Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 40:4 (2025) 2295-2308

Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi
Journal of The Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University
Elektronik / Online ISSN : 1304 - 4915
Basılı / Printed ISSN : 1300 - 1884

Meta-structure and alternative structural implementations for NVH improvements in an electromechanical system

Engin Öztürk*, Cihan Demir
Yildiz Technical University, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, 34349, Istanbul, Türkiye

Highlights:

- The relationship between vibration, harshness, and noise has been examined
- The effect of the metal structure on noise has been investigated
- Modal analysis in finite elements has been validated with experimental methods

Keywords:

- Modal Analysis
- Modal Test
- Sound Intensity
- Design Improvement
- Meta-structure

Article Info:

Research Article
Received: 26.02.2025
Accepted: 19.05.2025

DOI:

10.17341/gazimmfd.1647574

Correspondence:

Author: Engin Özturk
e-mail: engin.ozturk2@std.yildiz.edu.tr
phone: +90 538 062 90 49

Graphical/Tabular Abstract

The vibration, harshness, and noise characteristics of an electromechanical product consisting of multiple parts with different material properties have been investigated. In Figure A, the graphical representations corresponding to the conducted studies are presented. The free vibration analysis obtained through the finite element method is shown in Figure A(a), while the corresponding experimental modal analysis results are depicted in Figure A(b). Structural modifications, derived from the finite element evaluations, are illustrated in Figure A(c). The effects of these design changes on the vibration, harshness, and noise characteristics of the product were subsequently examined. Finally, the acceleration–frequency response values of the system in its initial and improved states are compared in Figure A(d).

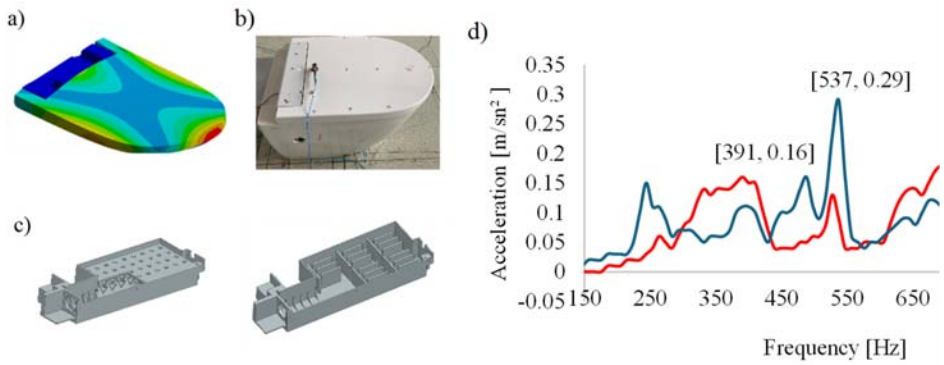


Figure A. a) FEA Modal analysis, b) experimental modal analysis, c) structural changes, d) acceleration-frequency response

Purpose: The study aims to identify the source of vibration and noise and ensure their damping at the source. The effects of structural modifications on vibration, stiffness, and noise in the components have been examined.

Theory and Methods: The finite element model was validated by comparing FEA and experimental modal analysis results. The first approach is to examine the damping of vibration and noise on surface areas. The second approach is the effect of increasing the rigidity of the components on vibration and noise. The final approach is the impact of using insulation material on vibration and noise.

Results: As a result of the studies conducted, increasing the surface area has been found to reduce vibration and noise. The meta-structure with a larger surface area has had the most significant effect on noise reduction. Although increasing harshness has a positive effect up to a certain noise level, additional measures such as absorption, which depend on surface area, are required to achieve lower noise levels. Experiments have confirmed that the region where the vibration and noise-damping material is applied to the structure, as well as the amount of insulation material used, plays a critical role in noise reduction.

Conclusion: In small-sized motors that generate high torque, detecting vibration and noise critically depends on the gap between gears and the motor's behavior during the initial load condition.

Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University 40:4 (2025) 2295-2308

Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi
Journal of The Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University

Elektronik / Online ISSN : 1304 - 4915
Basılı / Printed ISSN : 1300 - 1884

Elektromekanik bir sistemde NVH iyileştirmeleri için meta-yapı ve alternatif yapısal uygulamaları

Engin Öztürk*, Cihan Demir
Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34349, İstanbul, Türkiye

ÖNEÇIKANLAR

- Titreşim, sertlik ve gürültü arasındaki ilişki incelenmiştir
- Metal yapının gürültü üzerindeki etkisi araştırılmıştır
- Sonlu elemanlarda yapılan modal analiz, deneysel yöntemlerle doğrulanmıştır

Makale Bilgileri
Araştırma Makalesi
Geliş: 26.02.2025
Kabul: 19.05.2025

DOI:
10.17341/gazimmfd.1647574

Anahtar Kelimeler:
Serbest titreşim analizi, serbest titreşim testi, ses şiddeti, tasarım iyileştirme, meta yapılar

ÖZ

Bilgisayar ve işlemci teknolojilerindeki ilerlemeler, mühendislerin bilgisayar destekli tasarım (BDT) yazılımları ile karmaşık geometrik yapıların tasarımını gerçekleştirmesine olanak sağlamıştır. Sonlu elemanlar analizi (SEA), akışkanlar mekaniği, yapısal mukavemet ve hareketli sistemlerde karmaşık yapıların detaylı incelenmesini mümkün kılmaktadır. Bu çalışmada, farklı malzeme özelliklerine sahip çok parçalı bir elektromekanik ürünün titreşim, sertlik ve gürültü performansı incelenmiş, sistem çalışma koşullarında oluşan titreşim ve gürültü kaynakları numerik analiz ve deneysel ölçümlerle belirlenerek kaynağında kontrol edilmesi hedeflenmiştir. Küçük boyutlu ve yüksek tork üretebilen redüktörlü motor, düşük hız ve yüksek torkta dişliler arasındaki temas nedeniyle istenmeyen titreşim ve gürültü oluşturmaktadır; bu nedenle ilave mühendislik önlemleri gerekmektedir. Çalışmada, sistemin malzeme özellikleri ve montaj koşullarını içeren 3 boyutlu tasarımın serbest titreşim analizi yapılmış, titreşim biçimleri ve frekanslar belirlenmiş ve deneysel yöntemlerle SEA sonuçları doğrulanmıştır. Titreşim ve gürültüyü azaltmak amacıyla iki yaklaşım uygulanmıştır: Elektronik kutu iç hacmine feder ve metayapı eklenerek yüzey alanında sönümleme sağlanması ve rijitliği düşük bölgelerde parçaların rijitliğinin artırılması. Ölçümler, yüzey alanı değişikliklerinin gürültü seviyesini düşürdüğünü, rijitlik artırımıyla ise sınırlı düzeyde gürültü azalması sağlandığını göstermiştir. Ayrıca dişliler arasındaki boşluğun kritik önemde olduğu doğrulanmıştır.

Meta-structure and alternative structural implementations for NVH improvements in an electromechanical system

HIGHLIGHTS

- The relationship between vibration, harshness, and noise has been examined
- The effect of the metal structure on noise has been investigated
- Modal analysis in finite elements has been validated with experimental methods

Article Info
Research Article
Received: 26.02.2025
Accepted: 19.05.2025

DOI:
10.17341/gazimmfd.1647574

Keywords:
Modal analysis, modal test, sound intensity, design improvement, meta-structure

ABSTRACT

Advancements in computer and processor technologies have enabled engineers to design complex geometrical structures using computer-aided design (CAD) software. Finite element analysis (FEA) allows for detailed investigations of complex structures in fluid mechanics, structural strength, and dynamic systems. In this study, the vibration, stiffness, and noise performance of a multi-component electromechanical product with different material properties were examined. Sources of vibration and noise under operating conditions were identified through numerical analyses and experimental measurements, allowing for their mitigation at their origin. A compact geared motor capable of generating high torque produces undesirable vibration and noise due to gear contact at low speed and high torque, thereby necessitating additional engineering measures. In this study, a free vibration analysis of the three-dimensional model, including material properties and assembly conditions, was performed. Vibration modes and natural frequencies were identified, and the FEA results were validated using experimental methods. Two approaches were implemented to reduce vibration and noise: (i) the incorporation of stiffeners and metastructures into the electronic housing to enhance surface damping, and (ii) the reinforcement of components with low rigidity. Measurements indicated that surface area modifications effectively reduced noise levels, while stiffness reinforcement resulted in only limited noise reduction. Furthermore, it was confirmed that the backlash between gears plays a critical role in vibration and noise behavior.

*Sorumlu Yazar / Yazarlar / *Corresponding Author/Authors: *engin.ozturk2@std.yildiz.edu.tr, cdemir@yildiz.edu.tr / Tel: +90 538 062 90 49

1. Giriş (Introduction)

Sistem ve bileşenlerinin tasarımı mühendisler tarafından ulusal ve uluslararası standartlara uygun şekilde, üretim yöntemlerindeki toleranslar dikkate alınarak yapılmaktadır. Sistem birden fazla parça içerdiğinde, tasarımları ve bileşen etkileşimleri, geleneksel yöntemlerle yapılan mühendislik hesaplamalarının doğruluk seviyesini düşürebilmektedir. 21. yüzyılda bilgisayar ve yazılım sektörünün gelişmesiyle birlikte, bilgisayar destekli tasarım (BDT) ve sonlu elemanlar analizi (SEA) programları sayesinde numerik yöntemlerle hesaplanan mühendislik problemleri artık çok daha yüksek doğruluk oranına sahip ve hızlı bir şekilde çözülebilir hale gelmiştir. Doğru sonuca ulaşmak için uygun analiz yöntemini seçmek önemlidir. SEA yöntemlerinde, statik analizler, akış analizleri, termal analizler gibi farklı alanlarda özelleştirilmiş çözümler bulunmaktadır. Serbest titreşim analizi ise bu analiz türlerinden biridir. Serbest titreşim analizi, birçok farklı sektörde tasarım ve sistem iyileştirmesi, titreşim üzerine teorik ve pratik uygulamalar ile sistem güvenliğini artırmak amacıyla geniş bir kullanım alanına sahiptir. Bu yöntem, sistemin titreşim özelliklerini gösteren matematiksel bir model oluşturmak için gereken parametreleri belirleme sürecidir. Bu parametreler arasında doğal frekanslar, titreşim biçimleri ve iç sönüm gibi faktörler bulunmaktadır, dolayısıyla serbest titreşim analizi, sistemin dinamik davranışını anlamak için kullanılan bir yöntemdir [1, 2]. Bu yöntem sayesinde, yapıların rijitlik analizi yapılabilir ve rezonans titreşimleri önlenebilir. Her bir yapının temel özellikleri, serbest titreşim analizi yoluyla belirlenebilir ve ilgili frekans aralığında gerçek titreşim tepkisi tahmin edilebilir. Serbest titreşim analizi sonuçları, rastgele analiz, harmonik analiz gibi diğer dinamik analizlerin çözümünde kullanılabilir [3]. Birçok mühendislik uygulamasında, sistem ve sisteme ait parçaların doğal frekansları son derece önemlidir. Parçaların titreşim frekanslarını tahmin etmek, dinamik analizin önemli bir yönüdür ve genellikle "öz değer analizleri" olarak adlandırılır. Bir yapının serbest titreşim tepkisi, titreşim biçimleri olarak bilinen önemli bir özelliktir. Titreşim biçimleri ve frekans değerleri ile yapı hakkında referans bilgiler elde edilebilir [4].

2. Literatür Araştırması (Literature Review)

Serbest titreşim analizi, birçok farklı sektörde tasarım ve sistem iyileştirmesi, titreşim üzerine teorik ve pratik uygulamalar ile sistem güvenliğini artırmak amacıyla geniş bir kullanım alanına sahiptir.

Madhu ve Venugopal [5] kamyon üzerinde etki eden tüm yükü ve kamyonun farklı parçalarını taşıyan bir şasi sistemini incelemişlerdir. Statik yükleme koşullarında maksimum stresi, maksimum eğilmeyi belirlemek için kritik bölgeleri tanımlamışlar ve ilk olarak şasi çerçevesinin statik yapısal analizini SEA yöntemi kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Maksimum kayma gerilmesi sonuçlarını, maksimum stresi ve maksimum eğilme sonuçlarını, tasarım değişikliklerini iyileştirmek için kullanmışlardır. Serbest titreşim analizi yoluyla, şasi çerçevesinin doğal frekanslarını ve titreşim biçimleri belirlemişlerdir. 14 titreşim biçiminden yedinci titreşim biçimi, doğal frekansı 58,683 Hz olan değerin kritik olduğunu ve dinamik koşullar altında maksimum gerilmeleri ürettiğini tespit etmişlerdir. Bu çalışmada titreşim biçimlerine karşılık gelen frekanslar ile sisteme etki eden gerilmeler birlikte değerlendirilerek şasi tasarımı optimize etmişlerdir.

Erdemir ve Özkan [6] karmaşık geometrili ve esnek kilitleme detayına sahip bir bağlantı elemanının Polylactic Acid (PLA), Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS) ve Thermoplastic Polyester (PET-G) malzemeleri kullanılarak üretilen modeller için serbest titreşim analizi çalışmaları sonucunda genlik ve frekans durumunda maksimum ve minimum esneklik değerlerini tespit etmişlerdir. Serbest titreşim analizi sonuçlarını, harmonik cevap analizi için kullanmış ve elde edilen verileri yorumlamışlardır. ABS malzemesinin rezonans durumunda en yüksek sönümlemeyi sağladığını analiz etmişlerdir, tasarım açısından avantajlı bir seçenek olarak değerlendirmişlerdir.

Gülbahçe vd. [7] bir jet motoru bağlantı parçasının topoloji optimizasyonu ve dayanıklılığın artırılması amacıyla SEA kullanılarak analiz etmişlerdir. İmalat modeli elde edilmiş ve maksimum eşdeğer gerilme, kütle azaltma ve ilk doğal frekans açısından orijinal modelle karşılaştırmışlardır. SEA kullanılarak sınır koşulları ve malzeme özellikleri ile yapılan çalışmada farklı geometride tasarım yapıları elde etmişlerdir. Analiz sonuçlarına göre, yapı 1573 g hafiflemiştir. Kütle olarak bu kadar yüksek bir değişime rağmen yapının rijitliği değerlendirildiğinde 5625 Hz den 4183 Hz'e düşmüştür.

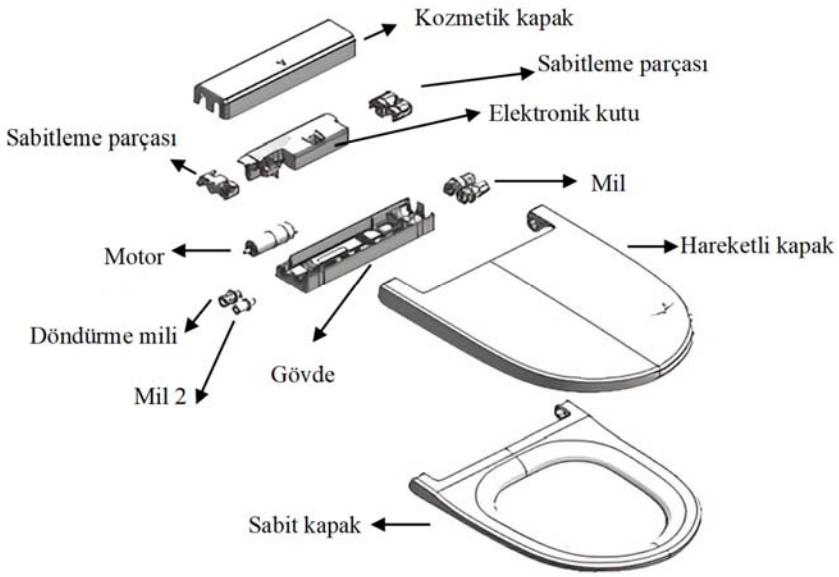
Menteşe ve Demir [8] 304 kalite paslanmaz çelikten üretilen ticari bir yarı römork tanker aracının 1,000,000 km hedeflenen yorulma ömrüne uygun bir simülasyon modeli oluşturmuşlardır. Simülasyon sürecinde, farklı yol koşullarından toplanan gerçek yol sinyallerini kullanmışlardır. Bu sinyalleri çeşitli filtreleme işlemlerinden geçirerek analizlere uygun hale getirmişlerdir. Filtreleme işlemleri sonrasında elde edilen yol sinyallerini kullanarak model üzerinde serbest titreşim, geçici durum cevap ve yorulma hasar analizleri gerçekleştirmişlerdir.

Elektromekanik sistemin tasarımında, ürünün genel boyutları ile ilişkili zorlayıcı bir hedef olarak seçilen küçük ebatlı yüksek tork üretebilen redüktörlü motorun bazı dezavantajları mevcuttur. Motorun redüktör mekanizmaları ile düşük hız ve yüksek tork sağlaması esnasında dişliler arasındaki temasın sebep olduğu titreşim ve gürültü istenmeyen düzeyde olabilmektedir. Bu tür uygulamalarda motor kaynaklı oluşan titreşimlerin sönümlenmesi için ilave tasarım ve mühendislik çalışmalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu araştırmada, elektromekanik ürünün çalışma esnasında oluşan titreşimin neden olduğu gürültünün azaltılmasına yönelik farklı yaklaşımlar üzerine çalışılmıştır. Literatürde gürültü azaltmak için malzeme performansının etkileri araştırılmıştır [9]. Yapılan çalışmaların etkileri hem sayısal hem de deneysel yöntemlerle incelenmiştir. İlk yaklaşımda titreşim kaynağından yayılan gürültünün geniş yüzey alanlarında örneğin federli tasarımlarda ve meta-yapılarda sönümlenmesi hedeflenerek, gürültü seviyesi üzerinde bir iyileşme sağlanması planlanmaktadır. Meta yapıların akustik sönüm üzerindeki etkileri teorik olarak etkin olduğu ortaya koymuştur [10-13]. Çalışma kapsamında ilave edilen yapıların sistemin rijitliğinin arttırılmasında da olumlu bir etkisi oluşturacağı öngörülmüştür. Diğer bir yaklaşımda ise titreşim kaynağı olarak belirlenen bölgenin rijitliğinin artırılmasının, titreşim seviyelerinde bir azalmaya ve buna bağlı olarak gürültünün düşmesine yol açacağı öngörülmektedir [14, 15].

Literatür araştırmalarında, serbest titreşim analizi yöntemiyle sistem ve parçaların rezonans kontrollerinin yapıldığı, yapıların rijitlik problemleri tespit edildiği, titreşim kaynaklı oluşabilecek sorunların öngörüldüğü yayınlar incelenmiştir. Bu problemlere ait çözümler değerlendirildiğinde, meta-yapıların çözüm yaklaşımlarının daha çok teorik kaldığı, bu çalışma ise meta-yapıyı uygulamalı olarak sistem içinde ele almıştır. Diğer izolasyon yöntemlerine göre başarısı gösterilmiştir.

3. Sistemin Yapısı (The Structure of the System)

Sistem, ev ortamında kullanılan elektromekanik özellikli endüstriyel bir üründür. Şekil 1'de sisteme ait açık durumdaki görünüm verilmiştir. Hareketli mekanizma, kapağın açılması veya kapanması için algılayıcı tarafından yönlendirilmektedir. Redüktörlü motor, kapak hareketini hassas bir şekilde kontrol ederek istenen açıya



Şekil 1. Sisteme ait açık durumdaki görünüm (Exploded view of the system)

getirmekte ve hareketli kapağı güvenli bir şekilde durdurmaktadır. Sistemin bileşenleri, vidalama, sıkı veya çıtçıtlı geçme (snap-fit) gibi yöntemlerle birbirine bağlanmış birden fazla parçadan ve malzemeden oluşmaktadır. Bu tür bağlantı yöntemleri, montaj sürecinde parçaların sağlam ve güvenilir bir şekilde birleşmesini sağlamaktadır. Özellikle, elektronik ürünlerde parçalar arasındaki bağlantının güvenilirliği ve dayanıklılığı önemlidir. Kapak hareketinin kontrol edilmesi, kullanıcı dostu bir deneyim sağlamak için önemlidir. Bu tür sistemlerin tasarımı ve üretimi hem mekanik hem de elektronik mühendislik disiplinlerinin birleşimini gerektirmektedir. Parçalar için malzeme seçimi, montaj yöntemleri ve hareket mekanizmasının güvenliği gibi faktörler, ürünün kalitesi ve güvenilirliği üzerinde doğrudan etkilidir. Hareketli kapağın kaldırılması sırasında, değişen kütle merkezi konumu ve buna bağlı olarak değişen yük, redüktörlü motor tarafından karşılanmaktadır. Motor bölgesindeki yapının boyutsal kısıtları motorun mümkün olduğunca küçük boyutta olmasını zorunlu hale getirmiştir. Sistem için seçilen motorun çıkış milindeki hız 100 Hz' den redüktör aracılığı ile 0.2 Hz'e düşmektedir bu sayede redüktör çıkış milinde 0.004 N.m tork üretilebilmektedir.

Özellikle yüksek redüksiyon oranlarına sahip motorlarda, dişliler arasındaki temasın sebep olduğu titreşim ve gürültü istenmeyen düzeyde olabilmektedir. Bu tür bir uygulamalarda, motor kaynaklı oluşan titreşimlerin sönümlenmesi ilave tasarım ve mühendislik çalışmalarına ihtiyaç duyulmaktadır. Sistemi oluşturan parçaların farklı bağlantı yöntemleri, malzeme özellikleri ve sertlikleri, motor tarafından üretilen titreşimin diğer parçalara iletilmesinde etkilidir ve çıktısı olarak gürültü meydana getirmektedir. Ürün, banyo gibi sesin yankılandığı ortamlarda kullanıldığı için, gürültü, azaltılması gereken zorunlu bir çıktı haline gelmiştir.

4. Çalışmalar (Studies)

Yapılan çalışmalara ait akış adımları Tablo 1'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Akış adımları (Flow steps)

1.	Sonlu elemanlar modeli ve serbest titreşim analizi
2.	Deneysel serbest titreşim ölçümleri ve doğrulama çalışmaları
3.	Sistemin çalışma esnasında titreşim ve gürültü ölçümleri
4.	Sayısal değerlendirmeler
5.	İyileştirme çalışmaları

4.1. Sonlu Elemanlar Modeli ve Serbest Titreşim Analizi (Finite Element Model and Modal Analysis)

Sistem ve parçalara ait 3 boyutlu modellerde bulunan açılar, radyuslar düzeltilerek, sistem ve parçalar SEA için hazır hale getirilmiştir. Bu aşamada SEA sonuçlarının doğruluğunu arttırmak için düzeltilen parçaların kütleleri ve gerçek parçaların kütleleri doğrulanmıştır.

Serbest titreşim analiz sonuçlarının doğruluğu için malzeme özellikleri (poisson oranı, elastisite modülü), geometrik özellikler (örneğin, kütle), ve sistemdeki parçaların montaj şekli ve koşulları kritik öneme sahiptir. Özellikle hareketli kapak ve sabit kapağın kütlelerinin ürün kütlesine oranının yüksek olması, bu parçaların serbest titreşim analiz sonuçlarının sistemin genel rijitlik özelliklerinin belirlenmesinde etkileri yüksektir. Sistem ve parçalar, Siemens NX 2206 programı kullanılarak 3 boyutlu olarak tasarlanmış, ANSYS 2023R2 programına aktarılarak SEA ile serbest titreşim analizi yapılmıştır. Analizlerde kullanılmak üzere parçaların malzeme özellikleri Tablo 2'de olduğu gibi ANSYS malzeme kütüphanesine tanımlanmıştır. Tablo 2'de verilen ABS, Akrilonitril Bütadien Stiren malzemesinin, POM ise Polioksimetilen malzemesinin kısaltılmasıdır.

Ağ yapısının doğruluğu ve kalitesi, SEA sonuçlarının güvenilirlik ve doğruluk düzeyi açısından son derece önemlidir. Hareketli kapak ve sabit kapağın kütlesi, montajlı sistem içindeki kütlenin %80'inden fazlasına sahiptir. Dolayısıyla bu iki parçanın sistemin cevabı üzerinde etkisi yüksektir. Tablo 3'te sabit kapak, hareketli kapak ve sisteme ait ağ yapısına at bilgiler verilmiştir.

Sistemde kullanılan motorun giriş hızı 100 Hz iken çıkış hızı 0.2 Hz dir. 4 kademede gerçekleştirilen devir düşüşüne göre dişli geçiş frekansları belirlenmiştir. Buna göre dişli geçiş frekansının her kademe için hesaplanmış 0,8 ve 1,2 katı için rezonans kontrolü yapılmıştır. 1. kademe, 3. kademe ve 4. kademelerin dişli geçiş frekans aralığı ile sistemin frekans aralığında çakışma bulunmamaktadır. 2. kademe de ise 400 Hz ile 600 Hz arasında sistemin ölçülen doğal frekans değerleri bulunmaktadır. İyileştirme çalışmaları sonucunda 400-600 Hz aralığındaki ivme değerleri de kontrol edilecektir. Çalışma frekans aralığı, motorun ve dişli geçiş frekans aralığı dikkate alınarak 1000 Hz olarak belirlenmiştir. Sabit

kapak, hareketli kapak ve sisteme ait serbest titreşim sonuçları 1000 Hz' e kadar olan frekanslar ve titreşim biçimleri incelenmiştir. Motorun çalışma ve dişli geçiş frekansında bulunan 400-600 Hz aralığı için, SEA ve deneysel ölçümlerde elde edilen sonuçlar ile rezonans kontrolü yapılmıştır.

4.1.1. Bileşenlerin Sonlu Elemanlar Serbest Titreşim Analizi (Modal Analysis of Components)

Sabit kapak ve hareketli kapağın montajlı sistemden bağımsız olarak yapılan serbest titreşim analizleri, nümerik / sonlu elemanlar modelini doğruluğu açısından kritik öneme sahiptir. Sabit ve hareketli kapağın serbest-serbest sınır şartı için serbest titreşim analizi gerçekleştirilmiştir. SEA sonuçları, deneysel yöntemlerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak sonlu elemanlar modelinin doğru olduğu kontrol edilir. SEA sonuçları ile deneysel elde edilen sonuçları arasında fark oluşursa sistem elemanları arasında bağlantı problemlerinin olabileceği öngörülmektedir. Sabit kapak için titreşim biçimleri ve doğal frekans değerleri Tablo 4'te verilmiştir. Hareketli kapak için titreşim biçimleri ve doğal frekans değerleri Tablo 5'te verilmiştir.

4.1.2. Sistemin Serbest Titreşim Analizi (Modal Analysis of the System)

Ürüne ait tüm sistemin montajlı durumu ANSYS ortamına aktarılmış ve parçalar arasındaki ilişkiler tanımlanmıştır. Malzeme özellikleri ANSYS kütüphanesine Tablo 2'de verilen bilgilere göre tanımlanmıştır. Sistemde açılma ve kapanma hareketi motor tahriki ile sağlanmaktadır. Döner mafsallarda ve motor mili arasında motor, tahrik kuvveti yanı sıra fren görevi de görmektedir. Bu detaylar

Tablo 2. Sisteme ait parçaların mekanik özellikleri (The mechanical properties of the parts in the system)

İsim	Malzeme	Elastisite modülü [GPa]	Poisson oranı	Yoğunluk [g/cm3]	Kütle [g]
Sabit kapak	Duroplast	45	0,4	1,5	840
Hareketli kapak	Duroplast	45	0,4	1,5	1234
Kozmetik kapak	ABS	3,2	0,4	1,1	114
Sol sabitleme parçası	POM	2,9	0,37	1,4	15
Sağ sabitleme parçası	POM	2,9	0,37	1,4	16
Mil	POM	2,9	0,37	1,4	7
Mil 2	POM	2,9	0,37	1,4	6
Elektronik kutu	POM	2,9	0,37	1,4	75
Döndürme mili	Pirinç	97	0,31	8,5	31
Motor	Pirinç	97	0,31	4,5	234

Tablo 3. Sabit, hareketli kapak ve sistem ağ özellikleri (Mesh properties of non-moving, movable covers and system)

SEA ayarlar	Sabit kapak	Hareketli kapak	Sistem
Düğüm sayısı	294369	5747709	4972902
Eleman sayısı	45000	3400706	2849185
Minimum, Ortalama, Maksimum Eleman kalitesi	0,3, 0,75, 0,99	0,21, 0,91, 0,98	0,3, 0,74, 0,98

Tablo 4. Sabit kapak titreşim biçimleri ve doğal frekans değerleri
(Mode shapes and natural frequencies of non-moving cover)

Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)
	135,83		255,82		468,75
	617,2		705,96		979,66

Tablo 5. Hareketli kapak titreşim biçimleri ve doğal frekans değerleri
(Mode shapes and natural frequencies of movable cover)

Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)
	27,09		121,25		164,27
	304,07		363,83		372,32
	451,4		502,35		547,29
	667,82		706		769,65
	884,29		1015,7		1035,5

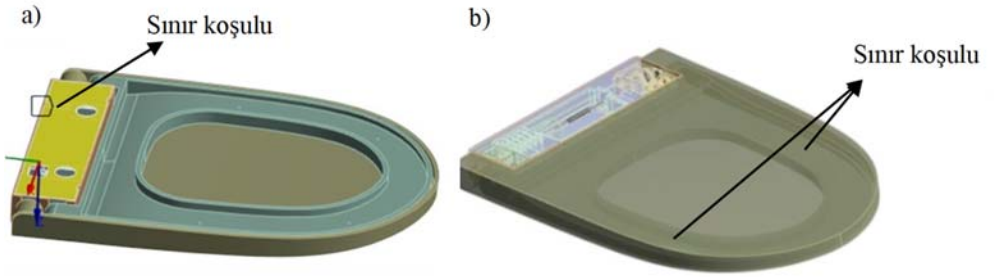
dikkate alınarak, dönel mafsal mekanizmalarında sabit/yapışkan temas tanımı yapılmıştır. Şekil 2a'da gösterilen resimde, sistemin alt kısımda bulunan sabitleme deliklerinden X, Y, Z eksenlerindeki yer değiştirmeler sıfır olarak tanımlanmıştır. Sisteme ait hareketli parça ile sabit parça arasında doğrudan bir temas olmasa da sabit parçanın kütlesi serbest titreşim analiz sonuçlarını doğrudan etkilemektedir. Özellikle, serbest titreşim analizinde hareketli kapak ile sabit kapak arasındaki kütle ilişkileri, titreşim biçimleri üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Bu ilişkinin sağlanması için Şekil 2b)'de gösterilen resimde, her iki parça arasında girişim olmaması ve üst kapağın esneme payı göz önüne alınarak iki parça arasında girişimi engelleyecek şekilde 6,2 N/mm sabite sahip iki adet yay tanımı yapılmıştır. Yaylar sistemin girişimini engelleyerek dinamik davranışını kararlı hale getirmek için kullanılmıştır. Analiz sonucunda sistem için elde edilen titreşim biçimleri ve doğal frekans değerleri Tablo 6'da verilmiştir.

SEA ile yapılan analizleri hareketli kapağın konumu kapalı iken gerçekleştirilmiştir. Hareketli kapağın konumu 0° iken motorun hareketli kapağı kaldırması için ihtiyaç duyulan en yüksek tork durumudur. Bu konumda iken hareketli kapağın kütle merkezi, dönme eksenine en uzak mesafede ve en maksimum doğal frekansları üreteceği konumdadır. Hareketli kapağın ara konumlardaki ürettiği titreşim ise, deneysel yöntemler ile çalışma esnasındaki titreşim ölçümlerinin frekans tepki fonksiyon grafikleri ile elde edilmiş, sonuçlar deneysel ölçümler kısmında değerlendirilmiştir.

Sistemin kütlesel olarak büyük bir kısmını oluşturan hareketli kapak ve sabit kapak, sistemdeki rezonans frekanslarını belirlemede önemli bir rol oynamaktadır. Titreşim biçimleri genellikle çeşitli deformasyon oluşumlarını temsil etmektedir. 188,26 Hz, 421,17 Hz, 508 Hz, 550,49 Hz değerlerindeki titreşim biçimi incelendiğinde, hareketli kapağı kaldıran motor ve motoru sabit tutan motor gövdesi arasında bağlantılar arasında montaj rijitliği problemi gözlemlenmiştir. Tablo 7'de bu frekans değerlerindeki titreşim biçimleri gösterilmiştir. 400-600 Hz aralığında bulunan motor tahrik ve dişli geçiş frekansları ile sisteme ait zorlayıcı giriş frekansları bulunmaktadır. Dolaysıyla iyileştirmeler motor kutusunu temel alarak gerçekleştirilecektir. İyileştirme çalışmaları sonuçlarının performansı için bu frekans aralıklarındaki ivme değerleri de kontrol edilecektir.

4.2. Deneysel Serbest Titreşim Ölçümleri ve Doğrulama Çalışmaları (Experimental Modal Analysis and Validation Studies)

Bu bölümde sabit kapak, hareketli kapak ve sistem için deneysel yöntemler ile serbest titreşim ölçümleri ve gürültü ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Ölçümler için, PCB marka 356A15 modeli

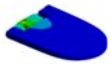
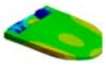
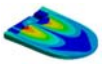
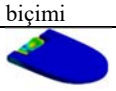


Şekil 2. Sisteme ait sınır koşulları (The boundary conditions for the system)

Tablo 6. Sisteme ait titreşim biçimleri ve doğal frekans değerleri (Mode shapes and natural frequencies of system)

Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)
	80,04		188,26		373,74
	508		645,71		820,31
	865,65		952,23		968,66

Tablo 7. Sistemin rijitlik sorunu olan titreşim biçimleri (The mode shapes are associated with rigidity issues in the system.)

Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)	Titreşim biçimi	Frekans (Hz)
	135,83		255,82		468,75		508



Şekil 3. Titreşim ve akustik ölçüm ekipmanları (Vibration and acoustic measurement equipment)

100mV/g hassasiyetinde 3 eksenli ivmeölçer, PCB marka 378B02 modeli mikrofon, PCB marka 086C03 modeli 2.25 mV/N hassasiyet değerinde darbe çekici ve SIRIUS HD-ACC veri toplama cihazı kullanılmıştır. Şekil 3'te 3 eksenli ivmeölçer (a), mikrofon (b), darbe çekici (c), veri toplama cihazı (d) gösterilmiştir. Yapılan ölçümlerin çevresel etkenlerden bağımsız olabilmesi için anekoik oda kullanılmıştır. Şekil 4 'te sabit kapak (a), hareketli kapak (b) ve sisteme (c) ait deneysel titreşim analizleri için oluşturulmuş deney düzenekleri gösterilmiştir.

4.2.1. Sabit Kapak Deneysel Serbest Titreşim Analizi
(Experimental Modal Analysis of the Non-Moving Cover)

Şekil 4a'da gösterildiği gibi, sabit kapak serbest konumda lastik ipler ile bağlanmıştır. Bu konfigürasyon altında sabit kapak üzerinde 10 farklı noktada serbest darbe çekici ile titreşim tetiklenmiştir. Ayrıca, sabit kapağın arka merkez bölgesine ivmeölçer yerleştirilmiştir. Tablo 8'de sabit kapak için yapılan deneysel ve SEA ile elde edilen doğal frekans değerleri karşılaştırılmıştır.

4.2.2. Hareketli Kapak Deneysel Serbest Titreşim Analizi
(Experimental Modal Analysis of The Movable Cover)

Şekil 4b'de gösterilen, hareketli kapak serbest konumda lastik iplerle bağlanmıştır. Hareketli kapak üzerinde 10 farklı noktada darbe çekici kullanılarak darbe çekici ile tetiklenmiştir. Parçanın ön merkez bölgesine ivmeölçer yerleştirilmiştir. Tablo 9' da hareketli kapak için yapılan deneysel ve SEA ile elde edilen doğal frekans değerleri karşılaştırılmıştır.

4.2.3. Sistem Deneysel Serbest Titreşim Analizi
(Experimental Modal Analysis of The System)

Şekil 4c'de gösterilen, gibi, sistem bir seramik üzerine sabitlenmiştir. Sistem üzerinde 6 farklı noktada darbe çekici kullanılarak titreşim tetiklenmiş ve sistemin arka merkez bölgesine bir ivmeölçer yerleştirilmiştir. Tablo 10'da sisteme ait deneysel ve SEA ile elde edilen doğal frekans değerleri karşılaştırılmıştır.

SEA ve deneysel yöntemler ile elde edilen, sabit kapak, hareketli kapak ve sisteme ait serbest titreşim sonuçları karşılaştırılarak nümerik model doğrulanmıştır. Bu karşılaştırma, kavramsal modelin doğrulaması ve sonlu elemanlar analizi sonuçları yapılacak olan geliştirme çalışmalarının doğruluğu için kritik öneme sahiptir. Dolayısıyla, alt ve üst kapak için kütle ve rijitlik dağılımının yeterli doğrulukta olduğu görülmüştür. Deneysel çalışmalarda tek eksenli ivmeölçer kullanıldığından dolayı nümerik analiz sonuçlarının yakalanamadığı frekanslar olmuştur. Tablo 8, Tablo 9 ve Tablo10'da bulunan titreşim biçiminde bulunan numaralar ANSYS sonuçlarına göre verilmiştir.

4.3. Sistemin Çalışma Esnasındaki Titreşim ve Gürültü Ölçümleri
(Vibration and Noise Measurements of System In Operation)

Şekil 5'te gösterilen anekoik odada, mikrofon ve ivmeölçer bulunan test düzeneğinde, ürün seramik bir yüzeye monte edilmiştir. Montaj koşulları, sonlu elemanlar yönteminde tanımlanan montaj yapısına olabildiğince benzer özelliklere sahiptir. Anekoik odada, üst kapağın açılması ve kapanması esnasında titreşim ve ses şiddeti kayıtları eş zamanlı olarak alınmıştır.



Şekil 4. Deneysel serbest titreşim düzeneği (Experimental modal analysis setup)

Tablo 8. Sabit kapak deneysel ve SEA doğal frekans değerleri
(Experimental and FEA natural frequency results for non-moving cover)

No	SEA sonuçları (Hz)	Deneysel sonuçlar(Hz)	Fark %
1	135,83	137	1%
2	255,82	253	-1%
5	468,75	482	3%
6	617,2	636	3%
7	705,96	704	0%
20	979,66	901	-9%

Tablo 9. Hareketli kapak deneysel ve SEA doğal frekans değerleri
(Experimental and FEA natural frequency results for movable cover)

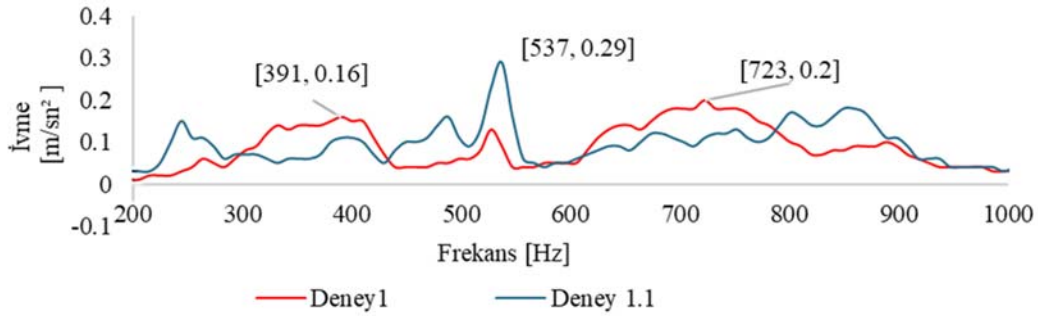
No	SEA sonuçları (Hz)	Deneysel sonuçlar (Hz)	Fark %
1	95.053	92	%3
3	176.35	178	1%
4	343.41	330	-4%
6	378.79	382	1%
7	452	487	7%
9	632.17	604	-5%
10	689.22	685	-1%
12	737.12	760	3%

Tablo 10. Sistem deneysel ve SEA doğal frekans değerleri
(Experimental and FEA natural frequency results for system)

No	SEA sonuçları (Hz)	Deneysel sonuçlar(Hz)	Fark %
1	27.098	25	-8%
2	80.042	89	10%
7	188.26	192	2%
12	373.74	329	-14%
21	508	529	4%
26	645.71	636	-2%
36	820.31	829	1%
37	865.65	875	1%
39	952.23	964	1%



Şekil 5. Sistem titreşim ve gürültü ölçümleri (Vibration and noise measurements of system in operation)



Şekil 6. Deney 1 ve deney 1.1 ivme-frekans cevabı (Experiment 1 and experiment 1.1 acceleration-frequency response)

Sisteme ait herhangi bir iyileştirme çalışması yapılmadan referans karşılaştırması olarak kullanılacak ölçümlerde, hareketli kapağın açılması yönündeki ölçümler için deney 1 (D1), hareketli kapağın kapanması esnasında yapılan ölçümler için deney 1.1 (D1.1) olarak tanımlanmıştır. Şekil 6'da D1 ve D1.1 için ivme-frekans cevabı grafikleri gösterilmiştir. Grafikte, hareketli kapağın açılması esnasında 391 Hz 'de ölçülen ivme değeri 0,16 m/sn², 723 Hz' de 0,2 m/sn² ile en yüksek değerlere ulaşmıştır. Hareketli kapağın kapanması esnasında 537 Hz 'de 0,29 m/sn² ile en yüksek ivme değeri ölçümlenmiştir. Hareketli kapağın ara pozisyonlarındaki değerler için, hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasında yapılan titreşim ölçümlerinde elde edilen ivme değerlerine ait frekans tepki grafiği, sistemin maksimum ve minimum titreşim ürettiği frekans değerleri belirlenmiştir.

Gürültü ölçümleri sonucunda D1 59,5 dBA, D1.1 için 61 dBA sonuçları elde edilmiştir. Ölçüm sonuçları Tablo 11'de gösterilmiştir.

4.4. Sayısal Değerlendirmeler (Numerical Evaluation)

SEA sonuçları, deneysel yöntemler ile elde edilen doğal frekans değerleri Tablo 8, Tablo 9 ve Tablo 10'da karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Temel frekans değerleri arasında, sistem elemanları arasındaki bağlantıların doğrusal olmamasından dolayı ±%10' luk farklar oluşmuştur. Özellikle motor ve dişli geçiş frekans aralığı 400-600 Hz'de yakınsama oranı daha yüksektir. SEA sonuçları güvenilir olarak kabul edilerek, geliştirme çalışmalarında matematiksel model kullanılabilir düzeydedir. Redüktörlü motorun giriş hızı 100 Hz iken çıkış hızı 0.2 Hz' dir. 4 kademede gerçekleştirilen hız düşüşüne göre dişli geçiş frekansları belirlenmiştir. Buna göre dişli geçiş frekansının her kademe için hesaplanmış 0,8 ve 1,2 katı için rezonans kontrolü yapılmıştır. 1. kademe, 3. kademe ve 4. kademelerin frekans aralığı ile sistemin frekans aralığında denk gelen bir karşılık bulunmamaktadır. 2. kademede ise 400 Hz ile 600 Hz arasında sistemin ölçülen frekans değerleri bulunmaktadır. İyileştirme çalışmaları sonucunda 400-600 Hz aralığındaki ivme değerleri de

Tablo 11. Deney 1 ve deney 1.1 gürültü ölçüm sonuçları
(Experiment 1 and experiment 1.1 noise measurement results)

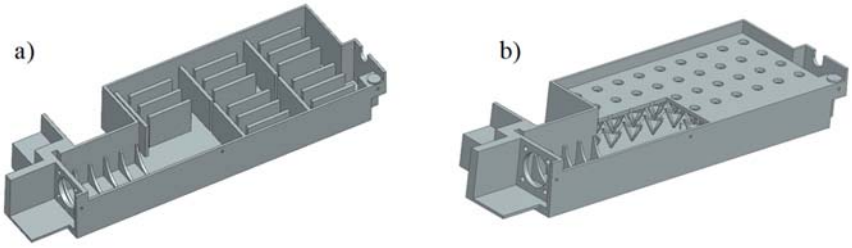
Deney	Açılma dBA	Kapanma dBA
1- 1.1	59,5	61

Tablo 12. Sisteme ait 400 Hz- 600 Hz arası SEA doğal frekans değerleri
(FEA natural frequencies of the system between 400 Hz and 600 Hz)

421,17 Hz	433,4 Hz	434,93 Hz	443,67 Hz	476,39 Hz
479,61 Hz	508 Hz	550,49 Hz	563,4 Hz	600,8 Hz



Şekil 7. Sisteme ait grup ve parçalar (System groups and components)



Şekil 8. Farklı tasarım yapılarına sahip elektronik kutular (Electronic enclosures with different design structures)

kontrol edilmiştir. Tablo 12'de SEA sonucunda 400-600 Hz arasında kalan frekans değerleri verilmiştir. SEA sonuçları ile elde edilen serbest titreşim analizindeki frekans değerleri, motorun dişli grubundaki kademelerindeki frekans değerleri ile kontrol edilerek rezonans kontrolü yapılmıştır.

4.5. İyileştirme Çalışmaları (Improvement Studies)

Hareketli kapağın geometrik özellikleri incelendiğinde, kapağın et kalınlığının azaltılması, motorun kaldırması gereken yükün azaltılmasına katkı sağlayacaktır. Ancak, üretim teknolojisinin sınırlamaları nedeniyle et kalınlığı minimum 4,5 mm olarak belirlenmiştir. Diğer yandan, et kalınlığının hareketli kapağın ön kısmından arka kısmına doğru inceltilerek tasarlanması durumunda, motor miline uygulanan tork değerinde bir azalma sağlanabilmektedir. Bu tasarım değişikliği, hareketli kapağın ön kısmında mukavemet problemlerine yol açabileceği gibi, et kalınlığındaki tutarsızlıklar üretim sürecinde fire oranını artırma potansiyeline sahiptir. Üretim riskleri ve kalıp yenileme maliyetleri sebebiyle bu değişiklikler uygulanmamıştır.

Titreşim ve gürültünün azaltılması için 2 farklı yaklaşım ile geliştirmeler yapılmıştır; ilk yaklaşımda, titreşim ve gürültü kaynağı olarak belirlenen motorun bağlı olduğu elektronik kutunun arka kısmında bulanan boşluğa, titreşimin yüzey alanlarında sönümlenmesi için yapılan çalışmalar ile rijitlik ve gürültü arasındaki ilişkiler incelenmiştir.

İkinci yaklaşımda ise; SEA sonuçlarına göre, montajda rijitliği az olan bölgelerde parçaların hareket etmeye karşı olan direncini arttırmak için farklı tasarım alternatifleri üzerine çalışmalar yapılmıştır. Bu kapsamda, elektronik kutunun motor sabitleme bölgesindeki tasarımda geliştirmeler yapılmıştır. Alternatif olarak sağ ve sol yataklar ve elektronik gövde yekpare tasarlanmıştır. Diğer bir alternatif olarak kozmetik kapak üzerinde rijitliği arttırmak için tasarım alternatifleri değerlendirilmiştir. Çalışmalar ile sistemin rijitliğinin arttırılmasının, titreşim ve gürültün üzerindeki ilişkiler incelenmiştir. Şekil 7'de elektronik kutu (a), sağ ve sol sabitleme bölgeleri (b) ve kozmetik kapak resimleri (c) verilmiştir.

4.5.1. Elektronik Kutunun İç Hacminde Yüzey Alanı Değişikliklerinin Titreşim, Sertlik Gürültüye Etkisinin İncelenmesi
(Investigation of the Effects of Surface Area Changes in the Internal Volume of the Electronic Box on Vibration, Harshness, and Noise)

Bu kısımda, motorun bağlı olduğu elektronik kutunun iç hacmine uygulanan farklı yapısal tasarımların, titreşim, sertlik ve gürültüye olan etkileri incelenmiştir. İlk uygulamada, elektronik kutunun arka kısmında bulunan hacme feder uygulaması yapılmıştır. Titreşim kaynağından yayılan titreşimin, federlere ait yüzey alanlarında sönümlenmesi diğer bir taraftan da federler ile yapının daha rijit hale gelmesi ve gürültünün de azaltılması amaçlanmıştır. Mevcut elektronik gövdenin içyapısındaki alana ilave olarak 210,7 cm² yüzey alanında artış meydana gelmiştir. Elektronik kutunun içine yapılan feder uygulaması için deney numarası, deney 2 olarak tanımlanmıştır.

Diğer bir uygulamada ise; elektronik kutunun arka kısmında bulunan hacme meta yapı tasarlanmıştır. Meta yapı sayesinde ufak bir alanda çok fazla yüzey alanı oluşturulması hedeflenmiştir. Meta yapı ile elektronik kutu içerisinde ilave olarak 95,5 cm² ilave bir yüzey alanı oluşturulmuştur Oluşan yapı ile birlikte de elektronik kutunun rijitliğinin artması ve aynı zamanda sesin soğurulması amaçlanmıştır. Elektronik kutunun içine yapılan meta-yapı uygulaması için deney numarası, deney 3 olarak tanımlanmıştır. Şekil 8'de federli tasarıma ait görsel (a), meta yapı içeren tasarıma ait görsel (b) verilmiştir.

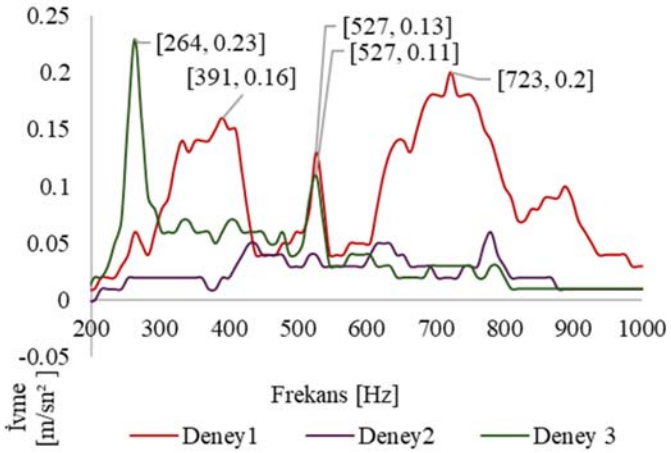
Elektronik kutunun orijinal hali, federli tasarımı ve meta yapı içeren tasarıma ait SEA ile elde edilmiş serbest titreşim analiz yapılmıştır. SEA için ağ yapısına ait eleman ve düğüm noktası sayısı, eleman kalitelerine ait bilgiler Tablo 13'te verilmiştir. Elektronik kutunun

Tablo 13. Federli yapı, meta yapı ve orijinal tasarıma ait ağ özellikleri
(Mesh properties of the ribbed structure, meta-structure, and original design)

	Mevcut durum	Federli yapı	Meta yapı
Eleman Sayısı	138026	301437	1251252
Düğüm Sayısı	741028	793057	711811
Minimum, Ortalama, Maksimum Eleman Kaliteleri	0,32, 0,75, 0,99	0,36, 0,78, 0,98	0,31, 0,72, 0,96

Tablo 14. Mevcut elektronik kutu, federli yapı ve meta-yapıya ait doğal frekans değerleri
(Natural frequencies of the ribbed structure, meta-structure, and original design)

Mevcut durum (Hz)	Federli yapı (Hz)	Meta yapı (Hz)
172,38	310,29	436,45
409,04	574,74	758,72
512,69	799,98	1061,1
623,44	915,22	1126,1
693,61	975,86	1156,9

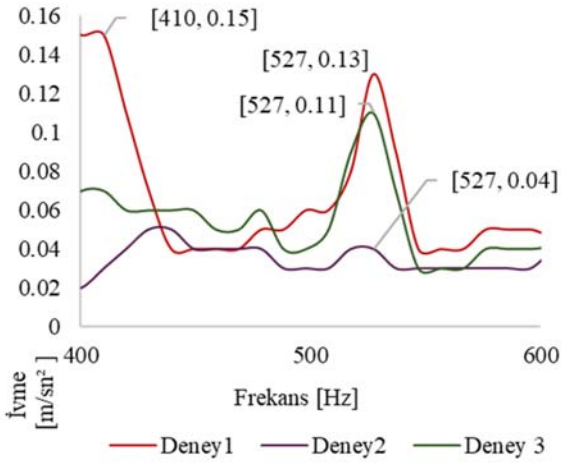


Şekil 9. Deney 1, deney 2, deney3 ivme-frekans cevabı (Experiment 1, experiment 2, experiment 3 acceleration-frequency response)

farklı uygulamalar için SEA frekans sonuçları karşılaştırmalı olarak Tablo 14'te verilmiştir. SEA sonuçlarına göre, yapı içine feder ve meta yapı eklemenin serbest titreşim değerlerine etkileri incelendiğinde, federli tasarımın ve meta yapı içeren tasarımın serbest titreşim değerlerinin, sistemin orijinali ve federli yapıya göre arttığı görülmüştür. Bu değerlere göre federli yapı ve meta yapının elektronik kutunun rijitliğini arttırdığı analiz sonuçları ile doğrulanmıştır.

Federli yapıya ait çalışma (deney 2) ve meta-yapı içeren çalışma (deney 3) 'e ait ivme değerleri sistemin orijinali olan deney 1 ile karşılaştırmalı grafiği Şekil 9'da verilmiştir. Yapılan çalışmalarda deney 1'e göre ivme değerlerinde, 300 Hz üzerinde genel bir azalma olmuştur. Şekil 10'da gösterilen grafikte, olası rezonans bölgesi olan 400 Hz ile 600 Hz arasındaki ivme değerleri incelendiğinde; Deney 1'e ait maksimum ivme değer, 410 Hz de 0,15 m/sn², ve 527 Hz de 0,13, 0,15 m/sn² ölçülmüştür. Deney 2 için 527 Hz de ivme değeri 0,04 m/sn² ve deney 3 için 527 Hz de ölçülen ivme değeri 0,1 m/sn² olarak ölçülmüştür. Olası rezonans bölgesindeki ivme değerlerinde her iki deney sonucunun da düşüş gözlemlemiştir.

Deney 1, deney 2 ve deney 3 ölçümlerinde elde edilen gürültü sonuçlarına ait sonuçlar Tablo 15'te verilmiştir. Deney 2'de en düşük ivme değerine ulaşılmasına karşın, gürültü ölçümlerinde hareketli kapağın açılması esnasında en düşük gürültü değerine 57,4 dBA ile deney 3'e ait çalışmalar ile ulaşılırken hareketli kapağın kapanması yönündeki gürültü değerinde en düşük 58,5 dBA değeriyle deney 2 'ye ait çalışmalar ile ulaşılmıştır. İvme sonuçları ile tüm değerler yorumlandığında, elektronik kutunun iç hacmine feder veya meta-yapı eklemenin rijitliğine olumlu katkısı olduğu tespit edilmiştir. Gürültü sonuçlarına göre, elektronik kutunun iç hacmine eklenen ilave yüzey alanları sayesinde, titreşim ve gürültü kaynağından yayılan enerji bu yüzey alanlarında sönümlendiği/soğurulduğu çıkarımında bulunulmuştur.



Şekil 10. 400-600 Hz arası deney 1, deney 2, deney 3 ivme-frekans cevabı (Experiment 1, experiment 2, experiment 3 acceleration-frequency response between 400-600 Hz)

Tablo 15. Deney 1, deney 2, deney 3 gürültü ölçüm sonuçları
(Experiment 1, experiment 2, experiment 3 noise measurement results)

Deney	Açılma dBA	Kapanma dBA
1 / 1.1	59,5	61
2 / 2.1	58,6	58.5
3/ 3.1	57,4	59,5

4.5.2 Parçaların Rijitliğin Arttırılmasının Titreşim, Sertlik ve Gürültüye Etkisinin İncelenmesi
(Investigation of the Effects of Increasing the Rigidity of Parts on Vibration, Harshness, and Noise)

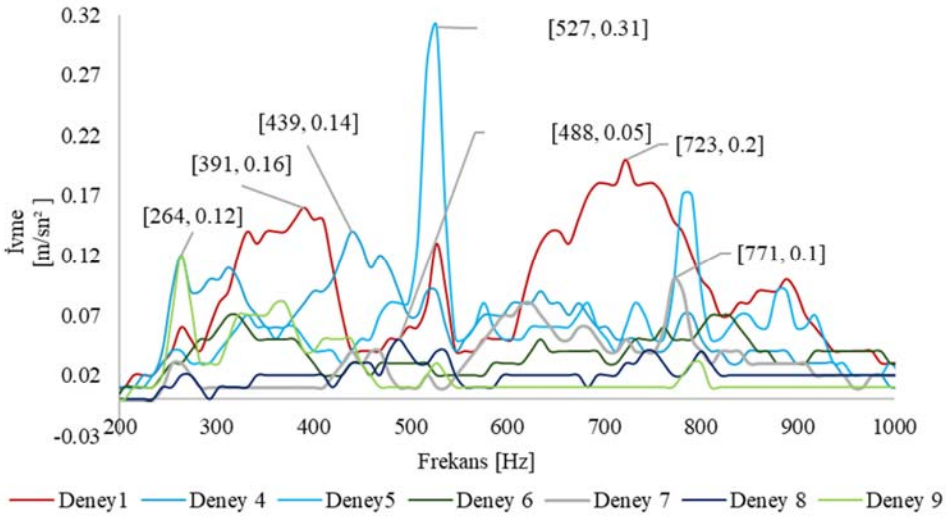
SEA sonuçlarında elde edilen sisteme ait titreşim biçimleri incelendiğinde, Tablo 7'de gösterilen titreşim biçimlerinde rijitlik problemi olduğu değerlendirilmiştir. Bu bölgede rijitlik sorunlarının giderilmesi için motorun yataklama bölgesindeki tasarım değiştirilmiştir. Diğer yandan elektronik kutunun iç hacminde rijitliği arttırmak için içi dolu bir yapı oluşturulmuştur. Başka bir deneyde ise kozmetik kapağın içyapısına feder eklenerek başka bir deneyde ise sağ ve sol gövde yataklama gövdeleri ve elektronik gövde birleştirilerek yapının rijitliği arttırılıp yayılan gürültünün azaltılması hedeflenmektedir. Bu bağlamda elektronik kutunun arka kısmı dolu malzeme ile üretilmesi, motorun yataklandığı bölgedeki tasarım değişiklileri, elektronik kutu ve sağ-sol yataklama parçalarının birlikte tasarlanması gibi uygulamalar alternatifli olarak değerlendirilmiştir. Tablo 16'da rijitliği arttırmak için uygulanan deney listesi verilmiştir.

Deney 4, deney 5, deney 6, deney 7, deney 8 ve deney 9'a ait ivme değerleri sistemin orijinali olan deney 1 ile karşılaştırmalı grafiği Şekil 11'de verilmiştir. Yapılan çalışmalarda ölçülen ivme değerleri referans ölçümler olan deney 1'den 300 Hz ile 420 Hz arasında ve 600 Hz ile 800 Hz arasında daha düşük ölçümlenmiştir.

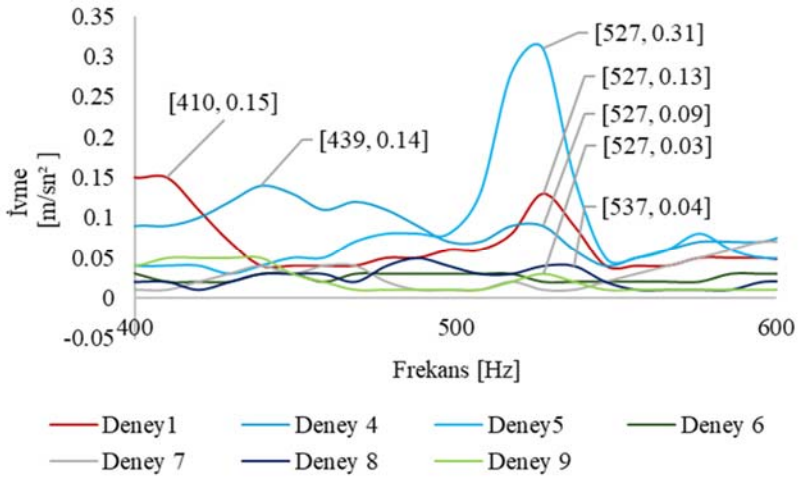
Şekil 12'de gösterilen, olası rezonans bölgesi olan 400 Hz ile 600 Hz arası detaylı olarak incelendiğinde deney 5'e ait ivme değeri 0,31 m/sn² ile diğer deney sonuçları ve referans ivme değerinden de

Tablo 16. Rijitliği arttırmak için deney listesi (Experimental list for increasing rigidity)

Resim	Deney ismi	Deney no
	Elektronik kutunun arka kısmının dolu tasarlanması	Deney 4
	Motor yataklama tasarım değişikliği	Deney 5
	Motor yataklama değişikliği ve elektronik kutu arka kısım feder eklenmesi	Deney 6
	Kozmetik kapağa feder eklenmesi	Deney 7
	Elektronik kutu ve sağ-sol yataklama birlikte tasarlanması	Deney 8
	Kozmetik kapak feder eklenmesi ve motor yataklama bölgesi tasarım değişikliği	Deney 9



Şekil 11. Deney 1, deney 4, deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ivme-frekans cevabı
(Experiment 1, experiment 4, experiment 5, experiment 6, experiment 7, experiment 8, experiment 9 acceleration-frequency response)



Şekil 12. 400-600 Hz arası deney 1, deney 4, deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ivme-frekans cevabı (Experiment 1, experiment 4, experiment 5, experiment 6, experiment 7, experiment 8, experiment 9 acceleration-frequency response between 400-600 Hz)

Tablo 17. Tüm deneylere ait gürültü ölçüm sonuçları (Noise measurement results for all experiments)

Deney	Açılma dBA	Kapanma dBA
1 / 1.1	59,5	61
4 / 4.1	59,1	59,7
5 / 5.1	63,9	65
6 / 6.1	64	65,1
7 / 7.1	58,3	61,4
8 / 8.1	66,6	64,6
9 / 9.1	61,8	62,4

oldukça yüksek ölçümlenmiştir. Diğer deneylere ait değerler ise deney 1 in ivme değeri olan 0,13 m/sn²'den daha düşük çıkmıştır.

Deney1, deney 4, deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ölçümlerinde elde edilen gürültü sonuçları Tablo 17'de verilmiştir. Şekil 12'de grafikte gösterilen ivme değerlerine göre deney 7 de en düşük ivme değerine ulaşılmıştır ve deney 7'ye ait gürültü ölçümünde 57,4 dBA ile hareketli kapağın açılması esnasındaki en düşük gürültü değeri ölçümlenmiştir. Hareketli kapağın kapanması esnasındaki gürültü ölçümleri sonuçlarına göre en düşük değer deney 4 kapsamında yapılan çalışmalara aittir. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasındaki gürültünün referans ölçüm olan deney1 den daha düşük olduğu çalışma deney 4'e ait olan çalışmalardır. Deney 4'e ait iyileştirme kapsamında elektronik gövdenin arka kısmının dolu malzeme ile yeniden tasarlanmasının titreşim iletimine olumlu etkisi olmuştur. Yapılan ölçümlerde titreşim değeri diğer deney sonuçlarına göre özellikle 400 Hz ve 600 Hz arasında yüksek değerde çıkmıştır. Yapılan tüm deneylere ait gürültü sonuçları Tablo 17'de verilmiştir. Deney 4' e ait gürültü ölçümleri deney 1'den düşük olsa dahi, rijitliğin arttırılmasına dolaylı yönden etki eden deney 2 ve deney 3'ün gürültü sonuçlarından daha yüksek çıkmıştır. Rijitliği arttırmak titreşimin iletimini kolaylaştıran bir unsur haline gelmiştir. Deney 4'e ait yapılan ölçümlerde titreşim değeri diğer deney sonuçlarına göre özellikle 400 Hz ve 600 Hz arasında en yüksek değerde çıkmıştır. Deney 2, deney 3 ve deney 4 arasında bağlantı incelendiğinde, deney 4'te olduğu gibi sadece rijitliği arttırmak üzerine yapılan çalışmalar da gürültü belirli bir düzeyde düşmektedir. Rijitliğin arttırılmasının yanında, gürültünün daha düşük seviyede çıkması için, sönümleme ve soğurma için yüzey alanına ihtiyaç duyulmaktadır.

Deney 1, deney 4, deney 5, deney 6, deney 7, deney 8, deney 9 ölçümlerinde elde edilen gürültü sonuçları Tablo 17'de verilmiştir. Şekil 12'de grafikte gösterilen ivme değerlerine göre deney 7 de en düşük ivme değerine ulaşılmıştır ve deney 7'ye ait gürültü ölçümünde 57,4 dBA ile hareketli kapağın açılması esnasındaki en düşük gürültü değeri ölçümlenmiştir. Hareketli kapağın kapanması esnasındaki gürültü ölçümleri sonuçlarına göre en düşük değer deney 4 kapsamında yapılan çalışmalara aittir. Hareketli kapağın açılması ve kapanması esnasındaki gürültünün referans ölçüm olan deney1 den daha düşük olduğu çalışma deney 4'e ait olan çalışmalardır. Deney 4'e ait iyileştirme kapsamında elektronik gövdenin arka kısmının dolu malzeme ile yeniden tasarlanmasının titreşim iletimine olumlu etkisi olmuştur. Yapılan ölçümlerde titreşim değeri diğer deney sonuçlarına göre özellikle 400 Hz ve 600 Hz arasında yüksek değerde çıkmıştır. Yapılan tüm deneylere ait gürültü sonuçları Tablo 17'de verilmiştir. Deney 4' e ait gürültü ölçümleri deney 1'den düşük olsa dahi, rijitliğin arttırılmasına dolaylı yönden etki eden deney 2 ve deney 3'ün gürültü sonuçlarından daha yüksek çıkmıştır. Rijitliği arttırmak titreşimin iletimini kolaylaştıran bir unsur haline gelmiştir. Deney 4'e ait yapılan ölçümlerde titreşim değeri diğer deney sonuçlarına göre özellikle 400 Hz ve 600 Hz arasında en yüksek değerde çıkmıştır. Deney 2, deney 3 ve deney 4 arasında bağlantı incelendiğinde, deney 4'te olduğu gibi sadece rijitliği arttırmak üzerine yapılan çalışmalar da gürültü belirli bir düzeyde düşmektedir. Rijitliğin arttırılmasının yanında, gürültünün daha düşük seviyede çıkması için, sönümleme ve soğurma için yüzey alanına ihtiyaç duyulmaktadır.

Deneylerde kullanılan farklı yöntemlerin rijitlik, titreşim ve gürültüye olan etkileri incelenmiştir. Deneylere ait tasarım girdileri parametre olarak tanımlanmış ve parametrelerin gürültüye olan etkileri en küçük kareler yöntemi ile yaklaşık olarak belirlenmeye çalışılmıştır. Tablo 18'de tasarım girdisi olarak tanımlanan parametreler verilmiştir. Tablo 19'da deneylerdeki tasarım girdilerine ait parametrelerin gürültüye etkileri tanımlanmıştır.

Tablo 18. Tasarım girdilerine ait parametreler (Parameters related to design inputs)

Resim	Tasarım	Değer
	Kozmetik kapak orijinal tasarım	A
	Kozmetik kapak federli tasarım	B
	Elektronik kutu orijinal tasarım	C
	Elektronik kutu federli tasarım	D
	Elektronik kutu meta-yapı tasarım	E
	Elektronik kutu dolu tasarım	F
	Motor bağlantı tasarımı değişikliği	G
	Elektronik kutu feder eklenmesi	H
	Yekpare tasarım	I

Tablo 19. Tasarım girdilerinin gürültüye etkileri (Effects of design inputs on noise)

Deney	Parametreler	Açılma dBA	Kapanma dBA
1 / 1.1	A+C	59,5	61
2 / 2.1	A+D	58,6	58,5
3/ 3.1	A+E	57,4	59,5
4 / 4.1	A+F	59,1	59,7
5 / 5.1	A+G	63,9	65
6 / 6.1	A+G+H	64	65,1
7 / 7.1	B+C	58,3	61,4
8 / 8.1	A+I	66,6	64,6
9 / 9.1	B+G	61,8	62,4

En küçük kareler yöntemi ile yaklaşık olarak hesaplanan parametrelerin gürültüye olan etkileri Tablo 20'de verilmiştir. Tablo 20'de e açılma esnasındaki en yüksek parametre meta-yapıya ait, E parametresinde çıkmıştır. Meta-yapıya ait açılma esnasındaki ölçülen gürültü değeri 57,4 dBA diğer gürültü değerlerinden en düşük çıkmıştır. Kapanma esnasında ise en büyük etki H parametresinde ölçülmüştür. H parametresinin bulunduğu deney 6'ya ait gürültü değeri 65 dBA'dır. Bu gürültü değeri, kapanma esnasındaki gürültü değerleri arasında en düşük seviyeye ait değildir. Açılma esnasındaki parametrenin gürültüye etkisi paralel çıkarken, kapanma esnasındaki parametre etkisi aynı tutarlılıkta çıkmamıştır. Motorun kapağı kaldırması esnasında, redüktör dişlileri arasındaki boşluk minimuma inmektedir. Kapanma yönünde ise, motorun kapağı tahrik edip 70° sonrasında kapağın yerçekimi ile düşmesi ve motorun redüktör dişlilerinin yüksüz çalışmasına neden olmaktadır. Açılma ve kapanma esnasındaki motorun yük durumundaki dinamik davranış, parametrelerin açılış ve kapanışta farklı sonuçlar üretmesindeki neden olarak değerlendirilmiştir.

Tablo 20. Parametrelerin değerleri (Values of the parameters)

Deney	Açılma	Kapanma
A	70.17	36.07
B	68.52	34.97
C	-10.45	25.68
D	-11.57	22.43
E	-12.77	23.43
F	-11.07	23.63
G	-6.50	28.18
H	0.33	0.85
I	-3.57	28.53

5. Sonuçlar (Conclusions)

Sistem ve parçalara ait SEA gerçekleştirilmiş titreşim biçimleri tespit edilmiştir. Deneysel yöntemler ile sistem ve parçalara ait serbest titreşim testleri yapılmış ve SEA ile elde edilen serbest titreşim analizi sonuçları ile karşılaştırılarak model doğrulaması yapılmıştır. Hareketli üst kapağın açılması ve kapanmasını sağlayan motorun farklı yüklerde titreşim ve ses şiddeti ölçümleri alınmıştır. Sistemin çalışması esnasında (hareketli kapağın açılması ve kapanması) titreşim ve gürültü verileri toplanmıştır. Analiz ve testler sonucunda sistemin iyileştirme yapılması öngörülen bölgeler belirlenmiştir ve bu bağlamda aşağıda bulgular elde edilmiştir.

Deneysel ve sayısal serbest titreşim analizi sonuçlarına göre, sistemin kütlesinin büyük bir oranını oluşturan hareketli ve sabit kapakların serbest titreşim analiz/test sonuçlarının, sistemin genel serbest titreşim analiz/test sonuçlarına en yüksek etkiyi yaratan iki parça olduğu belirlenmiştir. Analiz sonuçlarına göre, Tablo 7'de gösterildiği üzere, 188,26 Hz, 421,17 Hz, 550,49 Hz ve 508 Hz de sistemin motor bölümü ve elektronik kart bölgesinde rijitlik problemi olduğu tespit edilmiştir. Özellikle konstrüksiyon sınırlarından dolayı tahrik için gerekli küçük motorun yüksek hız girişi ve moment çıkışı ele alındığında, bu gibi yapılarda sertlik, titreşim ve gürültü açısından öneme sahiptir.

Sistemin çalışması esnasında yarı sessiz bir ortamda ses şiddeti ve titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Hareketli kapağın açılması esnasında 400 Hz' de ölçülen ivme değeri 0.16 m/sn², 725 Hz de 0.2 m/sn² ile en yüksek değere ulaşmıştır. Hareketli kapağın kapanması esnasında 550 Hz 'de 0.19 m/sn² ile en yüksek ivme değeri

ölçümlenmiştir. Sistemin açılmasında 59.5 dBA, kapanmasında ise 61 dBA ses şiddeti ölçülmüştür.

SEA sonuçları ile elde edilen serbest titreşim analizindeki frekans değerleri, motorun dişli grubundaki kademelerindeki frekans değerleri ile kontrol edilerek rezonans kontrolü yapılmıştır. Redüktörlü motorun dişli geçiş frekansları her kademe için hesaplanmış 0.8 ve 1,2 katı için rezonans kontrolü yapılmıştır. 1. kademe, 3. kademe ve 4. kademelerin frekans aralığı ile sistemin frekans aralığında denk gelen bir karşılık bulunmamaktadır. 2. kademe e ise 400 Hz ile 600 Hz arasında sistemin ölçülen frekans değerli bulunmaktadır. İyileştirme çalışmaları kapsamında bu frekans aralığına denk gelen bölümler için ivme değerleri de kontrol edilmiştir.

Motora etki eden yükü azaltmak amacıyla hareketli kapağın geometrik özellikleri incelenmiştir. Kapağın et kalınlığının azaltılması, motorun kaldırması gereken yükü azaltabilir; ancak üretim teknolojisinin minimum 4,5 mm sınırlamaları nedeniyle bu değişiklik uygulanamamıştır. Diğer yandan, et kalınlığının hareketli kapağın ön kısmından arka kısmına doğru inceltilmesi planlanmış, ancak bu tasarım değişikliği, hareketli kapağın ön kısmında mukavemet problemlerine yol açabileceği ve et kalınlığındaki tutarsızlıkların üretim sürecinde fire oranını artırma potansiyeline sahip olması nedeniyle gerçekleştirilememiştir.
Gürültü azaltılmasına yönelik farklı gruplarda yapılan çalışmalardan;

Gürültünün yüzey alanlarında sönümlenmesine ilişkin deneylerde elektronik kutu iç yüzeyine feder uygulaması (deney 2) ve meta yapı denemesi (deney 3) üzerine çalışılmıştır. Hareketli kapağın açılması esnasında yapılan ölçümlerde meta yapıya sahip tasarımın gürültünün 59,5 dBA dan 57,4 dBA ya düşürülerek, 2,1 dBA iyileştirme sağlamıştır. Hareketli kapağın kapanması esnasındaki ölçümlerde ise federli yapının, gürültülüyü 61 dBA dan 58.5 dBA ya düşürülmesinde 2,5 dBA iyileştirme sağlamıştır. Bu uygulamalar arasında federli yapının plastik enjeksiyon üretim sürecine uygun olması ve ürünün montajı esnasında herhangidir ilave işçilik oluşturmaması aynı zamanda da meta yapının elde edilmesi için katmanlı imalata ihtiyaç duyulması ve katmanlı imalat yönteminin maliyetinin yüksek olması sebebiyle, bu gruptaki uygulamalardan federli yapı daha uygun bir seçenek olmuştur.

SEA sonuçlarında rijitlik problemi tespit edilen titreşim biçimlerine ait parçalara yapılan rijitliğin arttırılmasının gürültüye etkisine ait çalışmalarda; Hareketli kapağın açılması esnasında yapılan ölçümlerde kozmetik kapak içine feder uygulanmasının (deney 7) gürültünün 59,5 dBA dan 58,3 dBA ya düşürülerek, 1,2 dBA iyileştirme sağlamıştır. Hareketli kapağın kapanması esnasındaki ölçümlerde ise elektronik kutunun iç kısmının dolu yapılması (deney 4) yapının, gürültülüyü 61 dBA dan 59,7 dBA ya düşürülmesinde 1,3 dBA iyileştirme sağlamıştır. Deney 7'nin hareketli kapağın kapanması esnasındaki gürültü ölçümü, referans değerden 0,4 dBA daha yüksek çıkmıştır. Bu gruptaki uygulamalardan deney 4'e konu olan uygulamanın, plastik enjeksiyon işleminde dolu bölgelerdeki malzeme çekme problemleri sebebiyle uygulanması üretimsel zorlukları beraberinde getirecektir.

Sonuç olarak; son yıllarda yapısal iyileştirmelerde üzerinde yoğun çalışılan meta-yapıların teorikte kaldığı görülmüştür. Bu çalışmada meta-yapıların izolasyonda etkileri uygulamalı olarak gösterilmiştir. Meta-yapı içeren tasarımların yapıların rijitliğinin arttırılmasına ve gürültünün azaltılmasına etkisi deneysel yöntemler ile doğrulanmıştır. Meta-yapının seri üretimde uygulanabilmesi için katmanlı imalat yöntemlerine ihtiyaç duyması ve katmanlı imalat yöntemlerine ait maliyetlerin henüz plastik enjeksiyon gibi geleneksel üretim yöntemlerine göre halen yüksek olması meta-yapıların seri üretimde uygulanabilirliğinin önündeki en büyük bariyer olarak değerlendirilmektedir. Diğer bir yandan rijitliği arttırmanın titreşim ölçümünde ivme değerlerinin azalmasına olumlu etkisi olmasına rağmen, titreşimin azaldığı her durumda gürültünün de azalması gerçekleşmemiştir. Yapılan deneyler arasında tekrar edilebilirliği, montaj kolaylığı, maliyeti ve gürültüye etkisi en yüksek elektronik kutunun iç yüzeyine uygulanan feder (deney 2) yapısı en uygun çözüm olarak değerlendirilmiştir.

Kaynaklar (References)

1. Saide Sarıgül. Bir çubuğun modal analizi. https://makina.deu.edu.tr/wp-content/uploads/2017/09/7frekans.pdf. Yayın tarihi Eylül 1, 2017. Erişim tarihi Mart 10, 2023.
2. Rao S., Ratnam C., Experimental and Analytical Modal Analysis of Welded Structure Used for Vibration Based Damage Identification, Global Journal of researches in engineering Mechanical and mechanics engineering, 12 (1), 1-7, 2012.
3. Madhu P., Venugopal T., Static Analysis Design Modification and Modal Analysis of Structural Chassis Frame, International Journal of Engineering Research and Applications, 4 (5), 2-5, 2014.
4. Mehdi H., Upadhyay R., Mehra R., Singhal A., Modal Analysis of Composite Beam Reinforced by Aluminium-Synthetic Fibers with and without Multiple Cracks Using ANSYS, Int. J. Mech. Eng, 4 (2), 70–80, 2014.
5. Madhu P., Venugopal T., Static Analysis Design Modification and Modal Analysis of Structural Chassis Frame, International Journal of Engineering Research and Applications, 4 (5), 1-2, 2014.
6. Erdemir F., Ozkan T., Plastik Parçalarda Bir Esneyerek Kilitlenen Bağlantı Modelinin Modal Analizi, Politeknik Dergisi, 22 (4), 927–933, 2019.
7. Gülbahçe E., Sezgen Ç., Çakan A., Topology Design and Modal Analysis of a Bracket via FEA, Appl. Eng. Lett., 4 (3), 102–105, 2019.
8. Menteşe A., Demir C., Ticari Yarı Römork Tanker Aracının Gerçek Yol Sinyalleri ile Bilgisayar Ortamında Yorulma Hasarının İncelenmesi, International Journal of Advanced Natural Sciences and Engineering Researches, 9 (1), 1-12, 2025.
9. Mehtap H., Demir E., Gürültü Önleyici Akustik Malzemelerin Performans Düzeylerinin İncelenmesi, European Journal of Science and Technology, 18, 1-10, 2020.
10. Baydur İ., Bayraktar M., Effects of geometric parameters on sound absorption performance of acoustic metasurface with subwavelength thickness, Journal of The Faculty of Engineering And Archıtecture of Gazi University , 39 (3), 1417-1426, 2024.
11. Ghaffarivardavagh R., Nikolajczyk J., Anderson S., Zhang X., Ultraopen acoustic metamaterial silencer based on Fano-like interference, American Physical Society, 99 (024302), 1-10, 2019.
12. Sun M., Fang X., Mao D., Wang X., Li Y., Broadband acoustic ventilation barriers, Phys. Rev. Applied , (044028), 1-9, 2020.
13. Dong R., Mao D., Wang X., Li Y., Ultrabroadband acoustic ventilation barriers via hybrid-functional metasurfaces, Phys. Rev. Applied, 15 (024044), 1-18, 2021.
14. Xiang X., Wu X., Li X., Wu P., He H., Mu Q., Wang S., Huang Y., Wen W., Ultra-open ventilated metamaterial absorbers for soundsilencing applications in environment with free air flows, Extreme Mech. Lett., 39 (100786), 1-38, 2020.
15. Xiang X., Tian H., Huang Y., Wu X., Wen W., Manually tunable ventilated metamaterial absorbers, Appl. Phys. Lett., 118 (053504), 1-9, 2021.