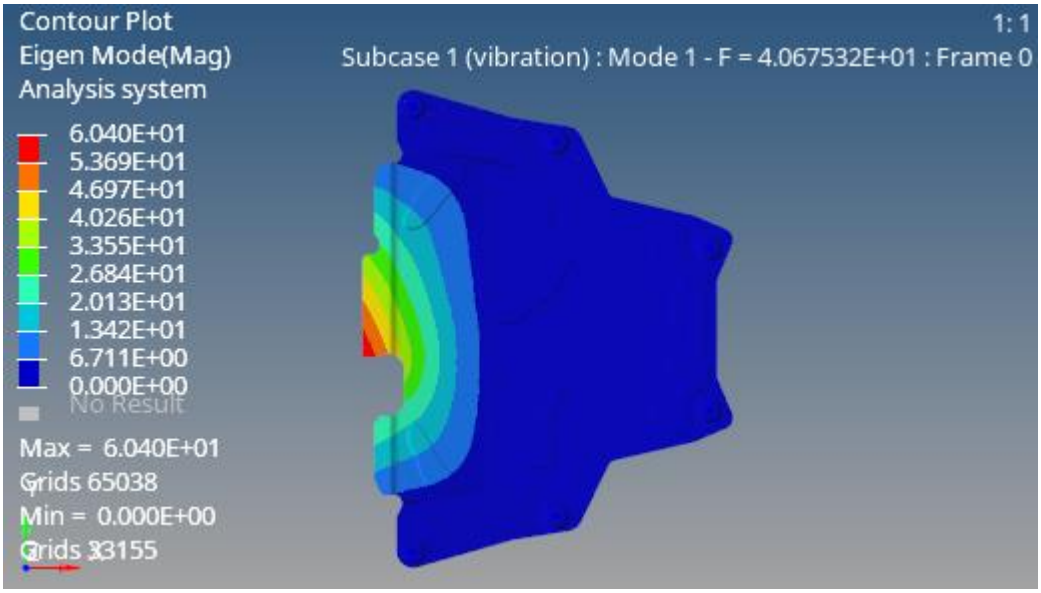
Şekil 4.14. Model 7 Daire Tam (DT) Modal Analiz Sonucu

Motor koruma sacına dikeyde lineer silindir olarak eklenmiş kabartma modelinin(DLS) modal analiz sonucu Şekil 4.15'de verilmiştir. Bu modelin birinci mod frekans değeri 31.55 Hz'dir.



Şekil 4.15. Model 8 Dikey Lineer Silindir (DLS) Modal Analiz Sonucu

Motor koruma sacına serbest olarak eklenmiş kabartma modelinin (SÇ) modal analiz sonucu Şekil 4.16'da verilmiştir. Bu modele ait irinci mod frekans değeri 40.67 Hz'dir.



Şekil 4.16. Model 9 Serbest Çalışma(SÇ) Modal Analiz Sonucu

4.3 UV-Reçine Malzeme İçin Analiz Sonuçları

Yapılan modal analizlerin deneysel olarak doğrulanması için incelenen modellere darbe çekiç testi uygulanarak doğal frekansların ölçümü amaçlanmıştır. Ancak daha önceki bölümde de bahsedildiği üzere motor koruma sacının özel geometrisi nedeniyle parçayı gerçek boyutlarında ve çelik malzemeden üretmek, özellikle de 9 ayrı model için ayrı ayrı üretim yapmak mümkün olmamıştır. Bunun yerine modal analiz testleri 3D yazıcıda UV reçine malzeme kullanılarak üretilen numuneler üzerinde yapılmıştır. Bu durumda parçanın malzeme özellikleri değiştiğinden bir önceki bölümde verilen analizlerin her biri reçine malzeme için tekrarlanmıştır. Malzeme değişikliğinin doğal frekanstaki etkisini görebilmek ve yapılacak darbe çekiç testleriyle malzeme uyumunu sağlayabilmek maksadıyla tam boyuttaki modellerde analizler tekrarlanmıştır. UV-reçine malzeme için analizlerden elde edilen birinci doğal frekans değerleri Çizelge 4.3'de toplu olarak verilmiştir. Çizelgede ayrıca 9 farklı modelin frekans değerinde meydana gelen değişim referans değere göre yüzde olarak da verilmiştir.

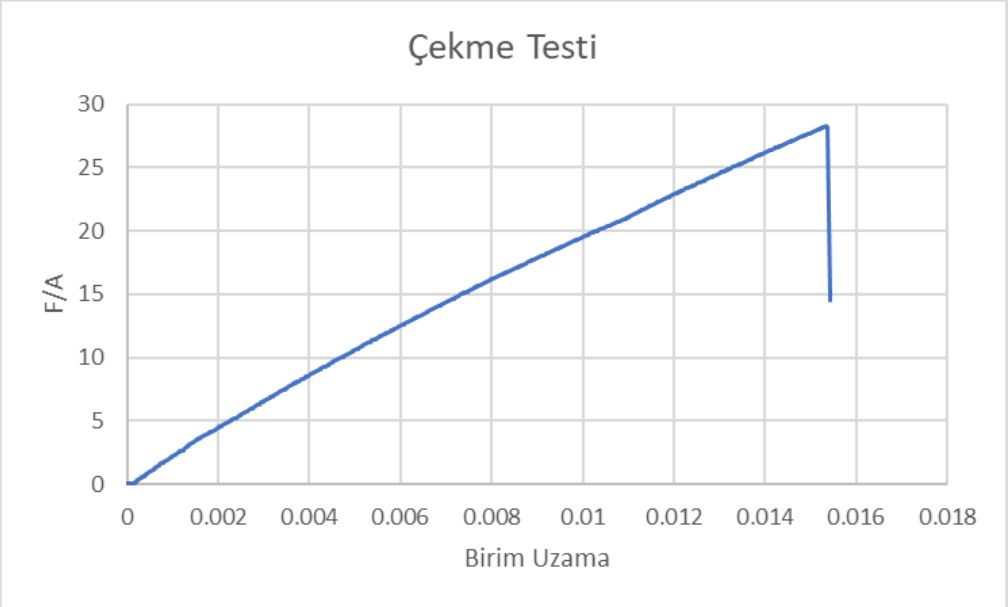
Çizelge 4.3 UV reçine malzeme (kalınlık 2 mm) için farklı modellerin birinci doğal frekansları

No	Model Kodları	Birinci Doğal Frekans (Hz)	Frekans Değerindeki Değişim (%)
Model R	Referans	4.10	0.00
Model 1	YL1	4.53	10.32
Model 2	YL2	4.89	19.30
Model 3	YL3	4.46	8.60
Model 4	YS1	4.40	7.20
Model 5	YDS	4.27	4.01
Model 6	DÇ	4.90	19.43
Model 7	DT	5.61	36.62
Model 8	DLS	4.63	12.95
Model 9	SÇ	5.99	46.01

Bilindiği üzere, bilgisayar destekli modal analizlerde malzemenin mekanik özelliklerinin kullanılacak yazılıma girilmesi gerekmektedir. Burada da öncelikle reçine malzemesinin elastisite modülünü belirlemek üzere çekme testleri yapılmış, testlerden hesaplanan değerler her bir modele tanımlanarak analizler koşturulmuştur. Çekme testinden elde edilen sonuçlar Bölüm 4.4'de verilmiştir.

4.4 Çekme Testi Sonuçları

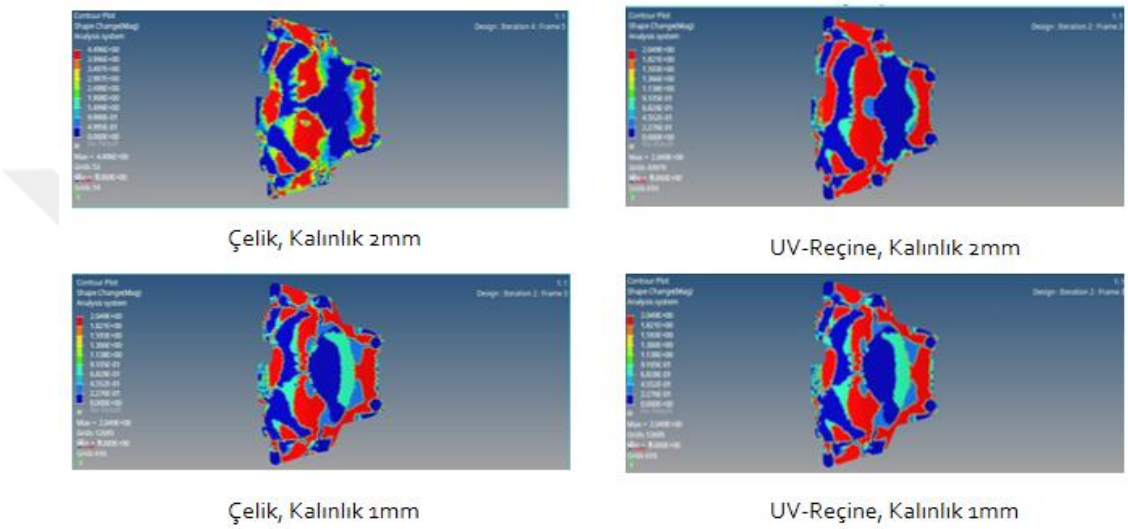
Reçine malzemenin elastisite modülü değerini bulmak için 3 tane eş özelliklerde üretilmiş numune üzerinde çekme testi yapılmıştır. Yapılan çekme testi sonucuna göre malzemenin elastisite modülü 2209 MPa, kopma gerilmesi 28-38 MPa ve akma gerilmesi 25-36 MPa olarak hesaplanmıştır. Malzeme belirgin akma noktası göstermediği için %0,2 Hooke kanunu ile akma noktası hesaplanmıştır. Numunelerin sertliği ise 82 ShoreD olarak ölçülmüştür. UV-reçinenin Poisson oranı tam olarak ölçülememiş ve literatürde bu malzemeler ile yapılan çalışmalardan yararlanılarak 0,41 olarak alınmıştır (Ambrosio ve diğ. 2020, Dulieu-Barton ve Fulton 2000). UV-reçine malzeme ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen çekme grafiği Şekil 4.17' de verilmiştir.



Şekil 4.17. Çekme testi grafiği

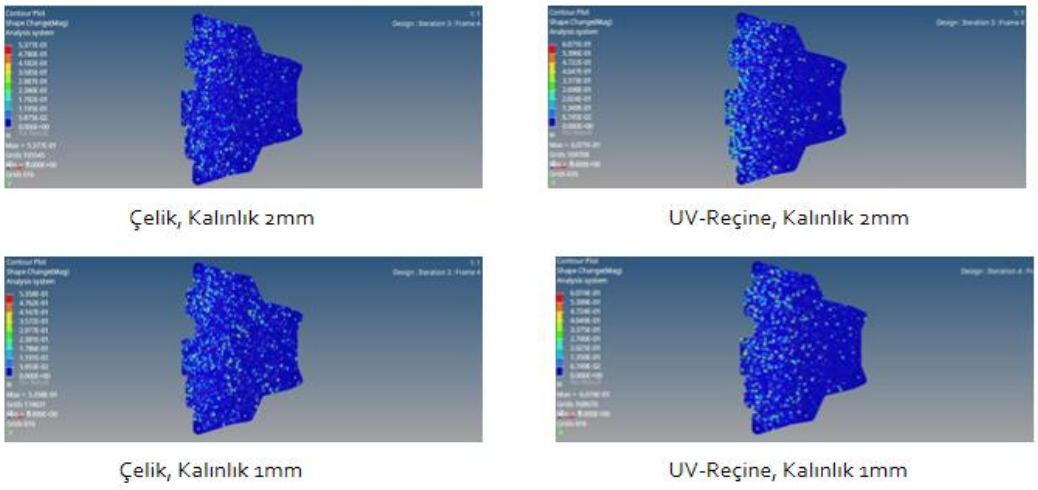
4.5 Parça Kalınlığının Serbest ve Mesnetlenmiş Duruma Göre Topografya Sonuçlarına Etkisi

Kalınlığın topografya üzerindeki etkisini görebilmek için serbest ve mesnetlenmiş durumdaki modelin hem çelik hem de UV-reçine için analizleri oluşturulmuş ve koşturulmuştur. Mesnetlenmiş durumdaki modeller 6 noktadan sabitlenmiştir. Mesnetlenmiş olan modelin, 1 mm ve 2 mm kalınlıktaki çelik ve UV-reçine için topografya analizlerinin sonuçları Şekil 4.19' da gösterilmiştir.



Şekil 4.19. Mesnetli haldeki modellerin çelik ve UV- reçine için topografya sonuçları

Serbest haldeki modelin, 1mm ve 2mm kalınlıktaki çelik ve UV-reçine için topografya analizleri sonuçları Şekil 4.20'de gösterilmiştir.

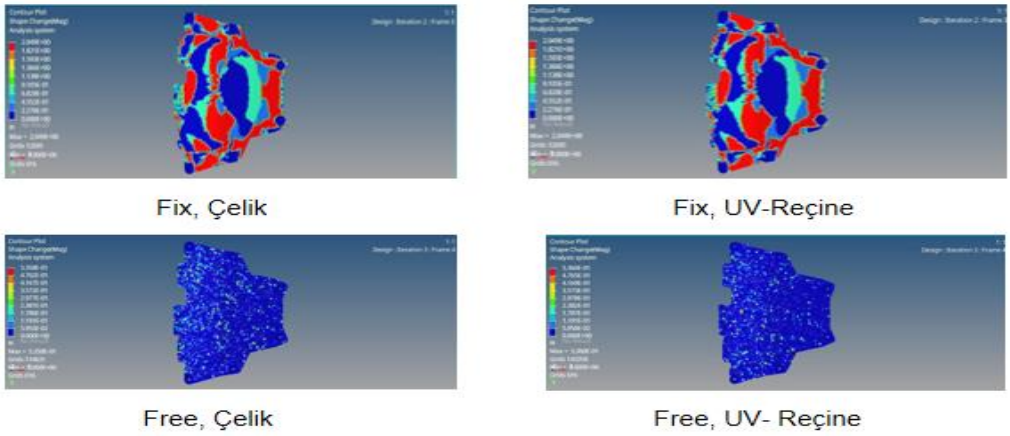


Şekil 4.20. Serbest haldeki modellerin çelik ve UV- reçine için topografya sonuçları

Yapılan topografya analizleri sonucunda 1 mm ve 2 mm kalınlıktaki modeller arasında pek bir fark görülmemiştir. Serbest ve mesnetlenmiş durumda kabartma bölgeleri ve kabartma yükseklikleri, mesnetlenmiş çelik modelin yüksekliği haricinde, hemen hemen birbiriyle aynı çıkmıştır.

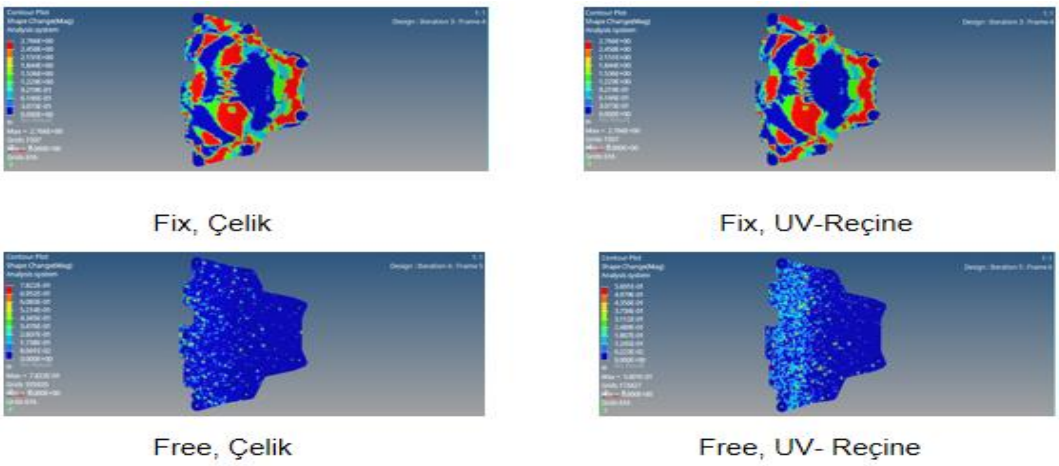
4.6 Ölçeklenmiş Boyutun Serbest ve Mesnetlenmiş Duruma Göre Topografya Analiz Sonuçlarına Etkisi

Motor koruma sacının gerçek boyutlarında yapılan topografya optimizasyonu ile elde edilen kabartma bölgelerinin doğal frekansa etkileri deneysel olarak da doğrulanmak istenmiş; fakat üretim zorlukları sebebiyle tam boyutta numuneler üretilememiştir. Deneysel modal analizde kullanılacak numuneler eklemeli imalatla ancak 0,15 ölçeğinde küçültülerek üretilebilmiştir. 3 eksende çeşitli geometrik değişimleri bulunan bu tarz parçalar üzerine uygulanan kabartmaların etkisinin belli oranda ölçeklendiğinde de benzer şekilde olması beklenmekle birlikte, ölçeklenmenin etkisini görebilmek için model ritmik değişimlerle bilgisayar ortamında model 1 / 0.7875 / 0.575 / 0.3625 / 0.15 olacak şekilde tam boyuttan numune ölçeğine kadar tekrar boyutlandırılmıştır. Kabartma yapılabilir bölgeler topografya analizinde belirgin şekilde görülebildiği için ölçekli modellere topografya analizleri yapılmıştır. Gerçek braket sacı çelikten imal edilmesine rağmen; numuneler UV-reçineden üretildiği için topografya analizleri deneysel doğrulamayı da içerebilecek şekilde UV-reçine ve çelik olarak iki farklı malzeme ile gerçekleştirilmiştir. Mesnetli haldeki modeller 6 noktadan sabitlenmiştir. Şekil 4.21’ de gerçek boyutta mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları gösterilmiştir.



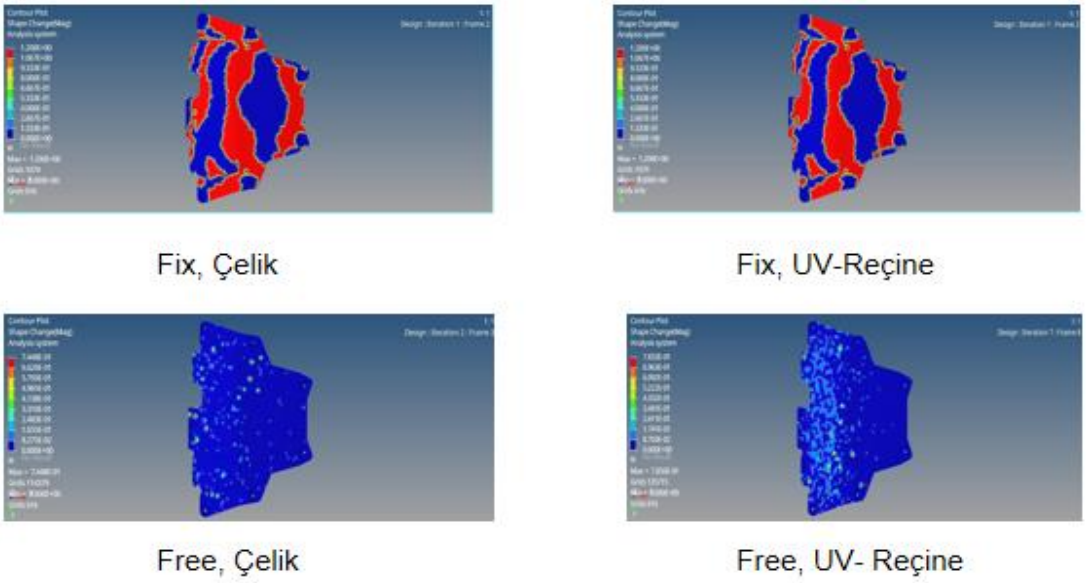
Şekil 4.21 Gerçek boyuttaki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları

Her bir ölçek için mesnetli ve serbest halde olacak şekilde analizleri koşturulmuştur. 0.7875 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları Şekil 4.22' de gösterilmiştir.



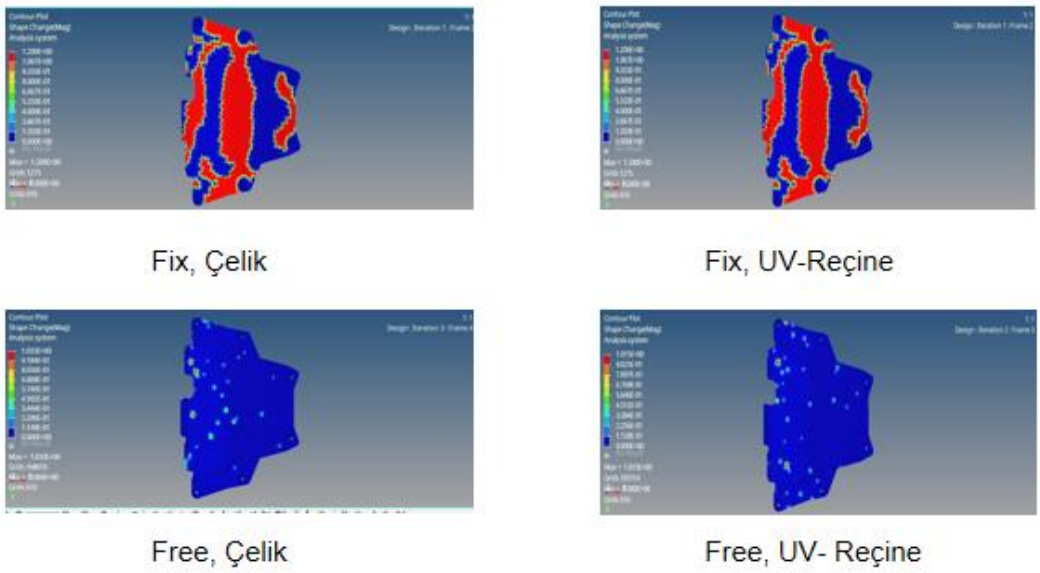
Şekil 4.22. 0.7875 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları

0.575 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları Şekil 4.23'de gösterilmiştir.



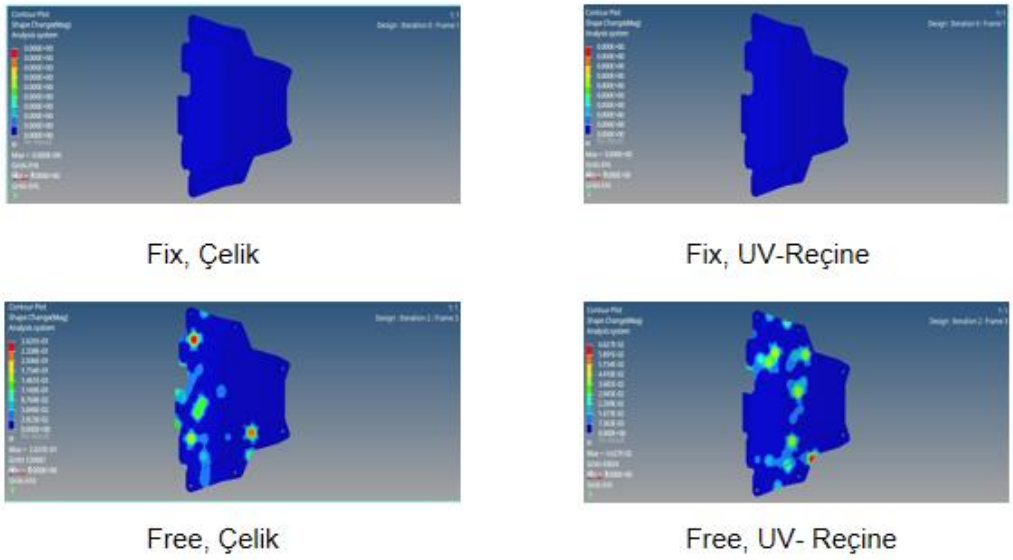
Şekil 4.23. 0.575 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları

0.3625 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları Şekil 4.24’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.24. 0.575 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları

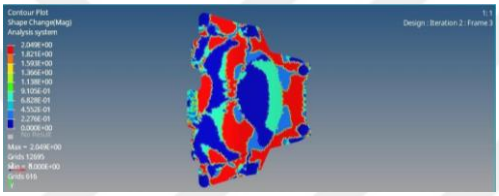
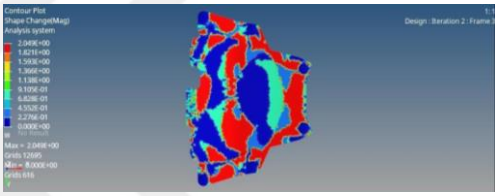
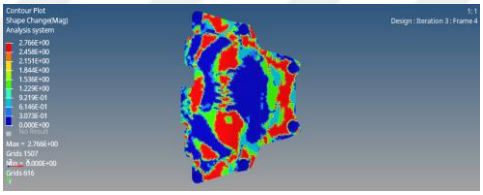
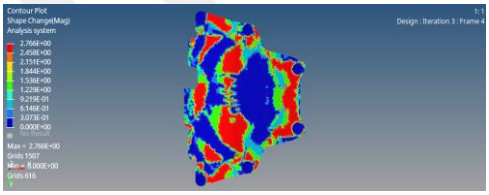
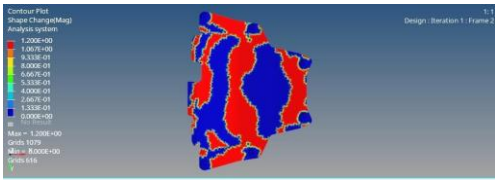
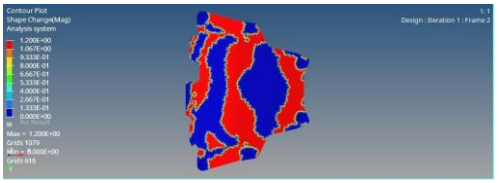
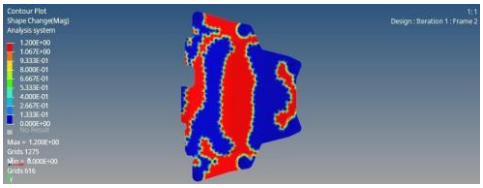
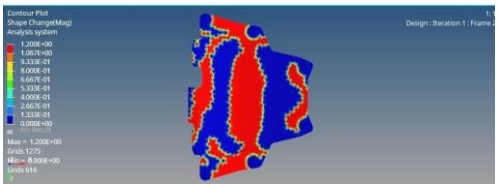
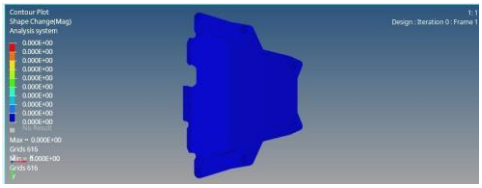
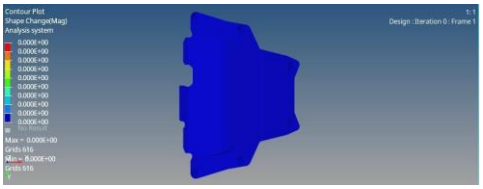
0.15 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları Şekil 4.25’de gösterilmiştir.



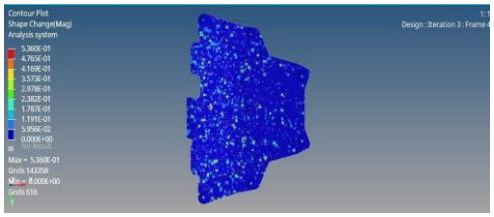
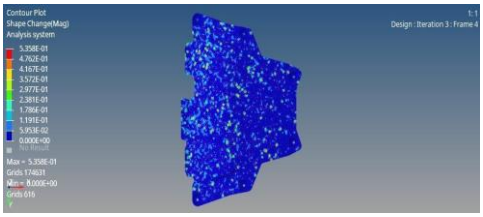
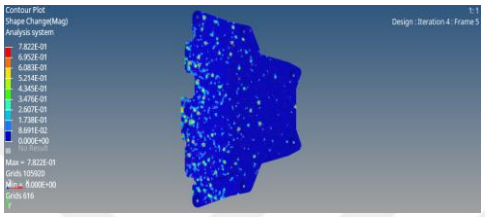
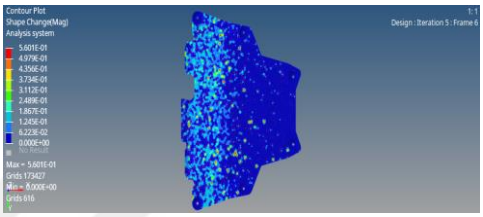
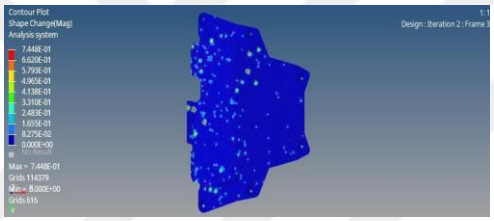
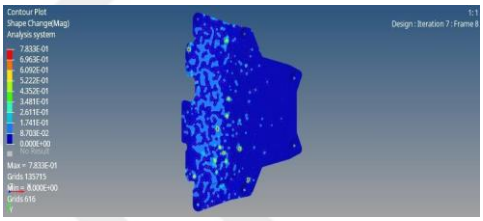
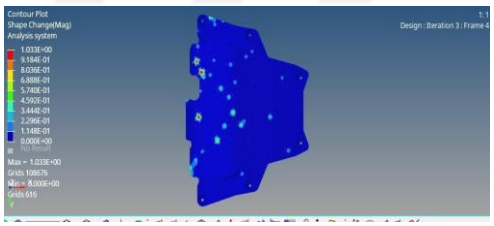
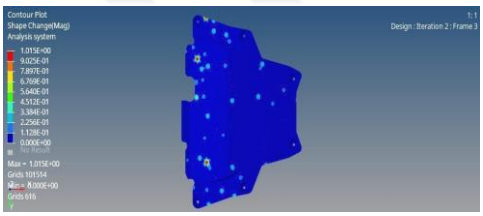
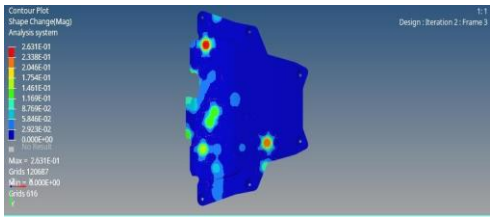
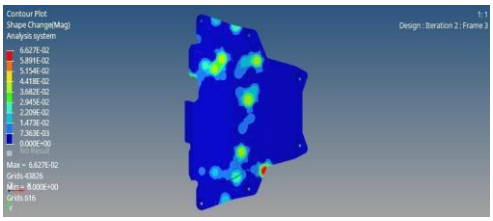
Şekil 4.25. 0.15 ölçeğindeki mesnetli ve serbest haldeki modellerin topografya sonuçları

Ölçek çalışması sonucunda aynı ölçek değerinde, malzeme değişiminde ve serbest mesnet ile mesnetlenmiş haldeki modeller kendi aralarında kıyaslandığında neredeyse aynı kabartma desenlerine sahip olduğu görülmüştür. Sadece bölgeler arasındaki kabartma yükseklikleri birbirinden farklı çıkmıştır. Çizelge 4.4' de daha iyi anlaşılması açısından ölçekle ve malzeme değişimi sonucunda ortaya çıkan topografya sonuçlarına topluca verilmiştir. Çizelge 4.5' de ise mesnetsiz yapılan topografya sonuçları ölçek değişimine göre toplu olarak verilmiştir.

Çizelge 4.4. Serbest yönelimli ve 6 noktadan mesnetlenmiş durumdaki topografya analiz sonuçları

Ölçek	Çelik	UV Reçine
1/1		
0.7875		
0.575		
0.3625		
0.15		

Çizelge 4.5. Serbest yönelimli ve serbest (mesnetsiz) durumdaki topografya analiz sonuçları

Ölçek	Çelik	UV Reçine
1/1		
0.7875		
0.575		
0.3625		
0.15		

Referans modelin UV-reçine ve çelik malzemeye göre farklı ölçeklerde modal analizleri yapıldığında doğal frekansların 1/1 ölçekten 0,15 ölçeğine kadar sürekli bir artış yaptığı görülmüştür. Çizelge 4.6' de yapılan modal analiz sonuçları verilmiştir.

Çizelge 4.6. Referans modeline göre farklı ölçeklerde mesnetli ve serbest hale göre yapılan modal analiz sonuçları (kalınlık 1 mm)

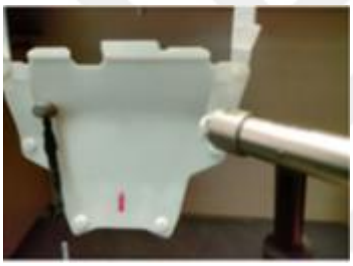
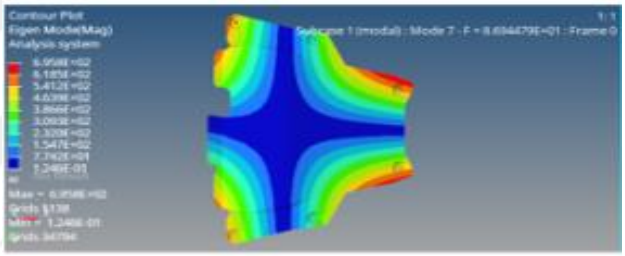
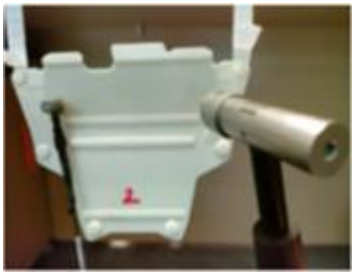
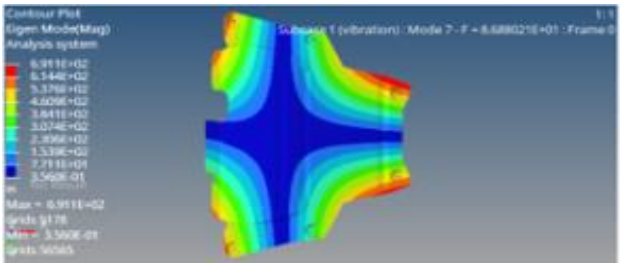
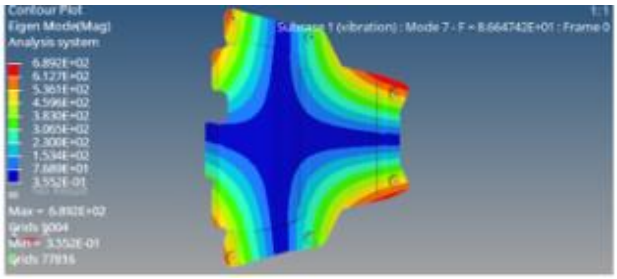
	Çelik Malzemeli Modelin Birinci Doğal Frekansı (Hz)		**UV-Reçine Malzemeli Modelin Birinci Doğal Frekansı (Hz)**	
Ölçek	**Mesnetli**	**Serbest**	**Mesnetli**	**Serbest**
1	16.42	8.25	4.45	2.17
0.7875	25.78	13.15	6.98	3.47
0.575	46.53	24.26	12.6	6.39
0.3625	109.25	59.54	29.54	15.66
0.15	527.55	332.05	142.02	86.94

4.7 Çekiç Testi Sonuçları ve Analizlerle Karşılaştırılması

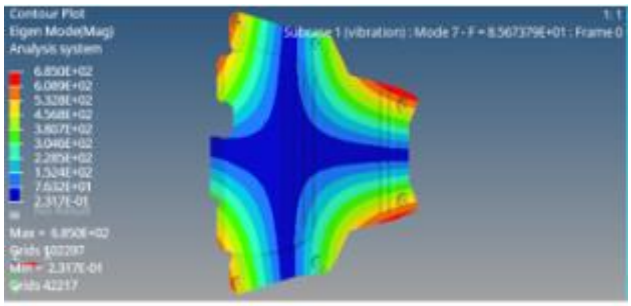
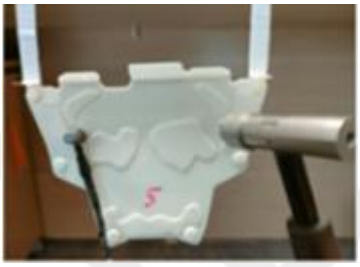
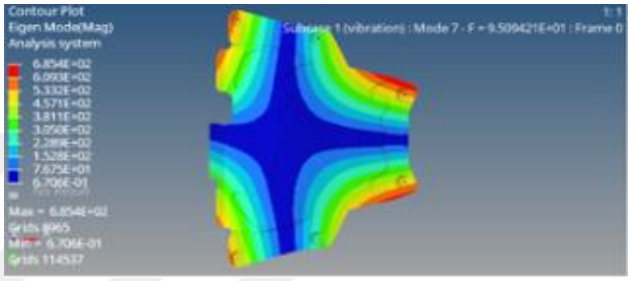
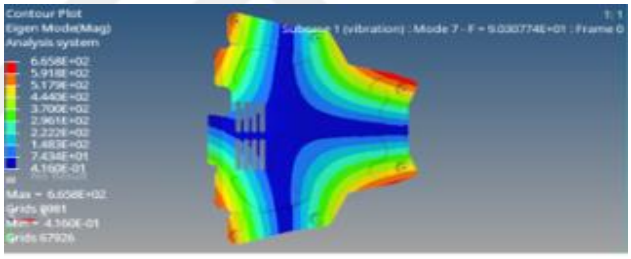
Önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere, numunelerin çelik sactan tam boyutta üretim zorlukları ve maliyetler sebebiyle malzeme değişimi yapılarak UV kürlenebilen reçineden üretilmesine karar verilmiş, aynı zamanda Dİİ cihazın baskı boyutlarının en fazla 192x120x250mm olmasından dolayı parça 0.15 oranında ölçeklenmiştir. Test koşullarında numunelerin 6 noktadan mesnetlenmesinin zorluğu sebebiyle çekiç darbe testleri serbest sınır şartlarına göre gerçekleştirilmiştir. Bu şartlar altında ölçeklemenin, malzeme değişiminin ve mesnet şeklinin doğal frekans ve topografya üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Sonuç olarak tam boyutta topografya analizlerinde kabartma eklenmesi gösterilen bölgeler 0.15 oranında ölçeklenmiş modelin topografya analizlerinde farklılık göstermiştir. Fakat ara ölçeklerde topografya analizlerinde benzer kabartma desenlerine rastlanmıştır. Analizler 0.15 ölçekli serbest mesnetli durumda çok ufak alanlarda

kabartma eklenebileceğini göstermiştir. Programda yapılan analizlerin doğruluğunu bulmak için numuneler çekiç testine tabii tutulmuştur. Çekiç testi gerçekleştirilen numunelerde programda yapılan analiz sonuçlarına göre frekans değerleri birbiri ile uyum içerisinde olduğu gözlemlenmiştir. Sadece serbest kabartma yapılan numunelerde topografya analizinde çıkan ufak alanlara kabartmalar denk gelmiş ve frekans farkı hem deneyde hem de modal analizde artış şeklinde görülebilmiştir. Çizelge 4.7 'da 0.15 ölçekteki numunelerin modal analiz sonuçları ve deneyden elde edilen frekans değerleri karşılaştırılmalı olarak verilmiştir. Belirli bir ölçekten sonra kabartmalar topografya analizinde değişmekte veya görünmemektedir. Bu sebepten dolayı kabartmaların gerçek boyuttaki yapıya etkisi ölçekli modellerde gözlemlenmemiştir.

Çizelge 4.7. Darbe çekiç testi ve modal analiz sonuçları

Çizelge 4.7. Darbe çekiç testi ve modal analiz sonuçları (devam)

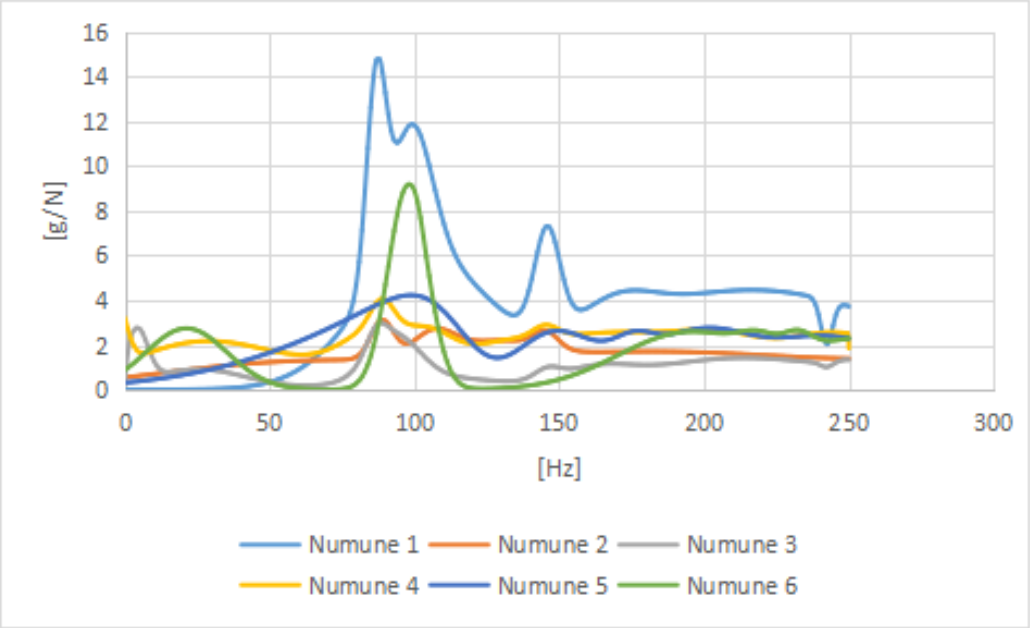
	
	
	

Çizelge 4.8'de 0.15 ölçeğindeki deney numunelerinin çekiç testi ve modal analiz sonuçlarından elde edilen birinci doğal frekans değerleri gösterilmiştir. Çizelge 4.7 incelendiğinde validasyon sonucunda test ve analizlerin büyük ölçüde örtüştüğü görülmektedir. İlk 5 numunenin birinci doğal frekansları için test ve analiz sonuçları arasında maksimum %3 civarında bir fark oluşmuştur ki bu oldukça kabul edilebilir bir durumdur. Numune 6'da oluşan fark ise diğerlerine göre daha yüksektir. Bu farka numunede yapılan kütle boşaltılmasının sebep olduğu düşünülmektedir.

Son olarak Şekil 4.26'da ise numune testlerinden elde edilen frekans cevabı grafiği gösterilmiştir.

Çizelge 4.8. Birinci doğal frekansın darbe çekiç testi ve modal analiz değerleri

Numune No	Test (Hz)	Analiz (Hz)	Yüzde Fark(%)
1	87.21	86.94	0.31
2	88.22	86.88	1.52
3	88.92	86.64	2.56
4	88.92	85.67	3.65
5	98.24	95.08	3.22
6	97.24	90.30	7.14



Şekil 4.26. Test sonuçları: frekans-cevap grafiği

5. SONUÇ

Bu çalışmada bir motor alt koruma sacının doğal frekansını değiştirmek için çeşitli yönelim ve geometrik kısıtlar doğrultusunda topografya analizleri gerçekleştirilmiştir. Topografya analizinin sonuçlarına göre farklı tiplerde kabartma desenine sahip modeller tasarlanmış ve bu modellere modal analizler uygulanmıştır. Modal analizlerin sonucunda:

● Topografya analizinde yönlendirme kısıtı olmadan sadece yükseklik kısıtıyla yapılan analiz sonucunda tespit edilen bölgelerin tümünün yükseltilmesiyle ortaya çıkan serbest formda kabartılara sahip sac modeli diğer kabartma modellerine (yamuk-silindir kesit tipli ve yatay-dikey-dairesel yönlenmiş) göre daha etkili olduğu ve doğal frekansı referans modele göre %34.76 attırdığı gözlemlenmiştir.

● Yatay ve dikey yönelimle eklenen yamuk ve silindir kesit tipine sahip olacak şekilde form verilen sacların frekans değerleri birbirine çok yakın çıkmıştır.

● Frekans değeri artışı genel olarak kabartma sayısına bağlı olarak değil topografya kısıtındaki 6 mm yüksekliğe sahip yüzeylerin alanının büyüklüğüne bağlı olarak arttığı gözlemlenmiştir.

● Yamuk, lineer ve dairesel kabartmaların frekans artışı %10-15’ lerde iken serbest formda %30 un üzerinde çıkmıştır.

● Malzeme, boyut ve mesnetleme farklılığı sebebiyle üretilen 0.15 ölçeğindeki numuneler ile gerçek boyutlu model arasında bir benzerlik görülmemiştir.

● Gerçek boyuttaki bir sacın belirli bir orandan sonra ölçeklenmesi takdirinde gerçek boyutlu modele eklenen kabartmaların doğal frekans üzerindeki değişim oranlarının ölçekli numunede deneysel olarak karşılaştırılmasının önüne geçtiği görülmüştür.

● Mesnetli ve mesnetsiz durumlarda kabartma eklenecek bölgeler topografya analizlerinde farklılık göstermiştir.

● Tüm modellerde ölçeğin etkisiyle tam boyuttan 0.15 ölçeğine kadar doğal frekansta sürekli artış görülmüştür.

KAYNAKLAR

Aathif Akmal, S. M., ve G. Bharathiraja. 2022a. "Analysis of Engine Mount Material for Automotive Vibration and Noise Reduction." *Materials Today: Proceedings* doi: 10.1016/j.matpr.2022.03.462.

Aathif Akmal, S. M., and G. Bharathiraja. 2022b. "Prediction of Dynamic Characteristics of Four Cylinder Engine Chassis Using Finite Element Analysis Approach." Materials *Today: Proceedings*. doi: 10.1016/j.matpr.2022.03.370.

Alshabtat, N. T. 2011. "Beading and Dimpling Techniques to Improve the Vibration and Acoustic Characteristics of Plate Structures." Western Michigan University. 264.

Armentani, Enrico, Venanzio Giannella, Antonio Parente, and Mauro Pirelli. 2020. "Design for NVH: Topology Optimization of an Engine Bracket Support." *Procedia Structural Integrity* 26(2019):211–18. doi: 10.1016/j.prostr.2020.06.024.

Arora, J. S. 2017. *Introduction to Design Optimization*.

Ambrosio, D., Gabrion, X., Mal´ecot, P. Amiot, F., Thibaud S. 2020. "Influence of manufacturing parameters on the mechanical properties of projection stereolithography-manufactured specimens.' *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology 106, 265-277*

Alshabatat, N. ve Naghshineh, K. 2015 *"*Optimization of the Natural Frequencies of Plates Via Dimpling and Beading Techniques*.' I**nternational Journal of Modelling and Simulation Volume 32, 2012 – Issue 4*

Alshabtat, N. 2011. *"*Beading and Dimpling T Beading and Dimpling Techniques t echniques to Improve the Vibr e the Vibration and ation and Acoustic Characteristics of Plate Structures*.' Western Michigan University Doctorate Thesis*

Chakravarty, R. R. 2009. "Study of Topography Optimization on Automotive Body Structure." *SAE Technical Papers*. doi: 10.4271/2009-01-1233.

Çalışkan, M. ve Bakırcı, A. 2022. "An Investigation of the Different Diffuser Positions Effect on Vehicle Aerodynamic Performance." 6:75–82.

Çapan, L. 2003. "Metallere Plastik Şekil Verme." Çağlayan Kitabevi

Da Silva, J. J., Antonio Marcus, A., Lima, N., Neff, F.H., and Rocha Neto,J.S. 2009. "Vibration Analysis Based on Hammer Impact Test for Multilayer Fouling Detection." *19th IMEKO World Congress 2009* 4:2342–46

Fulton, M.C. ve Dulieu, J.M. 2000 *"*Mechanical Properties of a Typical Stereolithography Resin*.' Strain Vol. 36 No.2*

Gupta, M. K, ve Singhal, V. 2022. "Review on Materials for Making Lightweight Vehicles." *Materials Today: Proceedings* 56:868–72. doi: 10.1016/j.matpr.2022.02.517.

Gökdağ H. 2010. "Yapısal Hasar Teşhisinde Dalgacık Dönüşümüne Dayalı Bir Yöntem Geliştirilmesi." Bursa Uludağ Üniversitesi.

Karaca, T. H., Çicek,, B., Aydoğmuş T. ve Sun Y. 2022. *"The effect of graphene-nanoplatelet and nanoteflon on mechanical properties of UV photo-resin 3D printer product'.*

Li, M., Hu,D., Liu,X., ve Yuan,H. 2017. "The Topology Optimization Design Research for Aluminum Inner Panel of Automobile Engine Hood." IOP *Conference Series: Materials Science and Engineering* 269(1):0–6. doi: 10.1088/1757-899X/269/1/012065.

Maressa, A., Pluymers B., Donders S., and Desmet W. 2010. "NVH Optimization Methodologies Based on Bead Modification Analysis in Vehicle Body Design." *Proceedings of ISMA 2010 - International Conference on Noise and Vibration Engineering, Including USD 2010* 4319–35.

Myers, K. R. 2015 *"*Analysis of Vibroacoustic Properties of Dimpled Beams Using a Boundary'. *Westren Michigan Universtiy, Doctorate Thesis.*

Njuguna, J. 2016. *Lightweight Composite Structures in Transport: Design, Manufacturing, Analysis and Performance*. Woodhead Publishing.

Önal, A.S. 2018. "Darbe Emici Yapıların Çarpışma Açısından Topoğrafya Optimizasyonu İle Tasarımı" *Bursa Uludağ Üniversitesi, Doktora Tezi.*

Park, M.Y., Park,Y., ve Park,Y.S. 2007. "Raising Natural Frequencies of a Structure via Surface-Grooving Technique." *Structural and Multidisciplinary Optimization* 34(6):491–505. doi: 10.1007/s00158-007-0103-9.

Pendse, V. V. 2020. *"*Development of a Finite Element Model of the Stamping Process to Predict the Natur edict the Natural Frequencies of Dimpled Beams equencies of Dimpled Beams*.' Western Michigan University* Master Thesis.

Sarısaç, S. 2016. "Araç Koltuğu Destek Sac Parçalarının Topografya Optimizasyonu Ile Tasarımı ve Analizi." Bursa Uludağ Üniversitesi.

Schwarz B. J., and Richardson M.H. 1999. "Experimental Modal Analysis." *CSI Reliability Week* 35(1):1–12. doi: 10.1201/noe0849318085-11.

Shi, D., Watanabe, K.,Naito J., Funada, K. ve Yasui, K. 2022. "Design Optimization and Application of Hot-Stamped B Pillar with Local Patchwork Blanks." *Thin-Walled Structures* 170(August 2021):108523. doi: 10.1016/j.tws.2021.108523.

Sun, X., Meng, F., Liu J,, McKechnie, J., ve Yang, J. 2019. "Life Cycle Energy Use and Greenhouse Gas Emission of Lightweight Vehicle – A Body-in-White Design." *Journal of Cleaner Production* 220:1–8. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.01.225.

Trethewey, M. W., ve Cafeo, J. A. 1992. "Tutorial : Signal Processing Aspects of Structural Impact Testing." *The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis* 7(2):129–49.

Taylan A. ve Tekkaya A. E. 2012 "Sheet Metal Forming: Fundementals" ASM International USA

Varma G. G., Bhoyar, P. K. ve Devidan, N. S. 2022. *"*Modelling of Supporting Jig For Bead Rolling Machine*" IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering, PP. 30-35*

Zhang, J., Shen, G., Du, Y. ve Hu, P. 2013. "Modal Analysis of a Lightweight Engine Hood Design Considering Stamping Effects." *Applied Mechanics and Materials* 281:364–69. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.281.364.

Zhang, Y., Lai X., Zhu P. Ve Wang W. 2006. "Lightweight Design of Automobile Component Using High Strength Steel Based on Dent Resistance." *Materials and Design* 27(1):64–68. doi: 10.1016/j.matdes.2004.09.010.

Quan, H., Zhang, T., Xu, H., Luo, S., Nie J. ve Zhu, X. 2020. "Photo – curing 3D printing technique and its challenges.' *Bioactive Materials* 5(1):110-115. https://doi.org/10.1016/j.bioactmat.2019.12.003.