

**GALVANİZ KAPLAMALI DÜŞÜK KARBONLU ÇELİK
PLAKALARDA TİTREŞİM SÖNÜMLEME MALZEMESİ
KULLANILARAK SÖNÜMÜN YAPISAL KAYNAKLI GÜRÜLTÜYE
ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

İlhan YILMAZ



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GALVANİZ KAPLAMALI DÜŞÜK KARBONLU ÇELİK PLAKALARDA TİTREŞİM
SÖNÜMLEME MALZEMESİ KULLANILARAK SÖNÜMÜN YAPISAL KAYNAKLI
GÜRÜLTÜYE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI**

İlhan YILMAZ

ORCID No: 0000-0002-0558-4346

Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR
(Danışman)

DOKTORA TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

TEZ ONAYI

İlhan YILMAZ tarafından hazırlanan "Galvaniz Kaplamalı Düşük Karbonlu Çelik Plakalarda Titreşim Sönümleme Malzemesi Kullanılarak Sönümün Yapısal Kaynaklı Gürültüye Etkisinin Araştırılması" adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR

Başkan : Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Ali DURMUŞ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Erol SOLMAZ
Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Prof. Dr. Ali ORAL
Balıkesir Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Alaaddin TOKTAŞ
Balıkesir Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü

..!..!..!

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

21/02/2020

İlhan YILMAZ

ÖZET

Doktora Tezi

GALVANİZ KAPLAMALI DÜŞÜK KARBONLU ÇELİK PLAKALARDA TİTREŞİM SÖNÜMLEME MALZEMESİ KULLANILARAK SÖNÜMÜN YAPISAL KAYNAKLI GÜRÜLTÜYE ETKİSİNİN ARAŞTIRILMASI

İlhan YILMAZ

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR

Sönümlenme kaplamalarının metal levhalara uygulanması, çeşitli endüstrilerde istenmeyen titreşim ve gürültü seviyelerini bastırmak için yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Daha az maliyetle yüksek kaliteli bir ürün tasarlarken sayısal simülasyonlar hayati bir rol oynadığından, bu tür yapıları modellemenin doğru ve pratik bir yolu gereklidir.

Rayleigh sönümlenme katsayıları aracılığıyla bu gibi viskoelastik kaplama katmanlarının sönümlenme parametrelerinin tanımlanmasına yardımcı olan bir metodoloji geliştirilmesi amaçlanmıştır. Makine öğrenim araçları ile kalınlıklara dayalı Rayleigh sönümlenme katsayılarını veren bir tahmin formülü elde edilmiştir. Bu amaçla, çelik plakalar üzerinde farklı kaplama kalınlıklarında çeşitli testler yapılmıştır. Paralel olarak, sadece testlerden alınan referans değerlerle karşılaştırma yapmak için değil, aynı zamanda veri seti oluşturmak ve öğrenme algoritmalarını beslemek için çok sayıda simülasyon gerçekleştirilmiştir. Test sonuçları ile Simülasyon ve Oberst yöntemi ile elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır. Oberst yönteminin sınırlama problemleri olduğu görülmüştür. Bu yüzden makine öğrenmesi algoritmalarının sonuçları test sonuçlarıyla karşılaştırıldığında önemli ölçüde iyi performans sergilediği tespit edilmiştir.

Belirlenen malzeme özellikleri ile vibro-akustik analiz modelleri oluşturulmuş ve bu oluşturulan sayısal modeller testler ile doğrulanmıştır. Ardından hem test sonuçları hem de sayısal modellerden ulaşılan sonuçlar incelenmiştir. Serbest sönümlenme katmanı uygulamasının titreşim ve gürültü kontrolündeki etkileri üzerinde bir araştırma yapılmıştır. Titreşimin sönümlenmesi, gürültünün azaltılması ve sesin yayılması üzerinde en etkili parametrelerin kaplama kalınlığı, çalışılan frekans aralığı ve plakanın mod şeklinin olduğu tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Serbest Sönümlenme Katmanı, Viskoelastik Kaplama, Titreşim ve Gürültü Kontrolü, Vibro-akustik analizler, Makine öğrenmesi

2020, ix + 99 sayfa.

ABSTRACT

PhD Thesis

INVESTIGATION OF THE DAMPING EFFECT ON STRUCTURE-BORNE SOUND BY USING VIBRATION DAMPING MATERIAL ON GALVANIZED LOW CARBON STEEL PLATES

İlhan YILMAZ

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

Supervisor: Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR

The application of damping coatings to metal sheets is a commonly used method to suppress undesirable vibration and noise levels in various industries. As numerical simulations play a vital role in designing a high-quality product with fewer cost, an accurate and practical way of modelling such type of structures is necessary.

It is aimed to develop a methodology that helps to define the damping parameters of such viscoelastic coating layers through Rayleigh damping coefficients. An estimation formula that gives Rayleigh damping coefficients based on thicknesses was obtained with machine learning tools. For this purpose, several tests were performed with different coating thicknesses on steel plates. In parallel, a great number of simulations were performed not only to compare with the reference values from the tests, but also to create a data set and feed the learning algorithms. Test results were compared with simulation and Oberst method results. It has been observed that Oberst method has limitation problems. Therefore, it has been determined that the results of machine learning algorithms perform significantly better results when compared to the test results.

Vibro-acoustic analysis models have been created with the determined material properties and these generated numerical models have been validated with tests. Then, both the test results and the numerical model results obtained from have been examined. The effects of free layer damping applications have been researched on vibration and noise control. The most effective parameters on vibration damping, noise reduction and sound radiation have been determined as the coating thickness, the frequency range, and the mode shape of the plate.

Key words: Free Layer Damping, Viscoelastic Coating, Vibration and Noise Control, Vibro-acoustics Analysis, Machine Learning

2020, ix + 99 pages.

TEŞEKKÜR

Tez çalışmam boyunca destek ve yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Kadir ÇAVDAR ve tez çalışmam kapsamındaki yardımlarından dolayı Dr. Ersen ARSLAN ve Yük. Müh. Eda ÇAPA KIZILTAŞ'a teşekkür ederim.

Doktora öğrenimim boyunca teşvik ve desteklerini benden esirgemeyen BORÇELİK ailesine, çalışma arkadaşlarıma ve değerli yöneticilerim Mustafa AYHAN ve Bülent Celal SEYALIOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmam süresince her türlü fedakarlığa katlanan sevgili eşim Ayşe YILMAZ'a ve sevgili kızım Eylül YILMAZ'a, bugünlere gelmemde büyük emeği olan aileme teşekkürü borç bilirim.

İlhan YILMAZ
21/02/2020

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	ix
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	4
2.1. Yapısal Kaynaklı Ses.....	4
2.2. Yapısal Kaynaklı Sesin Yayılması	5
2.3. Yapısal Kaynaklı Sesin Sönümlenmesi	10
2.3.1. Titreşim Kontrol Yöntemleri	10
2.3.2. Viskoelastik Malzemeler	11
2.3.3. Katmanlı Plakalar	13
2.4. Kaynak Araştırması	14
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	22
3.1. Deneysel Kurulum ve Testler	26
3.2. Viskoelastik Malzemenin Sönüm Özelliklerinin Belirlenmesi	29
3.2.1. Oberst Yöntemi.....	29
3.2.2. Yarı Güç Bant Genişliği Yöntemi	31
3.2.3. Rayleigh Sönümleme Parametreleri	32
3.2.4. Titreşim Analizleri için Sonlu Elemanlar Modeli	33
3.2.5. Makine Öğrenmesi Algoritmaları.....	34
3.3. Vibro-Akustik Analizler	40
3.3.1. Akustik Oda Modları	40
3.3.2. Akustik Oda Duvarlarının Ses Yutuculuğu	43
3.3.3. Vibro-Akustik Analizler için Sonlu Elemanlar Modeli.....	45
4. BULGULAR ve TARTIŞMA	48
4.1. Sönüm Malzemesinin Özelliklerinin Belirlenmesi.....	48
4.1.1. Kaplanmamış Plakaların Sonuçları.....	48
4.1.2. Sabit Rayleigh Parametreleri ile Kaplamalı Plakaların Sonuçları.....	49
4.1.3. Değişken Rayleigh Parametreleri ile Kaplamalı Plakaların Sonuçları.....	50
4.1.4. Rayleigh Parametreleri ile Kaplama Kalınlığı Arasındaki İlişki.....	55
4.1.5. Kaplama Kalınlığının Frekans Cevap Fonksiyonuna Etkisi.....	56
4.2. Vibro-Akustik Sonuçların İncelenmesi	58
4.2.1. Plakaların Doğal Frekansları ve Mod Şekilleri	58
4.2.2. Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları	61
4.2.3. Yayılan Ses Gücü Sonuçları	63
4.2.4. Kaplama Kalınlığının Sesin Yayılımına ve Yösellğine Etkisinin İncelenmesi....	64
5. SONUÇ.....	73
KAYNAKLAR	78
EKLER	82
EK 1. Kaplama Kalınlığının Frekans Cevap Fonksiyonuna Etkisi.....	83

EK 2. 1/3 Oktav Bandında Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları.....	85
EK 3. Yayılan Ses Gücü Sonuçları	89
EK 4. Çeyrek Küre Yönelim Konturları	90
EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basınç Seviyesi Yönelim Paternleri	92
ÖZGEÇMİŞ	99

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
Φ	Mod şekli
L_x	Plaka uzunluğu (mm)
L_y	Plaka genişliği (mm)
ω	Mod frekansı (Hz)
λ	Dalga boyu
ζ	Sönüm oranı
η	Kompozit sistemin kayıp faktörü
η_k	Kaplama malzemesinin kayıp faktörü
η_ζ	Çelik malzemenin kayıp faktörü
α_ζ	Çelik malzemenin Rayleigh sönüm parametresi (kütle matris çarpanı)
β_ζ	Çelik malzemenin Rayleigh sönüm parametresi (rijitlik matris çarpanı)
α_k	Kaplamanın Rayleigh sönüm parametresi (kütle matris çarpanı)
β_k	Kaplamanın Rayleigh sönüm parametresi (rijitlik matris çarpanı)
t	Çelik saç kalınlığı (mm)
h	Kaplama kalınlığı (mm)
E_ζ	Çelik malzeme elastisite modülü (MPa)
E_k	Kaplama malzemesi elastisite modülü (MPa)
G	Kayma modülü (MPa)
ρ_{hava}	Hava yoğunluğu (kg/m^3)
c_{ses}	Ses hızı (m/s)
α_{yutma}	Ses yutma katsayısı
$I_{yutulan}$	Yutulan enerji (W)
$I_{yansıyan}$	Yansıyan enerji (W)
I_{gelen}	Gelen enerji (W)

Kısaltmalar	Açıklama
FCF	Frekans Cevap Fonksiyonu
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi
EDR	Etkileşimli Doğrusal Regresyon
DVM	Destek Vektör Makinası
KM	Kolektif Metot
OMYH	Ortalama mutlak yüzde hatası
MMTH	Maksimum mutlak yüzde hatası

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 2.1. Basit mesnetli kare plakanın bazı mod şekilleri	6
Şekil 2.2. Basit mesnetli plakaların normal modda ses gücü yaymasının sınıflandırılması	7
Şekil 2.3. $m = 3$, $n = 6$ olan normal mod için yüzey hız yönleri.....	8
Şekil 2.4. Normal modların yayılım sınıflandırması için düşük frekans limitleri	9
Şekil 3.1. Viskoelastik malzemenin sönüm özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan metodolojiyi gösteren genel akış şeması.....	22
Şekil 3.2. Sonlu elemanlar analizleri (titreşim) akış şeması	24
Şekil 3.3. Makine öğrenmesi algoritmaları akış şeması.....	25
Şekil 3.4. Sonlu elemanlar analizleri (vibro-akustik) akış şeması	26
Şekil 3.5. Deneysel kurulum a) Gerçek testten bir görünüm b) Testin açıklayıcı bir çizimi	27
Şekil 3.6. Referans koordinat sistemi ile birlikte plakalarda optimize edilmiş sensör konumları.	28
Şekil 3.7. Test düzeneğindeki mikrofon konumları	28
Şekil 3.8. Kalınlığı t olan çelik plakaya eklenmiş h kalınlığındaki serbest katmanlı sönümleme kaplamasının şematik görünümü	30
Şekil 3.9. Yarı güç bant genişliği yöntemi	31
Şekil 3.10. Çelik plaka ve kaplama katmanının sonlu elemanlar modeli	33
Şekil 3.11. Sayısal modelde cıvatalı bağlantıların (kırmızı oklar) ve zayıf yayların görünümü	34
Şekil 3.12. Model çıktısı için "n" karar ağacının çıktılarının ortalaması olan kolektif yöntemin gösterimi	39
Şekil 3.13. Çalışmada seçilen makine öğrenmesi modellerinin blok gösterimi	40
Şekil 3.14. 2400 x 3600 x 2700 mm boyutlarındaki odanın sonlu elemanlar modeli	41
Şekil 3.15. Yutucu bir duvara çarpan ses	44
Şekil 3.16. Akustik odayı temsil eden hava boşluğu ile çerçevenin içerisindeki konumu	45
Şekil 3.17. Hava boşluğunun ve çerçeve ile plakanın sonlu elemanlar modeli (a) görünümü, (b) kesit görünümü.....	46
Şekil 3.18. Mikrofonların konumlarının şematik gösterimi.....	47
Şekil 4.1. Kaplanmamış plakaların testlerden ve sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen kayıp faktörü sonuçları	49
Şekil 4.2. Kaplanmış plakaların Sabit Rayleigh sönümleme katsayıları ile testlerden ve sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen kayıp faktörü sonuçları	51
Şekil 4.3. $h = 0,50$ mm kaplama kalınlığı için kaplanmış plakaların kayıp faktörü sonuçları	52
Şekil 4.4. $h = 0,75$ mm kaplama kalınlığı için kaplanmış plakaların kayıp faktörü sonuçları	52
Şekil 4.5. $h = 1,00$ mm kaplama kalınlığı için kaplanmış plakaların kayıp faktörü sonuçları	53
Şekil 4.6. Oberst denklemine göre $h.Ek/t.Eç$ oranının kaplama malzemesinin kayıp faktörüne etkisi.....	54
Şekil 4.7. EDR yöntemiyle bulunan Rayleigh sönümleme katsayılarının kalınlık oranı ile arasındaki ilişki	56

Şekil 4.8. 300 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (1. Mod).....	57
Şekil 4.9. 300 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (2. Mod).....	57
Şekil 4.10. Kaplamasız plakaların doğal frekansları ve mod şekilleri.....	59
Şekil 4.11. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofon 1'deki ses basıncı seviyesi test sonuçları.....	61
Şekil 4.12. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofon 1'deki ses basıncı seviyesi SEA sonuçları.....	62
Şekil 4.13. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofon 1'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları	63
Şekil 4.14. 300 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre yayılan ses gücü sonuçları	64
Şekil 4.15. Plakaların mod endeksleri, mod sınıflandırması ve ses yayılım türleri	66
Şekil 4.16. 200 x 300 mm plakaların ilk dört modundaki çeyrek küre yönelim konturları	67
Şekil 4.17. Plakalarda ses basınç seviyesi yönelim paterninin çizildiği yörünge	67
Şekil 4.18. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (1. Mod).....	68
Şekil 4.19. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (2. Mod).....	69
Şekil 4.20. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (3. Mod).....	70
Şekil 4.21. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (4. Mod).....	71

ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 2.1. Viskoelastik sönümlenme malzemesi türleri	12
Çizelge 3.1. Plaka ölçüleri ve sensör konumları	27
Çizelge 3.2. Testlerde kullanılan sensörlerin teknik özellikleri.....	29
Çizelge 3.3. Plaka ve kaplamanın malzeme özellikleri.....	34
Çizelge 3.4. Oda mod frekanslarının analitik ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması..	42
Çizelge 3.5. 1/3 Oktav bandında odanın ses yutma katsayıları	44
Çizelge 4.1. Kaplanmamış plakaların Rayleigh sönümlenme katsayıları ve test ile SEA sonuçları arasındaki kayıp faktörü hata oranları	49
Çizelge 4.2. Sabit Rayleigh sönümlenme katsayıları ve kaplamalı plakaların kayıp faktörü sonuçlarının hata oranları	50
Çizelge 4.3. Farklı kaplama kalınlıkları için tahmin yöntemlerine göre değişken Rayleigh sönümlenme katsayıları ve kayıp faktörü sonuçlarındaki hata oranları.....	53
Çizelge 4.4. 200 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların doğal frekansları.....	60
Çizelge 4.5. 300 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların doğal frekansları.....	60
Çizelge 4.6. 400 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların doğal frekansları.....	60
Çizelge 4.7. Kaplama kalınlıklarının toplam yayılan ses gücüne göre karşılaştırılması	64

1. GİRİŞ

Günümüzde otomotiv, ev aletleri, denizcilik ve havacılık gibi sektörlerde dinamik çalışan sistemlerin titreşim ve gürültü kontrolü mühendisliğin en önemli ve bir o kadar zor konularından biridir. Çamaşır makineleri, elektrikli süpürgeler ve bulaşık makineleri gibi dinamik çalışan makine ürünlerinin ticari rekabet gücü ürettikleri gürültü seviyelerinden büyük ölçüde etkilenmektedir. Gürültü seviyesini en aza indirmek için gövde yapılarından gelen ses yayılımı azaltılmadığıdır. Mühendisler, titreşimleri kontrol etmek ve uygun maliyetli önlemleri belirlemek için önce yapıları titreştirerek, ses yayılımının fiziksel mekanizmalarını anlamalıdır.

Sesi titreşim yoluyla yayan yapılar tarafından yayılan ses alanlarının ayrıntılı spektrumunun ve yönlendiriciliğinin teorik olarak tahmin edilmesi süreci basit olmaktan uzaktır. Nedeni ise, bir kompleks sistemin titreşim alanının fazının ve genliğinin kesin dağılımını hesaplamak imkansızdır. Yapıların dinamik özellikleri ve dolayısıyla matematiksel modellenmesi, özellikle yapısal özellikleri, sönümlenme dağılımı, operasyonel ve çevresel etkiler açısından büyük ölçüde belirsizliğe tabidir. Karmaşık hesaplama yazılımları kullanarak yaklaşık sonuçlar elde edilebilir. Ancak vibro-akustik modellerin birkaç yüz Hertz üzerindeki frekanslarda analizi için güçlü donanımların bulunması, büyük miktarda hazırlık ve CPU zamanı gerektirdiği unutulmamalıdır.

Titreşim kontrolü, aşırı salınım genliklerini azaltmak, istenmeyen rezonansları bastırmak, kritik yapıların ve yapısal bileşenlerin erken yorulması önlemek için temel bir araç olarak kabul edilmektedir. Titreşim kontrolü için sistemlerin geometrik tasarımları ve malzeme özellikleri üzerinde mühendisler tarafından sayısız çalışmalar yapılmış ve yapılmaya devam etmektedir. Titreşimi azaltmak için en çok üzerinde çalışılan yöntem yapının sönümlenmesidir. Yapısal bir sistemin sönümlenmesi, döngüsel deformasyon sırasında meydana gelen enerji dağılımı oranının bir ölçüsüdür. Genel olarak, enerji dağılımı ne kadar büyük olursa, yüksek titreşim genlikleri veya yüksek gürültü yayılma olasılığı o kadar az olur, diğer şeyler eşit olur. Sönümlenme işlemleri, titreşimleri veya gürültüyü kontrol etmek için yeterli titreşim enerjisini dağıtmak için tasarlanmış mekanik veya malzeme elemanlarının konfigürasyonlarıdır.

Yapıların sönümlenme özelliklerini iyileştirmek için en çok kullanılan yöntemlerin başında viskoelastik malzemelerin kullanımı gelmektedir. Viskoelastik malzemeler kullanılarak yapılan serbest sönümlenme katmanı veya kısıtlı sönümlenme katmanı uygulamaları gibi titreşim kontrol mekanizmaları ile sac metal bileşenlerin sönümlenme performansının artırılması, yapısal titreşimi ve gürültüyü azaltmak ve hatta sistemlerin yorulma ömürlerini arttırmak yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Bu tür viskoelastik malzemelerin ince kaplamalar şeklindeki uygulamalarında sönümlenme özelliklerinin, testlerle elde edilmesi metallere farklı ve çok kolay değildir. Ayrıca, bu tür yapıların analitik veya sayısal olarak yeterli hassasiyetle dinamik özelliklerinin tahmini, literatürdeki mevcut yöntemlerle hala oldukça zordur.

Bu çalışma kapsamında çelik plakaların üzerine serbest sönümlenme katmanı uygulaması ile kaplanmış viskoelastik malzemenin sönüm özelliklerinin belirlenmesi ve bu kaplamanın titreşim ve gürültü kontrolündeki etkileri üzerinde bir araştırma yapılmıştır. Titreşim ve gürültü kontrolündeki en etken parametrenin kaplama kalınlığı olmasından dolayı çelik plakaların üzerine üç farklı kalınlıkta kaplama yapılmıştır. Ayrıca rezonans frekanslarında oluşan mod şekillerinden dolayı, kaplama malzemesinin özelliklerinin belirlenmesinde mod şekline bağımsız olması için yine üç farklı plaka boyutu seçilmiştir. Üç farklı kalınlıktaki kaplama üç farklı plakaya yapılarak toplamda on iki numune üzerinden çalışmalar yapılmıştır. Öncelikle bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Her bir numune bu deney düzeneği ile testleri yapılmıştır. Ardından testlerden elde edilen sonuçlar ile sayısal modeller oluşturularak malzemenin özellikleri belirlenmiştir. Belirlenen malzeme özellikleri ile vibro-akustik analiz modelleri oluşturulmuş ve bu oluşturulan sayısal modeller testler ile doğrulanmıştır.

Çalışmanın *Kaynak Araştırması* bölümünde yapısal kaynaklı ses hakkında kısa bilgi verilmiştir. Yapısal kaynaklı sesin yayılma mekanizmaları incelenmiştir. Titreşim kontrol yöntemleri, viskoelastik malzemeler ve plaka üzerine uygulanan kaplama uygulamaları hakkında bilgi verilmiştir. Son olarak bu çalışmada kullanılan serbest sönümlenme katmanı uygulamaları ile literatürde yapılmış olan çalışmalar özetlenmiştir. Ayrıca henüz çok yeni olan ve bu çalışma esnasında kullanılan makine öğrenmesi algoritmalarının

malzeme özelliklerinin tahmininde kullanımları ile ilgili literatürde yapılan çalışmalar özetlenmiştir.

Materyal ve Yöntem kısmında ise öncelikle tasarlanan deneysel düzenek ve test çalışmaları ile ilgili bilgi verilmiştir. Literatürde katmanlı malzemeler üzerinden viskoelastik malzeme özelliklerinin belirlenmesi için kullanılan ve analitik bir yöntem olan Oberst yönteminden bahsedilmiştir. Frekans cevap fonksiyonları üzerinden sönümlenme oranının hesaplanması için kullanılan yarı güç bant genişliği yöntemi kısaca açıklanmıştır. Kullanılan viskoelastik malzemelerin sönüm özelliklerinin literatürde hangi modellere uyduğu araştırılmıştır. Bu araştırma sonrası testler sırasında elde edilen özelliklerin Rayleigh modeline uyduğu görülmüştür ve model hakkında bilgi vermiştir. Son olarak oluşturulan titreşim ve vibro-akustik sonlu elemanlar analiz modelleri ve kullanılan makine öğrenmesi algoritmaları hakkında bilgi verilmiştir.

Bulgular ve tartışma kısmı iki bölüme ayrılmıştır. Birinci bölümde sönümlenme malzemesinin özelliklerinin belirlenmesi için çalışmadan elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlar paylaşılmıştır. Ayrıca malzeme özellikleri belirlendikten sonra bu özellikler kullanılarak yapılan sayısal analizlerin sonuçları ile testlerden elde edilen frekans cevap fonksiyonları karşılaştırmalarına yer verilmiştir. İkinci bölümde ise plakaların mod şekilleri ve mod frekansları ile ses basınç seviyeleri test ve sayısal sonuçların karşılaştırmaları yapılarak paylaşılmıştır. Yayılan ses gücü ve yayılma mekanizmaları sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Kaplama kalınlıklarının yayılma mekanizmalarını nasıl etkilediği ile ilgili bilgiler verilmiştir.

Son olarak *Sonuç* kısmında ise, tüm çalışmadan elde edilen çıktılar ve yorumlara yer verilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Yapısal Kaynaklı Ses

Mekanik sistemlerin titreşimi ve duyulabilir frekans aralığında katı yapılardaki dalgalar, mühendislik akustiğinin ayrılmaz bir parçasını oluşturan konulardır. Bu tür titreşimlerin ve mekanik dalgaların incelenmesi ile ilgili konulara yapısal kaynaklı ses (structure-borne sound), yapısal akustik (structural acoustics) veya vibro-akustik (vibro-acoustics) denilebilir. Yapısal kaynaklı ses, yapılardaki mekanik dalgaların birbirleriyle nasıl etkileşime girdikleri ve ortamlara nasıl yayıldıklarının incelenmesidir.

Yapılardaki ses dalgaları doğrudan duyulmayıp ve sadece düşük frekanslarda hissedilse de gürültü kontrolünde önemli bir rol oynarlar. Birçok ses sinyali, yapılar içerisinde etraftaki ortama yayılmadan önce üretilir veya iletilir. Yayılı çalgılardan müzikal ses, pompalar veya taşıma araçları gibi makinelerden gelen gürültü, hoparlör kabininden (istenmeyen) ses yayılımı gibi örnekler verilebilir.

Vibro-akustiği anlamak için yapısal ses dalgaları ile bu dalgaların yayılımının temel bilgisi gereklidir. Birçok yönden yapılarda ve akışkanlarda (gazlar veya sıvılar) ses dalgaları benzerdir. Bununla birlikte, katıların kayma rijitliğine sahip olmasından dolayı temel farklılıkları vardır, akışkanlarda ise viskozite etkisi haricinde pratikte hiçbir şey değişmez. Sonuç olarak akustik enerji, yalnızca uzunlamasına (sıkıştırma) dalgalar ile değil, aynı zamanda kayma dalgaları ve birçok uzunlamasına ve kayma dalgaları kombinasyonları ile de taşınabilir. Gürültü kontrolü için, bükülme (veya eğilme veya enine) dalgaları birincil öneme sahiptir. Bükülme dalgaları, uzunlamasına veya kayma dalgalarından daha karmaşıktır ve yalnızca malzeme özelliklerine değil aynı zamanda geometrik özelliklere de bağlıdır. Bu nedenle, onlar dağılırlar, bu da dalgaların farklı frekans bileşenleri için farklı hızlarda hareket ettiği anlamına gelir. Titreşimli bir yapı bir akışkan ile temas ettiğinde, ara yüzeydeki normal parçacık hızları iki ortamda eşit olmalıdır. Bu, yapıdaki enerjinin bir kısmının akışkana kaçmasına neden olur; bir kısmı uzak alanda ses olarak yayılır, bir kısmı da yakın alanda kalıp kaybolur. Çoğu ses yayılımı, enine doğrultuda olan bükme dalgalarından kaynaklanır (Fahy 2003).

2.2. Yapısal Kaynaklı Sesin Yayılması

Ses kaynaklarının büyük bir kısmı, yapıyı çevreleyen akışkan üzerindeki titreşimli katı yüzeylerin etkisiyle enerji yayar. Piyano, hoparlör ve kilise çanları gibi ses kaynaklarının bazıları genellikle istenir; içten yanmalı motor blokları, zımba presleri ve tren tekerlekleri gibi ses kaynakları istenmeyen seslerdir. Titreşimli yapılardan sesin yayılması konusu çok pratik bir öneme sahiptir. Hoparlör tasarımcılarının sesin yayılma mekanizmasını anlamaları ve böylece ürünün kalitesini yükseltmeleri zorunludur. Makine tasarımcıları, gürültü sınırlama yönetmeliklerini göz önünde bulundurmalı ve tasarladıkları makinelerde çalışan ses üretme mekanizmalarını en etkili ve en ekonomik şekilde ortadan nasıl kaldıracığını veya azaltacağını anlamalıdır.

Bu çalışmada titreşimli plakaların oluşturduğu sesin incelenmesi ve azaltılması amacıyla yapılmıştır. Plakalar üzerindeki titreşim ile ilgili literatür çok geniştir. Dikdörtgen plakaların basit sınır şartları (sabit, basit mesnet ve serbest) altında 21 farklı kombinasyonda mod şekilleri ve deformasyon miktarlarının hesaplama yöntemleri Leissa'nın kitabında kapsamlı bir şekilde gözden geçirilmiştir (Leissa 1969). Plakanın kenarları boyunca desteklenme şekli, titreşim ve sesin yayılması açısından çok önemlidir.

Şekil 2.1'de basit mesnetli bir kare plaka için ilk dokuz modun şekillerini ($\Phi_{m,n}(x,y)$) ve her bir moda karşılık gelen (m,n) endekslerini gösterilmektedir. Basit mesnetli sınır şartı kenarların hareket edemediği ama kenarların z ekseninde dönebildiği sınır şartıdır. Basit mesnetli kare plakaların mod şekilleri kısmi diferansiyel denklemler teorisi ile yazılabilir ve diğer sınır koşulları için denklemleri yazmak daha zor olsa da benzer mod şekilleri kümesi vardır. Plaka harici kuvvetler tarafından tahrik edildiğinde plaka üzerinde oluşan bükülme momenti ve bu moment ile oluşan hareket denklemlerine literatürden ulaşılabilir (Williams ve Mann 2000). Plakanın uzunluğu L_x ve genişliği L_y olmak üzere mod şekli Denklem (2.1) ile bulunabilir.

$$m = 1,2,3 \dots \& n = 1,2,3 \dots$$

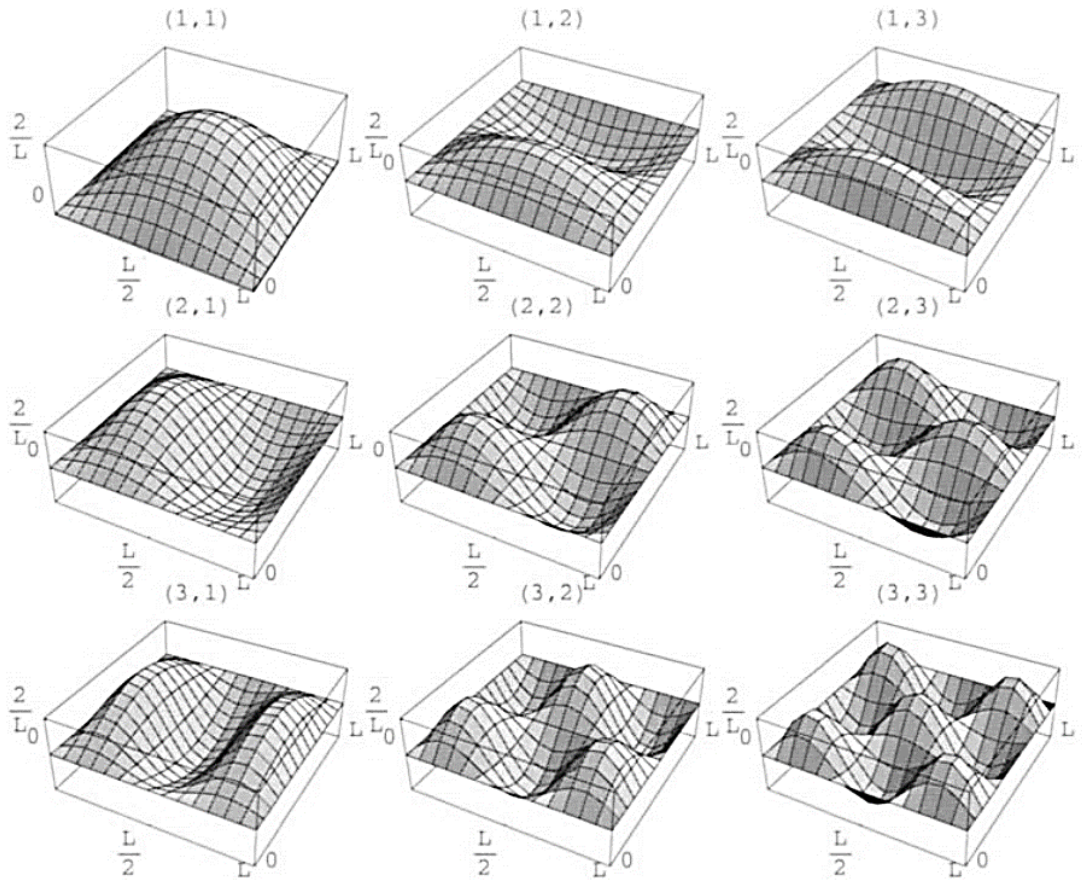
$$\Phi_{m,n}(x,y) = \frac{2}{\sqrt{L_x L_y}} \sin\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right)$$

$$\int_0^{L_x} \int_0^{L_y} \Phi_{m,n}(x,y) \Phi_{p,q}(x,y) dx dy = 0 \quad (m \neq p \text{ veya } n \neq q \text{ ise}) \quad (2.1)$$

$$= 1 \quad (m = p \text{ ve } n = q \text{ ise})$$

her bir moda (m, n) karşılık gelen titreşim frekansı Denklem (2.2) ile hesaplanabilir.

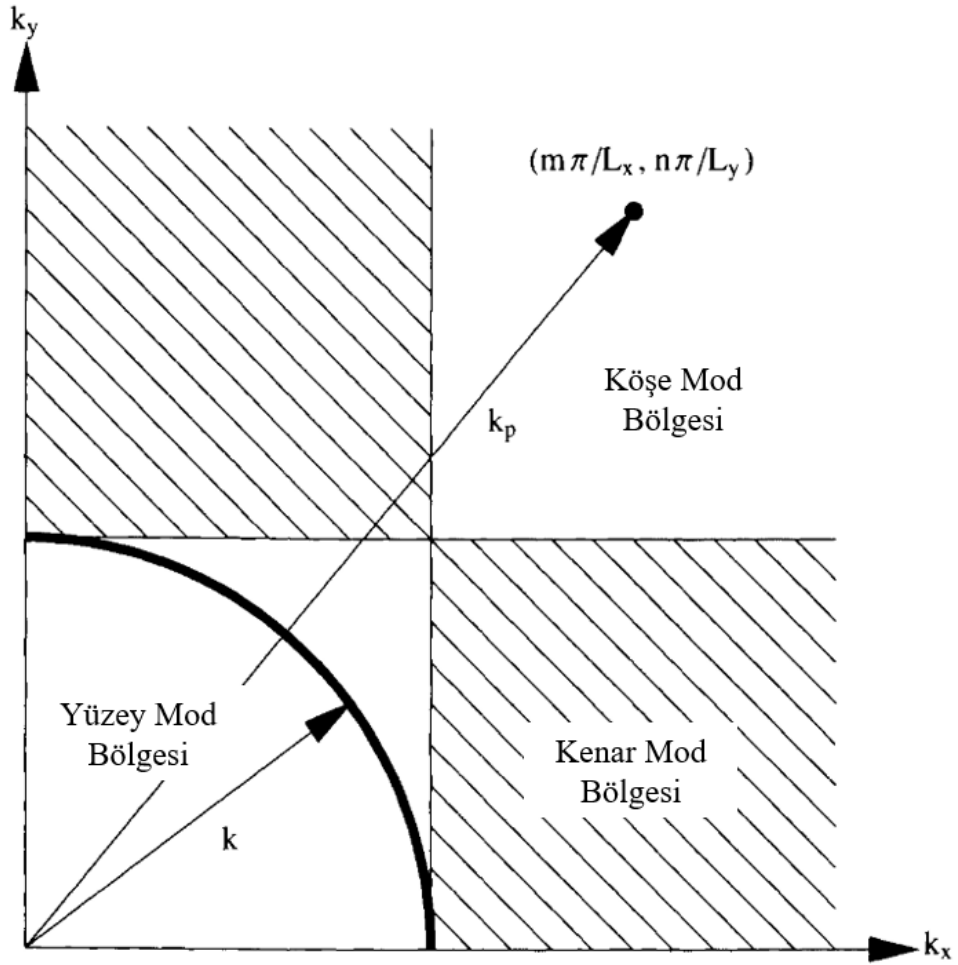
$$\omega_{m,n} = \alpha^2 \left[\left(\frac{m\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L_y} \right)^2 \right] \quad (2.2)$$



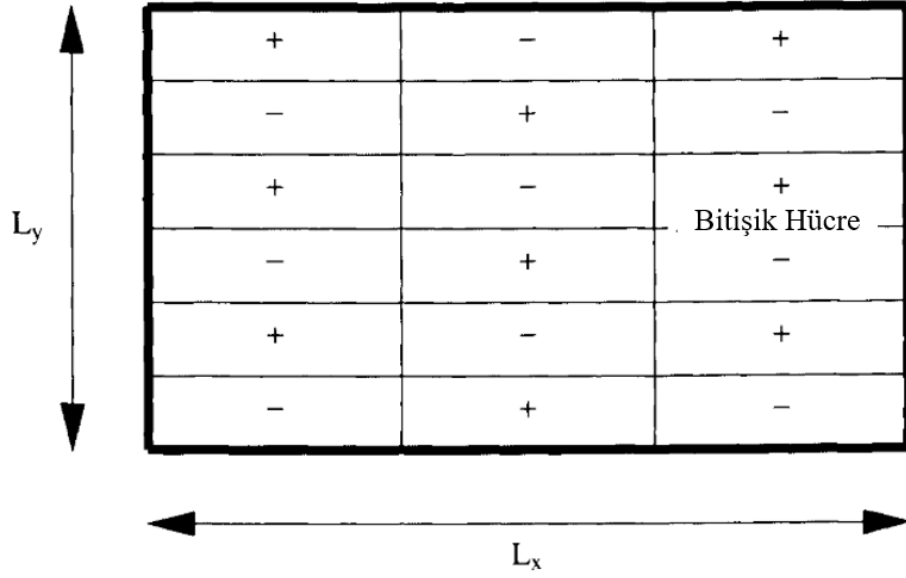
Şekil 2.1. Basit mesnetli kare plakanın bazı mod şekilleri (Williams ve Mann 2000)

Mod şekli titreşim frekansının hesaplanmasından sonra titreşim kaynaklı sesin yayılmasının anlaşılması için Gideon Maidanik'in öncü çalışmaları incelenmiştir. Modların dalga boylarının k-uzayında nereye düştüğüne bağlı olarak, basit mesnetli plaka

modlarını kenar, köşe ve yüzey modları olarak sınıflandırmıştır. Yüzey modu (süpersonik dalga durumu), modun dalga boyları yayılım daireesi içine düştüğünde yani $k_x = m\pi / L_x < k$ ve $k_y = n\pi / L_y < k$ olduğunda oluşur. k_x veya k_y dalga boylarından biri k 'den büyük olduğunda kenar modu ve bu dalga boylarının her ikisi de k 'den büyük olduğunda köşe modu oluşur. Kenar ve köşe modları subsonik dalga durumlarını temsil eder (Maidanik 1962). Şekil 2.2'de tanımları gösterilmektedir.



Şekil 2.2. Basit mesnetli plakaların normal modda ses gücü yaymasının sınıflandırılması (Williams ve Mann 2000)



Şekil 2.3. $m = 3$, $n = 6$ olan normal mod için yüzey hız yönleri (Williams ve Mann 2000)

Bu sınıflandırmanın fiziksel önemini anlamak için, normal bir mod için bitişik bölgelerin yüzey hızının karşılıklı etkileşimi dikkate alınmalıdır. Φ_{36} modunu temsil eden Şekil 2.3'nin sağında gösterildiği gibi iki bitişik hücrenin karşılıklı etkileri gösterilmiştir. Bu iki hücrenin sonsuz bir bölmede izole edildiğini ve akustik dalga boyuna kıyasla boyut olarak küçük oldukları varsayıldığında bu hücrelerin merkezlerindeki iki noktanın ses kaynağı olduğu düşünülebilir. Uzak alan da bu nokta kaynaklarının yönelim paterninin ürünüdür. Hücrenin, bir dalga boyuna kıyasla küçük olduğu varsayıldığında, bir hücrenin yönelim modeli neredeyse çok yönlüdür ve göz ardı edilebilir.

İki nokta kaynağı birbiriyle aynı fazdayken yayılan güç, birbirine çok yakın konumlanmışsa, bir kaynağın gücünün dört katı kadardır. Bununla birlikte, iki kaynak birbirinden akustik dalga boyundan daha fazla ayrılırsa, yayılan toplam güç sadece bir kaynağın iki katı olabilir. İki kaynak birbirini "görmez" ve bağımsız olarak yayılır.

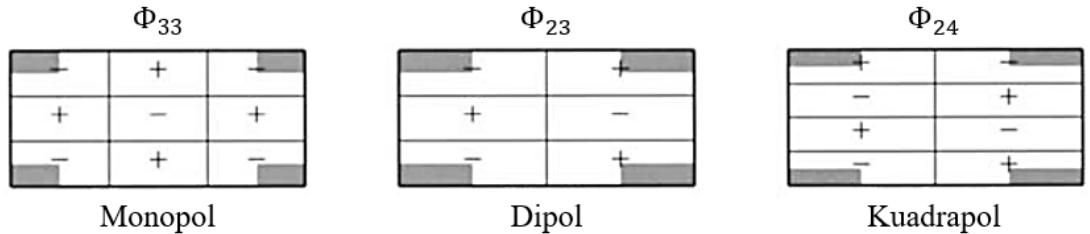
Bir frekanstaki mod titreşiminde bitişik hücrelerin birbirini iptal etmesinin etkisi düşünüldüğünde hem x hem de y yönlerindeki bitişik hücrelerin merkezleri arasındaki mesafe yarım dalga boyundan ($\lambda/2$) daha az ise bu mod Şekil 2.2'de köşe modu olarak etiketlenen bölge içinde olur. ($k_p > k$) Bitişik hücrelerin iptal edilmesinin sonucu, iptal

edilecek kaynağı olmayan köşelerde dört bölge kalmaktadır. Bu mod tarafından yayılan güç, plakanın köşelerinde bulunan dört nokta kaynağından yayılan güce benzer. İptaller nedeniyle köşe modu verimsiz bir şekilde yayılır.

X veya y yönlerinden birinde bitişik hücrelerin merkezleri arasındaki mesafe yarım dalga boyundan daha fazla ise bu mod Şekil 2.2’de kenar modu olarak etiketlenen bölge içinde olur. Böylece, bu yöndeki bitişik hücreler birbirini iptal etmezler. Örnek olarak Şekil 2.3’teki Φ_{36} modunun x yönündeki bitişik hücrelerin merkezlerinin arasındaki mesafe yarım dalga boyundan daha fazla olsun. Bu durumda, iptaller dikey olarak gerçekleşir fakat yatay olarak gerçekleşmez. Bu moddan yayılan güç iki yatay şerit tarafından yayılan güce benzer. Şeritlerin dört köşeye karşı daha geniş yayılma alanı nedeniyle kenar modu, köşe modundan daha verimlidir.

Üçüncü tür yayılma sınıflandırmasına yüzey modu denir. Bu durumda bitişik bölgeler iptal edilmez ve plakanın tüm alanı uzak alana yayılır. Her yöndeki mod dalga boylarının her biri akustik dalga boyundan daha büyüktür ve her hücre bağımsız olarak yayılır.

Köşe modlarında düşük frekans limiti vardır. Plakanın en büyük boyutu akustik dalga boyunun yarısından küçük olduğunda tüm modlar köşe modlarıdır. Köşe bölgeleri arasındaki mesafenin düşük frekans limitinde, bir dalga boyundan çok daha az olduğunu ve bu nedenle bunların karşılıklı yayılım dirençleri ile birleştirildiklerinde modun tekliğine veya çiftliğine bağlı olarak göz önünde bulundurulması gereken üç durum vardır. Bu durumlar Şekil 2.4’te gösterilmektedir. Şekilde Φ_{33} modu ile gösterilen tek-tek mod kombinasyonu, dört pozitif köşe bölgesi ile sonuçlanan, monopole benzer ses yayılımı üretmek için yapısal olarak etkileşime neden olur.



Şekil 2.4. Normal modların yayılım sınıflandırması için düşük frekans limitleri

Şekilde Φ_{23} modu ile gösterilen çift-tek mod kombinasyonu, dikey olarak iki pozitif ve iki negatif bölge oluşumu ile yatay yönde dipole benzer ses yayılımı üretmektedir. Φ_{24} modu ile gösterilen çift-çift mod kombinasyonunda ise, çapraz köşelerde pozitif ve negatif bölgeler oluşmaktadır ve her iki yönde de birbirine zıt olarak hareket eden iki dipol oluşur. Bu kombinasyon kuadrapole benzer ses yayılımı meydana getirir. Kuadrapole benzer ses yayılımı bu üç kombinasyon içinde en verimsizidir. Φ_{11} , Φ_{13} ve Φ_{33} gibi monopol modlarının yayılım verimliliği en yüksek, monopol modlardan sonraki Φ_{12} ve Φ_{23} gibi dipol modlar ve Φ_{22} gibi kuadrapol mod en az verimlidir. Düşük frekanstan orta ve yüksek frekanslara çıktıkça plaka üzerindeki köşe modları, kenar modlarına dönüşür ve yayılım verimliliği köşe modlarına göre 100 kata kadar artabilir. Plakalara sönüm eklenirse ($\omega_{m,n}$ kompleks olmaya başlar) rezonans genlikleri artık sonlu olmaya başlar ve plakadan ne kadar ses yayıldığına hesaplanması ilginç bir hal alır ve analitik denklemlerde yapılamaz (Williams ve Mann 2000).

2.3. Yapısal Kaynaklı Sesin Sönümlenmesi

2.3.1. Titreşim Kontrol Yöntemleri

Yapısal kaynaklı sesin sönümlenmesi için sesi meydana getiren titreşim kontrol edilmesi gereklidir. Titreşim kontrolü, aşırı salınım genliklerini azaltmak, istenmeyen rezonansları bastırmak ve kritik yapıların, yapısal bileşenlerin erken yorulmasından kaçınmak için temel bir araç olarak kabul edilir. Yeni tasarlanmış yapıların çoğunda bir titreşim kontrolü kullanılması çok yaygın hale gelmektedir. Yıllar boyunca çeşitli yapısal tasarımlar, sönümleme malzemeleri, aktif kontrol yasaları, aktüatörler ve sensörler kullanılarak çeşitli pasif, aktif ve hibrit titreşim kontrol yaklaşımları üzerinde çalışılmıştır. Bu yaklaşımların arasında pasif, aktif ve hibrit titreşim sönümleme yöntemleri bulunmaktadır. Burada pasif sönümlemenin yüksek frekanslı uyarıları sönümlemede çok etkili olabileceğini, buna karşılık aktif sönümlemenin düşük frekanslı titreşimleri kontrol etmek için kullanılabileceğini belirtmek önemlidir. Geniş frekans bandı üzerinde etkili kontrol için ise hibrid sönümleme yöntemleri şarttır.

Pasif sönümleme yöntemleri, basit kirişlerden karmaşık uzay yapılarına kadar çok çeşitli yapıların titreşimini sönümlemek için yıllardır başarıyla kullanılmaktadır. Bu tür pasif

sönümlenme uygulamalarına örnek olarak serbest ve kısıtlı sönümlenme katmanları, paralel bağlanmış piezoelektrik uygulamaları, manyetik kısıtlı sönümlenme katmanları, şekil hafızalı fiberlerle sönümlenme verilebilir.

Burada tarif edilen pasif sönümlenme yöntemleri basit ve güvenilir olmakla birlikte, sönümlenme malzemesi özelliklerinin sıcaklık ve frekans ile önemli ölçüde değişmesi nedeniyle, etkinlikleri dar bir çalışma aralığı ile sınırlıdır. Bu nedenle, özellikle geniş çalışma koşullarında tek başına pasif yöntemlerle optimum performans elde etmek zordur. Bu nedenle, çeşitli aktif sönümlenme yöntemleri geliştirilmiştir. Bu yöntemlerin tümü, bir veya daha fazla formdaki kontrol aktüatörlerini ve sensörlerini kullanır. En yaygın tipler, titreşimli yapıya bağlı piezoelektrik filmlerden yapılıdır. Bu aktif kontrol yaklaşımı, basit kırımlardan daha karmaşık uzay yapılarına kadar çok çeşitli yapıların titreşimlerinin sönümlenmesinde başarıyla kullanılmıştır.

Halihazırda mevcut olan aktif kontrol aktüatörlerinin sınırlı kontrol yetkisi ve pasif kontrol yöntemlerinin sınırlı etkin çalışma aralığı nedeniyle, aktif sönümlenmenin ve pasif sönümlenmenin hibrid kombinasyonu olan uygulamalar geliştirilmiştir. Bu hibrid uygulamalar, pasif sönümlenmeyi sıcaklık ve / veya frekans ile performans düşüşünü telafi edecek şekilde arttırmak için çeşitli aktif kontrol mekanizmalarını kullanmayı amaçlamaktadır. Ayrıca, bu uygulamalar her iki sönümlenme mekanizmasının olumlu özelliklerinin optimal bir şekilde harmanlanmasını sağlamak için pasif sönümlenmenin basitliğini aktif sönümlenmenin etkinliği ile birleştirmiştir. En yaygın kullanılan hibrid uygulamalar arasında aktif kısıtlı sönümlenme tabakası, aktif piezoelektrik sönümlenme kompozitleri, elektromanyetik sönümlenme kompozitleri, aktif paralel bağlanmış piezoelektrik ağlar bulunmaktadır (Baz 2019).

2.3.2. Viskoelastik Malzemeler

Bir malzeme deforme olurken titreşim enerjisini ısı formuna dönüştürüp dağıtan birçok mekanizma vardır. Bu tür her mekanizma, mikro yapının atomik veya moleküler rekonstrüksiyonları veya termal etkiler ile ilişkilidir. Belirli frekans ve sıcaklık aralıkları gibi spesifik koşullar altında belirli malzemeler (metaller, alaşımlar, metaller arası

bileşikler vb.) için sadece bir veya iki mekanizma baskın olabilir ve her malzeme numunesi için ilgili mekanizmaları ve spesifik davranışı fenomenlerini, deneysel bir temelde belirlemek gerekir. Çoğu yapısal metal ve alaşım, zil sesi örneği gibi vurulduktan sonra bu tür malzemeler, çoğu koşulda az sönümlenmeye sahiptir. Bununla birlikte, bazı alaşım sistemleri nispeten yüksek sönümlenme kapasiteleri için özel olarak seçilmiş kristal yapılara sahiptir; genellikle çarpma uyarımı altında yüksek sönümlenme davranışına sahiptirler. Metalik alaşımların sönümlenme davranışı genellikle doğrusal değildir ve döngüsel gerilim genlikleri arttıkça artar. Bu davranışı, belirli bir frekansta belirli bir deformasyon modunda titreştiği için yapının hacmi boyunca döngüsel gerilim genlik dağılımına göre değişen sönümlenme artışlarının etkilerini entegre etme ihtiyacı nedeniyle tahmin etmek zordur. Tahmin süreçleri, yapı içindeki bağlantılarda ve desteklerde harici sönümlenme kaynaklarının bulunmasıyla daha da karmaşıklaşır. Bu nedenle, karmaşık yapılarda ve makinelerde ilk sönüm seviyelerini tahmin etmek veya kontrol etmek genellikle mümkün değildir ve kesinlikle basit değildir. Sönümlenmenin artırılması ile ilgili mevcut tekniklerin çoğu, ilave sönümlenme olmaksızın yapının veya makinenin doğal sönümlenmesinden çok daha fazla miktarda enerji dağıtabilen polimerik veya elastomerik malzemelerin uygulanmasını içerir (Harris ve Piersol 2002).

Genellikle viskoelastik sönümlenme olarak bilinen bir mekanizma birçok polimerik, elastomerik ve amorf camsı malzemede güçlü bir şekilde sergilenmektedir. Sönümlenme, deformasyondan sonra moleküler zincirlerin gevşemesi ve toparlanmasından kaynaklanır. Sıcaklık ve moleküler titreşimler arasındaki doğrudan ilişki nedeniyle polimer davranışındaki frekans ve sıcaklık etkileri arasında güçlü bir bağımlılık vardır. Çoğunluğu Çizelge 2.1'de listelenen ana kategorilerden birine uyan çok çeşitli ticari viskoelastik sönümlenme malzemesi türleri bulunmaktadır.

Çizelge 2.1. Viskoelastik sönümlenme malzemesi türleri (Harris ve Piersol 2002)

Akrilik kauçuk	Kloropren (ör. Neopren)	Polivinil klorür (PVC)
Butil kauçuk	Naylon	Polyisoprene
Bütadien kauçuk	Nitril kauçuk (NBR)	Silikon
Doğal kauçuk	Polimetil metakrilat	Stiren-bütadien (SBR)
Florokarbon	Polisülfid	Üretan
Florosilikon	Polisülfon	Vinil

Viskoelastik malzemelerin önemli bir özelliği, elastisite modüllerinin hem gerçek hem de sanal bileşenlere sahip karmaşık bir sayı olarak karakterize edilebilmesidir. Ayrıca, bu karmaşık modül, en önemlisi belirli bir uygulamanın frekansı ve sıcaklığı olan birçok parametrenin fonksiyonu olarak değişir. Sonuç olarak bu, elastisite matrisinin hem frekansa hem de sıcaklığa bağlıdır. Modül tipik olarak düşük sıcaklıklarda ve / veya yüksek frekanslarda (kauçuksu davranış bölgeleri) nispeten yüksek değerler alır, ancak yüksek sıcaklıklarda ve / veya düşük frekanslarda (camsı davranış bölgeleri) nispeten küçük değerler alır.

Sönümlenme katmanı içinde dağıtılan enerji ile titreşim döngüsü başına tüm yapıda depolanan enerji arasındaki oran, harmonik olarak titreşen bir yapıda kaybedilen sönümlenme enerjisi miktarını ölçmek için kullanılan önemli bir parametre sistemin kayıp faktörüdür. Sistem kayıp faktörü, rezonansta titreşimli bir sistemin kritik sönüm oranının yaklaşık iki katına eşittir.

Diğer yandan, viskoelastik malzemelerin Poisson oranının ölçülmesinin deneysel olarak elde edilmesi çok zor olduğundan, çoğu sönümlenme malzemesi için veri mevcut değildir. Sıklıkla, viskoelastik materyallerin kauçuksu davranış bölgelerinde sıkıştırılmaz ve camsı davranış bölgelerinde yaklaşık 0,3 olduğu varsayılmaktadır. Bu nedenle, etkili sönümlenme işlemleri tasarlamak için bu parametrelerin etkisinin doğru bir şekilde anlaşılması gerekmektedir (Arenas ve Hornig 2008).

2.3.3. Katmanlı Plakalar

Katmanlı plakalar, pratik titreşim ve gürültü kontrol uygulamaları için büyük önem taşımaktadır. Tipik konfigürasyonlar genellikle, bir viskoelastik (örneğin polimer) sönümlenme malzemesinin bir veya daha fazla katmanının tutturulduğu bir plakadan (genellikle metalden) oluşur. Bu tür sistemler esas olarak, metal plakaların gerekli dayanımı sağladığı ve viskoelastik malzemenin de yapısal kaynaklı sesi azaltmak için metal plakaya sönümlenme özellikleri eklediği bir kompozit malzeme oluşumu ile sonuçlanır (Cremer ve Heckl 2005).

Viskoelastik malzeme iki plakanın arasındaysa buna kısıtlı sönümlenme katmanlı (constrained layer damping) plaka, viskoelastik malzeme tek plakanın bir veya iki tarafına yapıştırılmış ise serbest sönümlenme katmanlı (free layer damping) plaka adı verilir.

Serbest sönümlenme katmanı bir plakaya eklendiğinde, her iki tabakanın hem bükülmesine hem de uzatılmasına olanak sağlar sağlar. Viskoelastik malzemesinin yüzeylerinden biri serbest olduğundan eklenen rijitlik, malzemenin bükülme deformasyonundan kaynaklanmaktadır. Bu durumda, viskoelastik katman sınırlandırılmadığından kayma durumunda kompozit plakanın enerji depolaması üzerinde çok az etkisi vardır. Bu uygulamaya uzama sönümlenmesi de denir.

Her biri viskoelastik bir tabaka ile ayrılmış ve tamamı birbirine bağlanmış bir veya daha fazla sac levha katmanından yapılmış lamine bir kompozit (sandviç plaka) kullanılarak daha verimli ve etkili bir sönümlenme elde edilebilir. Kompozitin bükülmesi sadece tüm katmanlarda bükülme ve uzama gerinmeleri değil, aynı zamanda kayma gerinmeleri de üretir. Kısıtlı sönümlenme katmanlı uygulamalar kayma-gerinim enerjisi depolanması konusunda daha etkilidir. Bu nedenle, çok yüksek toplam sönümlenme değerleri elde eden çok ince viskoelastik malzeme tabakaları kullanmak mümkündür. Bu uygulamaya kayma sönümlenme denir ve örneğin, ön camların tasarımında ve bina pencerelerinin ses yalıtımını iyileştirmek için kullanılmıştır. Bununla birlikte, serbest sönümlenme katmanlı uygulamalar ekonomik, stabil ve yerinde düzeltici önlemler için uygulanması kolay olduğundan tercih edilir (Arenas ve Hornig 2008).

2.4. Kaynak Araştırması

1950'lerde otomobillerin, ev aletlerinin ve gemilerin sessizleştirilmesiyle ilgili talepler, viskoelastik malzeme katmanları eklenerek sac metal bileşenlerin sönümlenmesine duyulan ilgiyi arttırdı. Ayrıca, uçak endüstrisi, özellikle yüksek yoğunluklu sese veya türbülansa maruz kalan yapısal bileşenlerin yorulma ömrünü arttırmak amacıyla, gürültü ve yapısal yorulmanın kontrolü için sönümlenmenin önemi arttıkça yeni gelişmeler meydana gelmeye başladı.

Oberst ve Frankenfeld (1952) tarafından viskoelastik bir malzemenin bir metal tabakaya eklenmesi ile plakaların sönümlenmesi üzerine ilk çalışma yapıldı. Başlangıçta sac levhalara uygulanan tek bir homojen katmanın etkisini araştırdı ve ekli katmanın sönümlenme katkısını hesaplamaya izin veren ifadeler geliştirdi. Ancak odak noktası katmanlı yapıların mekaniğine değil, daha çok polimerik malzemelerin dinamik özelliklerinin karakterizasyonu ve yüksek sönümlenme sağlayabilecek malzemelerin seçilmesi ve geliştirilmesi yönündeydi.

Kerwin (1959), kayma enerjisi-kayıp mekanizmasına dayanan kısıtlı sönümlenme tabakasının sönümlenme etkinliği için teorik ifadeler geliştirdi.

Ross ve ark. (1959), serbest tabaka ve kısıtlı tabaka uygulamalarının birleşik bir analizini sundular ve geliştirdikleri analitik tahminlerle iyi uyum deneysel veriler gösterdiler. İlgili analitik ifadeler RKT denklemleri olarak bilinir hale gelmiştir.

Şimdiye kadar bahsedilen önceki çalışmalarda, düzlemlerine dik yönde sıkıştırılmasının ihmal edilebilmesi için yeterince ince olduğu düşünülen viskoelastik katmanlarla ilgilenilmiştir. Ungar ve Kerwin (1964) ise kalınlık-rezonans analizi yaptılar ve kalın serbest katmanlarda ölçülen yüksek sönüm değerlerini araştırdılar. Sönümlenme katmanlarının kalınlık-sıkıştırma üzerine genel davranışı tartışılmış ve teori ile deneysel sonuçlar arasında makul bir uyum olduğunu gösterdiler.

Soni ve Bogner (1982), sönümlü yapılar için sonlu elemanlar titreşim analizleri konusunda çalışmışlardır. Her durumda, her bir uzama ve bükülme bileşenine bir elastik modül ve kayıp faktörü ve kaymaya tabi olan her bir bileşene bir kayma modülü ve kayıp faktörü tahsis edilmiştir. Daha sonra düzeneğin karmaşık bükülme rijitliği üzerine çalışıp, kayıp faktörün sanal kısmının gerçek kısmına oranı olarak buldular. Yukarıda belirtilen analizlerde sönümlenme, enerji dağılımı ve enerji asla dikkate alınmamıştır. Sonuç olarak, viskoelastik bileşenleri içeren sistemlerin, montaj sırasında her bileşende depolanan gerilim enerjileri açısından kayıp faktörleri değişim göstermiştir.

Johnson ve Kienholz (1982), enerji ilişkisinin düzeneğin sadece nispeten yüksek oranda sönümlü bir bileşen içerdiği sık karşılaşılan durumlarda, düzeneğin kayıp faktörünün yüksek oranda sönümlü bileşeninkinden daha büyük olamayacağını gösterdiler. Enerji ilişkisi, karmaşık yapıların viskoelastik bileşenlerle sönümlemesini tahmin etmek için sonlu eleman programlarının temelini oluşturmuştur.

Parthasarthy ve ark. (1986), merkezi dikdörtgen kesiklere sahip dikdörtgen plakalar üzerinde kısmen uygulanan serbest tabaka sönümlenme işlemlerinin sönümlenme etkinliğini incelediler. Uygulamaların modal frekansları, kayıp faktörleri ve mod şekilleri üzerindeki etkisini sonlu elemanlar yöntemi ile hesapladılar.

Lall ve ark. (1987), bir kare plakanın boyut değişikliğinin, sınırlayıcı tabaka kalınlığının değişmesi ve viskoelastik tabaka kalınlığının değişmesinin modal frekanslar ve kayıp faktörleri üzerindeki etkilerini Rayleigh-Ritz analizi ile araştırdılar. Rayleigh-Ritz yöntemi, kısmen sınırlı viskoelastik sönümlenme uygulaması ile kaplanmış, basit bir şekilde desteklenen bir plakanın titreşimlerinin sönümlenme analizi için uygulanır.

Sim ve Kim (1990), sonlu elemanlar yöntemi uygulamaları için viskoelastik malzemelerin malzeme özelliklerini tahmin etmek için bir yöntem geliştirdiler. Yöntem viskoelastik malzemenin hem karmaşık elastisite modülünü hem de Poisson oranını belirlemek için önerildi.

Sönümlenme uygulamalarının mekaniği bilinince sönümlenmeye olan ilgi arttıkça, sönümlenme uygulamalarının tasarımcıların uygun sönümlenme özelliklerine sahip malzemeler seçmeleri gerekiyordu. Nashif ve ark. (1985), literatürü incelemiş ve tüm verileri derlediler. Özdeş malzeme numuneleri üzerinde farklı test yöntemleri ile yapılan ölçümler çok farklı sonuçlar verdi. Bununla birlikte, en basit ve en yaygın olarak kabul edilen ölçüm yöntemleri Oberst'in yöntemine dayanmaktaydı. Nashif, bu yöntemi her iki tarafı da kaplanmış plakalara genişletti. Bu yöntem nispeten yumuşak viskoelastik malzemeler için daha doğru sonuçlar verdi.

Sonunda Oberst yöntemi temelli bir aparat yapıldı ve test yöntemi uluslararası olarak standartlaştırıldı (ASTM E756 1998).

Wojtowicki ve ark. (2004), ASTM E756 standardının yerine farklı test yöntemleri önerdiler.

Rak ve Ichchou (2005), viskoelastik tabaka ile kaplı bir kiriş için kayıp faktörünü tahmin eden yöntemler önerdiler. IWC ve McDaniel olan iki tahmin yöntemi, titreşimli bir yapıda üretilen bir dalga alanının analizine dayanıyordu. Teorik olarak türetilmiş ifadelerden kayıp faktörünü hesaplamak için karmaşık dalga sayısının optimum değeri kullanıldı. Elde edilen kayıp faktörü değerleri, standart Oberst testinin sonuçları ile karşılaştırıldı.

Yu ve ark. (2005), viskoelastik kaplama yapılmış sistemin sönümlenme verimliliğini, Reuss modeli ve Hashin-shtrickman denklemine göre tartıştılar. Teorik sonuçlar, bir kaplama sistemi için, kaplama yapısının mukavemet ve sönümlenme kapasitesi arasında en iyi dengeyi elde etmesini sağlayan kaplama tabakasının optimum kalınlığının mevcut olduğunu gösterdi. Kaplama tabakası ve plaka arasındaki modül farkını büyütmenin kaplama sisteminin sönümlenmesini ve rijitliğini arttırdığı görüldü.

Torvik (2007), serbest katmanlı sönümlenme uygulamasının simetrik veya asimetrik olabileceği ve kirişlere, plakalara veya kabuklara bükülme veya gerilim halinde uygulanabileceğini gösterdi. Göreceli olarak sert bir sönümlenme malzemesinin ince kaplamalarını kullanan ve nispeten yumuşak bir malzemenin kalın kaplamalarını kullanan iki sınıfı tanımladı. Sert kaplamalar için yararlı olan birçok malzeme nominal olarak doğrusal olduğu, ancak doğası gereği doğrusal olmayan sönümlenme özelliklerine sahip olduğu için, bunun sağlanması gerektiğini iddia etti.

Cortés ve Elejabarrieta (2008), serbest katmanlı sönümlenme kirişlerinin dinamik davranışı için kayma deformasyonlarını hesaba katmayan Oberst'in ince kirişler için klasik modelinin aksine, her kattaki Reddy-Bickford'un kuadratik kayma denklemini kullanılarak bir model oluşturdular. Bu iki modelin serbest ve zorlanmış titreşimde

sağladığı sonuçları, sonlu eleman analizleri ile elde edilen bir 2D modelin sonuçları ile karşılaştırdılar.

Arenas ve Hornig (2008), serbest tabaka sönümleme işlemine sahip dikdörtgen plakalara ses gücü yayılımını tahmin etmek için sayısal bir yöntem uyguladılar. Akışkan yüklemesi ihmal edildi, bu nedenle yapısal ve akustik analiz ayrı olarak düşünüldü. Titreşim analizi sonlu elemanlar yöntemi ve RUK teorisine dayanırken, akustik analizlerde ise lumped parametre modeli ve ilişkili yayılım matrisi uygulandı.

Pan ve Zhang (2009), kısıtlı sönümleme katman uygulamalarında sönümün belirlenmesi için mod superpozisyon ve modal gerinim enerjisi yöntemlerine dayandırılarak bir yöntem geliştirdiler. Hesaplanan sönümleme değeri modal kayıp faktörü değil, katkıda bulunan modların sönümleme kombinasyonuydu. Bu yöntem, farklı ortam sıcaklığı ve farklı frekanslarda yapıdaki sönümlemenin incelenmesi için kullanıldı.

Assaf ve ark. (2011) kısmi veya tamamen kısıtlı katmanlı sönümleme uygulanmış plakaların titreşim tepkisini analiz etmek için sayısal bir yaklaşım sundu. Bu yaklaşım sonlu elemanlar yaklaşımına dayanmaktadır. Doğal frekanslar ve modal kayıp faktörleri modal gerinim enerjisi yönteminden elde edilmiştir. Önerilen yaklaşım, tahminleri literatürde yayınlanan çeşitli örneklerin sonuçlarıyla karşılaştırarak doğrulandı.

Syed ve ark. (2012), sönümleme uygulamaları üzerindeki sönümleme malzemesinin kalınlığının etkisi üzerinde çalıştılar. Literatür taraması ve deneysel sonuçlarla sönümleme uygulamaları karşılaştırıldığında, en etkili sönümleme uygulamasının kısıt katmanlı sönümleme uygulaması olduğunu belirttiler. Kısıtlı katmanlı sönümleme uygulamaları yapısal ve kısıtlı malzeme kalınlığı altında verimli olduğunu ortaya koydular. Kalınlık arttırıldıkça kısıtlı katmanlı sönümleme uygulamalarının verimliliği, serbest katmanlı sönümleme uygulamalarından daha kötü hale geldi.

Fu ve ark. (2014), takım tutucu stabilizesini geliştirmek için CVD yöntemiyle serbest sönümleme katmanı uygulanmış takım tutucular ile farklı çap ve derinliklerde aynı devir ile kesme işlemi yaptılar. Ses basıncı ve yüzey pürüzlülüğü değerlerini karşılaştırdılar.

Hujare ve Sahasrabudhe (2014), farklı viskoelastik malzemeler tarafından sağlanan sönümlenmenin performansını belirlemek için bir çalışma yürüttüler. Viskoelastik malzemenin sönümlenme performansını, kısıtlı katmanlı sönümlenme uygulamaları üzerinde ASTM Standardı E 756 (05) 'e göre farklı malzemelerin deneysel çalışmaları ile araştırdılar. Yapının sönümlenme miktarı yarı güç bant genişliği yöntemi ile ölçülmüştür.

Xu ve ark. (2015), viskoelastik malzemeler ile sönümlenme yapılmış yapılarının tasarımı için bir optimizasyon yöntemi önerdiler. Modelleme ve optimizasyon sürecini basitleştirmek için katman teorisine dayanan sonlu elemanlar yöntemi uyguladılar. Optimizasyon algoritması olarak, paralel hesaplama ile değiştirilmiş referans noktası tabanlı baskın olmayan bir sıralama genetik algoritması kullandılar.

Zhou ve ark. (2016), viskoelastik sönümlenme malzemesi ile oluşturulmuş yapıların statik ve dinamik titreşim özelliklerini incelemek için mühendislikte kullanılan çeşitli araştırma yöntemleri ve teori hesaplama modellerinin kapsamlı bir incelemesini yayınladılar.

Kumar ve ark. (2017), metal plakanın serbest katman sönümlenme uygulamasında, önceden belirlenmiş bir frekans aralığı boyunca titreşimleri azaltma kabiliyetini ve ayrıca sönümlenme katmanlarının kalınlığının etkisini incelemek için farklı tipte kauçuk sönümlenme katmanları kullandılar.

Gao ve Sun (2017), sert kaplama (NiCoCrAlY + YSZ) ile üretilen blisk'in (entegre kanatlı disk) doğal frekansları, modal kayıp faktörleri ve frekans tepki fonksiyonlarının değişimini incelediler. Kaplama kalınlığının sönümlenme kapasitesi üzerindeki etkisini araştırdılar.

Sun ve ark. (2018), viskoelastik kompozit yapının titreşim tepkisine frekans bağımlılığının etkilerini elde etmek için çalıştılar. Viskoelastik sönümlenme malzemesi ile kaplanmış plaka için belirli frekans alanında yapılan titreşim analizlerinin sonuçlarını yöntemi doğrulamak amacıyla deneysel sonuçlarla karşılaştırdılar.

Liu ve ark. (2019), takım tutucuya stabilizesini geliştirmek için kısıtlı sönümlenme katmanı uyguladılar. Modal rijitliği ve sönümlenme oranlarını analitik yöntemlerle hesaplayarak deneysel sonuçlar ile karşılaştırdılar. Kesme testi esnasında takım tutucudaki farklı devirlerde ve farklı derinliklerde kuvvet değişimlerini incelediler.

Buraya kadar olan kaynak araştırması viskoelastik kaplamalar ve uygulamaları ile ilgiliydi. Makine öğrenimi çeşitli alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır, ancak mühendislik bilimindeki uygulaması bebeklik döneminde kalmaktadır. (Zhang ve ark. 2019) Makine öğrenimi algoritmaları ile son yıllarda mekanik özellikleri tahmin etmek için çeşitli çalışmalar yapılmıştır.

Goliatt ve Farage (2018), hafif agrega betonlarında basma gerilmesi dayanımı ve elastisite modülünü yapay sinir ağlarının farklı bir uygulaması olan aşırı öğrenme makinası algoritması ile tahminlediler. Elde ettikleri sonuçları test sonuçları ile doğruladılar.

Golkarnarenji ve ark. (2019), karbon fiberlerde elastisite modülü ve çekme dayanımını tahminlemek için statik araçların yani sıra yapay sinir ağlarını ve destek vektör makine yöntemlerini kullandılar. Test sonuçlarıyla karşılaştırarak yapay sinir ağlarının daha yakın sonuç verdiğini tespit ettiler.

Abueidda ve ark. (2019), sonlu elemanlar analizleri ile veri üreterek, bu verilerden derin öğrenme algoritması olan evrişimsel sinir ağları algoritması ile katmanlı kompozit malzemelerin elastisite modülü, çekme dayanımı ve sertlikleri gibi mekanik özelliklerini tahminlediler.

Guo ve ark. (2019), akma dayanımı, çekme dayanımı ve uzama gibi mekanik özellikleri “Shanghai Meishan Iron and Steel Corporation Ltd.” şirketinin çelik üretim parametreleri ve kimyasal analiz sonuçlarını kullanarak regresyon ağacı, destek vektör makinası ve rasgele orman gibi makine öğrenme algoritmaları ile tahmin ettiler.

Menon ve ark. (2019), poliüretan elastomerlerin kopma gerilmesi ve kopma uzaması gibi mekanik özelliklerini küçük deney veri setlerini modelleyebilecek olan hiyerarsik makine öğrenme algoritması ile tahminlediler.

Nilsen ve ark. (2019), betonların termal genleşme katsayısı ve basma dayanımlarını çok değişkenli doğrusal regresyon ve rastgele orman algoritmaları ile tahmin ettiler. Rastgele ormanın daha iyi sonuç verdiği görüldü.

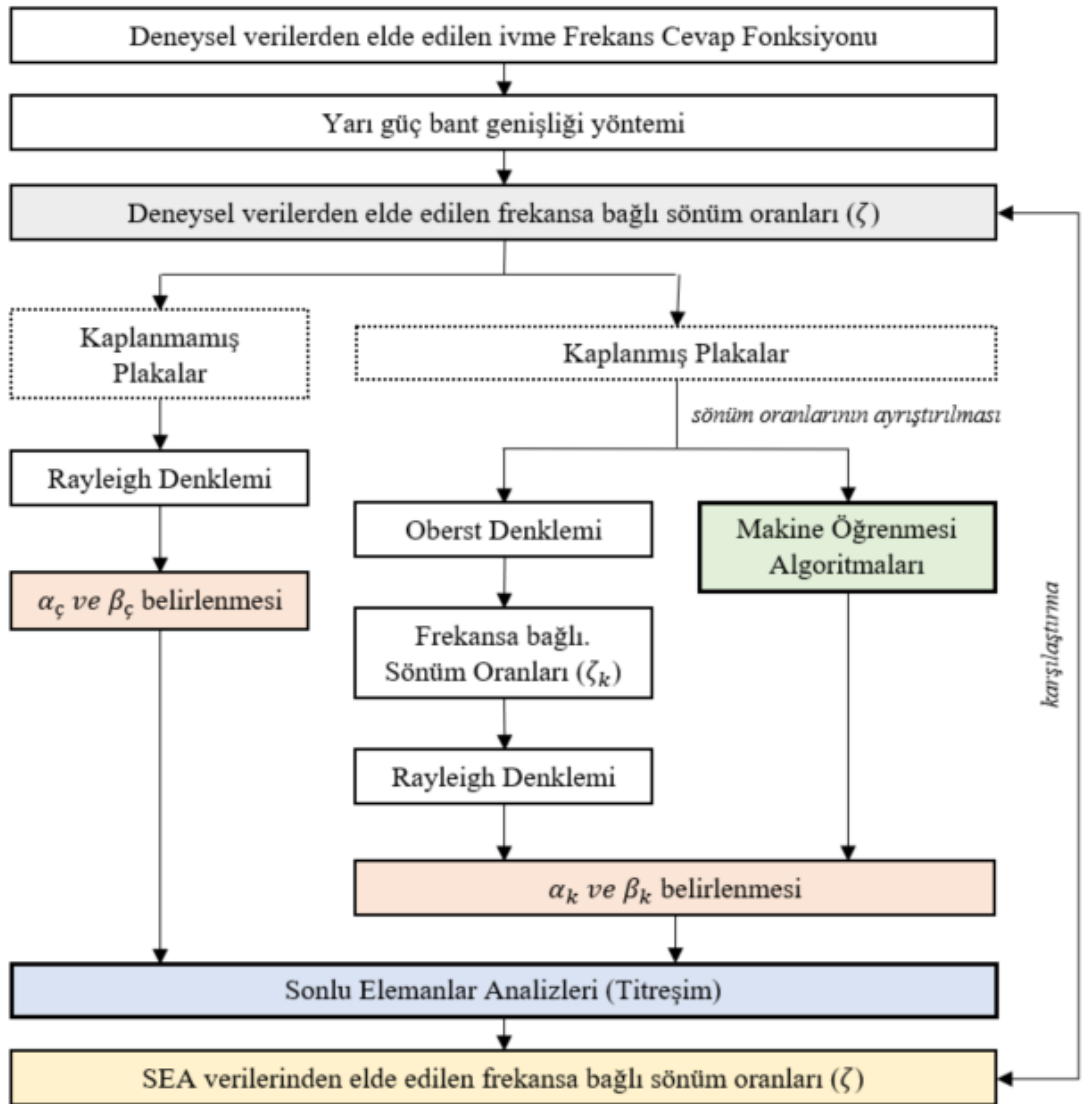
Qi ve ark. (2019), karbon fiberlerin sonlu elemanlar analizleri ile oluşturulan veri seti üzerinden çıkardığı nitelikleri çapraz korelasyon yöntemiyle indirgediler ve karar ağacı algoritması ile elastisite modülü ve kayma modülü gibi mekanik özellikleri tahminlediler.

Wang ve Adachi (2019), çelik mikroyapı görüntüleri üzerinden görüntü işleme ile tanecik boyutu, alan ayrımı gibi sayılabilir niteliklerin çıkarımını yapmışlardır. Bu nitelikleri kullanarak yapay sinir ağı algoritmasıyla akma dayanımı, çekme dayanımı ve uzama gibi mekanik özelliklerin tahmin edilmesinde kullandılar. Tahmin ettikleri özellikleri test verileriyle karşılaştırdılar.

Yılmaz ve ark. (2020), bu tez çalışması sırasında çelik plaka üzerine yapılan serbest katmanlı sönümlenme uygulamalarında kullanılan viskoelastik malzemelerin Rayleigh sönümlenme parametrelerini sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen veri setini kullanarak doğrusal regresyon, destek vektör makinası ve kolektif metot algoritmaları ile tahmin ettiler. Yapılan titreşim testlerinden elde edilen parametrelerle, doğrusal regresyon algoritmasının sonuçlarının iyi seviyede korele olduğunu gösterdiler.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışma, viskoelastik kaplama malzemesinin özelliklerinin tespit edilmesi ve bu kaplamanın titreşimden kaynaklanan gürültü üzerindeki etkilerini incelenmesi olarak iki aşamadan oluşmaktadır. Bu bölümde yapılan deneysel çalışmalar ile bunların sayısal modellenmesinde kullanılan yöntemlerden bahsedilmiştir. Çalışmanın ilk aşaması olan viskoelastik malzemenin sönüm özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan metodolojiyi özetleyen bir akış şeması Şekil 3.1 'de verilmiştir.

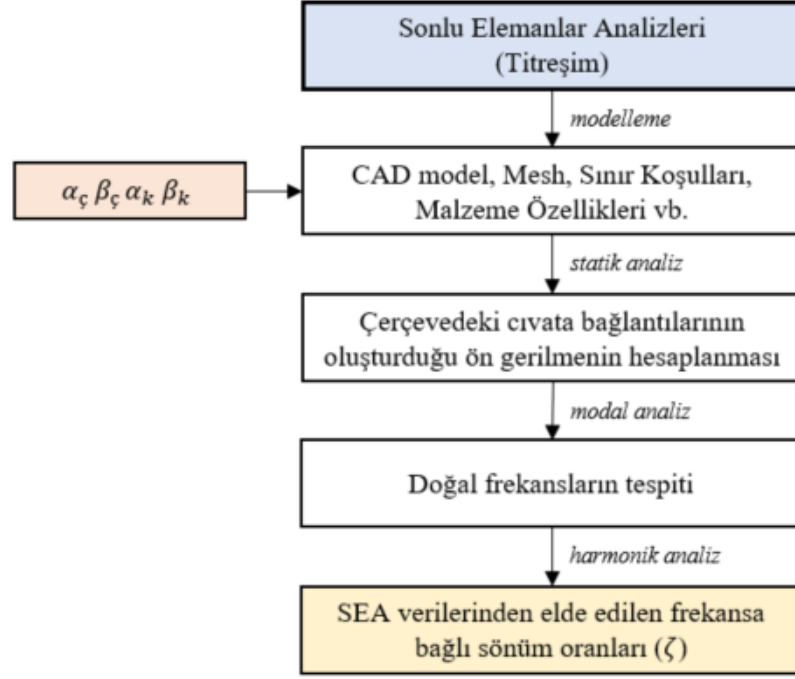


Şekil 3.1. Viskoelastik malzemenin sönüm özelliklerinin belirlenmesinde kullanılan metodolojiyi gösteren genel akış şeması

İlk olarak, kaplanmamış plakaların titreşim testleri hem titreşim hem de ses ölçümleri için önceden tasarlanmış olan deney düzeneğinde gerçekleştirilmiştir. Sistemin frekansa bağlı sönümlenme oranları, ivme-zaman verilerinin frekans cevap fonksiyonlarından (FCF) yarı güç bant genişliği yöntemi ile elde edilmiştir. Daha sonra, α_c ve β_c katsayıları, kaplanmamış plakaların (çelik plakalar) sönümlenme oranlarından, Rayleigh sönümlenme denklemi yardımıyla hesaplanmıştır. Bu kısım basit görünse de kaplanmamış plakaların sönümlenme değerleri, birincil amaç olan kaplamanın sönümlenme değerlerinin hesaplanması için zorunlu girdilerdir. Kaplanmış plakalar için aynı deneysel prosedür uygulandı ve bu sefer bileşik sistemlerin frekansa bağlı sönümlenme oranları elde edilmiştir. Bu değerler daha sonra kaplamanın Rayleigh sönümlenme katsayılarının çıkarılması ve sayısal modelin kurulması için kullanılmıştır.

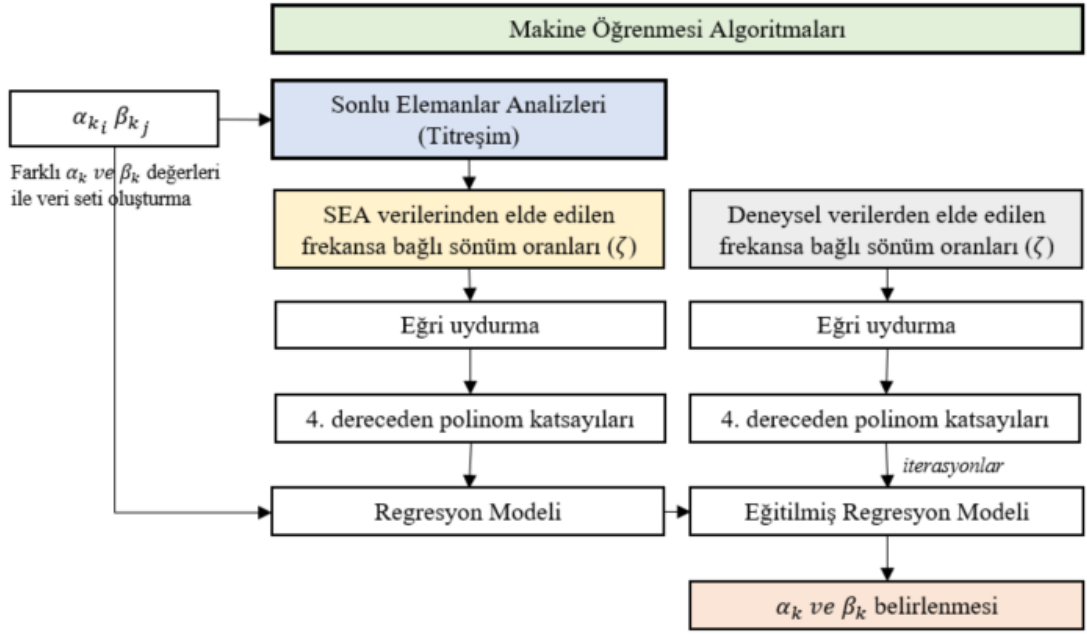
Kaplamanın Rayleigh sönümlenme katsayısını hesaplamak için iki farklı yol göz önünde bulundurulmuştur. İlk yöntem, iyi bilinen Oberst denklemini kullanmaktır. Kaplama katmanının sönümlenme oranının toplam sistemden ayrılmasında kullanılmış ve daha sonra α_k ve β_k katsayıları Rayleigh denklemi ile elde edilmiştir.

İkinci yöntem ise makine öğrenmesi algoritmalarıdır. Önceden, sonlu elemanlar yazılımı (ANSYS Mechanical) ile deney düzeneğini simüle etmek için sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Plakanın ön gerilme durumunu hesaplamak için testteki çerçeve ve civata bağlantıları da modelde dikkate alınmıştır. Daha sonra, doğal frekanslar ve plakaların mod şekilleri elde edilmiştir. Fiziksel ortamdaki modal sarsıcıya tekabül eden dış sinüzoidal kuvvet, ivmenin FCF'sini bulmak için harmonik analizde tanımlanmıştır. Sönümlenme oranları, FCF'lerden yarı güç bant genişliği yöntemiyle tekrar hesaplanmıştır. Sönümlenme oranlarını hesaplamak için kullanılan sonlu elemanlar analizlerinin akış şeması Şekil 3.2'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Sonlu elemanlar analizleri (titreşim) akış şeması

Bu aşamada, makine öğrenme algoritmaları için gereken deney tasarım setlerini üretmek için birçok sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Bunlar, kaplama kalınlığının ayrı değerleri için farklı α_k ve β_k katsayılarını içeren, toplamda yaklaşık 120 tasarım örneğidir. Sönümlenme oranları, sonlu eleman analiz sonuçlarından her durum için ayrı frekanslara göre hesaplanmıştır. Her bir sönümlenme oranı ve bu sönümlenme oranına karşılık gelen Rayleigh katsayıları 4. derece polinomlara eğri uydurma yöntemiyle eşleştirilmiştir. Regresyon modelleri α_k ve β_k değerleri ve elde edilen polinom katsayıları ile eğitilmiştir. Sonunda, deneysel olarak elde edilen sönümlenme oranlarının polinom katsayılarından α_k ve β_k değerlerini tahmin etmek için eğitilmiş regresyon modelleri kullanılmıştır (Şekil 3.3).

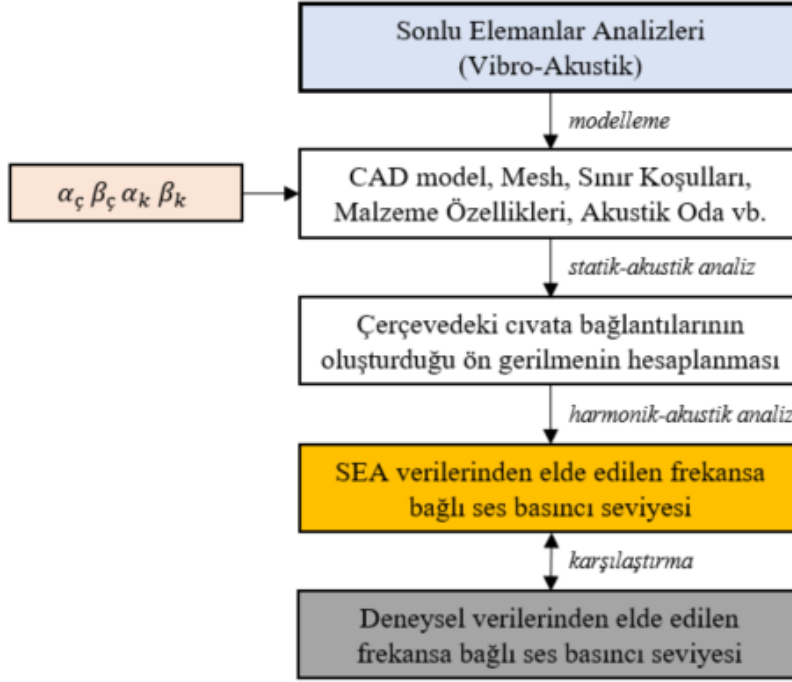


Şekil 3.3. Makine öğrenmesi algoritmaları akış şeması

Daha sonra sönümlenme oranları, çelik plakasından α_{ζ} ve β_{ζ} katsayıları ve Oberst denklemi veya makine öğrenme algoritmaları tarafından elde edilen kaplama katmanından α_k ve β_k katsayıları ile sonlu elemanlar analizleri kullanılarak tekrar hesaplanmıştır. Son olarak, karşılaştırma için frekansa bağlı sönümlenme oranları değerlerinin yüzde hataları hesaplanmıştır. En iyi sonuç veren α_k ve β_k katsayıları vibro-akustik sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmıştır.

Vibro-akustik analizleri için önce testlerin gerçekleştiği akustik odanın özellikleri incelenmiştir. Sonlu elemanlar yazılımı (ANSYS Mechanical) ile deney düzeneğini simüle etmek için sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. 80 - 500 Hz aralığında akustik odanın etkisi görüldüğü için akustik odanın modları ve ses yutma özellikleri sonlu elemanlar analizlerine dahil edilmiştir. Bunun için testin yapıldığı odanın boyutlarında kübik şekilde bir hava boşluğu oluşturulmuştur. Hava boşluğunun sonlu elemanlar modelindeki düğüm noktaları ile sac ve çerçeveden oluşan yapısal parçaların sonlu elemanlar modelindeki düğüm noktaları tam eşleşecek şekilde modellenmiştir. Hava boşluğunun dış yüzeylerine odanın yutma özellikleri tanımlanmıştır. Test düzeneğini taklit etmek için cıvatalardaki ön gerilmeler, modal sarsıcının uyguladığı kuvvet gibi sınır

şartları titreşim analizlerindeki gibi uygulanmıştır. Mikrofonların konumlandığı noktalardan ses basınç seviyeleri ölçülerek, testlerden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır (Şekil 3.4).



Şekil 3.4. Sonlu elemanlar analizleri (vibro-akustik) akış şeması

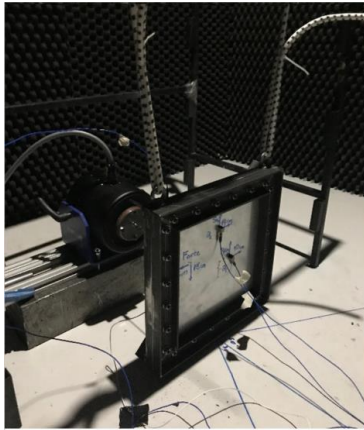
3.1. Deneysel Kurulum ve Testler

Geniş bir frekans aralığını kapsayacak ve daha fazla örnek tepe noktasına sahip olmak için, testlerde farklı boyutlarda üç galvanizli çelik plaka kullanılmıştır. Çelik plakalar Dx53 kalitede soğuk şekillendirme için düşük karbonlu çelik sınıfındadır. Çelik plakanın kimyasal kompozisyonu %0,0021 C, %0,0058 Si, %0,0091 S, %0,0071 P, %0,1172 Mn ve %0,0561 Ti olarak ölçülmüştür. Çelik plakaların akma gerilmesi 174 MPa, çekme gerilmesi 299 MPa ve uzaması %43 olmak üzere hem mekanik hem de kimyasal özellikleri EN10346 standardına uygundur. Plakalara (kalınlığı 1,00 mm) üç farklı kalınlıkta (0,50 mm, 0,75 mm ve 1,00 mm) su bazlı akrilik kaplama uygulanmıştır. Böylece, kaplamasız ve kaplamalı plakalar olmak üzere 12 numune üzerinde testler yapılmıştır. Testler her plaka için üç kez tekrar edilmiş ve her bir numune plakasının ortalama FCF değerleri kaydedilmiştir.

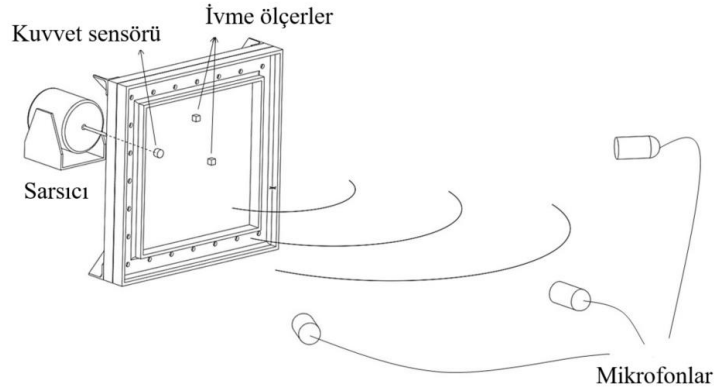
Çizelge 3.1. Plaka ölçüleri ve sensör konumları

Plaka Boyutları (mm)	Serbest Yüzeyin Boyutları (mm)	Kuvvet sensörünün		İvmeölçer 1		İvmeölçer 2	
		Koordinatları (F)		Koordinatları (A1)		Koordinatları (A2)	
		X (mm)	Y (mm)	X (mm)	Y (mm)	X (mm)	Y (mm)
300 x 200	280 x 180	20	-60	90	0	0	30
300 x 300	280 x 280	40	-90	90	0	0	40
300 x 400	280 x 380	-80	-50	90	0	0	120

Serbest katman sönümlenme uygulamasının sönümlenme davranışının ve yayılma verimliliği açısından akustik etkinin araştırılması için deneysel bir kurulum tasarlanmıştır. Plaka üzerindeki titreşimlerin ve plaka etrafındaki ses seviyesinin doğrudan ölçümleri, Şekil 3.5'te gösterildiği gibi sarsıcıdan gelen kuvvet ile yapılmıştır. Plakaların dış kenarlarını sabitlemek ve böylece mod şekillerini amaçlandığı gibi yakalamak için her plaka için farklı boyutlarda üç adet çerçeve tasarlanmıştır. Daha sonra plakalar çerçevelere plakanın 10 mm'si çerçevenin içerisine kalacak şekilde yerleştirildi ve dış sınırlardan cıvatalar ile sabitlenmiştir. Çerçeve bağlantısındaki tüm cıvatalar (M8) eşit tork değeri 32 N.m ile sıkılmıştır.



(a)

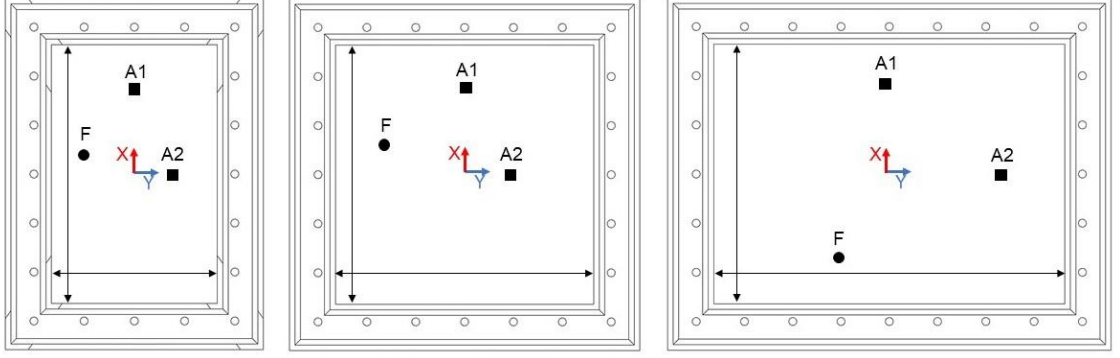


(b)

Şekil 3.5. Deneysel kurulum a) Gerçek testten bir görünüm b) Testin açıklayıcı bir çizimi

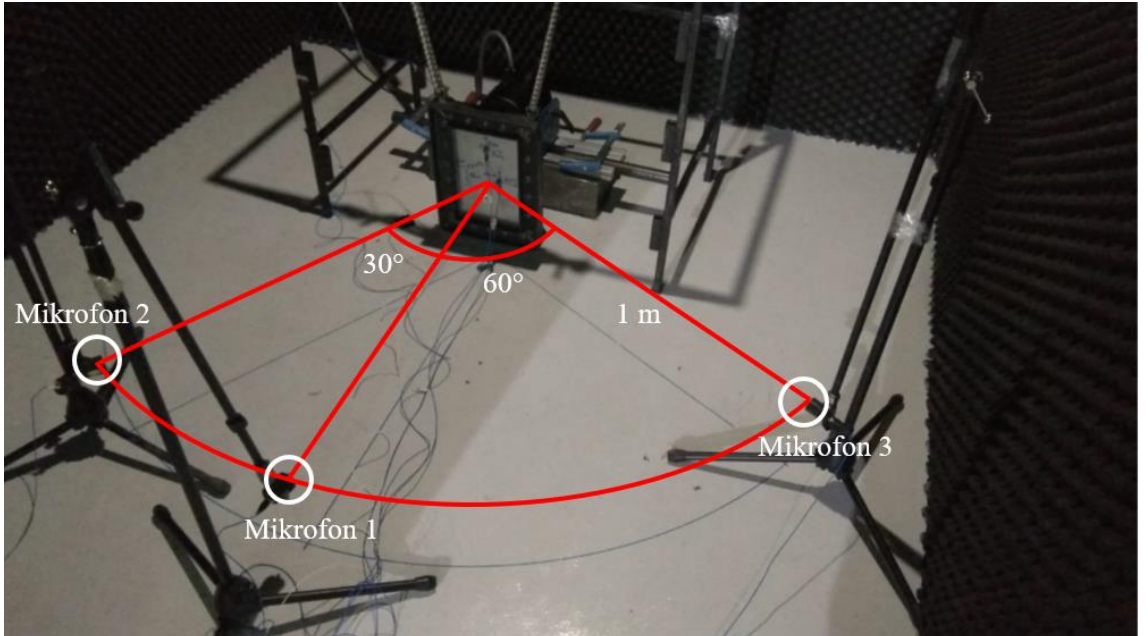
Genellikle ilgilenen ilk beş ila altı doğal frekansın mod şekillerindeki modal çizgileri belirlemek amacıyla modal analizler sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, iki ivmeölçerin konumları, modal çizgiler ile mümkün olduğu kadar

çakışmaması için uygun şekilde seçilmiştir. Modal çizgilerden kaçınmak için ön modal analizler yapılmıştır. Sensörlerin yerleri Şekil 3.6'da gösterilmektedir ve karşılık gelen koordinat değerleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.



Şekil 3.6. Referans koordinat sistemi ile birlikte plakalarda optimize edilmiş sensör konumları.

Modal sarsıcı plakalara kuvvet uygulamak için kullanılmıştır. Plaka ile modal sarsıcının stingeri arasındaki temas noktasına bir kuvvet ölçer yerleştirilmiştir. 80 Hz'den 500 Hz'e kadar saniyede 1 Hz doğrusal olarak artan sinüs süpürme sinyali uygulanmıştır.



Şekil 3.7. Test düzeneğindeki mikrofon konumları

Her üç farklı boyuttaki plakalar için deney düzeneği oluşturulurken Şekil 3.6’da görülen referans koordinat sistemleri aynı noktaya gelecek şekilde ayarlanmıştır. Bu koordinat sistemlerinin 0,0,0 noktaları merkezi olacak şekilde 1 m yarıçapında bir daire çizilirse, plakaların tam karşısındaki noktaya 1. mikrofon yerleştirilmiştir. Aynı yay üzerinde 1. mikrofonun 30° soluna 2. mikrofon ve 60° sağına 3. mikrofon yerleştirilmiştir (Şekil 3.7). SIEMENS LMS SCADAS veri toplama sistemi kullanılmıştır. Modal sarsıcı olarak Modal Shop Model 2075E cihazı kullanılmıştır. Testler sırasında kullanılan sensörlere ait teknik özellikler Çizelge 3.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.2. Testlerde kullanılan sensörlerin teknik özellikleri

Sensör	Marka	Eksen	Model	Hassasiyet	Çalışma Aralığı
İvmeölçer 1	PCB	Tek Eksenli	333B32	100 mV/g	0,5 - 3000 Hz
İvmeölçer 2	PCB	Tek Eksenli	333B32	100 mV/g	0,5 - 3000 Hz
Kuvvet	PCB	-	208C02	50mV/Lb	-
Mikrofon 1	PCB	-	130E20	45mV/Pa	20 - 10000Hz
Mikrofon 2	PCB	-	130E20	45mV/Pa	20 - 10000Hz
Mikrofon 3	PCB	-	130E20	45mV/Pa	20 - 10000Hz

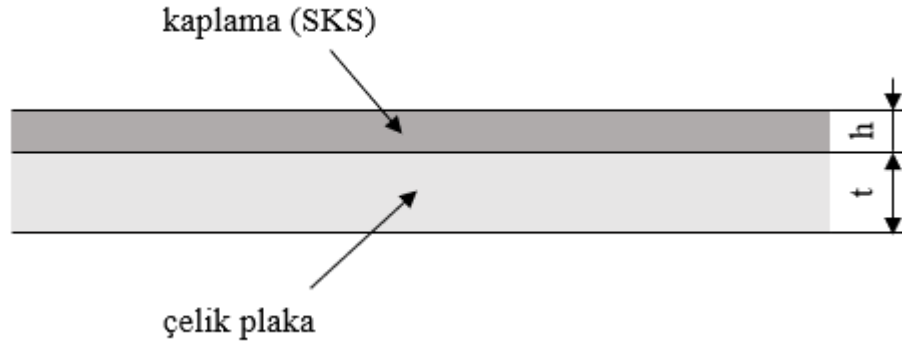
3.2. Viskoelastik Malzemenin Sönüm Özelliklerinin Belirlenmesi

3.2.1. Oberst Yöntemi

Oberst yöntemi, kayıp faktörü (η) ve elastisite modülü (E) veya kayma modülü (G) gibi malzemelerin titreşim sönümlenme özelliklerini tespit etmek için kullanılır. 50 ile 5000 Hz frekans aralığında yapısal titreşim, bina akustiği ve gürültü kontrolünde kullanımı olan malzemelerin test edilmesinde kullanışlıdır. Bu malzemeler arasında metaller, emayeler, seramikler, kauçuklar, plastikler, güçlendirilmiş epoksi matrisler bulunabilir.

Oberst yöntemi kaplama malzemesinin sönümlenme özelliklerini araştırmak için kullanılan test ve test sonuçlarından elde edilen veriler ile analitik hesaplama dayanan bir yöntemdir. Yöntemin uygulanışı ASTM E756-05 standardına göre yapılmaktadır (ASTM E756-05 2017). Oberst yöntemi profiller üzerinde uygulanabildiği gibi saclar

üzerinde de uygulanabilir. Ayrıca 3 farklı durum için kullanılabilir. Birincisi bu çalışmada incelenen durum olan plakanın tek tarafının kaplanması durumudur (Şekil 3.8). Tek tarafı kaplanmış numuneye “Oberst” numunesi denir. İkinci durum ise plakanın iki tarafının da kaplanmış olmasıdır. Bu tip kaplanmış numuneye “Modifiye Edilmiş Oberst” numunesi denir. Üçüncü durumda iki plaka arasında sönümleme malzemesi mevcuttur. Bu tip numuneye ise “Sandviç” numune denir. Bu üç numunenin test aşamaları aynı olmasına rağmen kayıp faktör ve elastisite modülü hesaplamalarında kullanılan analitik formüller farklıdır.



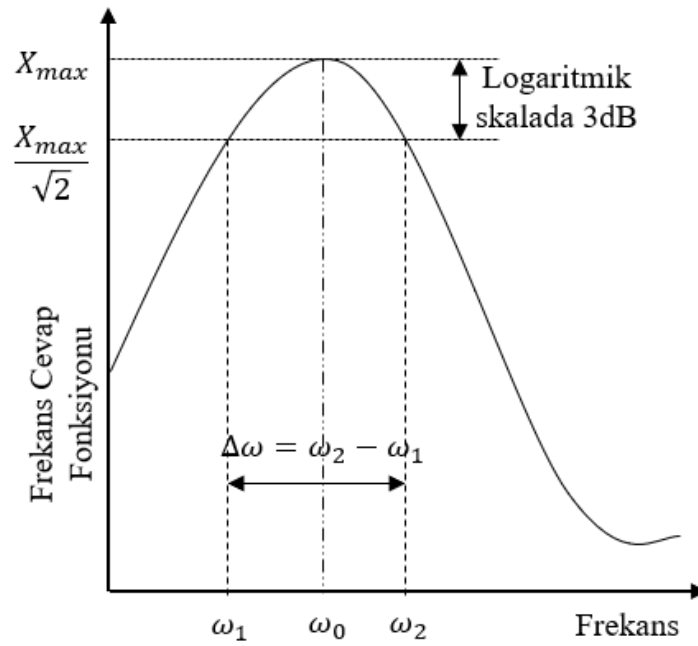
Şekil 3.8. Kalınlığı t olan çelik plakaya eklenmiş h kalınlığındaki serbest katmanlı sönümleme kaplamasının şematik görünümü

$$\eta_k = \eta \left[\frac{\left(1 + \left(\frac{E_k}{E_c}\right) \left(\frac{h}{t}\right)\right) \left(1 + 4 \left(\frac{E_k}{E_c}\right) \left(\frac{h}{t}\right) + 6 \left(\frac{E_k}{E_c}\right) \left(\frac{h}{t}\right)^2 + 4 \left(\frac{E_k}{E_c}\right) \left(\frac{h}{t}\right)^3 + \left(\frac{E_k}{E_c}\right)^2 \left(\frac{h}{t}\right)^4\right)}{\left(\frac{E_k}{E_c}\right) \left(\frac{h}{t}\right) \left(3 + 6 \left(\frac{h}{t}\right) + 4 \left(\frac{h}{t}\right)^2 + 2 \left(\frac{E_k}{E_c}\right) \left(\frac{h}{t}\right)^3 + \left(\frac{E_k}{E_c}\right)^2 \left(\frac{h}{t}\right)^4\right)} \right] \quad (3.1)$$

ASTM standardına göre Oberst numunesinin kayıp faktörünü hesaplamak için kullanılan analitik formülü Denklem (3.1)'deki gibidir. Burada, h sönümleme kaplamasının kalınlığı, t çelik plakanın kalınlığı, E_k kaplama malzemesinin elastisite modülü, E_c çelik plakanın elastisite modülü, η_k kaplama malzemesinin kayıp faktörü, η ise kaplama malzemesi ile çelik malzemenin oluşturduğu kompozit malzemenin kayıp faktörüdür.

3.2.2. Yarı Güç Bant Genişliği Yöntemi

Yarı güç bant genişliği yöntemi (Half Power Bandwidth Method) frekans alanında sönümlenme oranını tahmin etmek için kullanılan yöntemlerden biridir. Bu yöntemde önce frekans cevap fonksiyonunun (FCF) frekansa bağlı grafiği çizilir. Her doğal frekansa karşılık gelen FCF değerinde bir pik vardır. Bu pik noktasından Şekil 3.9'daki gibi 3dB aşağı inilerek çizilen çizgiyi kesen 2 noktaya yarı güç noktaları denir. 3dB aşağı inilerek sönümlenme oranı tahmini yapan bu yöntem "3 dB yöntemi" de denilmektedir.



Şekil 3.9. Yarı güç bant genişliği yöntemi

Kayıp faktör (η), yarı güç noktalarının frekans değerlerin farkının ($\Delta\omega$) FCF'nun pik noktasının frekans değeri (ω_0) oranına eşittir. Ayrıca, kayıp faktör harmonik kuvvetler altında sönümlenme oranının (ζ) yaklaşık iki katıdır. Yarı güç bant genişliği yönteminin grafiksel gösterimi Şekil 3.9'da ve analitik gösterimi denklem (3.2)'de verilmiştir (Hujare ve Sahasrabudhe 2014).

$$\eta = \frac{\Delta\omega}{\omega_0} = 2\zeta \quad (3.2)$$

FCF logaritmik skalada değilse, pik noktasının değeri $1/\sqrt{2}$ ile çarpıldığında elde edilen değer ile de yarı güç noktaları (ω_1 ve ω_2) bulunabilir. $1/\sqrt{2}$ oranının logaritması alınırsa $20\log_{10}(1/\sqrt{2}) = -3dB$ bulunmaktadır. Yarı güç bant genişliği yöntemi her rezonans frekansında belirgin pikler var ise (3 dB inildiğinde yarı güç noktalarına ulaşılabilir) kullanışlı ve kolay bir yöntemdir.

3.2.3. Rayleigh Sönümlenme Parametreleri

Rayleigh sönümlenme modeli, doğrusal tepki durumunda hareket denklemlerinin çözümlenmesini sağlayan uygun bir basitleştirmeye yol açar ve bu nedenle en yaygın kullanılan sönümlenme modelidir (Cruz ve Miranda 2017). Bu sönümlenme modelini bir matris formülasyonunda kullanırken, sönümlenme matrisinin, önceden seçilmiş iki modal frekansında arzu edilen bir sönümlenme oranını elde etmek için seçilen iki sabit ile kütle ve sertlik matrislerinin doğrusal bir kombinasyonu olduğu varsayılır. Sönümlenme matrisi için genel form aşağıdaki gibidir:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (3.3)$$

[M] kütle matrisi ise, [K] rijitlik matrisidir. α kütle matris çarpanı ve β rijitlik matris çarpanıdır. Ayrıca α ve β 'ya Rayleigh katsayıları da denir. Geleneksel yöntemlerde, α ve β 'yı hesaplamak için iki referans titreşim modu (i ve j) seçilir ve güvenilir test verisinden tahmin edilen veya ölçülen sönümlenme oranları (ζ_i ve ζ_j) ile frekansları (ω_i ve ω_j) kullanılır:

$$\begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \frac{2\omega_i\omega_j}{\omega_j^2 - \omega_i^2} \begin{pmatrix} \omega_j & -\omega_i \\ -\frac{1}{\omega_j} & \frac{1}{\omega_i} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \zeta_i \\ \zeta_j \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

$\zeta_i = \zeta_j = \zeta$ olduğunda denklem aşağıdaki gibi basitleştirilebilir: (Song ve Su 2017)

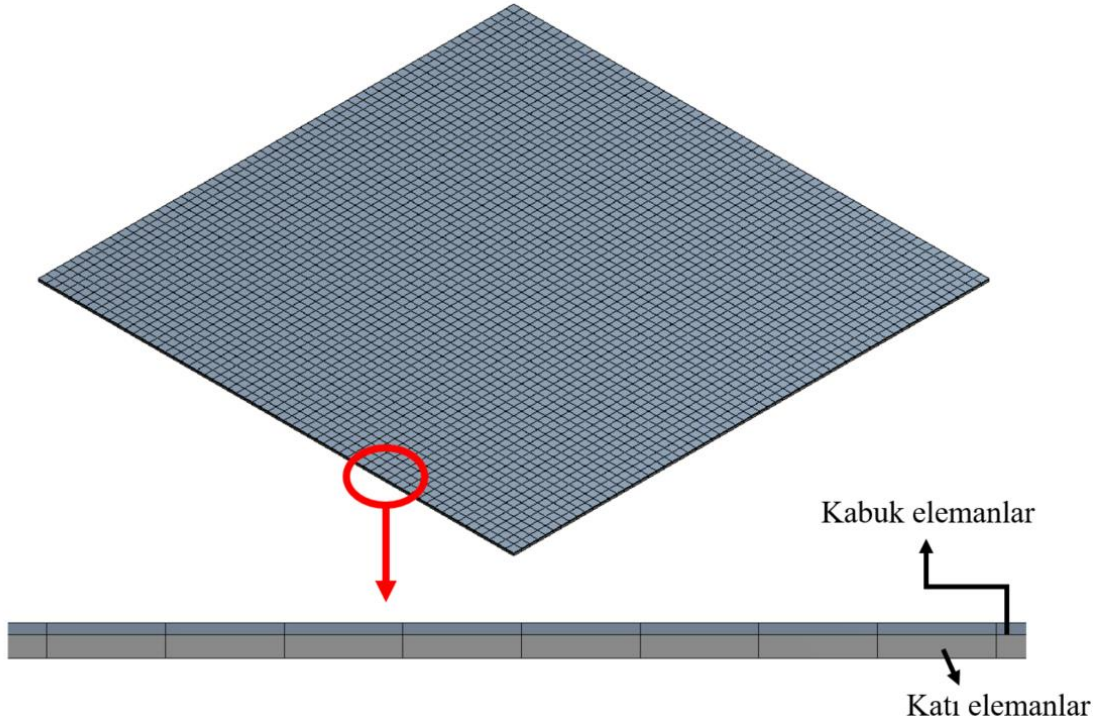
$$\begin{Bmatrix} \alpha \\ \beta \end{Bmatrix} = \frac{2\zeta}{\omega_i + \omega_j} \begin{Bmatrix} \omega_i\omega_j \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (3.5)$$

Bir sönümlü sistemin öz değer probleminin bir modu için, kritik sönümlenme:

$$\zeta = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2} \quad (3.6)$$

3.2.4. Titreşim Analizleri için Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu elemanlar modeli deney düzeneğini simüle etmek için hazırlanmıştır. Şekil 3.10'da görüldüğü gibi, çelik plaka 20 düğüm noktalı katı (solid186) elemanlar ile, kaplama tabakası ise 8 düğüm noktalı kabuk (shell281) elemanlar ile modellenmiştir. Katı elemanlar ile kabuk elemanlar aynı düğüm noktalarını kullanmaktadır.



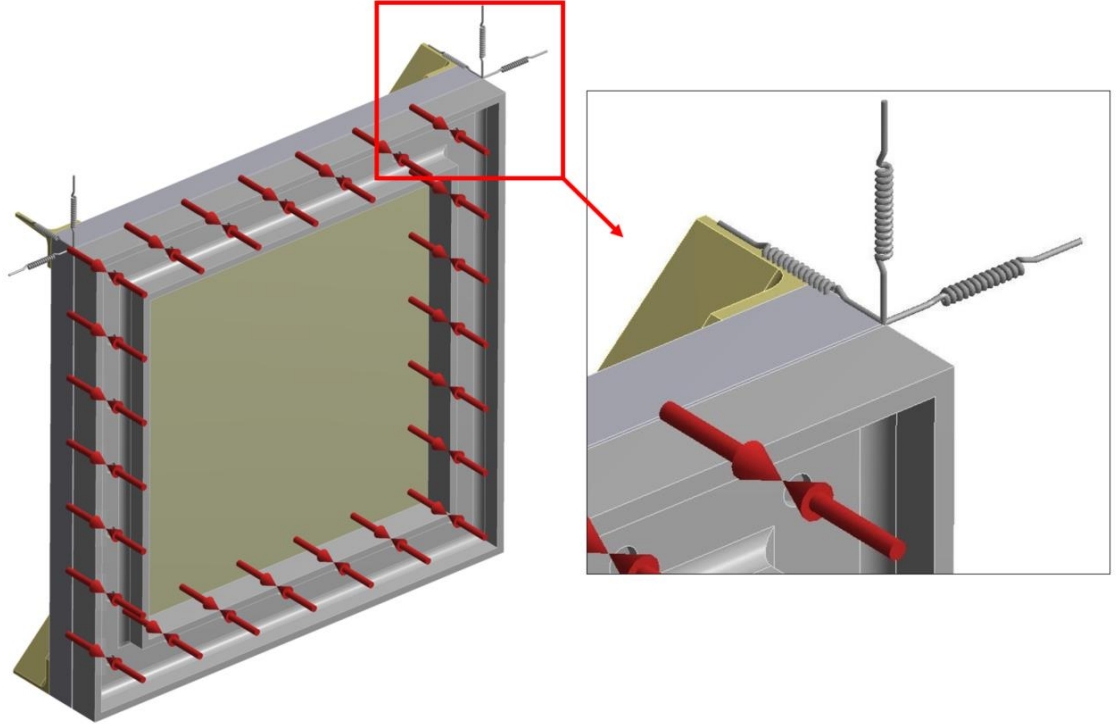
Şekil 3.10. Çelik plaka ve kaplama katmanının sonlu elemanlar modeli

Plakanın ve kaplamanın malzeme özellikleri Çizelge 3.3'deki gibidir. Plaka ve çerçeve arasındaki yüzeylere sürtünmesiz temas tanımı yapılmıştır. Çerçeve iki ayrı bölümden oluşmaktadır. Test plakası bu bölümlerin arasına yerleştirilir ve daha sonra birbirlerine cıvatalarla bağlanmıştır. Cıvatalar 2 düğüm noktalı kiriş (beam188) elemanlarıyla modellenmiştir. Statik analizdeki kirişlerin her birine 8 kN değerinde bir ön gerilme

kuvveti uygulanmıştır. Sınır koşulu olarak, çerçeveler testlerde esnek halatları temsil eden zayıf yaylarla sabitlenmiştir (Şekil 3.11).

Çizelge 3.3. Plaka ve kaplamanın malzeme özellikleri

Malzeme	Çelik Plaka	Kaplama
	Galvanizli Çelik	Su-bazlı Akrilik
Elastisite Modülü (GPa)	200	2,69
Yoğunluk (kg/m ³)	7850	1650
Poisson Oranı	0,3	0,395



Şekil 3.11. Sayısal modelde cıvatalı bağlantıların (kırmızı oklar) ve zayıf yayların görünümü

3.2.5. Makine Öğrenmesi Algoritmaları

Makine öğrenmesi diğer istatistiksel araçların ötesinde, giriş özelliklerinden çıkış setini tahmin etmeye yardımcı olan karmaşık bir matematiksel fonksiyondur. Matematiksel

fonksiyon, her bir giriş numunesinin ilgili çıkış numunesi ile eşleştirilmesi ile belirlenen verinin eğitim aşamasından üretilir. Veri kümesi, eğitim aşamasından sonra test ve onaylama olarak modelin doğrulanması için alt gruplara bölünmüştür. Metodolojinin doğrulama alt kümesini yüksek doğrulukla tahmin etmesi beklenir. Çıktı ile beklenen değer arasındaki boşluk, algoritmanın performans ölçümü için ana araçtır. Kısaca, makine öğrenmesi, bağımsız değişkenler ve istenen çıktılar arasındaki ilişkiyi genelleştiren belirli bir veri kümesi için uyarlanabilir öğrenme modelidir (Willcock ve ark. 2018).

En bilinen makine öğrenme yöntemi lineer regresyondur. Lineer regresyon modeli temel olarak bağımsız değişken X ile bağımlı değişken Y arasındaki lineer ilişkiyi tahmin etmeye çalışır (Cai ve Hall 2006);

$$X \in \mathfrak{R}^{T \times N} \ \& \ Y \in \mathfrak{R}^{T \times 1} \ \& \ x_c \in X \ \& \ y_c \in Y \quad c = \{1, 2, \dots, T\}$$

$$x_c = [x_{c,1} \ \dots \ x_{c,N}] \quad (3.7)$$

Lineer regresyon için (3.7) denklemini fonksiyonel gösterimi:

for $i = \{1, 2, \dots, T\}$ and $j = \{1, 2, \dots, N\}$ and $a_0, a_j \in \mathfrak{R}$

$$y_i \sim p_i = a_0 + \sum_{j=1}^n a_j \cdot x_{i,j} \quad (3.8)$$

Gözlemlenen y_i değeri için, p_i tahmin edilen değerdir. Lineer regresyonun fonksiyon parametreleri, (3.9), (3.10) ve (3.11) denklemlerinde gösterildiği gibi, hata fonksiyonunun farklılaşmasıyla eğitim aşamasında güncellenir. Eğitim örnekleri, güncellenmiş fonksiyonda kabul limitinden daha düşük hata fonksiyonuna kadar tekrarlı olarak denenmiştir.

$$E(Y, P) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^T (y_i - p_i)^2 \quad (3.9)$$

$$\Delta a_j = -\frac{\partial E}{\partial a_j} \quad (3.10)$$

$$a_{j_{yeni}} = a_{j_{eski}} + \Delta a_j \quad (3.11)$$

Etkileşimli Doğrusal Regresyon

Etkileşimli doğrusal regresyon (Interactions Linear Regression), doğrusal olmayan regresyon tiplerinden biridir. Model hem özellikleri hem de özelliklerin etkileşimleri ile ilgilidir. Özelliklerin etkileşimi çıktının tahmin gücünü artırır. Etkileşimli doğrusal regresyonun matematiksel gösterimi Denklem (3.12)'deki gibi verilebilir.

$i = \{1, 2, \dots, T\}$ & $j = \{1, 2, \dots, N\}$ & $a_0, a_j, b_{j,m} \in \mathfrak{R}$ için;

$$y_i \sim p_i = a_0 + \sum_{j=1}^n a_j \cdot x_{i,j} + \sum_{j=1}^n \sum_{m=j+1}^n b_{j,m} \cdot x_{i,j} \cdot x_{i,m} \quad (3.12)$$

Regresyon modeli parametreleri $(a_0, a_j, b_{j,m})$ eğitim numuneleri çiftine (X, Y) göre optimize edilir ve yeni gözlemler X_{test} , hesaplanan parametre değerleri ile tahmin edilen Y_{test} değerine uyarlanır. Regresyonun öğrenme algoritması, (3.9), (3.10) ve (3.11) denklemlerinde verilen lineer regresyona benzer hata fonksiyonunu en aza indirmeye dayanmaktadır (Capuano ve Rimoli 2019).

Destek Vektör Makinesi

Destek vektör makinesi (Support Vector Machine), doğrusal olmayan ve yüksek boyutlu veri kümeleri için uygun olan yaygın olarak kullanılan bir başka makine öğrenme modelidir. Destek vektör makinesi modeli veri girdi vektörlerini yüksek boyutlu uzaya eşleştirir ve karar yüzeyi oluşturur. Destek vektör makinesi, veri girdilerinin veri çıkışlarına göre uydurulması için doğrusal hiper düzlem kullanır. Uydurulmuş örnekleri optimize edilmiş hiper düzlem ile yüksek boyutlu geometriye yerleştirmek dışbükey bir optimizasyon problemidir. Denklem (3.7)'nin fonksiyonel gösterimi n kadar özelliği olan

X giriş veri kümesi, normal bir vektör olan w hiper düzlemine ve veri girişi ile veri çıkışı arasındaki ilişki doğrusal ise, başlangıç noktasından hiper düzlemine olan b mesafesine sahip olan karar fonksiyonu $f(X)$ Denklem (3.13)'deki gibi gösterilebilir (H.-C. Sun ve Huang 2011, Wauters ve Vanhoucke 2014).

$w \in \mathfrak{R}^{1 \times N}$ & $b \in R$ için;

$$f(X) = x_c w^T + b = Y \quad (3.13)$$

Çekirdek fonksiyonu, doğrusal olmayan ilişkilerde veri giriş vektörünü yüksek boyutlu özellik alanına eşlemek için kullanılır (Panda ve ark. 2018). Uygun bir çekirdek fonksiyonu $K(x_c, x)$, sabit bir ağırlıklandırma yerine “ w ” yerine her örnek başına Lagrange çarpanını güncelleyerek optimize edilmiş bir çözüm sunar. Çekirdek fonksiyonu, doğrusal olmayan eşleme fonksiyonun $\varphi(x_c)$ genelleştirilmiş bir şeklidir (Smola ve Schölkopf 2004).

$$K(x_c, x) = \varphi(x_c) \cdot \varphi(x) \quad (3.14)$$

Benzer şekilde, karar fonksiyonu $f(X)$ Denklem (3.15)'deki gibi ifade edilebilir.

$$f(X) = \sum_{c=1}^T \alpha_c K(x_c, x) + b = Y \quad (3.15)$$

Radyal temel, doğrusal, sigmoidal, gaussian gibi birçok çekirdek fonksiyonu vardır. Bu çalışmada, Gaussian çekirdek fonksiyonu model yapımında kullanılmıştır. σ 'nın belirlenmesi, çekirdek fonksiyonunun eşleme gücü ile ilişkilidir:

$\sigma > 0$ için;

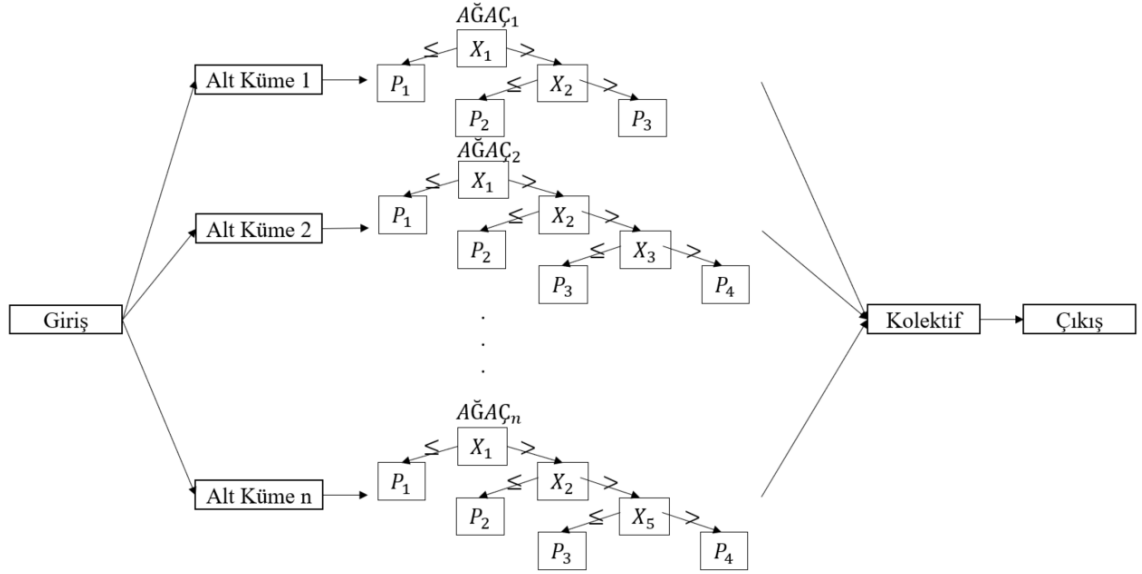
$$K(x_c, x) = e^{-|x_c - x|^2 / 2\sigma^2} \quad (3.16)$$

Öğrenme algoritmasında, etkileşimli doğrusal regresyondan farklı olarak, destek vektör makinesi (3.9) denklemindeki hata fonksiyonu yerine (3.17) denklemindeki gibi kayıp fonksiyonunu en aza indirmeye çalışır (Y. Wang ve ark. 2012).

$$L_{\varepsilon}(f(X), y) = \begin{cases} |f(X) - y| - \varepsilon & \text{if } |f(X) - y| \geq \varepsilon \\ 0 & \text{diğer hallerde} \end{cases} \quad (3.17)$$

Kolektif Metot

Kolektif metot (Ensemble method), daha doğru sonuçlar için zayıf öğrenenleri entegre ederek veri kümesi için tahmin gücünü artırır (Hamze-Ziabari ve Bakhshpoori 2018, Kang ve Kang 2018). Kolektif metot için üç ana yaklaşımı vardır. Bunların birincisi aynı makine öğrenme algoritması için ayarlanan veri kümesinin farklı altkümelerine uygulanması, ikincisi aynı makine öğrenme algoritmasının farklı başlangıç değerleriyle tekrarlanması ve üçüncüsü ise farklı makine öğrenme algoritmalarının ortak çalışmasıdır. Bu çalışmada farklı alt küme iterasyon modellerinin kullanılması tercih edildi. Tercih edilen model olan torbalama (bagging) metodolojisi, tahmin ağacının potansiyel sonuçlar için dallanma yöntemi olduğu ağaç tahmin edicilerini toplayarak tahmin doğruluğunu güçlendirmek için kullanılır (Wu ve ark. 2018). Regresyon uygulamaları için, torbalama metodolojisi farklı önyükleme örnekleri için bir çoğaltma (multiplexing) algoritmasına dayanmaktadır. Giriş örnekleri, önyükleme altkümeleri (S_1, S_2, \dots, S_n) olarak değiştirilen rastgele gözlemler seçilerek n kez tekrarlanır. Her alt küme için farklı ağaç modeli geliştirilir ve optimize edilir. Nihai iterasyonun sonunda, toplam regresyon çıktısının n adet tahmininin ortalamasıdır. Etkileşimli doğrusal regresyon ve destek vektör makinesinden farklı olarak karar ağaçları veri kümesine odaklanmaktadır. Sonuç olarak, kayıp veya hata fonksiyonlarından ziyade Gini indeksi ve entropi fonksiyonu gibi metriklere dayalı olarak karar ağaçlarının yapısını oluşturur (Şekil 3.12).



Şekil 3.12. Model çıktısı için "n" karar ağacının çıktılarının ortalaması olan kolektif yöntemin gösterimi

Yukarıda bahsedilen makine öğrenme metotları doğrusal olmayan regresyon tahmininin kısa bir kapsamıdır. Etkileşimli doğrusal regresyon uyum ve eğitim konusunda güçlü fakat karmaşıklık tahmininde zayıftır. Destek vektör makinesi karmaşıklıkta daha güçlüdür ancak aşırı uyma eğilimindedir. Son olarak, karar ağaçlı model olan kolektif metot küçük veri kümesinde tahmin gücünü artırabilir; ancak veri kümesinin entropi fonksiyonu modelin genelleşmesini azaltabilir. Sonuç olarak, hiçbiri en iyi seçim değildir. Belirtilen uygulama için metodolojiler denenmeli ve test performansı karşılaştırılmalıdır. Bu çalışmada, frekansa bağlı sönümlenme oranı eğrileri eğri uydurma yöntemiyle 4. dereceden polinoma oturtulmuştur. İlgili fonksiyon Denklem (3.18)'de verilmiştir.

$$\zeta(\omega) = a_4\omega^4 + a_3\omega^3 + a_2\omega^2 + a_1\omega + a_0 \quad (3.18)$$

$\zeta(\omega)$ sönümlenme oranı, ω açılal frekans ve a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 katsayılarıdır.

Sönümlenme oranı eğrileri ($\zeta(\omega)$) ile Rayleigh sönümlenme katsayıları (α ve β) için a_0, a_1, a_2, a_3, a_4 katsayıları üretilir. Bu veri kümesi çiftinde giriş vektörü ve çıkış vektörü $S : (P, V) \rightarrow P \in \mathfrak{R}^5$ ve $V \in \mathfrak{R}^2$ olarak gösterilebilir. (P, V) çifti, hesaplanan polinom ve

belirtilen Rayleigh sönümlenme katsayıları için makine öğrenmesi algoritmalarına uyarlanır.

Modeller oluşturulmuş ve verilerle eğitilmiştir. Eğitim adımında, genel veriler modellerin gücünü ölçmek için eğitim ve doğrulama olarak iki gruba ayrılmıştır. Doğrulama hatası sonuçları karşılaştırıldıktan sonra en iyi sonuç veren üç model seçilmiştir (Şekil 3.13).

Eğitilen veri kümeleri $i \in \mathbb{Z} \ \& \ \forall i$ için:

$$S_i: (P_i, V_i) \rightarrow P_i = [a_{0_i}, a_{1_i}, a_{2_i}, a_{3_i}, a_{4_i}] \ \& \ V_i = [\alpha_{k_i}, \beta_{k_i}] \quad (3.19)$$

bağıntısı verilir.



Şekil 3.13. Çalışmada seçilen makine öğrenmesi modellerinin blok gösterimi

3.3. Vibro-Akustik Analizler

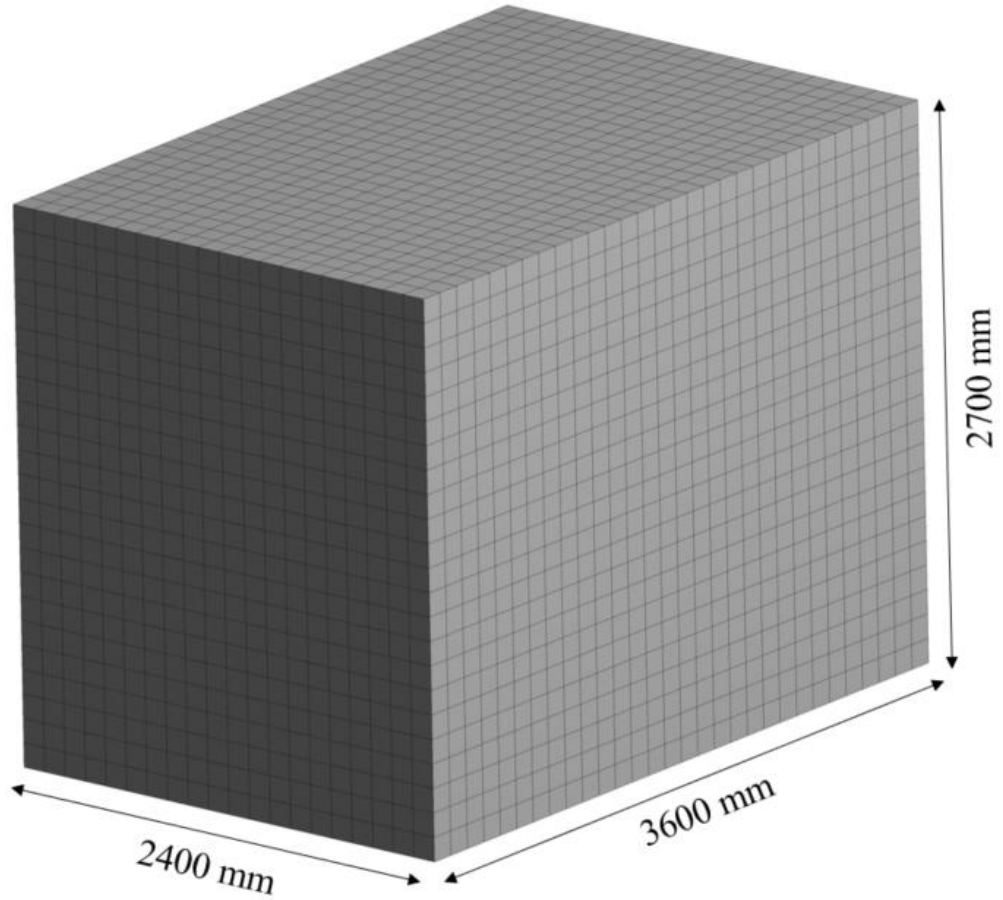
3.3.1. Akustik Oda Modları

Bu çalışmada dış ortam seslerinden etkilenmemek için akustik olarak izole edilmiş bir oda kullanılmıştır. Ancak dış ortam seslerini izole etme gibi avantajları olsa da bu tip bir çalışmanın bir oda içerisinde yapılmasının dezavantajları da vardır.

Odalar, oda modları veya duran dalgalar adı verilen doğal olarak oluşan rezonans frekanslarına sahiptir. Oda modları, geçiş frekansının altındaki akustik bozulmanın ana nedenidir, modal rezonanslar enerji depolar ve frekans cevap fonksiyonunun tepe noktalarında 20 dB veya daha fazla düşümlere neden olur. Testlerde kullanılan sistemler,

son derece gelişmiş ekipmanlara sahip olsalar bile, modal rezonansların olumsuz etkilerinden etkilenirler.

Genel olarak, küçük odalar düşük frekans aralığında düzensiz mod frekans dağılımına sahiptir. Özellikle birbirlerine basit oranlar taşıyan boyutları olan odalarda, düşük frekans aralığında yoğun üst üste binmiş rezonanslar gözlenir. Geçmişte akustik modların dağılımını mümkün olduğu kadar dikdörtgen odaların boyut oranlarını bulmak için çalışmalar yapılmıştır (Papadopoulos 2001).



Şekil 3.14. 2400 x 3600 x 2700 mm boyutlarındaki odanın sonlu elemanlar modeli

Şekil 3.14'de çalışmada kullanılan 2400x3600x2700mm boyutlarındaki odanın sonlu eleman modeli gösterilmektedir. Sonlu elemanlar modeli, ANSYS Mechanical kodu kullanılarak oluşturulmuştur. Hava 20 düğüm noktalı katı (solid186) elemanlar ile eleman ağı boyutu akustik dalga boyu başına en az altı ikinci dereceden eleman kuralı takip edilerek modellenmiştir. Havanın yoğunluğu $\rho_{hava} = 1,225 \text{ kg/m}^3$ ve ses hızı $c_{ses} =$

343 m/s olarak tanımlanmıştır. Odanın yüzeyleri ses izolasyon malzemesi ile kaplıdır. Yüzeylerin ses yutma katsayıları Çizelge 3.5'deki gibi frekansa bağlı değişmektedir. Modal akustik analizde frekansa bağlı ses yutma katsayılarının 500 Hz'e kadar olan kısmının ortalaması alınarak ses yutma katsayısı 0,57 olarak tanımlanmıştır.

Odanın mod frekansları sonlu elemanlar analizlerini doğrulamak için hem analitik hem de sayısal olarak hesaplanmıştır. Odanın mod frekanslarının analitik hesaplanmasında, üç eksenin her birinde dalga sayıları n_x, n_y, n_z ve odanın boyutları l_x, l_y, l_z olmak üzere Denklem (3.20) kullanılmıştır.

$$f_{n_x, n_y, n_z} = \frac{c_{ses}}{2} \sqrt{\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2 + \left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2 + \left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2} \quad (3.20)$$

Odanın ilk 10 modu analitik ve sayısal olarak hesaplanmış olup sonuçlar Çizelge 3.4'te verilmiştir. Analitik denklemde odanın ses yutma sayısı hesaplamaya dahil edilmediğinden sayısal modelde de dahil edilmeyerek modelin doğruluğu incelenmiştir. Ses yutma katsayısının 0 alınarak ilk 10 mod incelendiğinde maksimum hata oranının %0,0025'i geçmediği görülmüştür. Yani sonlu eleman ağının odanın mod frekanslarını ilgililenen frekans aralığında doğru şekilde tahmin edebilecek kadar iyi olduğu kanıtlanmıştır.

Çizelge 3.4. Oda mod frekanslarının analitik ve sayısal sonuçlarının karşılaştırılması

Mod no	Mod Şekli	Ses Yutma Katsayısı = 0			Ses Yutma Katsayısı = 0,57	
		Analitik Sonuçlar (Hz)	Sayısal Sonuçlar (Hz)	Hata oranı (%)	Sayısal Sonuçlar (Hz)	Hata oranı (%)
1	1,0,0	47,639	47,639	0,0000	46,868	1,6184
2	0,1,0	63,519	63,519	0,0000	63,409	0,1732
3	0,0,1	71,458	71,458	0,0000	71,643	0,2582
4	1,1,0	79,398	79,398	0,0000	79,357	0,0516
5	1,0,1	85,882	85,882	0,0000	86,205	0,3747
6	2,0,0	95,278	95,278	0,0000	96,001	0,7531
7	0,1,1	95,608	95,608	0,0000	95,875	0,2785
8	1,1,1	106,819	106,820	0,0009	107,050	0,2158
9	2,1,0	114,510	114,510	0,0009	114,830	0,2795
10	2,0,1	119,097	119,100	0,0025	119,980	0,7360

Ardından ses yutma katsayısının 0,57 olduğu durum da sayısal olarak hesaplanmış ve ilk 10 mod incelendiğinde çalışmanın yapıldığı 80 – 500 Hz frekans aralığında odanın modları olduğu tespit edilmiştir. Odanın mod frekanslarının çevresindeki frekanslarda uyarmadan kaynaklanan ses basıncı, çoklu rezonanslardan dolayı daha yüksek olurken, çok daha düşük bir ses basıncının daha uzak olması beklenmektedir (Papadopoulos 2001). Bu yüzden kaplamanın ses basıncına etkisi test verileri ile karşılaştırılırken vibro-akustik analizler için hazırlanan sonlu elemanlar modelinde odanın hacmi ve duvarların yutma ve yansıtma özellikleri de dahil edilmiştir.

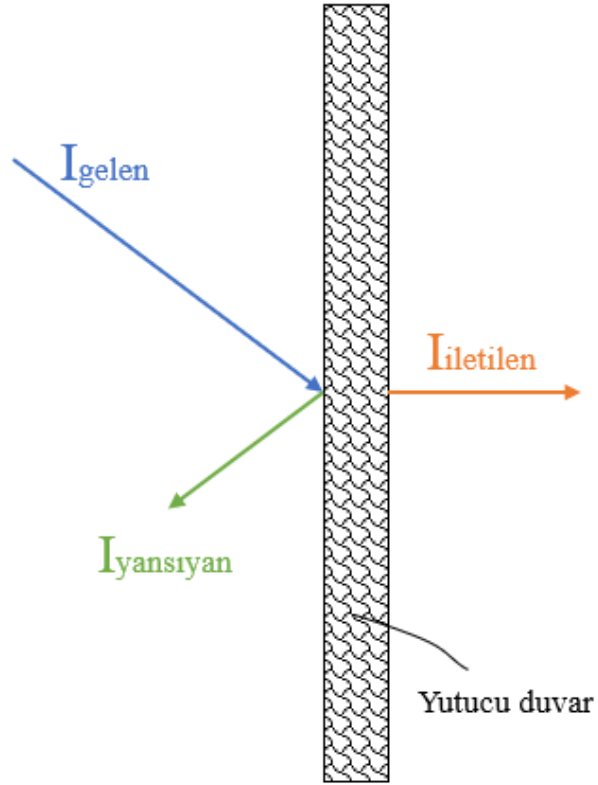
3.3.2. Akustik Oda Duvarlarının Ses Yutuculuğu

Akustik ses yutuculuğu, gürültü yalıtımında önemli bir özelliktir. Ses yalıtımı, ses enerjisini mümkün olduğunca ısıya dönüştürmeyi veya belirli bir yerden uzağa yasıtılmasını amaçlar. Bir yüzeye çarpan ses dalgaları yansıtılır, iletilir veya yutulur. Yansıma, iletme veya yutma enerji miktarları yüzeyin akustik özelliklerine bağlıdır. Genel olarak, yumuşak, bükülebilir veya gözenekli malzemeler iyi bir akustik izolatör görevi görür ve çoğu sesi yutar, oysa yoğun, sert ve geçirgen olmayan malzemeler ise (metaller gibi) sesi yansıtır.

Şekil 3.15'teki gibi yutucu bir duvar gelen ses enerjisinin, viskoz ve termal özellikleriyle bir kısmını ısıya dönüştürerek yutar, bir kısmını içerisinden geçirerek dışarıya iletir ve kalan enerjiyi de yansıtır. Bir malzemenin yutuculuğu yansımaya ne kadar izin verdiğiyle orantılıdır ve bu malzeme özelliği ses yutma katsayısı olarak ifade edilir. Ses yutma katsayısı (α_{yutma}), yüzey tarafından yutulan enerjinin ($I_{yutulan}$), gelen enerjiye (I_{gelen}) oranıdır ve Denklem (3.21)'de gösterilmektedir.

$$\alpha_{yutma} = \frac{I_{yutulan}}{I_{gelen}} = \frac{I_{gelen} - I_{yansıtılan}}{I_{gelen}} \quad (3.21)$$

Eğer $\alpha_{yutma} = 1$ ise duvar malzemesi tamamen yutucu, eğer $\alpha_{yutma} = 0$ ise duvar malzemesi tamamen yansıtıcıdır. Ses yutma katsayısı malzemenin frekansa bağlı bir fonksiyonudur.



Şekil 3.15. Yutucu bir duvara çarpan ses

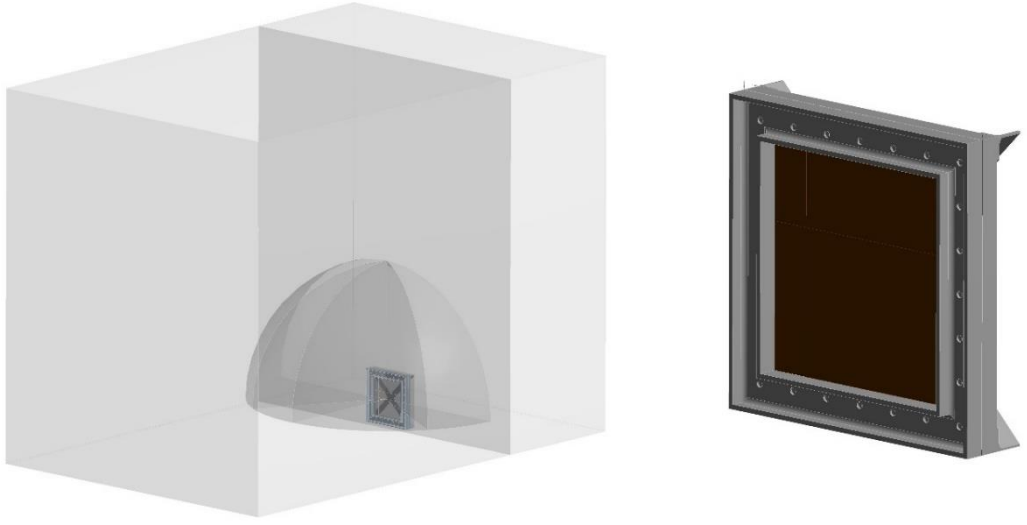
Çizelge 3.5’de testlerin yapıldığı akustik odanın ses yutma katsayıları verilmiştir. Önceki bölümlerde açıklanan vibro-akustik analizler için oluşturulan sonlu elemanlar modelinde kullanılmıştır.

Çizelge 3.5. 1/3 Oktav bandında odanın ses yutma katsayıları

Frekans (Hz)	Ses Yutma Katsayısı	Frekans (Hz)	Ses Yutma Katsayısı	Frekans (Hz)	Ses Yutma Katsayısı
100	0,348	500	0,804	2500	0,995
125	0,321	630	0,842	3150	0,980
160	0,428	800	0,880	4000	0,982
200	0,506	1000	0,901	5000	0,993
250	0,627	1250	0,922	6300	0,998
315	0,716	1600	0,968	8000	0,997
400	0,825	2000	0,996	10000	0,998

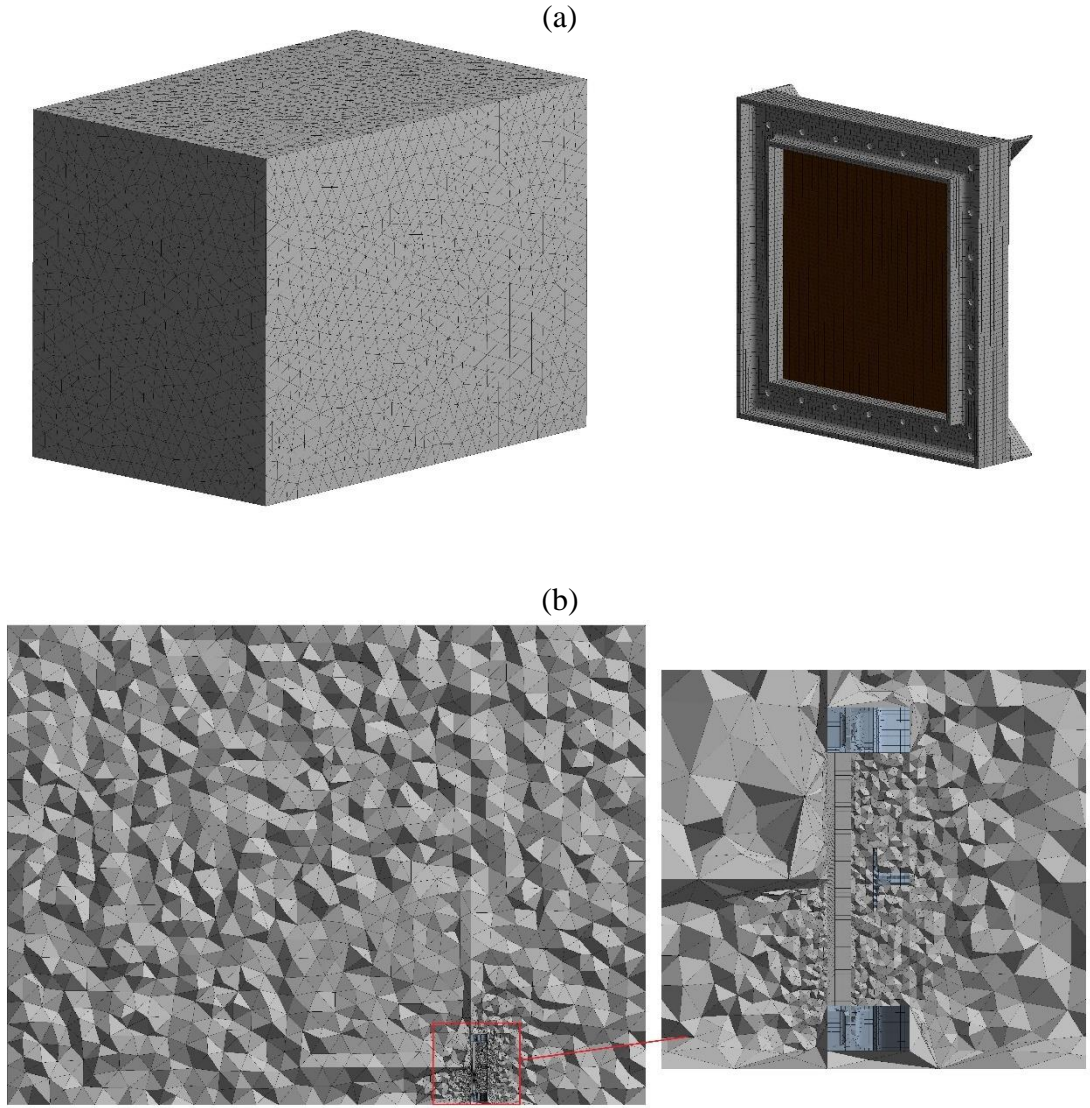
3.3.3. Vibro-Akustik Analizler için Sonlu Elemanlar Modeli

80 - 500 Hz aralığında akustik odanın etkisi görüldüğü için akustik oda ve ses yutma özellikleri sonlu elemanlar analizlerine dahil edilmiştir. Bunun için çerçeve ve plakadan oluşan sistemin etrafına 2400 x 3600 x 2700 mm boyutlarında kübik şekilde bir hava boşluğu oluşturulmuştur (Şekil 3.16). Çizelge 3.5 verilen ses yutma katsayıları taban hariç yanıl yüzeylere ve tavana uygulanmıştır. Taban tamamen yansıtıcıdır.



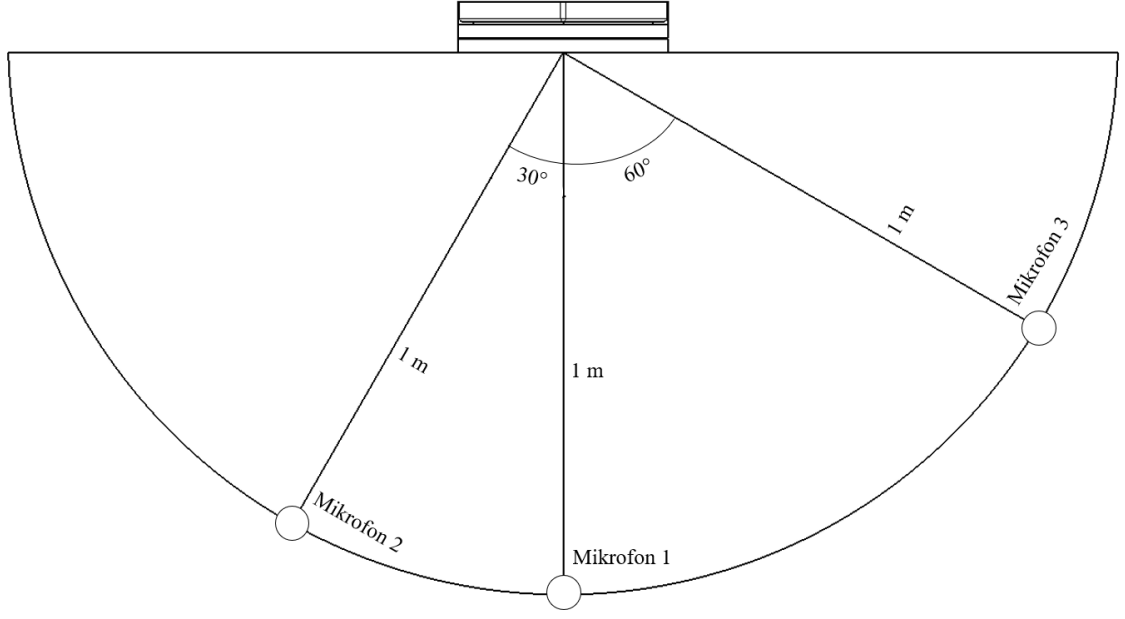
Şekil 3.16. Akustik odayı temsil eden hava boşluğu ile çerçevenin içerisindeki konumu

Şekil 3.17'de görüldüğü gibi, çelik plaka, çerçeve ve kaplama 20 düğüm noktalı katı (solid186) elemanlar ile, hava boşluğu ise 10 düğüm noktalı katı (solid187) elemanlar ile modellenmiştir. Çerçeve bağlantılarında bulunan cıvatalar ise 2 düğüm noktalı kiriş (beam188) elemanlar ile modellenmiştir. Hava boşluğunun sonlu elemanlar modelindeki düğüm noktaları ile sac ve çerçeveden oluşan yapısal parçaların sonlu elemanlar modelindeki düğüm noktaları tam eşleşecek şekilde modellenmiştir. Hava boşluğunun eleman ağı boyutu akustik dalga boyu başına en az altı ikinci dereceden eleman kuralı takip ederek belirlenmiştir.



Şekil 3.17. Hava boşluğunun ve çerçeve ile plakanın sonlu elemanlar modeli (a) görünümü, (b) kesit görünümü

Hava boşluğunun dış yüzeylerine odanın yutma özellikleri tanımlanmıştır. Test düzeneğini taklit etmek için cıvatalardaki ön gerilmeler, modal sarsıcının uyguladığı kuvvet gibi sınır şartları Bölüm 3.2.4'te anlatılan titreşim analizlerindeki gibi uygulanmıştır. Mikrofonların konumlandığı noktalardan (Şekil 3.18) ses basınç seviyeleri ölçülerek, testlerden elde edilen veriler ile karşılaştırılmıştır



Şekil 3.18. Mikrofonların konumlarının şematik gösterimi

4. BULGULAR ve TARTIŞMA

4.1. Sönüm Malzemesinin Özelliklerinin Belirlenmesi

Sönüm malzemesinin özelliklerinin belirlenmesi ile ilgili sonuçlar, sayısal ve deneysel sonuçları göstermek için beş alt bölümde gruplandırılmıştır. İlk üçünde, frekansa bağlı sönümleme oranı eğrileri, sayısal ve deneysel sonuçlar için karşılaştırılmıştır. Farklılıklar iki farklı yüzde hatası, yani ortalama mutlak yüzde hatası (OMYH) ve maksimum mutlak yüzde hatası (MMYH) olarak gösterilmiştir. Karşılık gelen formüller (4.1) ve (4.2) denklemlerinde verilmiştir.

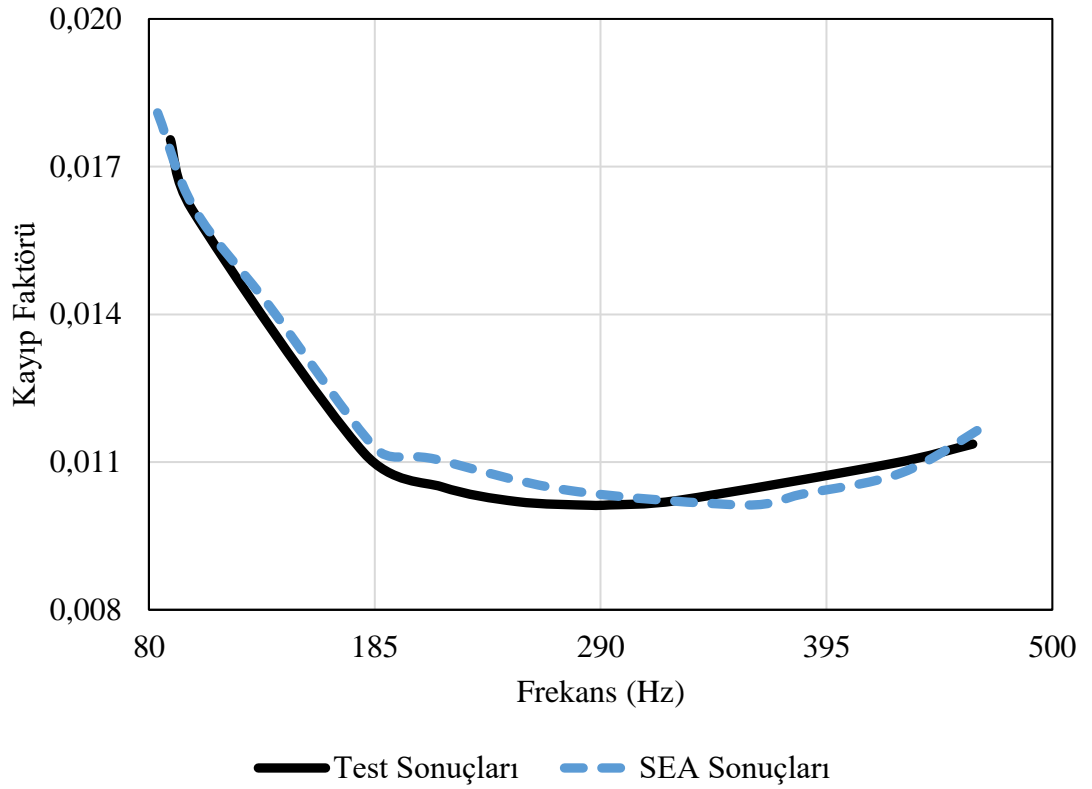
$$OMYH = \frac{100}{n} \times \sum_{i=1}^n \left| \frac{\eta_{t(i)} - \eta_{a(i)}}{\eta_{t(i)}} \right| \quad (4.1)$$

$$MMYH = 100 \times \max_{i=1,n} \left(\left| \frac{\eta_{t(i)} - \eta_{a(i)}}{\eta_{t(i)}} \right| \right) \quad (4.2)$$

Daha sonra, kaplama malzemesinin sönümleme oranının kaplama kalınlığına göre değişimi incelenmiş ve α_k ve β_k katsayıları için oluşturulmuş fonksiyonlar verilmiştir. Son olarak, kaplamalı plakaların farklı kalınlıklara göre ivme frekans cevaplarının sayısal sonuçları verilmiş ve deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

4.1.1. Kaplanmamış Plakaların Sonuçları

Bu çalışmanın ilk adımı olarak, kaplanmamış plakaya sayısal analizler uygulanmıştır. Testlerden elde edilen FCF verileri ile Rayleigh sönümleme denklemi kullanılarak plakanın α_ζ ve β_ζ katsayıları hesaplanmış ve daha sonra bunlar sonlu elemanlar modelinde malzeme girdileri olarak tanımlanmıştır. Kayıp faktörü elde etmek için aynı adımlar, bu kez sayısal sonuçlardan elde edilen FCF verileri kullanılarak tekrarlanmıştır. Test verilerinden elde edilen ve sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen kaplanmamış plakanın kayıp faktörlerini gösteren grafik Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Kaplanmamış plakaların testlerden ve sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen kayıp faktörü sonuçları

Sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla tutarlılığı Çizelge 4.1’de ortalama ve maksimum olmak yüzde hata cinsinden verilmiştir. Sayısal yaklaşım şu ana kadar yeterince iyi olarak kabul edilebilir. Plaka için Rayleigh sönümlenme katsayıları da aynı tabloda paylaşılmaktadır. Bu parametreler, kaplanmış plakaları analiz ederken çelik plaka özellikleri olarak hesaplamalarda kullanılmıştır.

Çizelge 4.1. Kaplanmamış plakaların Rayleigh sönümlenme katsayıları ve test ile SEA sonuçları arasındaki kayıp faktörü hata oranları

α_{ζ}	β_{ζ}	OMYH (%)	MMYH (%)
9,01	$2,84 \times 10^{-06}$	3,28	9,19

4.1.2. Sabit Rayleigh Parametreleri ile Kaplamalı Plakaların Sonuçları

Kaplanmamış plakalarda olduğu gibi, toplam 1,5 mm (1 mm çelik levha ve 0,50 mm kaplama) kalınlığına sahip olan kompozit plakanın kayıp faktörü test verilerinden elde

edilmiştir. Kayıp faktörün hesaplandığı 1,5 mm plakanın sonlu elemanlar modeli de hazırlanmıştır. Bazı yinelemelerden sonra, kayıp faktörünün deneysel karşıtlara iyi bir şekilde uymasını sağlayan, kaplamanın Rayleigh sönümlenme katsayılarının optimize edilmiş değerleri seçilmiştir (Çizelge 4.2). Bu noktada, kaplama malzemesinin kayıp faktörünün kaplama kalınlığına göre değişmeyeceği varsayımı yapılmıştır. Daha sonra, sonlu elemanlar analizlerine 0,50 mm kaplamadan elde edilen Rayleigh sönümlenme katsayıları aynen tanımlanarak, 0,75 mm ve 1,00 mm gibi farklı kaplama kalınlıkları için sonlu elemanlar analizleri tekrarlanmıştır. Tüm sonlu elemanlar analizlerinin ve yapılmış testlerin sonuçları Şekil 4.2’de ve bu sonuçların yüzde hataları Çizelge 4.2’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2. Sabit Rayleigh sönümlenme katsayıları ve kaplamalı plakaların kayıp faktörü sonuçlarının hata oranları

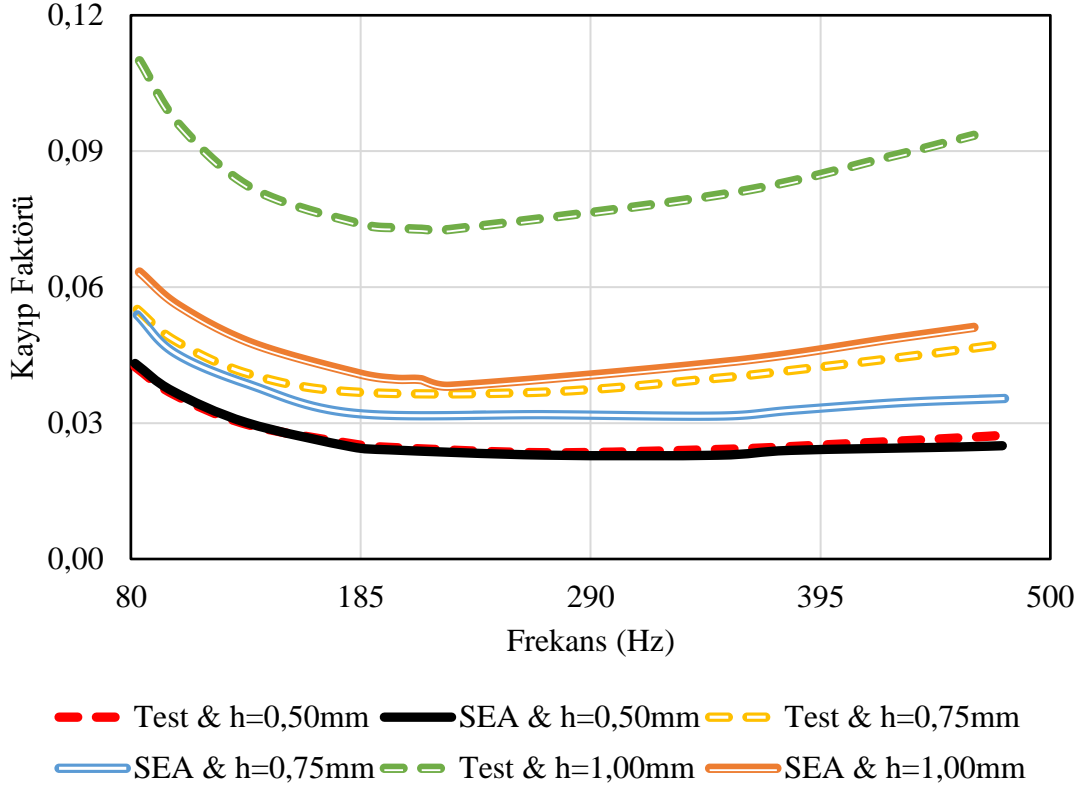
α_k	β_k	$h = 0,50$ mm		$h = 0,75$ mm		$h = 1,00$ mm	
		OMYH (%)	MMYH (%)	OMYH (%)	MMYH (%)	OMYH (%)	MMYH (%)
133,497	$6,45 \times 10^{-05}$	3,62	8,38	14,43	25,32	44,64	47,56

Buna göre, kaplama kalınlığı arttıkça test ile sayısal sonuçlar arasındaki kayıp faktörlerin uyumsuzluğu daha belirgin hale gelmektedir. Bu nedenle, kaplamanın sönümlenme parametrelerinin kaplama kalınlığı ile değiştiği görülmektedir. Başka bir deyişle, kullanılan kaplama malzemesi için sabit Rayleigh sönümlenme katsayılarının kullanılması iyi bir çözüm vermemektedir.

4.1.3. Değişken Rayleigh Parametreleri ile Kaplamalı Plakaların Sonuçları

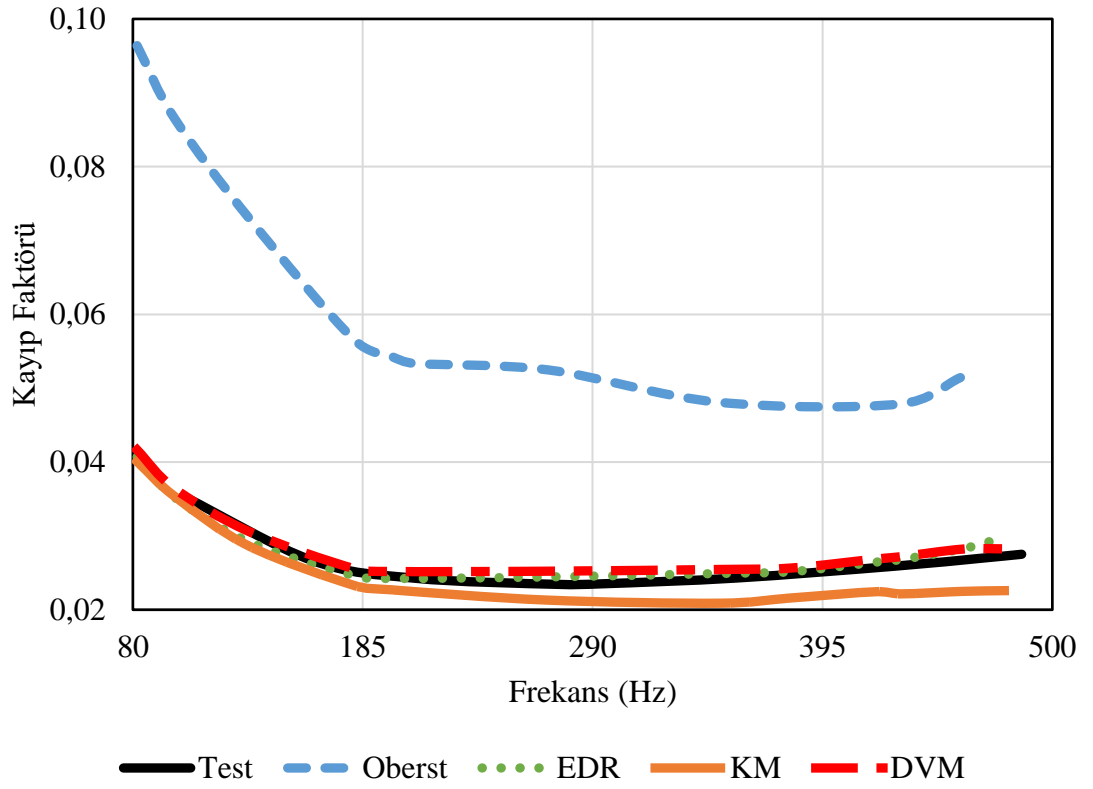
Bu bölümde, kaplamanın Rayleigh sönümlenme katsayılarının kalınlığa göre değişebileceği düşünülmüştür. Böylece, bu davranışın farklı yöntemlerle tahmin edilmesi amaçlanmıştır. Literatürde Oberst yönteminin (Bölüm 3.2.1.) viskoelastik kaplamaların sönümlenme parametrelerinin tahmininde en çok kullanılan yöntem olduğu görülmektedir. Malzemelerin elastisite modülünün oranına ek olarak, kaplama kalınlığının taban plakası oranını gerektirmektedir. Oberst yöntemin sayısal modelde kullanılacak Rayleigh

parametrelerini tahmin etmek için ilk seçenektir. Alternatif olarak, makine öğrenme algoritmaları (etkileşimli doğrusal regresyon, kolektif metot ve destek vektör makinesi) kullanılmıştır. Oberst yönteminin aksine, bu üç algoritma eğitim ve doğrulama için ek sayısal işlemler ve veri kümeleri gerektirir. Bu aşamaların detayları daha önce anlatılmış olduğundan, bu bölümde ilgili sonuçlar verilmektedir.

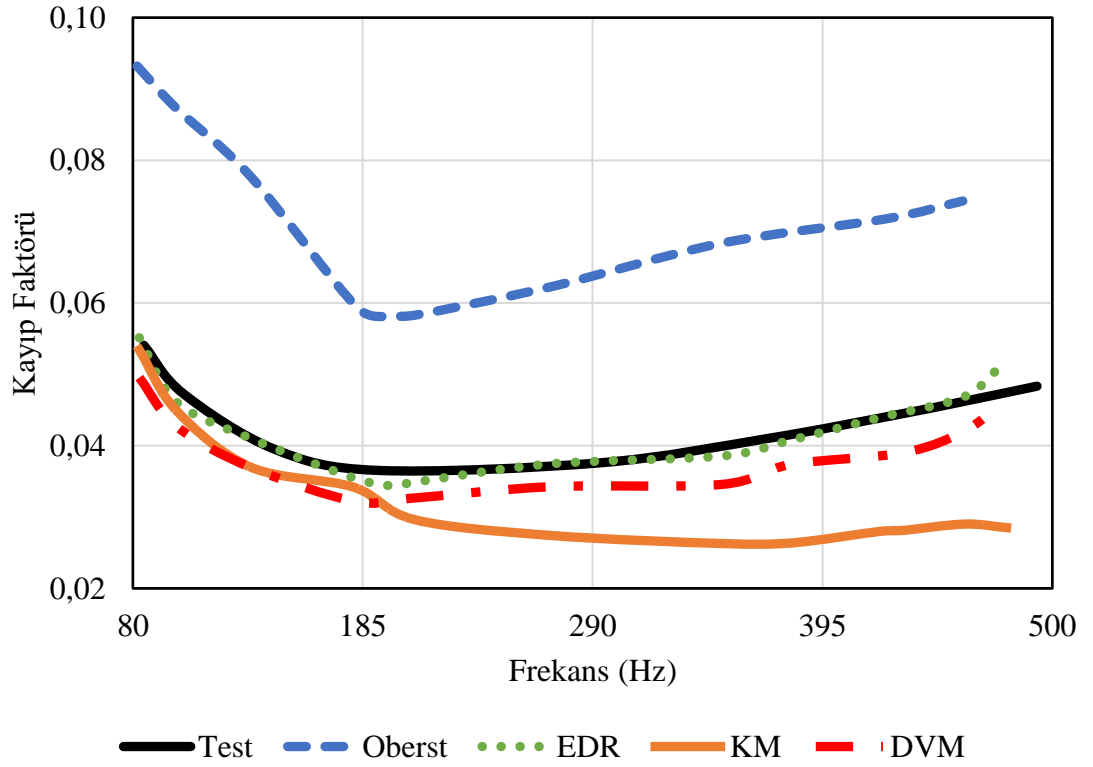


Şekil 4.2. Kaplanmış plakaların Sabit Rayleigh sönümlenme katsayıları ile testlerden ve sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen kayıp faktörü sonuçları

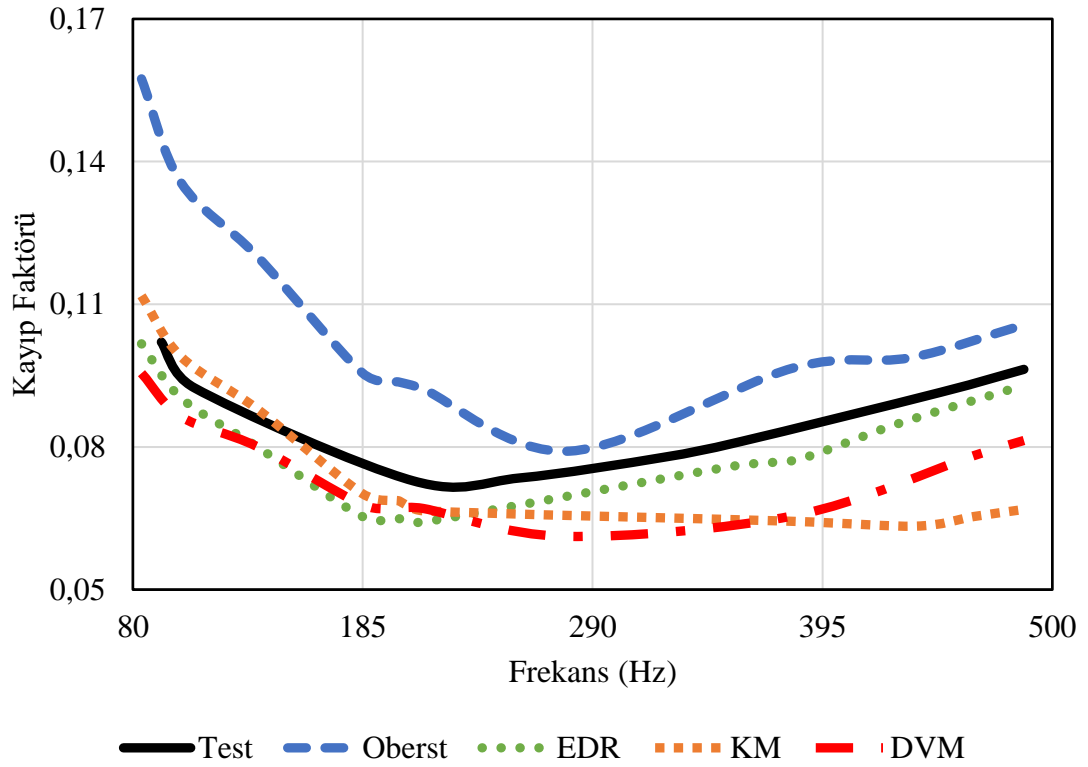
Önceki bölümlerin adımlarına benzer şekilde, sayısal modelde dört farklı yaklaşımla tahmin edilen α_k ve β_k katsayıları, kaplama malzemesine tanımlanmıştır. Ve daha önce yapıldığı gibi, yarı güç bant genişliği yöntemi kullanılarak sayısal FCF sonuçlarından elde edilen kayıp faktörleri hesaplanmıştır. Üç farklı kaplama kalınlık değerlerine sahip kayıp faktör sonuçları Şekil 4.3, Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te verilmiştir.



Şekil 4.3. $h = 0,50\text{mm}$ kaplama kalınlığı için kaplanmış plakaların kayıp faktörü sonuçları



Şekil 4.4. $h = 0,75\text{mm}$ kaplama kalınlığı için kaplanmış plakaların kayıp faktörü sonuçları

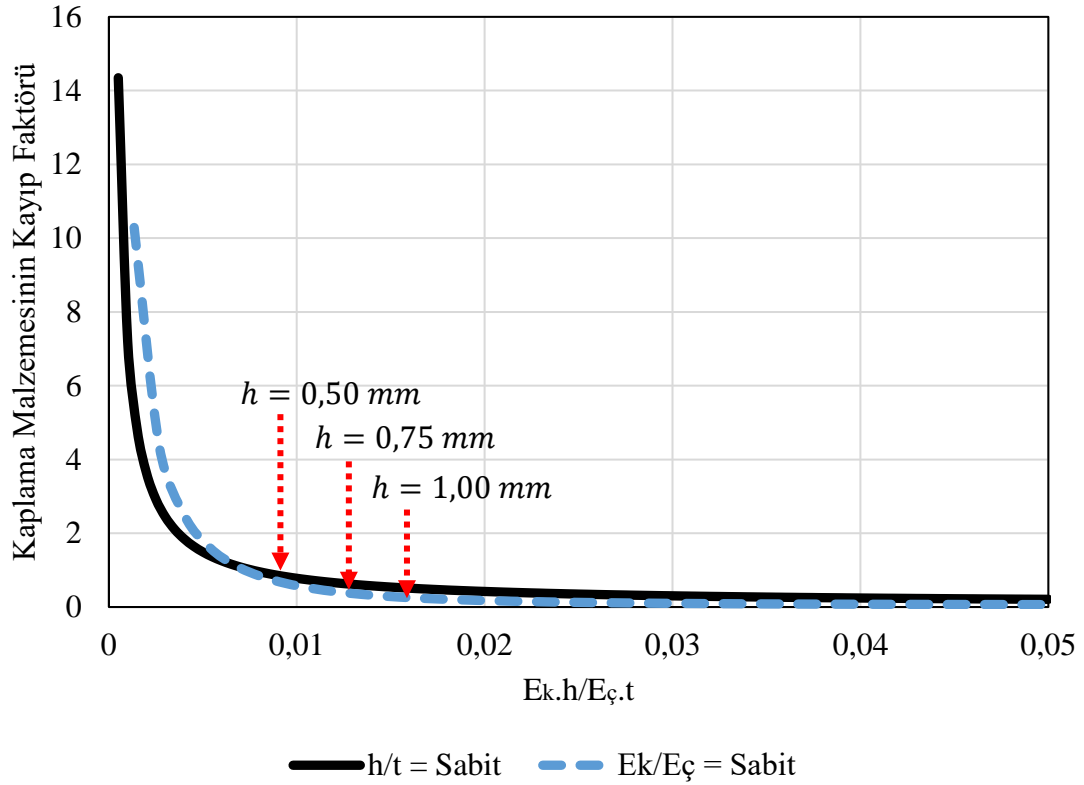


Şekil 4.5. $h = 1,00\text{mm}$ kaplama kalınlığı için kaplanmış plakaların kayıp faktörü sonuçları

Çizelge 4.3. Farklı kaplama kalınlıkları için tahmin yöntemlerine göre değişken Rayleigh sönümlenme katsayıları ve kayıp faktörü sonuçlarındaki hata oranları

		Oberst	EDR	KM	DVM
$h=0,50\text{mm}$	α_k	451,17	118,03	127,18	130,32
	β_k	$1,55 \times 10^{-4}$	$8,94 \times 10^{-5}$	$5,20 \times 10^{-5}$	$8,89 \times 10^{-5}$
	OMYH (%)	117,27	3,64	10,36	3,55
	MMYH (%)	145,80	9,10	17,20	7,56
$h=0,75\text{mm}$	α_k	286,27	126,15	136,33	112,77
	β_k	$1,48 \times 10^{-4}$	$9,76 \times 10^{-5}$	$4,16 \times 10^{-5}$	$8,56 \times 10^{-5}$
	OMYH (%)	68,48	2,88	24,31	9,85
	MMYH (%)	90,23	7,93	39,89	13,48
$h=1,00\text{mm}$	α_k	348,80	253,20	298,16	227,90
	β_k	$1,79 \times 10^{-4}$	$1,07 \times 10^{-4}$	$9,15 \times 10^{-5}$	$1,35 \times 10^{-4}$
	OMYH (%)	25,72	7,15	14,55	12,01
	MMYH (%)	47,48	11,79	30,58	21,66

Oberst yönteminin tatmin edici olmayan eşleşmesinin nedeni ayrıca analiz edilmiştir. Literatüre göre bazı kısıtlamaları vardır. Sönümleme katmanı çok kalın ve çok yumuşaksa ($h/t > 10$ ve $E_k/E_ç < 0,001$), sönümleme malzemesi katmanının deformasyonu düzlemsel kayma olmadan tamamen uzama şeklindedir (Harris ve Piersol 2002). Bu ilginç iddiayı denemek için, Şekil 4.6'daki gibi kayıp faktörü $h.E_k/t.E_ç$ 'ye göre Oberst denklemi ile çizilmiş ve bu çalışmanın parametreleri işaretlenmiştir. Apsisin sıfıra yakın değerleri için, kayıp faktörü değeri üstel olarak artmış ve fiziksel olmayan davranış göstermiştir. Bu, daha düşük kalınlıkta kaplama için Oberst yöntemiyle hesaplanan kayıp faktörün neden artmakta olduğunu açık bir şekilde verir ve verilen sonuçlara göre daha yüksek kalınlık değerleri için bunun tersi olur.



Şekil 4.6. Oberst denklemine göre $h.E_k/t.E_ç$ oranının kaplama malzemesinin kayıp faktörüne etkisi

Üç makine öğrenmesi algoritmaları arasında etkileşimli doğrusal regresyon sonuçlarının ortalama ve maksimum hata değerlerinin önemli ölçüde düşük olduğu görülmektedir. Etkileşimli doğrusal regresyon algoritmasının diğer iki algoritmadan daha basit olmasına

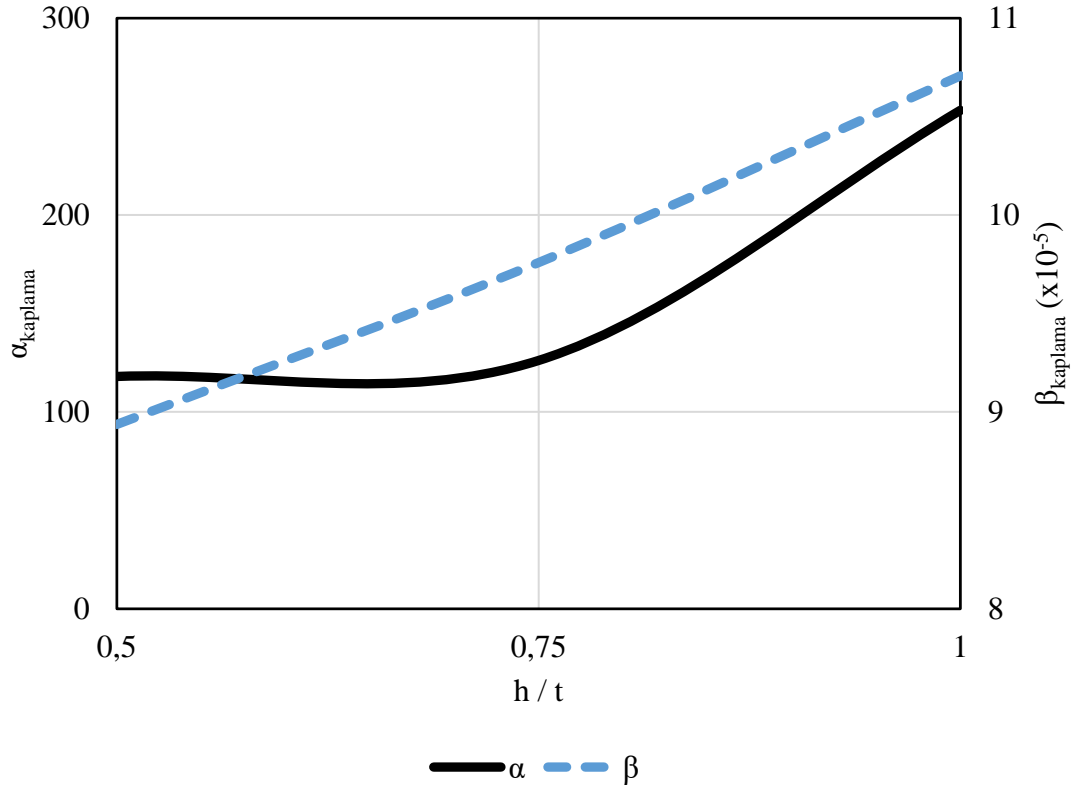
rağmen iyi sonuç vermesi ilk başta anlamsız görünebilir. Ancak; sadece veri kümelerinin sayısı değil aynı zamanda verilerin içerik değeri de makine öğrenim yöntemlerinde hayati bir rol oynamaktadır. Giriş parametrelerinin ön işleme yoluyla elde edildiği ve çıktılara bağlı olduğu veriler için, daha iyi performans elde etmek için destek vektör makinası ve kolektif metot gibi daha karmaşık yöntemlerin kullanılması beklenmektedir. Bu sonuç, girdiler ve çıktılar arasındaki bağlantının doğrusal olduğunu göstermektedir.

4.1.4. Rayleigh Parametreleri ile Kaplama Kalınlığı Arasındaki İlişki

Bu bölümde, etkileşimli doğrusal regresyon modeli ile elde edilen Rayleigh sönümleme katsayıları için tahmin fonksiyonları geliştirilmiştir. Katsayıların kalınlık oranına bağımlılığı Şekil 4.7’de gösterilmektedir. β_k doğrusal bir davranış gösterirken, α_k belirtilen sınırlarda ikinci dereceden görünmektedir. Bu sonuç, literatürdeki (Syed ve ark. 2012) sonuçlarla iyi bir şekilde benzerdir ve bu da sönümleme oranının artan kaplama kalınlığı ile üstel olarak arttığını göstermektedir. Bu nedenle, ikinci derece bir polinomun tahmin fonksiyonu için yeterli olduğu görülmektedir. Eğri uydurma algoritması kullanılmış ve α_k ve β_k için denklemler elde edilmiştir. α_k ve β_k için elde edilen denklemler sırasıyla Denklem (4.3) ve (4.4)’te verilmiştir.

$$\alpha_k = 951,47 \left(\frac{h}{t}\right)^2 - 1156,9 \left(\frac{h}{t}\right) + 458,6 \quad (4.3)$$

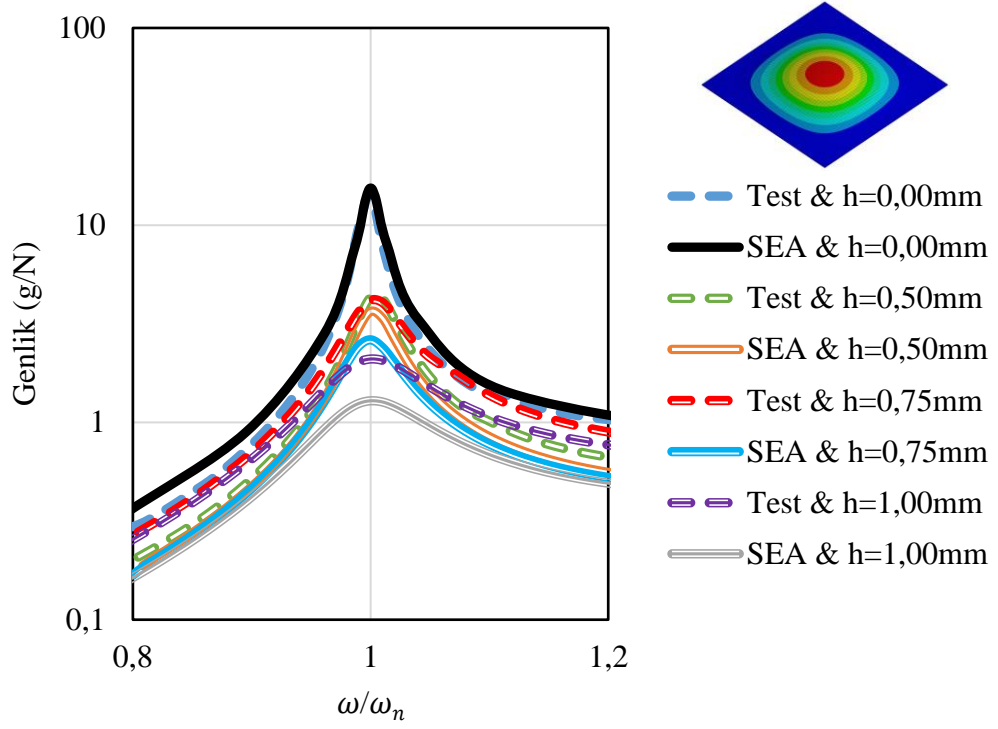
$$\beta_k = 0,0000101 \left(\frac{h}{t}\right)^2 + 0,0000202 \left(\frac{h}{t}\right) + 0,0000767 \quad (4.4)$$



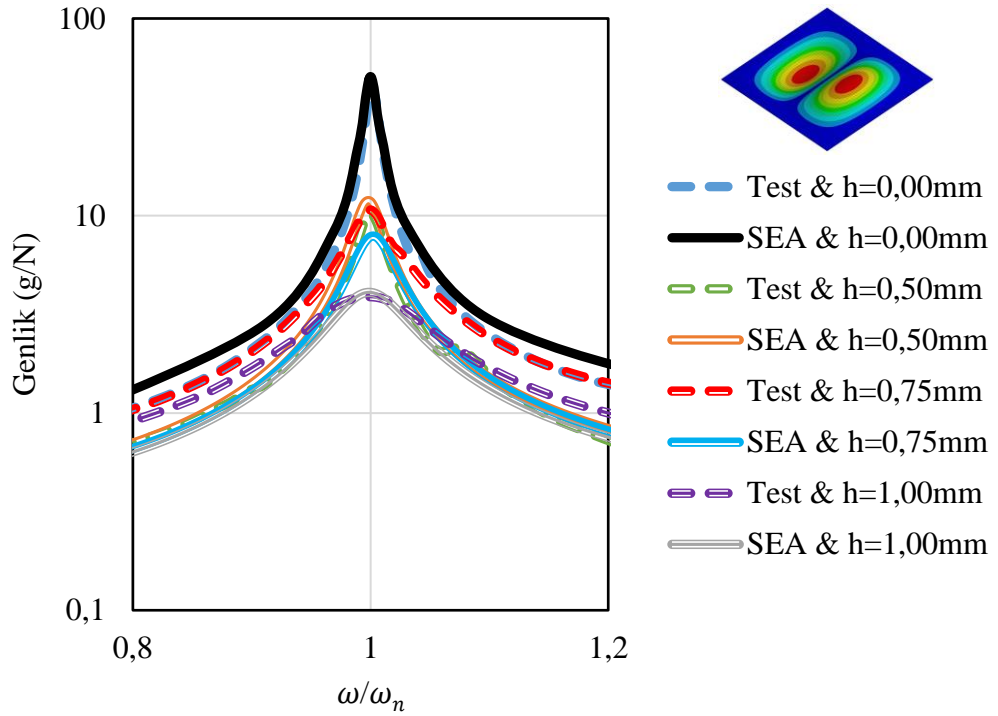
Şekil 4.7. EDR yöntemiyle bulunan Rayleigh sönümlenme katsayılarının kalınlık oranı ile arasındaki ilişki

4.1.5. Kaplama Kalınlığının Frekans Cevap Fonksiyonuna Etkisi

Sistemin dinamik davranışı, etkileşimli doğrusal regresyon modeli ile elde edilen katsayılar kullanılarak oluşturulan sayısal modelin sonuçları ile deneysel olarak elde edilen sonuçlar karşılaştırarak ivme tepkisi üzerinden karşılaştırmalar yapılmıştır. 300 x 300 mm plakaların genlik fonksiyonları, birinci modları için Şekil 4.8'de ve ikinci modları için Şekil 4.9'da gösterilmektedir. Diğer plakaların sonuçları da EK 1'de verilmiştir. Plakaların doğal frekansları kaplama kalınlığına bağlı olarak, ağırlık değişimlerinden dolayı az da olsa kaymaktadır. Bu yüzden sonuçlar incelenirken apsis, her bir plakanın doğal frekansına bölünerek orantılanmıştır. Küçük farklılıklar olsa da özellikle tepe noktalarının yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.



Şekil 4.8. 300 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (1. Mod)



Şekil 4.9. 300 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (2. Mod)

4.2. Vibro-Akustik Sonuçların İncelenmesi

4.2.1. Plakaların Doğal Frekansları ve Mod Şekilleri

Etkileşimli doğrusal regresyon modeli ile elde edilen katsayılar kullanılarak gerçekleştirilen vibro-akustik analizlerde öncelikle plakaların doğal frekansları ve mod şekilleri incelenmiştir. Şekil 4.10'da testlerde kullanılan üç boy plakanın kaplamasız sonuçları gösterilmektedir. İncelenen 80 – 500 Hz bandında 200 x 300 mm plakalarda 4 mod, 300 x 300 mm plakalarda 5 mod ve 400 x 300 mm plakalarda 9 mod bulunmaktadır.

Plaka boyutları büyüdükçe hem doğal frekans değerleri küçülmüş hem de aynı mod şeklini veren frekans değerinin kaydığı ve değiştiği görülmüştür. Sönümsüz serbest titreşim denklemi;

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (4.5)$$

harmonik bir hareket altında;

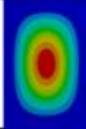
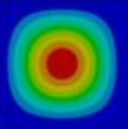
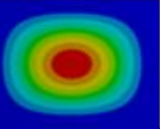
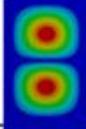
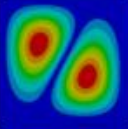
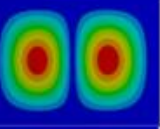
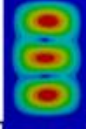
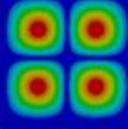
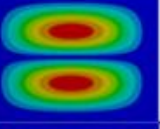
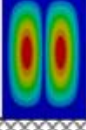
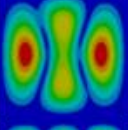
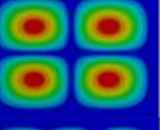
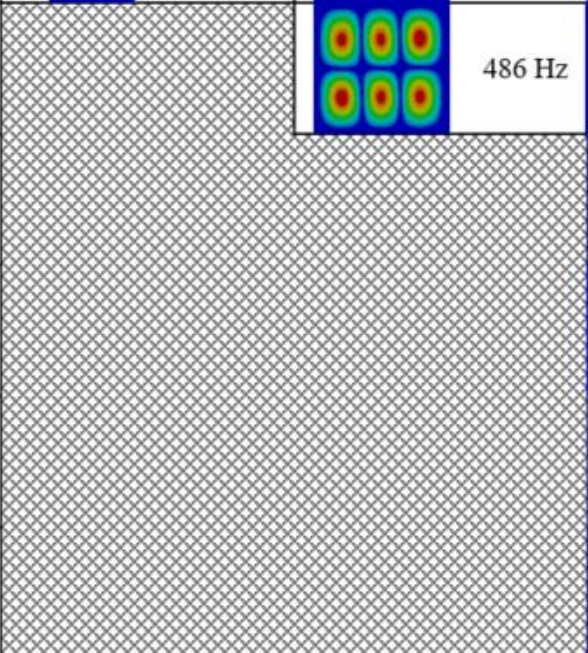
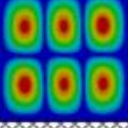
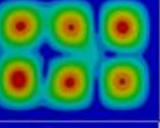
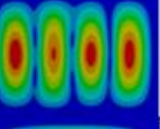
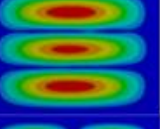
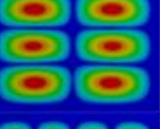

$$\begin{aligned} \{u\} &= \{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \\ \{\ddot{u}\} &= -\omega_i^2 \{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \theta_i) \end{aligned} \quad (4.6)$$

aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$[K] - \omega_i^2 [M]\{\phi\}_i = \{0\} \quad (4.7)$$

ϕ mod şekli olmak üzere denklem basitleştirilirse;

$$\omega = \frac{[K]}{[M]} \quad (4.8)$$

Mod \ Plaka	200 x 300 mm	300 x 300 mm	400 x 300 mm
Mod 1	 179 Hz	 99 Hz	 82 Hz
Mod 2	 271 Hz	 210 Hz	 134 Hz
Mod 3	 437 Hz	 313 Hz	 201 Hz
Mod 4	 464 Hz	 388 Hz	 248 Hz
Mod 5		 486 Hz	 336 Hz
Mod 6		 355 Hz	
Mod 7		 380 Hz	
Mod 8		 427 Hz	
Mod 9		 460 Hz	

Şekil 4.10. Kaplamasız plakaların doğal frekansları ve mod şekilleri

Burada rijitlik ile kütle oranının değişiminin doğal frekansları değiştirdiği görülmektedir. Plakalara kaplama yapıldığında aynı ölçülerdeki kaplamasız plakaya göre hem rijitlik matrisi hem de kütle matrisi değişir. Dolayısıyla kaplama yapıldığında plakaların doğal frekansları da değişim gösterir. Çizelge 4.4, 4.5 ve 4,6 'da kaplama kalınlığı değiştiğinde doğal frekanslardaki değişimler gösterilmiştir. Değişimler genelde %2-3 civarındayken,

mod şekline ve plaka boyutlarına bağlı olarak değişimlerin %5-6'ya kadar çıktığı görülmüştür.

Çizelge 4.4. 200 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların doğal frekansları

	Mod 1 (Hz)	Mod 2 (Hz)	Mod 3 (Hz)	Mod 4 (Hz)
0,00 mm	179	271	437	464
0,50 mm	189	285	447	467
0,75 mm	189	286	-	468
1,00 mm	191	290	-	472

Çizelge 4.5. 300 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların doğal frekansları

	Mod 1 (Hz)	Mod 2 (Hz)	Mod 3 (Hz)	Mod 4 (Hz)	Mod 5 (Hz)
0,00 mm	99	210	313	388	486
0,50 mm	97	205	305	379	475
0,75 mm	98	206	306	380	477
1,00 mm	100	209	311	385	485

Çizelge 4.6. 400 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların doğal frekansları

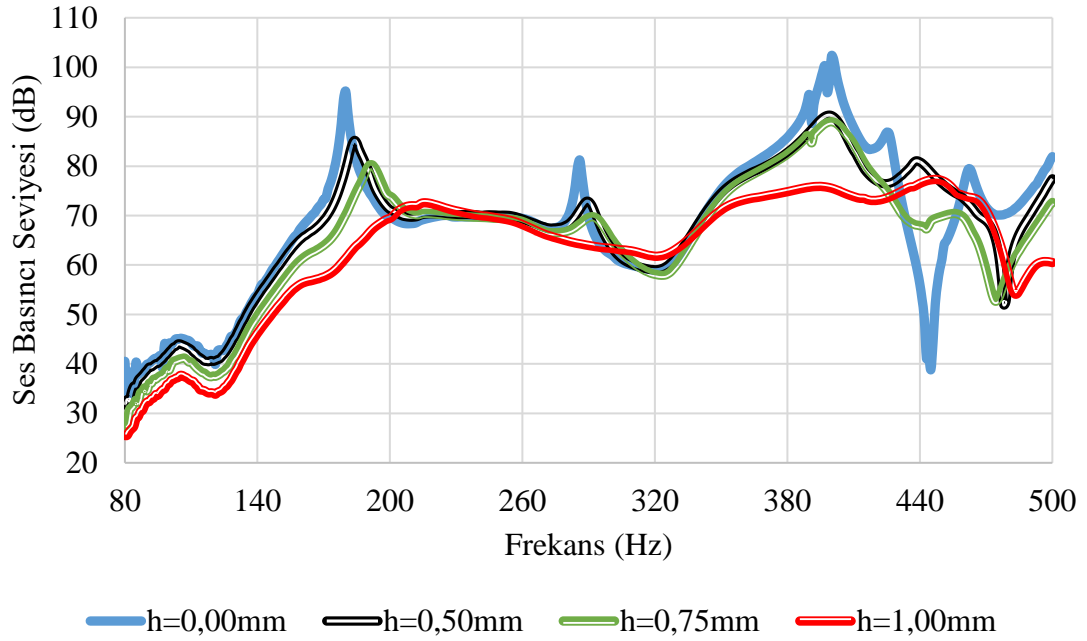
	Mod 1 (Hz)	Mod 2 (Hz)	Mod 3 (Hz)	Mod 4 (Hz)	Mod 5 (Hz)	Mod 6 (Hz)	Mod 7 (Hz)	Mod 8 (Hz)	Mod 9 (Hz)
0,00 mm	82	134	201	248	336	355	380	427	460
0,50 mm	81	131	196	242	326	349	371	417	448
0,75 mm	81	132	197	243	327	347	372	419	453
1,00 mm	82	135	199	247	-	-	375	-	460

Çizelge 4.4, 4.5 ve 4.6 incelendiğinde kaplama kalınlığı arttıkça, yani sönüm etkisi arttırıldıkça 200 x 300 mm plakaların 3. modu ile 400 x 300 mm plakaların 5., 6. ve 8. modlarının tamamen sönümlendiği ve harmonik bir kuvvet ile uyarıldığında tepki vermediği görülmüştür.

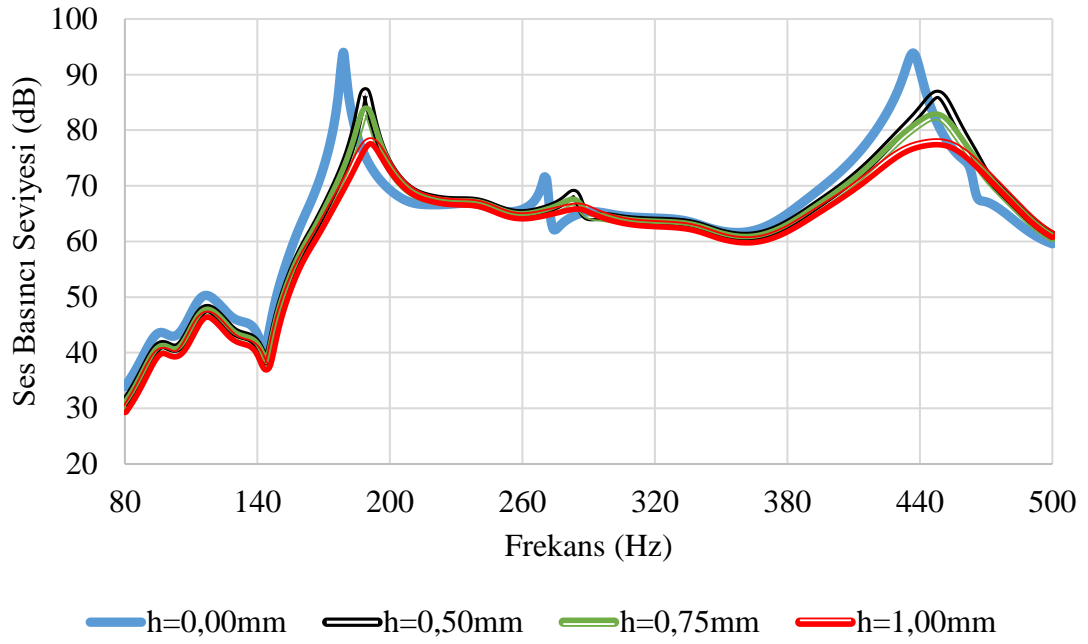
4.2.2. Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları

Bu bölümde ses basınç seviyelerinin kaplama kalınlığı ile değişimi test ve sonlu elemanlar analizleri sonuçları üzerinden incelenmiştir.

Farklı kalınlıklarda kaplama yapılmış 200 x 300 mm plakaların tam karşıdan (mikrofon 1) toplanan ses basınç seviyesi test sonuçları Şekil 4.11'de ve sonlu elemanlar analiz sonuçları Şekil 4.12'de gösterilmiştir. Sönümlenme kaplamasının yapısal yer değiştirmeleri önemli ölçüde azalttığı ve hava boşluğuna daha düşük ses yaydığı, yani yayılan sesi azalttığı görülmektedir. Kaplama kalınlığı arttıkça plaka üzerindeki yapısal tepkilerin doğal frekans bölgelerinde belirgin bir şekilde azaldığı ve viskoelastik kaplamaların yapısal titreşim kontrolündeki önemi ortadadır.

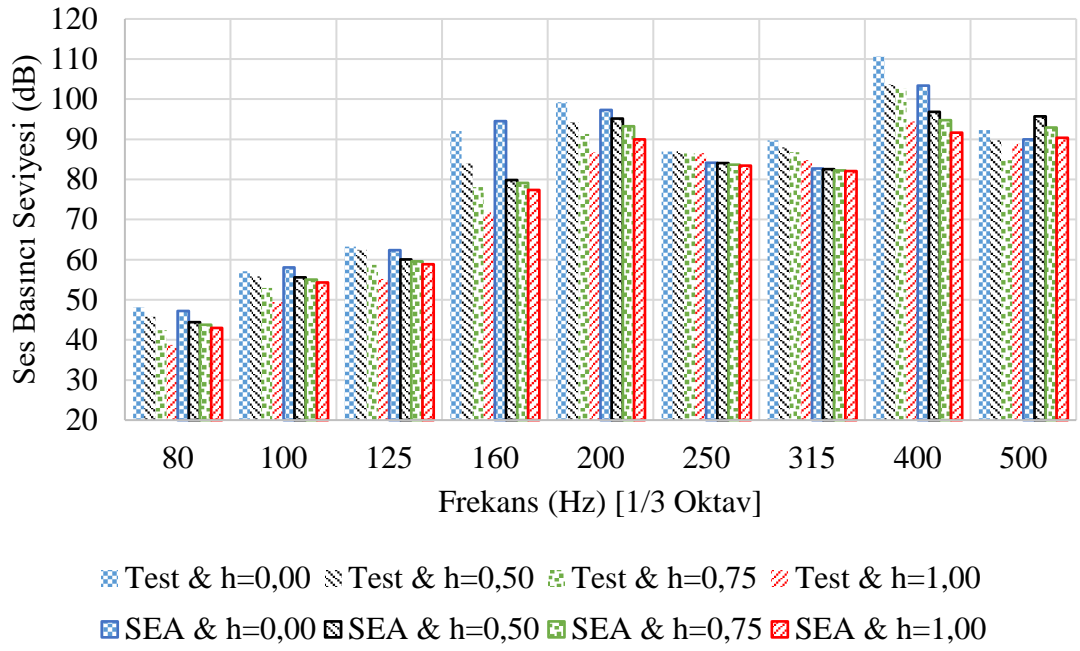


Şekil 4.11. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofon 1'deki ses basınç seviyesi test sonuçları



Şekil 4.12. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofon 1'deki ses basıncı seviyesi SEA sonuçları

Şekil 4.13'te 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlıklarına göre 1/3 oktav bandında mikrofon 1'den elde edilen ses basınç seviyesi test ve sonlu elemanlar analiz sonuçları verilmiştir. Doğal frekansların bulunduğu frekans bantlarında kaplama kalınlığı arttıkça ses basınç seviyesinin azalması beklenmektedir. Ancak doğal frekanslar kaplama kalınlığına bağlı olarak rijitlik matrisi ile kütle matrisi değişiminden dolayı kaydığından, bant sınırında olan doğal frekanslar bazı kaplama kalınlıklarında önceki banda bazı kalınlıklarda ise sonraki banda dahil olmuşlardır. Bu yüzden beklenenin aksine plakaların 1. doğal frekansları 160 Hz ve 200 Hz bandında iken 3. ve 4. doğal frekansları 400 Hz ve 500 Hz bandındadır. Bu durum göz önünde bulundurularak grafik incelendiğinde kaplama kalınlığı 1,00 mm olduğunda kaplamasız plakaya göre doğal frekansların bulunduğu bantlarda gürültünün 15 dB'e kadar azaldığı görülmektedir. Viskoelastik kaplamaların titreşim kaynaklı gürültü kontrolünde etkin bir kontrol mekanizması olduğu söylenebilir. Ayrıca diğer plakaların ve diğer mikrofonların sonuçları da EK 2'de verilmiştir.



Şekil 4.13. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofon 1'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

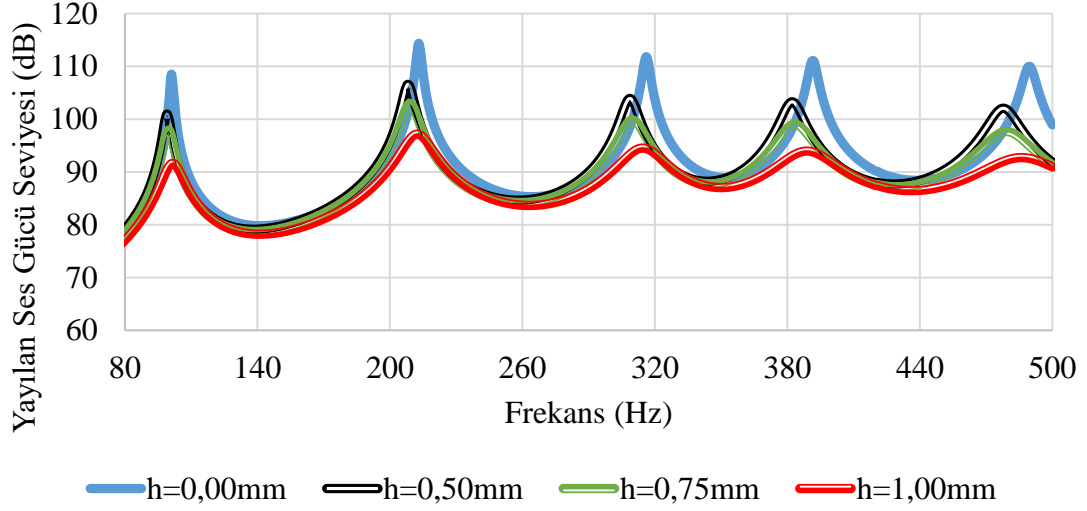
4.2.3. Yayılan Ses Gücü Sonuçları

Titreşimli bir yapı tarafından yayılan ses gücü, yapının yüzey alanının parçalara bölündüğünde her bir parçanın üzerindeki yüzey basıncı ile normal yüzey hızının çarpımının integrali ile hesaplanır. Yayılan ses gücü sonuçları kaplamanın performansını plakaların yüzeyi üzerinden incelemeye olanak sağlayacaktır. Bu bölümde incelenen sonuçlar sonlu elemanlar analizlerinden elde edilmiştir.

Şekil 4.14 'te, 300 x 300 mm boyutlarındaki kaplamasız ve kaplamalı plakaların 80 - 500 Hz frekans aralığındaki yayılan ses gücü seviyesinin değişimi gösterilmektedir. Şekilde görüldüğü gibi, kaplama kalınlığı arttıkça yayılan ses gücü seviyesi azalmaktadır.

Karşılaştırmanın sayısal olarak yapılabilmesi için 200 x 300 mm ve 300 x 300 mm boyutundaki plakalarda 80 - 500 Hz frekans aralığında, 400 x 300 mm boyutundaki plakalarda ise 50 - 500 Hz frekans aralığında toplam yayılan ses gücü seviyeleri hesaplanıp Çizelge 4.7'de verilmiştir. Buna göre, çizelge incelendiğinde çelik plakaların üzerine 0,50 mm kaplama yapıldığında ortalama 4,4 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında

ortalama 6,6 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında ise ortalama 9,8 dB toplam yayılan ses gücü seviyesinde azalma olduğu görülmüştür.



Şekil 4.14. 300 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre yayılan ses gücü sonuçları

Çizelge 4.7. Kaplama kalınlıklarının toplam yayılan ses gücüne göre karşılaştırılması

Plaka Boyutu (mm)	Kaplama Kalınlığı (mm)	Toplam Yayılan Ses Gücü (dB)	Fark (dB)
200 x 300	Kaplamasız	122,77	-
200 x 300	0,50	118,33	4,44
200 x 300	0,75	116,03	6,74
200 x 300	1,00	112,88	9,89
300 x 300	Kaplamasız	125,68	-
300 x 300	0,50	121,25	4,42
300 x 300	0,75	118,95	6,73
300 x 300	1,00	115,78	9,90
400 x 300	Kaplamasız	128,63	-
400 x 300	0,50	124,29	4,34
400 x 300	0,75	122,17	6,46
400 x 300	1,00	119,04	9,59

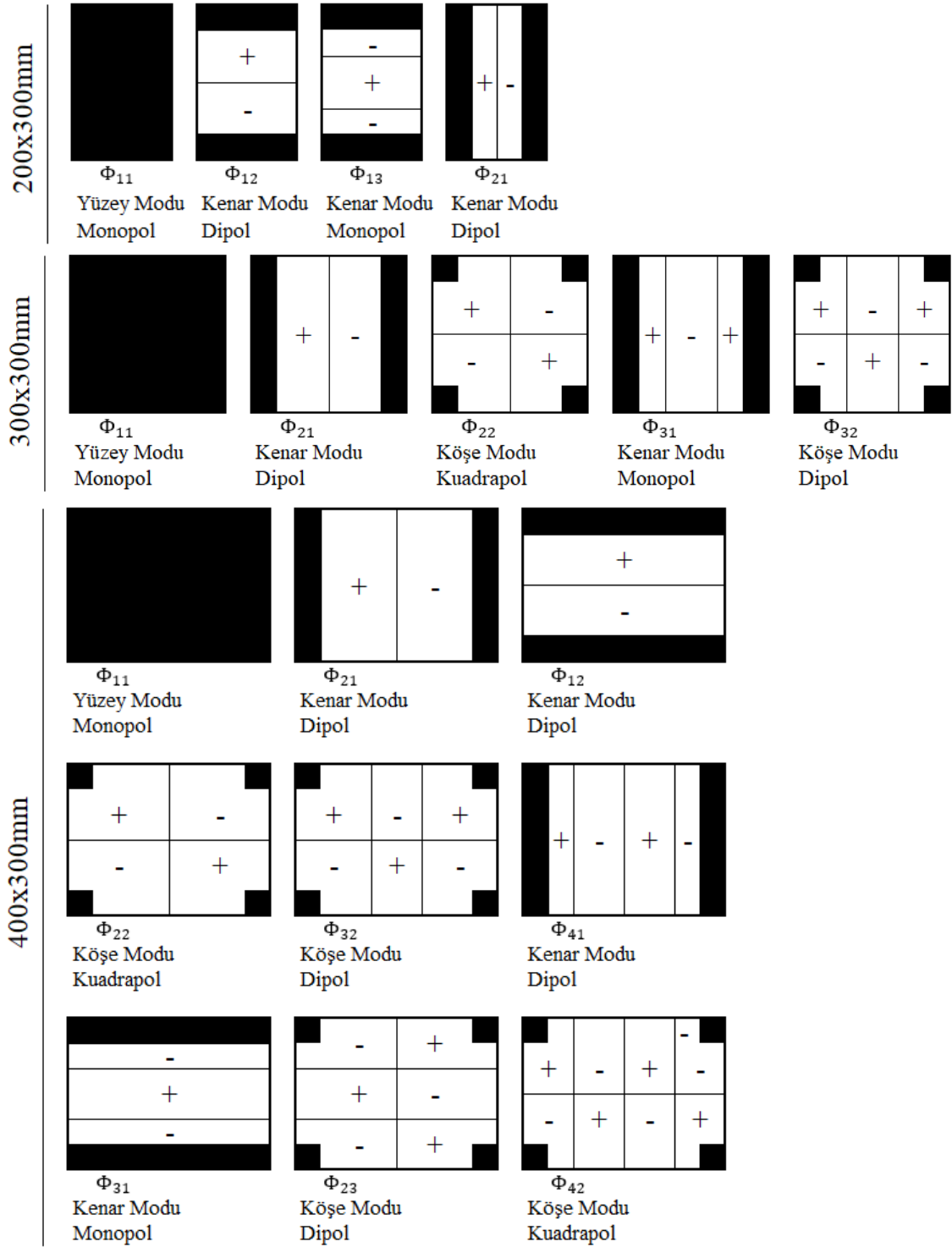
4.2.4. Kaplama Kalınlığının Sesin Yayılımına ve Yösellğine Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde 80 Hz'den 500 Hz'e kadar sinüs formunda bir kuvvet ile tahrik edilen plakaların titreşiminden dolayı meydana gelen sesin yayılması ve plakalara yapılan

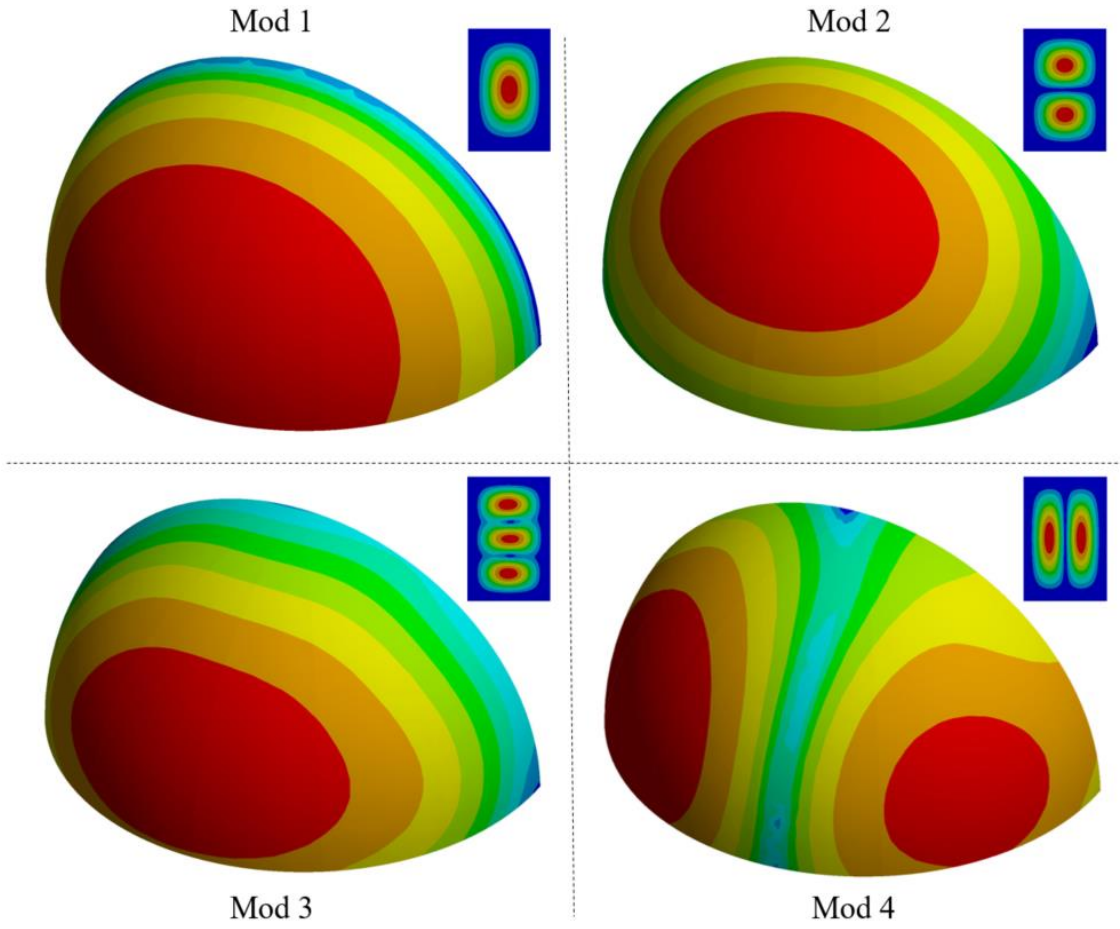
viskoelastik kaplamanın sesin yayılması üzerindeki etkileri sonlu elemanlar analizleri ile incelenmiştir. Sesin yayılması incelenirken önceki çalışmalardan farklı olarak sonlu elemanlar modelinde değişiklik yapılmıştır. Testte kullanılan akustik oda duvarlarında tanımlanmış olan yutuculuk katsayıları, tamamen yutucu olması ve yansıtma yapmaması için değiştirilmiştir. Böylece ses serbest alanda yayılması incelenirken duvarların yansıtma etkisi ortadan kaldırılmıştır. Sonlu elemanlar modelinin diğer ayrıntıları daha önce anlatıldığı gibidir. Yine plaka çerçeve ile sabitlenmiş, cıvata ön gerilmeleri modellenmiş ve aynı sonlu elemanlar ağ yapısı korunmuştur.

Sonuçların incelenmesine önce plakaların davranışlarından başlanmıştır. Plakaların doğal frekanslarından mod endeksleri çıkarılmıştır. Bölüm 2.2’de yapısal kaynaklı sesin yayılması konusunda tartışılan Gideon Maidanik’in sınıflandırma prensipleri kullanılarak her plakanın doğal frekansları için oluşan mod şekilleri sınıflandırılmıştır. Ardından bu mod sınıflandırmalarına göre plakaların her modu için monopol, dipol ve kuadrapol gibi yayılım karakteristikleri belirlenmiştir. Tüm plakaların doğal frekansları için yapılan mod endeksi, sınıflandırma ve yayılım karakteristikleri belirleme çalışmalarının özeti Şekil 4.15’te gösterilmektedir.

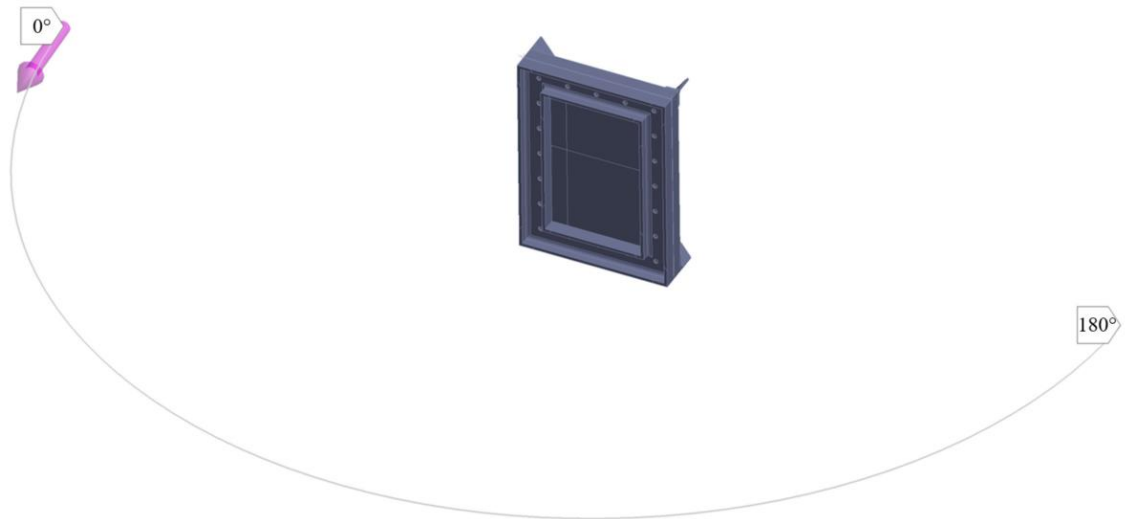
200 x 300 mm plakanın ilk dört modundaki yönelim konturları çeyrek küre üzerinde Şekil 4.16’da gösterilmiştir. Mod şekli Φ_{11} olan birinci ve mod şekli Φ_{13} olan üçüncü modlar monopol gibi ses yayılımı göstermektedir. Mod şekli Φ_{12} olan ikinci mod dikey yönde dipol gibi ses yayılımı gösterirken, mod şekli Φ_{21} olan dördüncü mod yatay yönde dipol gibi ses yayılımı göstermektedir. Çeyrek küre üzerinde verilen konturlar incelendiğinde dördüncü modun simetrik olmadığı görülmektedir. Bunun sebebi plakaya uygulanan harmonik tahrik kuvvetinin mod şeklindeki loblardan birisinin üzerine gelmesidir. Plakanın tahrik kuvvetinin uygulandığı lobun üzerinde diğer loba göre daha fazla deformasyon olmaktadır. Dolayısıyla bu lobun yaydığı ses diğer loba göre daha yüksek seviyededir. Aynı durum 300 x 300 mm ve 400 x 300 mm plakaların da bazı modlarında görülmüştür. 300 x 300 mm ve 400 x 300 mm plakaların ilk dört modundaki yönelim konturları EK 4’te verilmiştir.



Şekil 4.15. Plakaların mod endeksleri, mod sınıflandırması ve ses yayılım türleri

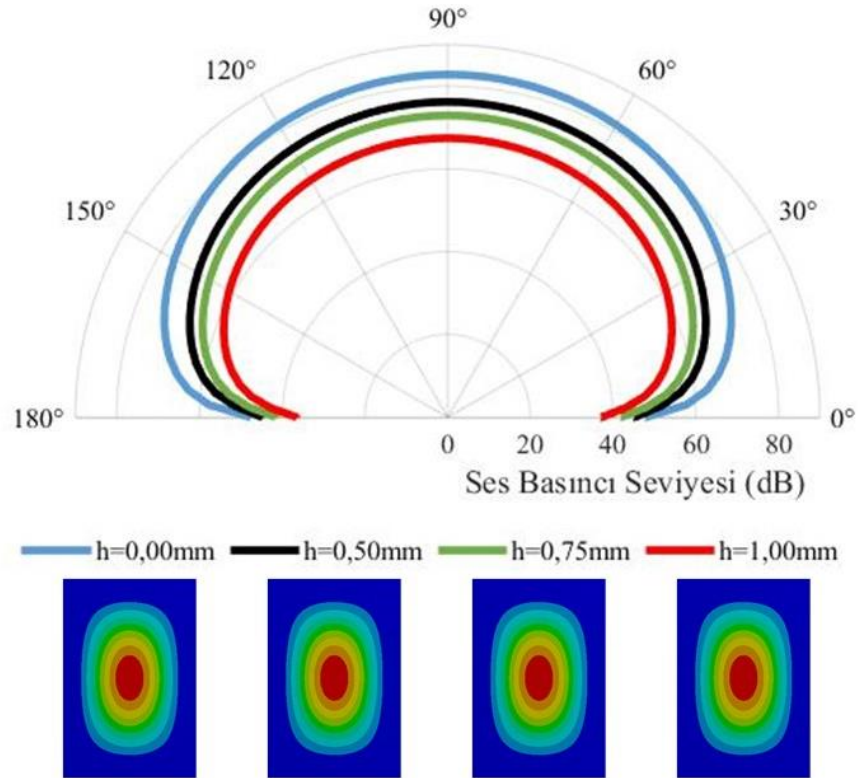


Şekil 4.16. 200 x 300 mm plakaların ilk dört modundaki çeyrek küre yönelim konturları



Şekil 4.17. Plakalarda ses basınç seviyesi yönelim paterninin çizildiği yörünge

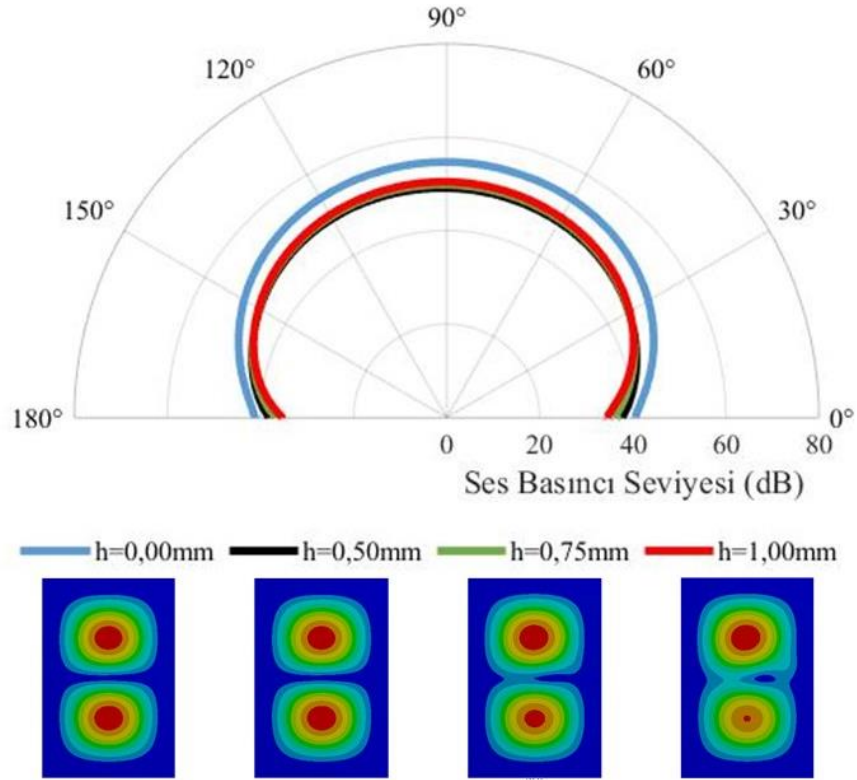
Mod şekilleri ve yayılım karakteristiği belirlendikten sonra kaplama kalınlığının yayılım karakteristiği üzerindeki etkileri ve yayılan sesin yönelim paternleri incelenmiştir. Şekil 4.17’de plakalardan yayılan sesin basınç seviyelerinin yönelim paterninin çizildiği plakaların tam orta noktası merkezi olmak üzere 1 m yarıçapındaki yörünge gösterilmiştir. Bu yörünge üzerine gelen 200 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların Φ_{11} mod şekline sahip olan birinci modun ses basınç seviyeleri Şekil 4.18’de gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde birinci mod için, plakalardaki tüm noktaların aynı fazda hareket ettiği ve monopol benzeri bir yayılım karakteristiği gösterdiği görülmektedir. Hemen hemen her açıda kaplamasız plakaya göre ses basınç seviyesinde 0,50 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 6 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 9 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 15 dB azalma olmuştur.



Şekil 4.18. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (1. Mod)

200 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların Φ_{12} mod şekline sahip olan ikinci modun yörünge üzerindeki ses basınç seviyeleri Şekil 4.19’da gösterilmiştir. İkinci mod

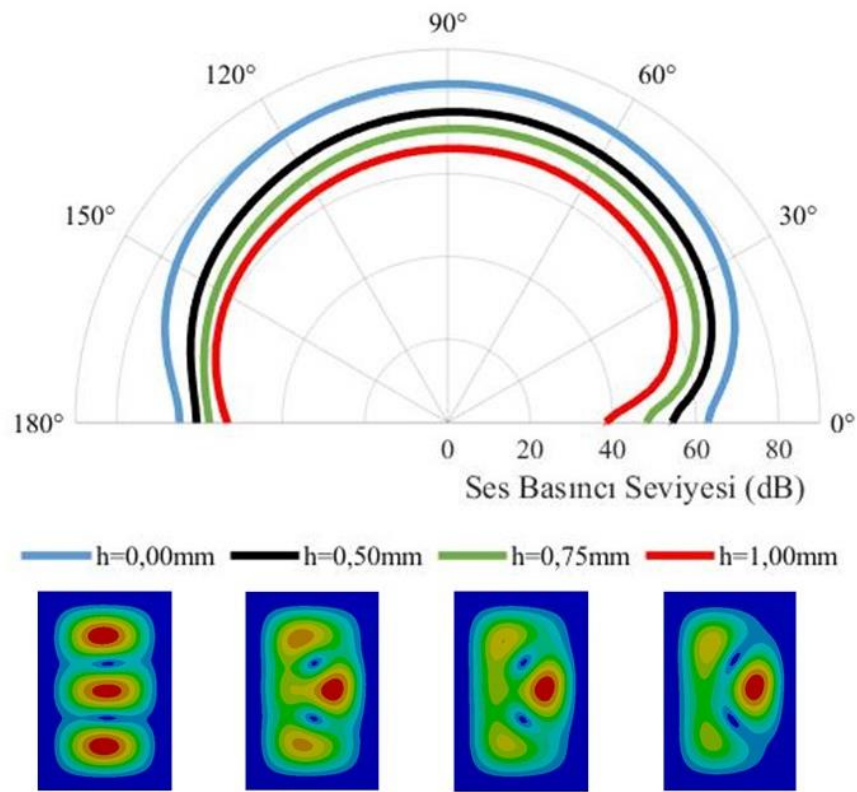
daha önce tespit edildiği gibi plakalardaki pozitif ve negatif titreşen bölgeler arasındaki faz iptali nedeniyle dipol benzeri yayılım özelliklerine sahiptir. Ancak ses basınç seviyesinin okunduğu yörünge mod şeklindeki lobların arasındaki modal çizginin tam karşısında olduğundan Şekil 4.19'dan hem modun dipol gibi bir karakteristiği olduğu görülememektedir, hem de ses basınç seviyeleri birinci moddaki monopol şeklindeki yayılma göre 30 dB civarında azalmıştır. Burada modal çizgi boyunca tüm noktadaki ses iletiminin azaldığı dikkat çekmektedir. Ses yayılımının yönelim paterni incelendiğinde, kaplama yapıldığında kaplamasız plakaya göre ses basınç seviyesinde 3 ila 5 dB azalma olduğu, ancak kaplama kalınlığı arttıkça sesin azalmasına etkisi olmadığı gözlemlenmiştir.



Şekil 4.19. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (2. Mod)

200 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların Φ_{13} mod şekline sahip olan üçüncü modun yörünge üzerindeki ses basınç seviyeleri Şekil 4.20'de gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde daha önce tespit edildiği gibi üçüncü mod monopol benzeri bir yayılım karakteristiği gösterdiği görülmektedir. Ses yayılımının yönelim paterni incelendiğinde

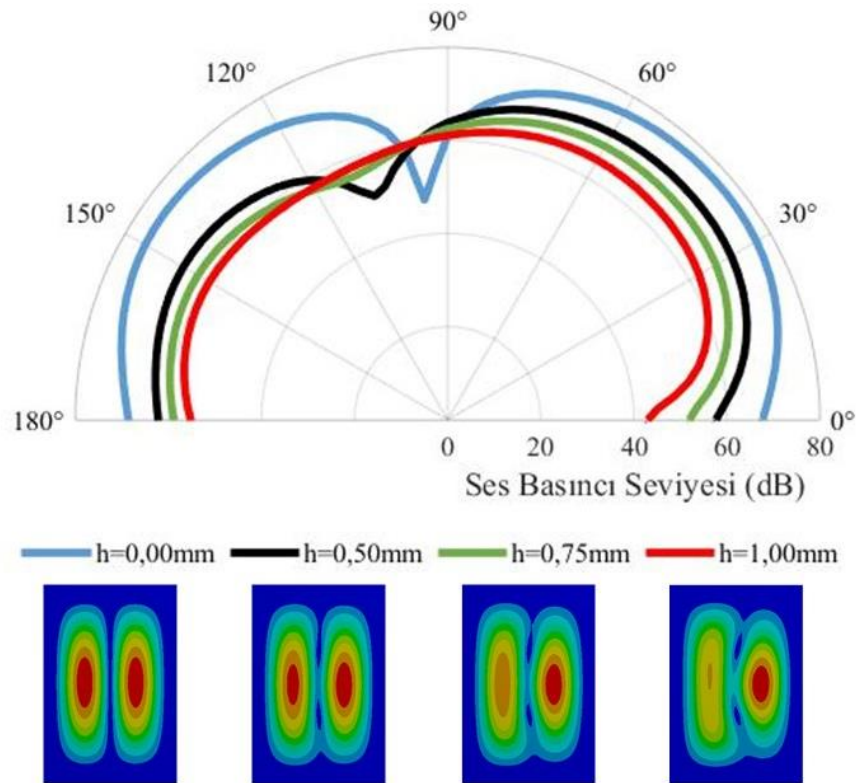
kaplama kalınlığı 90° 'nin üzerinde birinci moda benzer bir etki yapmaktadır. Kaplamasız plakaya göre ses basınç seviyesinde 0,50 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 6 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 9 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 15 dB azalma olmuştur. Ancak 0° 'ye yaklaştıkça ses basınç seviyesindeki azalmanın 2 ila 3dB kadar arttığı yani 0,50 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 8 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 12 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 18 dB azalma olduğu tespit edilmiştir. Bunun nedeni ise frekans ve kaplama kalınlığı arttıkça mod şeklinin bozulması ve kaplamasız plakaya göre kaplamalı plakaların farklı davranış göstermesidir.



Şekil 4.20. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (3. Mod)

200 x 300 mm kaplamasız ve kaplamalı plakaların Φ_{21} mod şekline sahip olan dördüncü modun yörünge üzerindeki ses basınç seviyeleri Şekil 4.21'de gösterilmiştir. Dördüncü mod daha önce tespit edildiği gibi plakalardaki pozitif ve negatif titreşen bölgeler arasındaki faz iptali nedeniyle dipol benzeri yayılım özelliklerine sahiptir. Şekilden de kaplamasız plakanın dipol gibi yayılım yaptığı görülmektedir. Ancak yine üçüncü modda olduğu gibi frekans arttıkça kaplamanın etkisi artmakta ve oluşan mod şekli bozulmakta

ve kaplamasız plakaya göre kaplamalı plakalar farklı davranış göstermektedir. Ses yayılımının yönelim paterni incelendiğinde, 80° ile 100° arasındaki bölgede ses basınç seviyesinde kaplamasız plakada modal çizgiden dolayı 25 ila 30 dB civarı azalma görülürken, 0,75 mm ve 1,00 mm kaplama yapıldığında bu azalma görülmemekle beraber mod şekli bozulduğundan kaplamasız plakaya göre artış görülmektedir. 0° ile 60° arasındaki bölgede kaplamasız plakaya göre ses basınç seviyesinde 0,50 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 6 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 10 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 14 dB azalma olmuştur. 120° ile 180° arasındaki bölgede ise kaplamasız plakaya göre ses basınç seviyesinde 0,50 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 9 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 12 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 15 dB azalma olmuştur.



Şekil 4.21. 200 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (4. Mod)

300 x 300 mm ve 400 x 300 mm plakalarında kaplama kalınlığına bağlı olarak aynı yörünge üzerinde ses basınç seviyesi yönelim paternleri EK 5'te verilmiş olup incelendiğinde benzer durumlar gözlemlenmiştir. Bu durumlar harmonik tahrik

kuvvetinin uygulandığı konumdan dolayı simetrik çıkmayan loblar, dipole veya kuadrapol gibi yayılım yapmasına rağmen modal çizgilerden dolayı yönelim paterni monopole benzeyenler, mod frekansı ve kaplama kalınlığı arttıkça bozulan mod şekilleri ve hatta kaplama kalınlığı arttıkça etkisini tamamen yitiren kaybolan modlar olarak kısaca özetlenebilir.

5. SONUÇ

Bu çalışma kapsamında çelik plakaların üzerine serbest sönümlenme katmanı uygulaması ile çelik plakalar viskoelastik malzeme ile kaplanmıştır. Çalışmanın birinci kısmını viskoelastik malzemenin sönüm özelliklerinin belirlenmesi sayısal olarak modellenmesi oluşturmaktadır. İkinci kısımda ise bu kaplamanın titreşim ve gürültü kontrolündeki etkileri üzerinde bir araştırma yapılmıştır.

Titreşim ve gürültü kontrolündeki en etken parametrenin kaplama kalınlığı olmasından dolayı çelik plakaların üzerine farklı kalınlıkta kaplama yapılmıştır. Ayrıca rezonans frekanslarında oluşan mod şekillerinden dolayı, kaplama malzemesinin özelliklerinin belirlenmesinde mod şekli bağımsız olması için yine farklı plaka boyutları seçilmiştir. Öncelikle bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Her bir numuneye bu deney düzeneği ile testler yapılmıştır. Ardından testlerden elde edilen sonuçlar ile sayısal modeller oluşturularak malzemenin özellikleri belirlenmiştir. Belirlenen malzeme özellikleri ile vibro-akustik analiz modelleri oluşturulmuş ve bu oluşturulan sayısal modeller testler ile doğrulanmıştır. Ardından hem test sonuçları hem de sayısal modellerden ulaşılan sonuçlar incelenmiştir. Çalışmadan elde edilen sonuçlar aşağıda özetlenmiştir.

Viskoelastik malzemelerle kaplanmış numune hazırlığından sonraki ilk adım deney düzeneğinin tasarlanmasıdır. Çalışmada gürültü kontrolü inceleneceği için plakaların kenarlarının sabitlemesi hedeflenmiştir. Plakaların kenarları serbest bırakılırsa, yüzey ve kenar modları hiç görülemeyecek ve sadece köşe modları oluşacaktır. Bu durumda da ses basınç seviyeleri daha düşük olacaktır. Dolayısıyla plakaların kenarlarını sabitlemek için öncelikle çerçeve tasarımı yapılmıştır. Ardından tasarımı yapılmış çerçeveler ile plakaların modal analizleri yapılmış ve oluşacak mod şekilleri önceden tahmin edilmiştir. Tez anlatımında ayrıntılarına değinilmese de minimum sensör kullanımı için bu mod şekillerinden ve oluşan modal çizgilerden yararlanılmıştır. Tüm modları yakalayabilmek için ivmeölçerlerin ve tahrik kuvvetinin uygulanacağı konumlar bir ön çalışmayla tespit edilmiştir.

Çalışmanın yapılacağı frekans aralığı da benzer bir şekilde yapılan ön çalışmalar ile belirlenmiştir. Seçilen plaka boyutlarında birinci modların 80 Hz üzerinde olmasından dolayı alt sınır 80 Hz seçilmiştir. Üst sınır ise testlerin tekrarlanabilirliğini sağlamak adına çerçevelerde kullanılan cıvataların sökülmediği veya boşluk oluşturmadığı 500 Hz olarak testler esnasında belirlenmiştir.

Sönüm özellikleri belirlenirken kaplamasız çelik plakaların ve kaplamalı kompozit plakaların kayıp faktörleri test sonuçlarından elde edilen frekans cevap fonksiyonları üzerinden yarı güç bant genişliği yöntemiyle hesaplanmıştır. Kaplama kalınlığına göre plaka boyutlarından bağımsız olarak frekansa bağlı belirlenmiştir. Yani aynı kaplamada tüm plaka boyutları aynı grafiğe çizilmiştir. Frekansa bağlı kayıp faktörlerinin, sonlu elemanlar analiz modellerinde nasıl kullanılabilecekleri araştırılmıştır. Kayıp faktörlerinin düşük frekanslarda yüksek olduğu, sonra biraz azaldığı ve frekans arttıkça tekrar yükseldiği yani Rayleigh modeline uygun davrandığı görülmüştür.

Kaplamalı kompozit plakaların kayıp faktörlerini çelik ve viskoelastik malzemeler olarak ayrıştırılması için literatürdeki yöntemler araştırılmıştır. Oberst yönteminin benzer çalışmalarda en çok kullanılan ve standartlaşmış bir yöntem olduğu görülmüştür. Çelik malzeme kayıp faktörleri kaplamasız plakalar üzerinden yapılan testlerden tespit edilmiştir. Viskoelastik malzeme kayıp faktörleri ise Oberst yöntemine göre ayrıştırılarak elde edilmiştir. Kayıp faktörleri Rayleigh denklemi kullanılarak kütle (α) ve rijitlik (β) matris çarpanları belirlenmiştir.

Çelik malzemeler için belirlenen Rayleigh parametreleri ile yapılan sonlu eleman analizlerden elde edilen kayıp faktörleri test sonuçlarından elde edilen kayıp faktörleriyle iyi uyum göstermiştir. Ancak viskoelastik malzemeler için belirlenen Rayleigh parametreleri ile yapılan sonlu eleman analizlerden elde edilen kayıp faktörlerinin test sonuçlarından elde edilen kayıp faktörleriyle uyuşmadığı görülmüştür. Oberst yönteminin tez çalışmasında kullanılan viskoelastik malzemenin modellenmesinde kullanılmayacağı literatürden de teyit edildikten sonra farklı yöntemler araştırılmıştır. Son yıllarda mekanik özelliklerin tahmininde literatürde makine öğrenmesi algoritmalarının kullanıldığı görülmüştür.

Rayleigh parametreleri için bazı aralıklar seçilerek sonlu elemanlar analizleri defalarca tekrarlanmıştır. α ve β değerlerine karşılık gelen frekansa bağlı kayıp faktörleri sonlu elemanlar analiz sonuçlarından çıkarılmış ve bir veri kümesi oluşturulmuştur. Bu veri kümesi kullanılarak 20'ye yakın algoritma ile hesaplama yapılmış ve hata oranları en düşük olan seçilmiştir. İlk önce viskoelastik malzemenin de çelik malzeme gibi doğrusal davranış sergileyeceği ön görülmüş ve malzeme için kalınlıktan bağımsız tek α ve tek β parametresi belirlenmiştir. Ancak belirlenen α ve β parametreleri ile yapılan sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen kayıp faktörlerin kalınlık arttıkça test sonuçlarıyla uyumadıkları görülmüştür.

Viskoelastik malzemenin kalınlık artışı ile doğrusal davranmadığı görüldükten sonra veri setleri her kalınlık için oluşturulmuştur. Yine 20'ye yakın algoritma ile her kalınlık için bir α ve bir β değeri tahmin edilmiştir. Hata oranları düşük üç tanesi seçilmiş ve ayrıntılı olarak birbiriyle ve Oberst yöntemiyle karşılaştırılmıştır. Etkileşimli doğrusal regresyon modeli ile elde edilen α ve β parametreleri ile yapılan sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen kayıp faktörlerin testlerden elde edilen kayıp faktörler ile iyi uyum gösterdiği tespit edilmiştir.

Viskoelastik malzemenin kalınlığı arttıkça Rayleigh parametrelerinin değişimi incelenmiştir. Kalınlık arttıkça β 'nin doğrusal, ancak α 'nın üstel artış gösterdiği tespit edilmiştir.

Kayıp faktörlerin doğrulanmasının ardından etkileşimli doğrusal regresyon modeli ile tespit edilen Rayleigh parametreleri kullanılarak yapılan sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen frekans cevap fonksiyonlarıyla testlerden elde edilenler karşılaştırılmıştır. Sonuçlar incelendiğinde birbirleriyle uyum içerisinde oldukları görülmüştür.

Harmonik titreşim sonlu elemanlar analiz modeline ek olarak testlerin yapıldığı akustik odanın duvarlarının ses yutma özellikleri vibro-akustik analiz modellerine eklenmiştir. Böylece sonlu elemanlar modellerinde duvarlardan yansıtılarak mikrofonlara gelen ses basınç seviyeleri de dikkate alınmıştır. Testlerden ve sonlu elemanlar analizlerinden mikrofonlara gelen ses seviyeleri 1/3 oktav bandında incelenmiştir. Doğal frekansların

bulunduğu frekans bantlarında kaplama kalınlığı arttıkça ses basınç seviyesinin azalması beklenmektedir. Ancak doğal frekanslarda kaplama kalınlığına bağlı olarak rijitlik matrisi ile kütle matrisi oranının değişiminden dolayı kaydığında, bant sınırında olan doğal frekanslar bazı kaplama kalınlıklarında önceki banda bazı kalınlıklarda ise sonraki banda dahil olmuşlardır. Bu nedenle 1/3 oktav bandında kaplama kalınlığı arttıkça ses seviyesindeki azalma grafiklerden net okunamadığı görülmüştür. 80 – 500 Hz arasındaki toplam ses basınç seviyeleri incelendiğinde ise mikrofonlara gelen test sonuçları ile sonlu elemanlar analiz sonuçları arasında 2 ila 3 dB fark olduğu görülmüştür. Mikrofonlardan ölçülen toplam ses basınç seviyelerinde kaplamasız plakalara göre 0,50 mm kaplama yapıldığında ortalama 5 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında ortalama 7 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında ise ortalama 10 dB azalma olduğu görülmüştür.

Plakaların yüzey alanında oluşan yüzey basıncı ile normal yüzey hızının çarpımının integrali ile hesaplanabilen yayılan ses gücü sonlu elemanlar analizleri ile hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde, çelik plakaların üzerine 0,50 mm kaplama yapıldığında ortalama 4,4 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında ortalama 6,6 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında ise ortalama 9,8 dB toplam yayılan ses gücü seviyesinde azalma olduğu görülmüştür.

Plakaların mod şekilleri ve ses yayma karakteristikleri detaylıca incelenmiştir. 80 ile 500 Hz arasında incelenen 200 x 300 mm plakaların 4 doğal frekansı, 300 x 300 mm plakaların 5 doğal frekansı ve 400 x 300 mm plakaların ise 9 doğal frekansı bulunmaktadır. 3 boydaki plakaların da ilk modları yüzey modudur. Diğer modlarda ise hem kenar hem de köşe modları oluşmaktadır. Tüm bu mod şekillerinin ses yayma karakteristikleri tespit edilmiştir. Monopol gibi ses yayan modların en yüksek ses seviyesine sahip olduğu görülmektedir. Dipol ve kuadrapol gibi ses yayan modlarda tespit edilmiştir. Dipol gibi ses yayan modlar monopolden, kuadrapol gibi ses yayan modlar ise dipolden daha düşük ses basınç seviyesine sahiptir. Dolayısıyla kaplama kalınlığı her durumda farklı etkilere sahiptir. Monopol gibi ses yayan bir plakanın ses basınç seviyesinde kaplamasız plakaya göre 0,50 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 8 dB, 0,75 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 12 dB ve 1,00 mm kaplama yapıldığında yaklaşık 18 dB azalma olduğu tespit edilmiştir. Ancak ölçüm yörüngesinin modal çizgilere karşılık

geldiği bir durumda, dipol gibi ses yayan plakada kaplamasız plakaya göre kaplama kalınlığı artsa da sadece 3 dB ses basınç seviyesinde azalma olduğu görülmüştür.

Ayrıca ses yayılımını incelenirken bazı durumlar ile karşılaşılmıştır. Harmonik tahrik kuvvetinin uygulandığı konumdan dolayı simetrik çıkmayan loblar ile karşılaşılmıştır. Bir diğer karşılaşılan durum plakanın dipole veya kuadrapol gibi yayılım yapmasına rağmen modal çizgilerden dolayı yörünge üzerindeki yönelim paterninin monopole benzemesidir. Son olarak, mod frekansı ve kaplama kalınlığı arttıkkça bozulan mod Şekilleri ve hatta kaplama kalınlığı arttıkkça etkisini tamamen yitiren ve kaybolan modlar tespit edilmiştir.

Gelecekte amaşır makinası veya kurutucu gibi dinamik çalışan bir sistemde serbest sönüm katmanı uygulaması yapılarak bu çalışma genişletilebilir. Kaplama, modelin tamamına uygulanabileceği gibi çalışma frekansı ile çakışan makinanın doğal frekanslarında oluşan mod Őekillerine göre optimizasyon yapılarak kısmen de uygulanabilir. Optimum fiyat performansı yakalayabilecek optimizasyon metotları üzerine çalışmalar yapılabilir.

Ayrıca farklı sönümleme malzemeleri kullanılarak bu çalışmada sönümleme malzemesinin özelliklerinin tespitinde geliştirilen yöntem tekrarlanarak daha çok örnek üzerinde doğrulaması yapılabilir.

KAYNAKLAR

- Abueidda, D. W., Almasri, M., Ammourah, R., Ravaioli, U., Jasiuk, I. M., Sobh, N. A. 2019.** Prediction and optimization of mechanical properties of composites using convolutional neural networks. *Composite Structures*, 227:, 111264. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2019.111264>
- Arenas, J. P., Hornig, K. H. 2008.** Sound Power Radiated from Rectangular Plates with Unconstrained Damping Layers. *Proceedings of the Ninth International Conference on Computational Structures Technology*. <https://doi.org/10.4203/ccp.88.83>
- Assaf, S., Guerich, M., Cuvelier, P. 2011.** Vibration and Damping Analysis of Plates with Partially Covered Damping Layers. *Acta Acustica united with Acustica*, 97(4):, 553–568. <https://doi.org/10.3813/AAA.918436>
- ASTM E756-05 2017.** Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials. <https://doi.org/10.1520/E0756-05R17>
- ASTM E756 1998.** Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials.
- Baz, A. M. 2019.** Active and Passive Vibration Damping, Wiley.
- Cai, T. T., Hall, P. 2006.** Prediction in functional linear regression. *The Annals of Statistics*, 34(5):, 2159–2179. <https://doi.org/10.1214/009053606000000830>
- Capuano, G., Rimoli, J. J. 2019.** Smart finite elements: A novel machine learning application. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 345:, 363–381. <https://doi.org/10.1016/j.cma.2018.10.046>
- Cortés, F., Elejabarrieta, M. J. 2008.** Structural vibration of flexural beams with thick unconstrained layer damping. *International Journal of Solids and Structures*, 45(22–23):, 5805–5813. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2008.06.015>
- Cremer, L., Heckl, M. 2005.** Structure-Borne Sound: Structural Vibrations and Sound Radiation at Audio Frequencies (Vol. 41), Springer Berlin Heidelberg.
- Cruz, C., Miranda, E. 2017.** Evaluation of the Rayleigh damping model for buildings. *Engineering Structures*, 138:, 324–336. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2017.02.001>
- Fahy, F. 2003.** Foundations of Engineering Acoustics. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-247665-5.X5000-0>
- Fu, Q., Lundin, D., Nicolescu, C. M. 2014.** Anti-vibration engineering in internal turning using a carbon nanocomposite damping coating produced by PECVD process. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 23(2):, 506–517. <https://doi.org/10.1007/s11665-013-0781-y>
- Gao, F., Sun, W. 2017.** Vibration Characteristics and Damping Analysis of the Blisk-Deposited Hard Coating Using the Rayleigh-Ritz Method. *Coatings*, 7(8):, 108. <https://doi.org/10.3390/coatings7080108>
- Goliatt, L., Farage, M. R. C. 2018.** An Extreme Learning Machine with Feature Selection for Estimating Mechanical Properties of Lightweight Aggregate Concretes. *2018 IEEE Congress on Evolutionary Computation (CEC)*, IEEE: , 1–7. <https://doi.org/10.1109/CEC.2018.8477673>
- Golkarnarenji, G., Naebe, M., Badii, K., Milani, A. S., Jazar, R. N., Khayyam, H. 2019.** A machine learning case study with limited data for prediction of carbon fiber mechanical properties. *Computers in Industry*, 105:, 123–132. <https://doi.org/10.1016/j.compind.2018.11.004>
- Guo, S., Yu, J., Liu, X., Wang, C., Jiang, Q. 2019.** A predicting model for properties of steel using the industrial big data based on machine learning. *Computational Materials*

- Science*, 160(November 2018):, 95–104.
<https://doi.org/10.1016/j.commatsci.2018.12.056>
- Hamze-Ziabari, S. M., Bakhshpoori, T. 2018.** Improving the prediction of ground motion parameters based on an efficient bagging ensemble model of M5' and CART algorithms. *Applied Soft Computing Journal*, 68:, 147–161.
<https://doi.org/10.1016/j.asoc.2018.03.052>
- Harris, C. M., Piersol, A. G. 2002.** Harris' shock and vibration handbook, McGraw-Hill.
- Hujare, P. P., Sahasrabudhe, A. D. 2014.** Experimental Investigation of Damping Performance of Viscoelastic Material Using Constrained Layer Damping Treatment. *Procedia Materials Science*, 5:, 726–733. <https://doi.org/10.1016/j.mspro.2014.07.321>
- Johnson, C. D., Kienholz, D. A. 1982.** Finite Element Prediction of Damping in Structures with Constrained Viscoelastic Layers. *AIAA Journal*, 20(9):, 1284–1290.
doi.org/10.2514/3.51190
- Kang, S., Kang, P. 2018.** Locally linear ensemble for regression. *Information Sciences*, 432:, 199–209. <https://doi.org/10.1016/j.ins.2017.12.022>
- Kerwin, E. M. 1959.** Damping of Flexural Waves by a Constrained Viscoelastic Layer. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 31(7):, 952–962.
<https://doi.org/10.1121/1.1907821>
- Kumar, M. P., Tha, B. M., Raju, V. V. S. B., Naiah, N. R., Rao, D. A. 2017.** Effect of Thickness on Asymmetric Extensional Damping Treatment using Viscoelastic Materials. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 50(5):, 292–295.
<https://doi.org/10.14445/22315381/IJETT-V50P248>
- Lall, A. K., Asnani, N. T., Nakra, B. C. 1987.** Vibration and Damping Analysis of Rectangular Plate With Partially Covered Constrained Viscoelastic Layer. *Journal of Vibration Acoustics Stress and Reliability in Design*, 109(3):, 241.
<https://doi.org/10.1115/1.3269427>
- Leissa, A. W. 1969.** Vibration of Plates. .
- Liu, Y., Liu, Z., Song, Q., Wang, B. 2019.** Analysis and implementation of chatter frequency dependent constrained layer damping tool holder for stability improvement in turning process. *Journal of Materials Processing Technology*, 266(March 2018):, 687–695. <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2018.11.033>
- Maidanik, G. 1962.** Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. *The journal of the Acoustical Society of America*, 34(1962):, 809–826.
- Menon, A., Thompson-Colón, J. A., Washburn, N. R. 2019.** Hierarchical machine learning model for mechanical property predictions of polyurethane elastomers from small datasets. *Frontiers in Materials*, 6(May):, 1–12.
<https://doi.org/10.3389/fmats.2019.00087>
- Nashif, A. D., Jones, D. I. G., Henderson, J. P. 1985.** Vibration Damping, John Wiley & Sons
- Nilsen, V., Pham, L. T., Hibbard, M., Klager, A., Cramer, S. M., Morgan, D. 2019.** Prediction of concrete coefficient of thermal expansion and other properties using machine learning. *Construction and Building Materials*, 220:, 587–595.
<https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2019.05.006>
- Oberst, H., Frankenfeld, K. 1952.** Über die Dämpfung der Biegeschwingungen dünner Bleche durch fest haftende Beläge. *Acta Acustica united with Acustica*, 2(4):, 181–194.

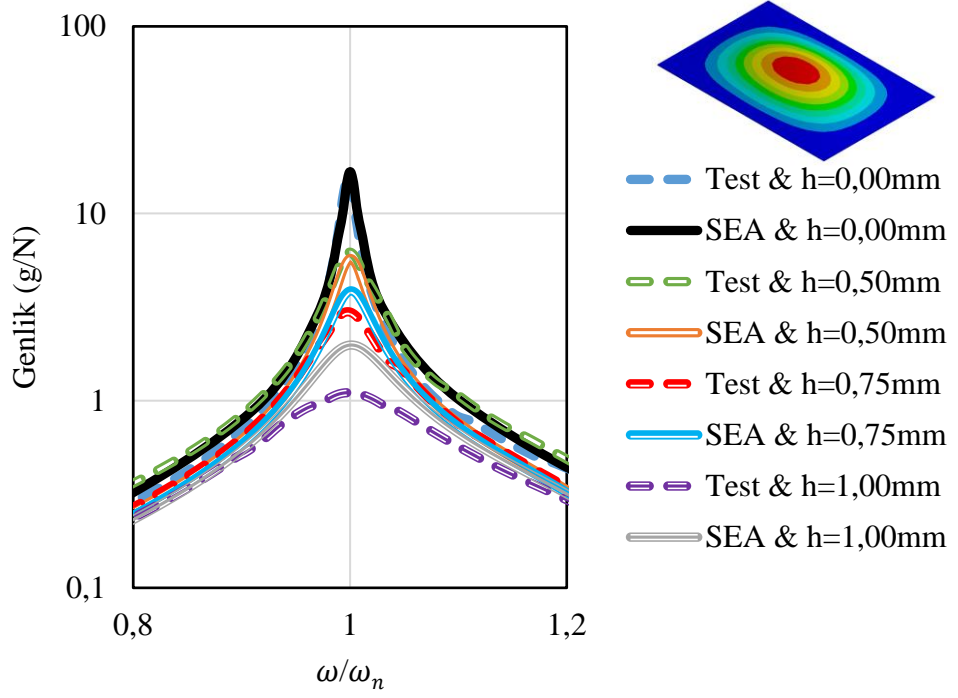
- Pan, L., Zhang, B. 2009.** A new method for the determination of damping in cocured composite laminates with embedded viscoelastic layer. *Journal of Sound and Vibration*, 319(3–5):, 822–831. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2008.06.044>
- Panda, A. K., Rapur, J. S., Tiwari, R. 2018.** Prediction of flow blockages and impending cavitation in centrifugal pumps using Support Vector Machine (SVM) algorithms based on vibration measurements. *Measurement*, 130:, 44–56. doi.org/10.1016/j.measurement.2018.07.092
- Papadopoulos, C. I. 2001.** Redistribution of the low frequency acoustic modes of a room: A finite element-based optimisation method. *Applied Acoustics*, 62(11):, 1267–1285. [https://doi.org/10.1016/S0003-682X\(01\)00002-0](https://doi.org/10.1016/S0003-682X(01)00002-0)
- Parthasarthy, G., Ganesan, N., Reddy, C. V. R. 1986.** Study of unconstrained layer damping treatments applied to rectangular plates having central cutouts. *Computers & Structures*, 23(3):, 433–443. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(86\)90233-6](https://doi.org/10.1016/0045-7949(86)90233-6)
- Qi, Z., Zhang, N., Liu, Y., Chen, W. 2019.** Prediction of mechanical properties of carbon fiber based on cross-scale FEM and machine learning. *Composite Structures*, 212(January):, 199–206. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2019.01.042>
- Rak, M., Ichchou, M. 2005.** Determination of Loss Factor For Beams With Viscoelastic Layer By Means Of Methods Based On Wave Propagation. *II Eccomas Thematic Conference on Smart Structures And Materials*. Retrieved from <http://www.ec-lyon.fr>
- Ross, D., Ungar, E. E., Kerwin, E. M. 1959.** Damping of plate flexural vibrations by means of viscoelastic laminae. *Structural Damping*, Ed.: J. Ruzicka (Ed.), ASME.
- Sim, S., Kim, K.-J. 1990.** A method to determine the complex modulus and poisson's ratio of viscoelastic materials for FEM applications. *Journal of Sound and Vibration*, 141(1):, 71–82. [https://doi.org/10.1016/0022-460X\(90\)90513-Y](https://doi.org/10.1016/0022-460X(90)90513-Y)
- Smola, A. J., Schölkopf, B. 2004.** A tutorial on support vector regression (Vol. 14), Kluwer Academic Publishers.
- Song, Z., Su, C. 2017.** Computation of Rayleigh Damping Coefficients for the Seismic Analysis of a Hydro-Powerhouse. *Shock and Vibration*. <https://doi.org/10.1155/2017/2046345>
- Soni, M. L., Bogner, F. K. 1982.** Finite Element Vibration Analysis of Damped Structures. *AIAA Journal*, 20(5):, 700–707. <https://doi.org/10.2514/3.51127>
- Sun, H.-C., Huang, Y.-C. 2011.** Support Vector Machine for Vibration Fault Classification of Steam Turbine-Generator Sets. *Procedia Engineering*, 24:, 38–42. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.11.2598>
- Sun, W., Yan, X., Gao, F. 2018.** Analysis of frequency-domain vibration response of thin plate attached with viscoelastic free layer damping. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 46(2):, 209–224. <https://doi.org/10.1080/15397734.2017.1327359>
- Syed, R. U. H., Sabir, M. I., Wei, J., Shi, D. Y. 2012.** Effect of viscoelastic material thickness of damping treatment behavior on gearbox. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*.
- Torvik, P. J. 2007.** Analysis of Free-Layer Damping Coatings. *Key Engineering Materials*, 333:, 195–214. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/KEM.333.195>
- Ungar, E. E., Kerwin, E. M. 1964.** Plate Damping due to Thickness Deformations in Attached Viscoelastic Layers. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 36(2):, 386–392. <https://doi.org/10.1121/1.1918964>

- Wang, Y., Wang, B., Zhang, X. 2012.** A new application of the support vector regression on the construction of financial conditions index to CPI prediction. *Procedia Computer Science*, 9:, 1263–1272. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2012.04.138>
- Wang, Z. L., Adachi, Y. 2019.** Property prediction and properties-to-microstructure inverse analysis of steels by a machine-learning approach. *Materials Science and Engineering A*, 744(June 2018):, 661–670. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2018.12.049>
- Wauters, M., Vanhoucke, M. 2014.** Support Vector Machine Regression for project control forecasting. *Automation in Construction*, 47:, 92–106. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2014.07.014>
- Willcock, S., Martínez-López, J., Hooftman, D. A. P., Bagstad, K. J., Balbi, S., Marzo, A., Prato, C., Sciandrello, S., Signorello, G., Voigt, B., Villa, F., Bullock, J. M., Athanasiadis, I. N. 2018.** Machine learning for ecosystem services. *Ecosystem Services*, 33:, 165–174. <https://doi.org/10.1016/j.ecoser.2018.04.004>
- Williams, E. G., Mann, J. A. 2000.** Fourier Acoustics: Sound Radiation and Nearfield Acoustical Holography (Vol. 108). <https://doi.org/10.1121/1.1289662>
- Wojtowicki, J.-L., Jaouen, L., Panneton, R. 2004.** New approach for the measurement of damping properties of materials using the Oberst beam. *Review of Scientific Instruments*, 75(8):, 2569–2574. <https://doi.org/10.1063/1.1777382>
- Wu, Z., Li, N., Peng, J., Cui, H., Liu, P., Li, H., Li, X. 2018.** Using an ensemble machine learning methodology-Bagging to predict occupants' thermal comfort in buildings. *Energy and Buildings*, 173:, 117–127. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.05.031>
- Xu, C., Lin, S., Yang, Y. 2015.** Optimal design of viscoelastic damping structures using layerwise finite element analysis and multi-objective genetic algorithm. *Computers & Structures*, 157:, 1–8. <https://doi.org/10.1016/j.compstruc.2015.05.005>
- Yılmaz, İ., Arslan, E., Kızıltaş, E. Ç., Çavdar, K. 2020.** Development of a prediction method of Rayleigh damping coefficients for free layer damping coatings through machine learning algorithms. *International Journal of Mechanical Sciences*, 166:. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.105237>
- Yu, L., Ma, Y., Zhou, C., Xu, H. 2005.** Damping efficiency of the coating structure. *International Journal of Solids and Structures*, 42(11–12):, 3045–3058. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2004.10.033>
- Zhang, Z., Hong, Y., Hou, B., Zhang, Z., Negahban, M., Zhang, J. 2019.** Accelerated discoveries of mechanical properties of graphene using machine learning and high-throughput computation. *Carbon*, 148:, 115–123. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2019.03.046>
- Zhou, X. Q., Yu, D. Y., Shao, X. Y., Zhang, S. Q., Wang, S. 2016.** Research and applications of viscoelastic vibration damping materials: A review. *Composite Structures*. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2015.10.014>

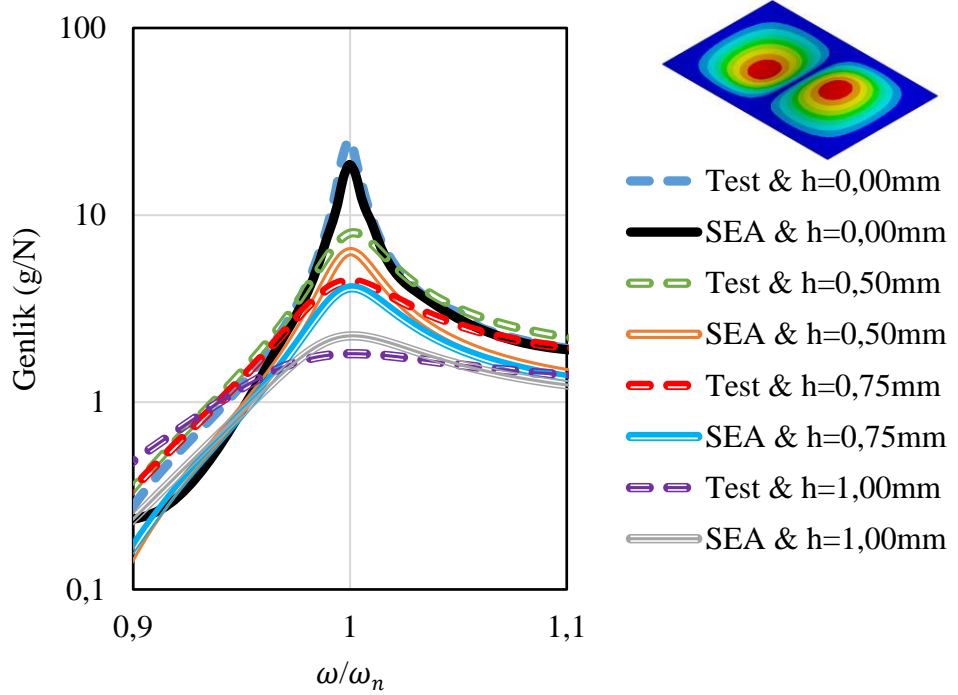
EKLER

- EK 1** Kaplama Kalınlığının Frekans Cevap Fonksiyonuna Etkisi
- EK 2** 1/3 Oktav Bandında Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları
- EK 3** Yayılan Ses Gücü Sonuçları
- EK 4** eyrek Küre Yönelim Konturları
- EK 5** Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basıncı Seviyesi Yönelim Paternleri

EK 1. Kaplama Kalınlığının Frekans Cevap Fonksiyonuna Etkisi

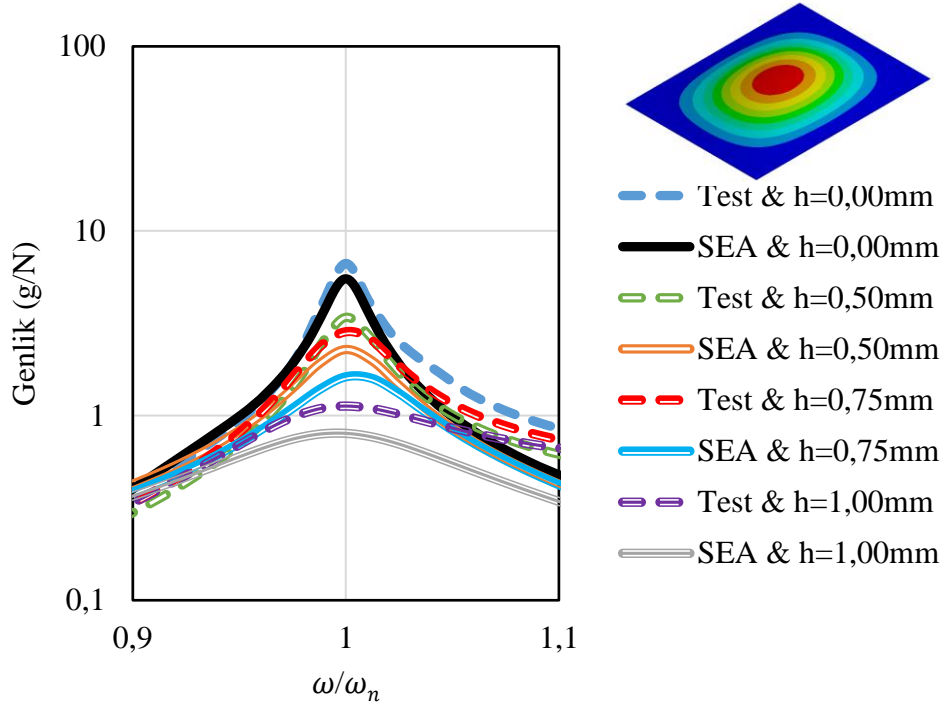


Şekil EK1.1. 200 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (1. Mod)

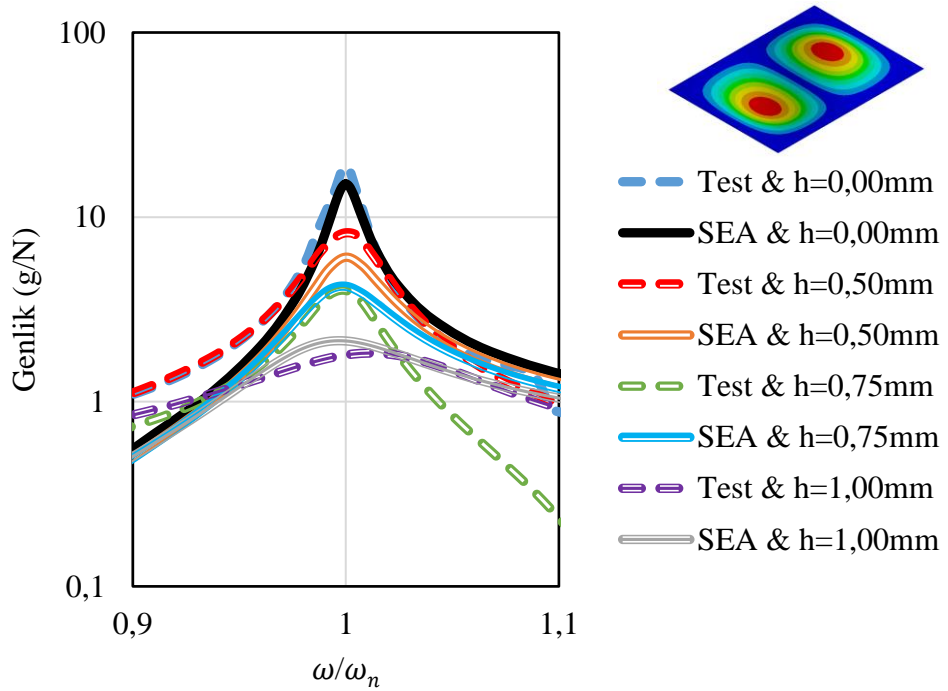


Şekil EK1.2. 200 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (2. Mod)

EK 1. Kaplama Kalınlığının Frekans Cevap Fonksiyonuna Etkisi (Devam)

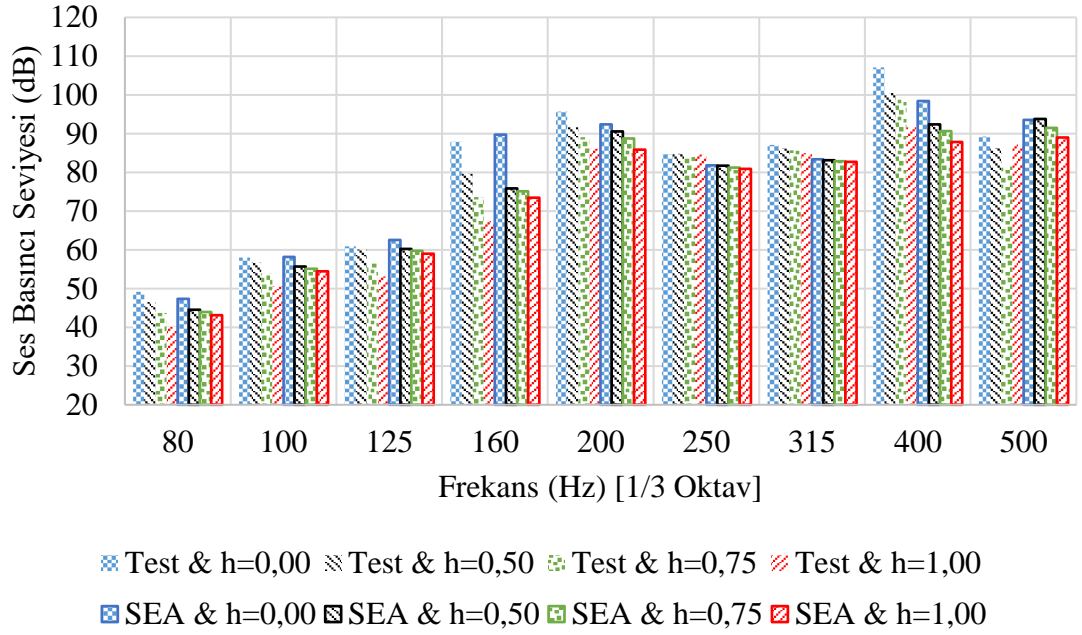


Şekil EK1.3. 400 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (1. Mod)

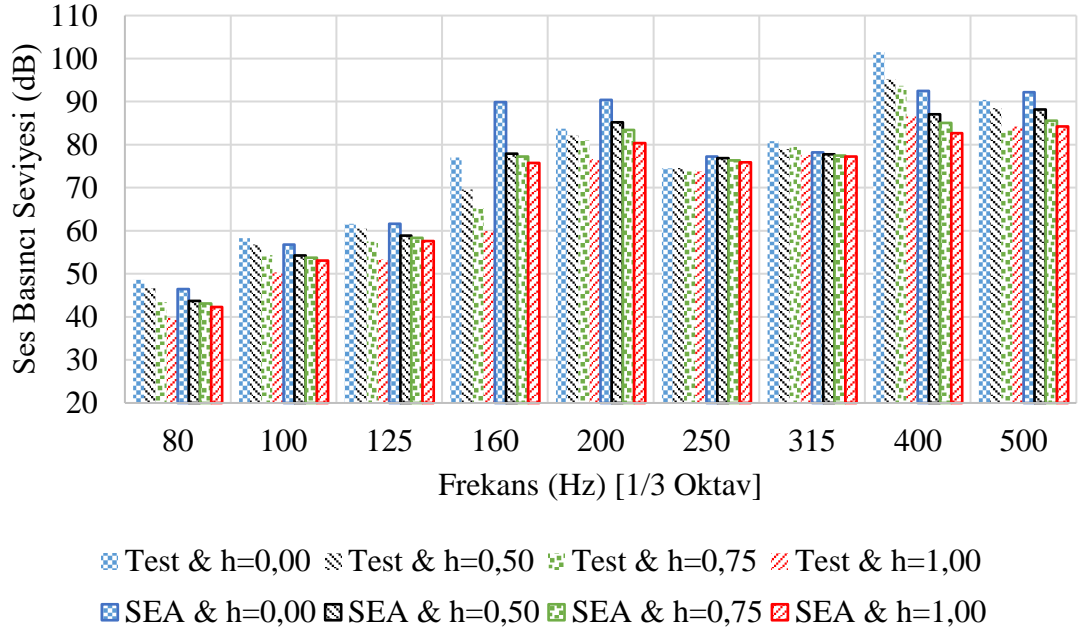


Şekil EK1.4. 400 x 300 mm plakalarda kaplama kalınlığının etkisiyle frekans cevap fonksiyonu değişiminin test ve SEA sonuçlarıyla karşılaştırılması (2. Mod)

EK 2. 1/3 Oktav Bandında Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları

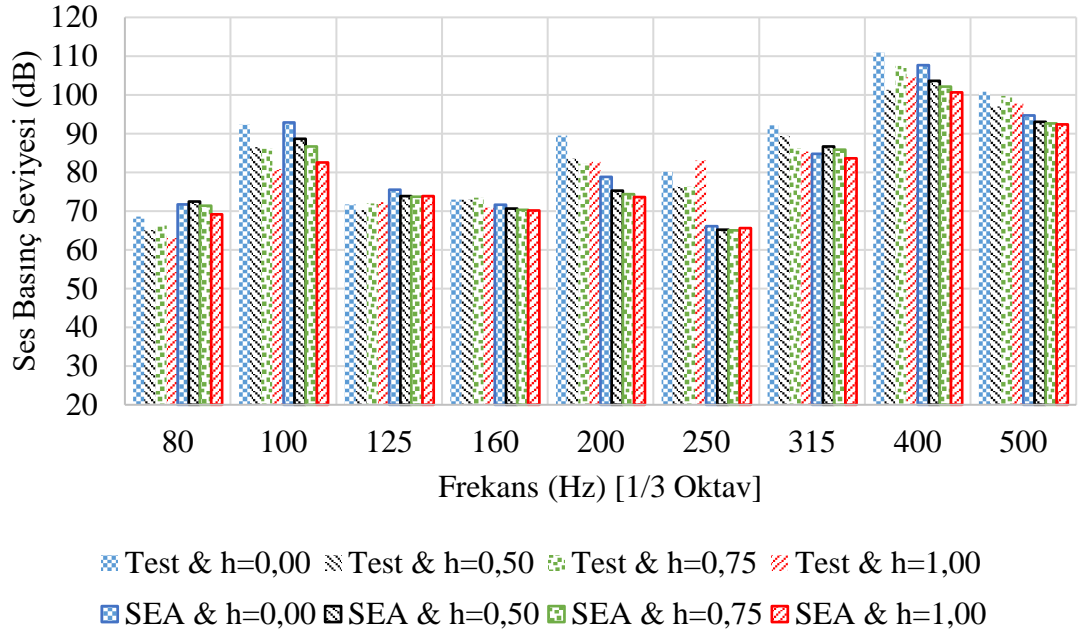


Şekil EK2.1. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofön 2'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

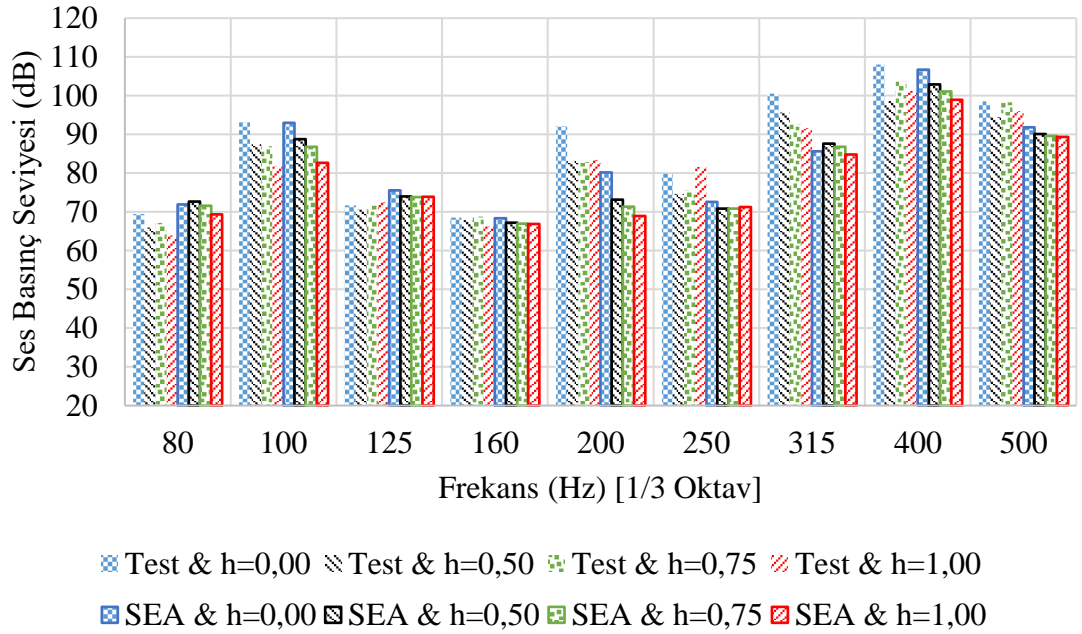


Şekil EK2.2. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofön 3'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

EK 2. 1/3 Oktav Bandında Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları (Devam)

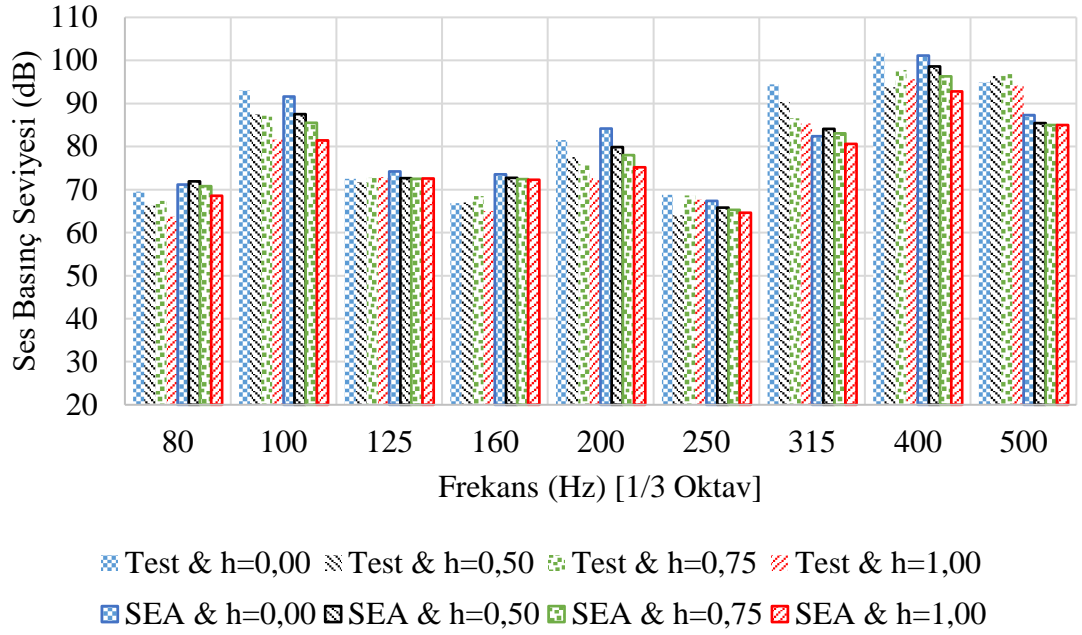


Şekil EK2.3. 300 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofona 1'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

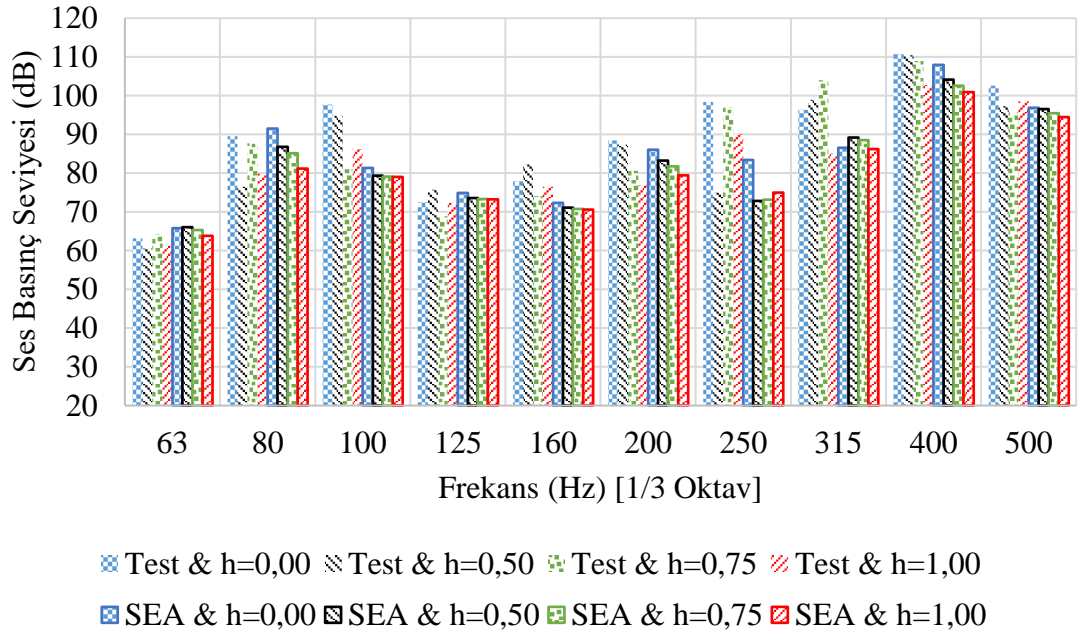


Şekil EK2.4. 300 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofona 2'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

EK 2. 1/3 Oktav Bandında Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları (Devam)

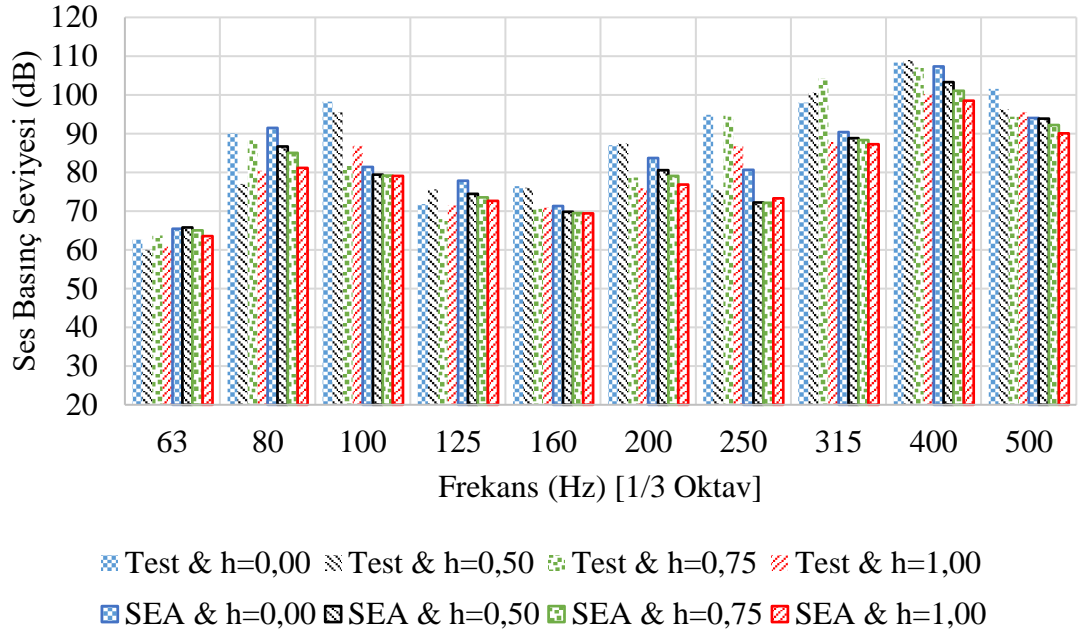


Şekil EK2.5. 300 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofona 3'teki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

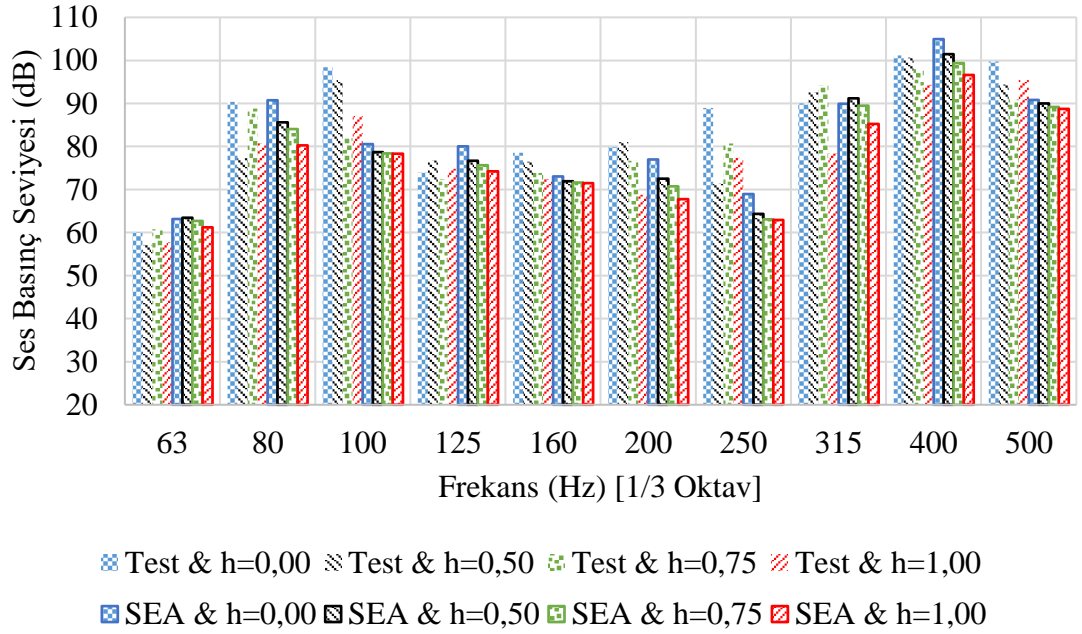


Şekil EK2.6. 400 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofona 1'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

EK 2. 1/3 Oktav Bandında Ses Basıncı Seviyesi Sonuçları (Devam)

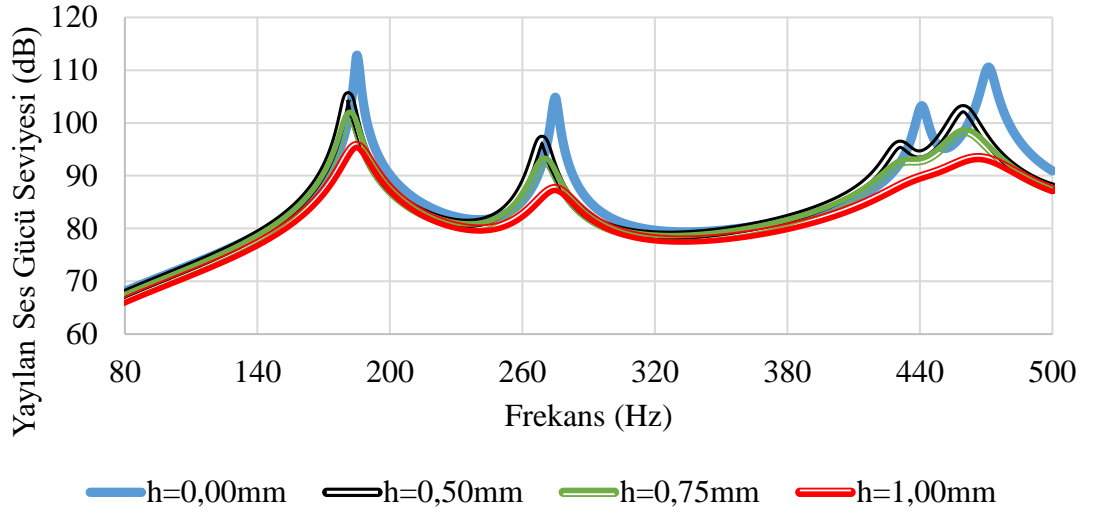


Şekil EK2.7. 400 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofona 2'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

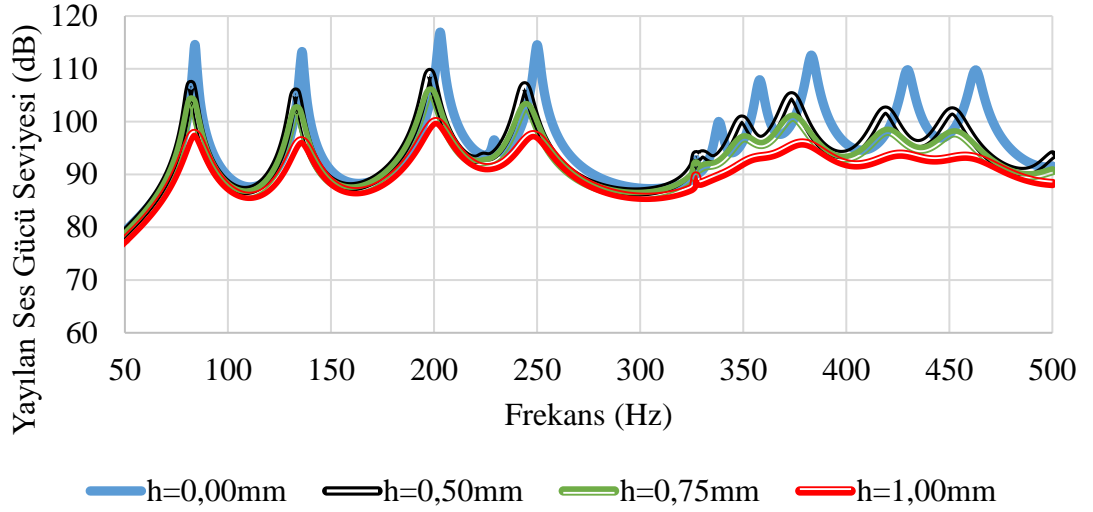


Şekil EK2.8. 400 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre mikrofona 3'deki 1/3 oktav bandında ses basıncı seviyesi test ve SEA sonuçları

EK 3. Yayılan Ses Gücü Sonuçları

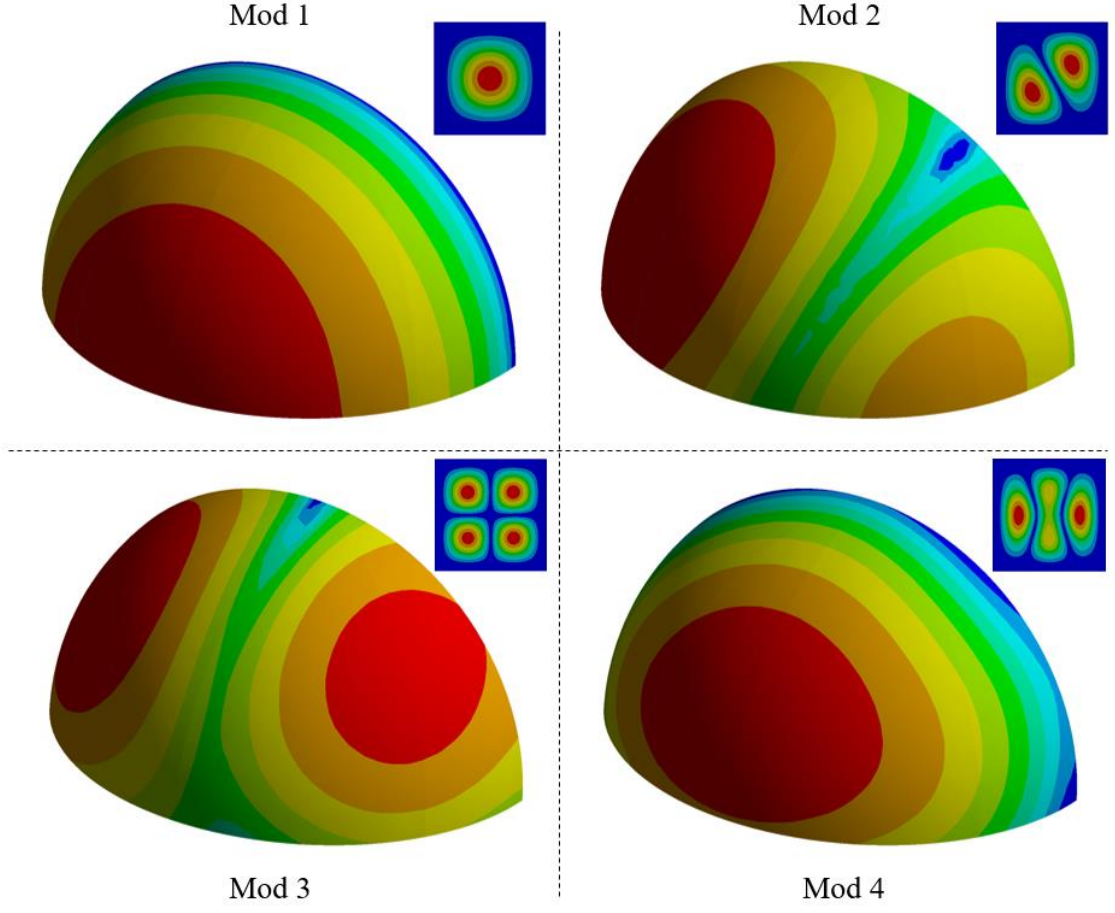


Şekil EK3.1. 200 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre yayılan ses gücü sonuçları



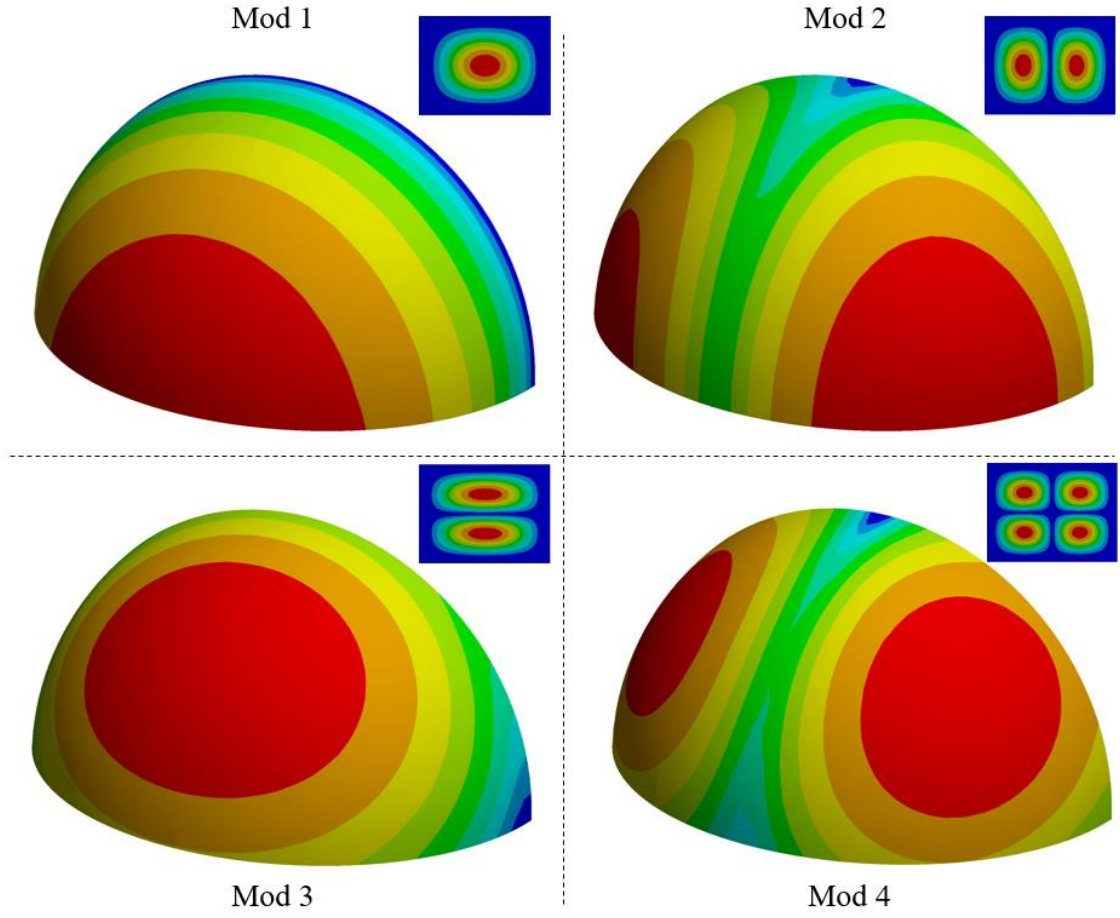
Şekil EK3.2. 400 x 300 mm plakaların kaplama kalınlığına göre yayılan ses gücü sonuçları

EK 4. Çeyrek Küre Yönelim Konturları



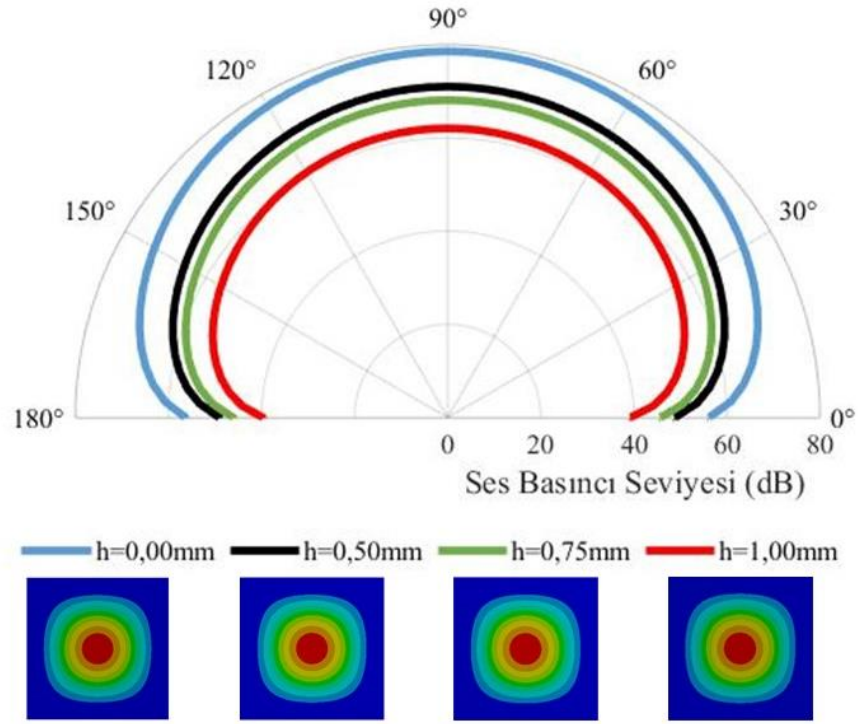
Şekil EK4.1. 300 x 300 mm plakaların ilk dört modundaki çeyrek küre yönelim konturları

EK 4. Çeyrek Küre Yönelim Konturları (devam)

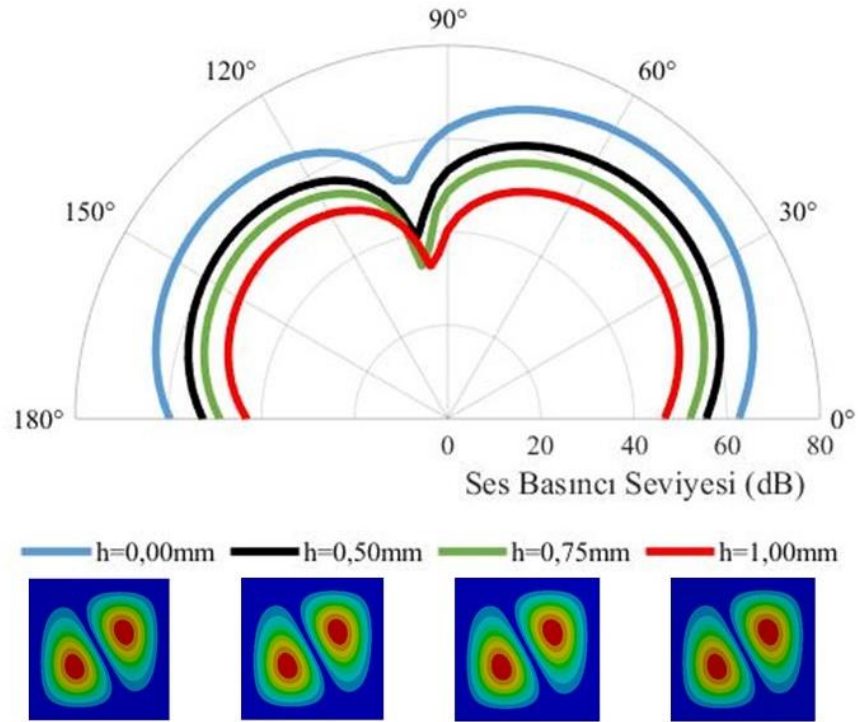


Şekil EK4.2. 400 x 300 mm plakaların ilk dört modundaki çeyrek küre yönelim konturları

EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basınç Seviyesi Yönelim Paternleri

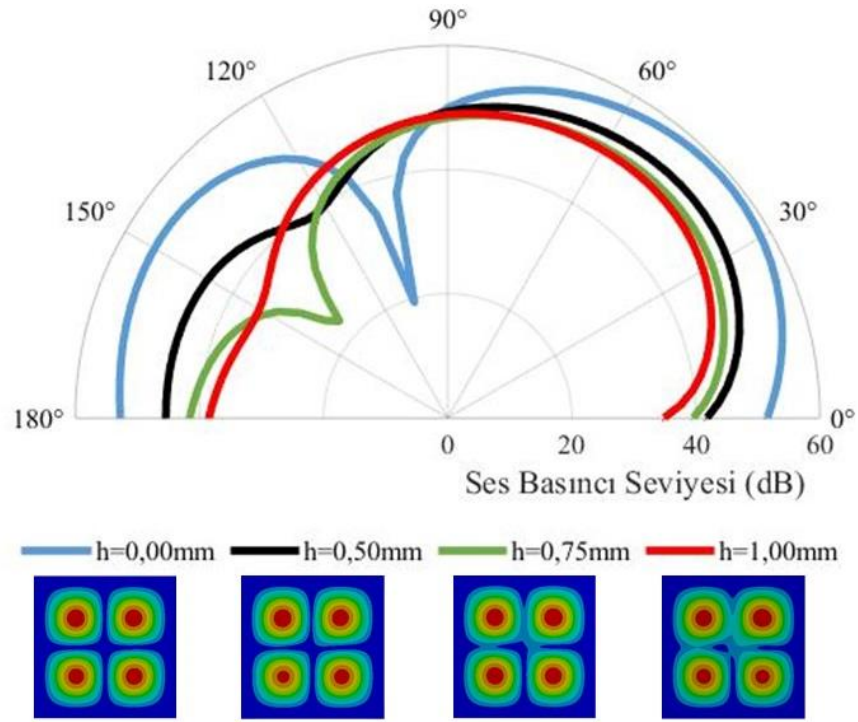


Şekil EK5.1. 300 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (1. Mod)

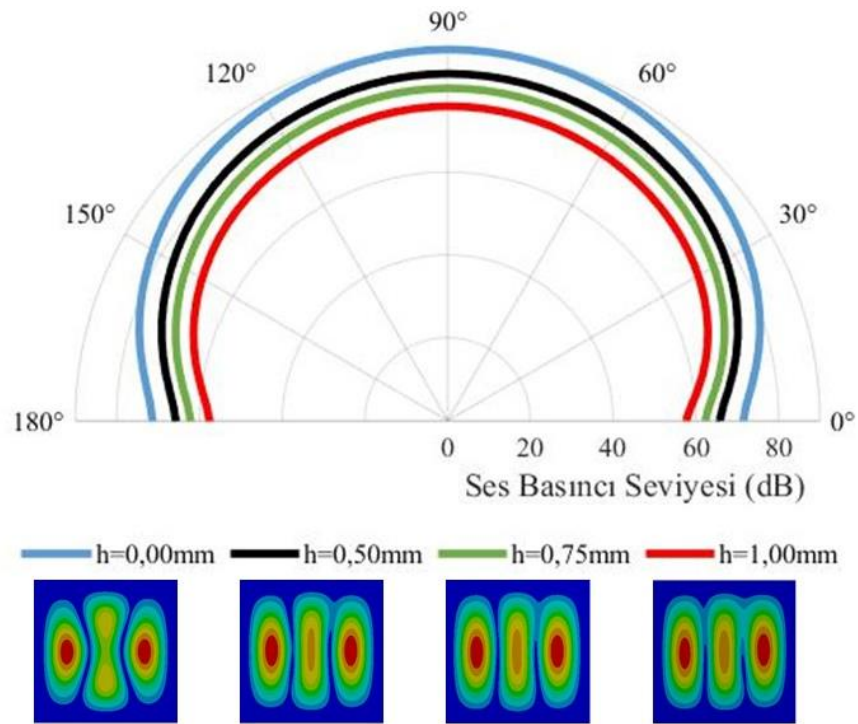


Şekil EK5.2. 300 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (2. Mod)

EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basıncı Seviyesi Yönelim Paternleri (Devam)

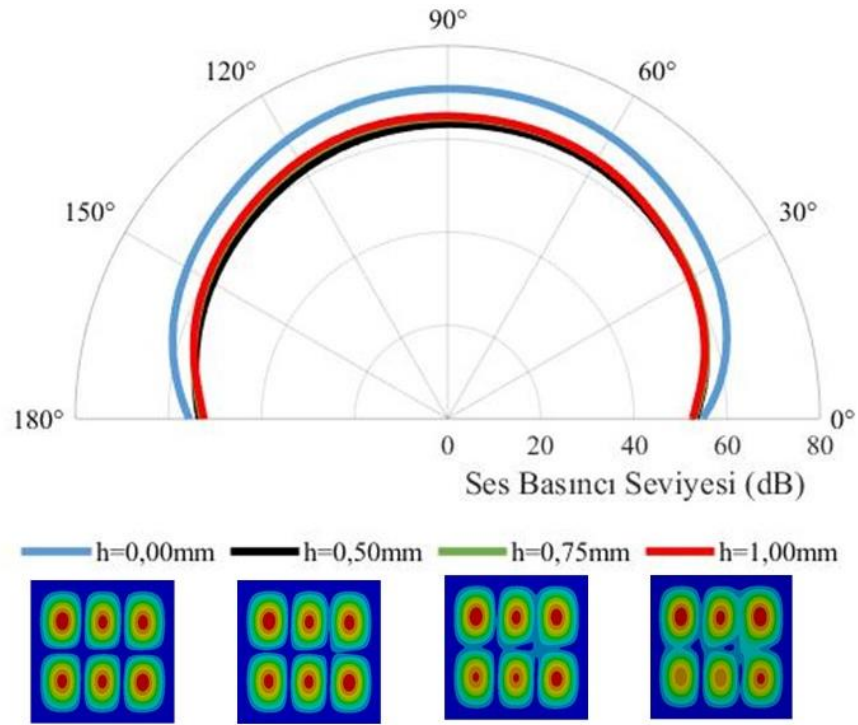


Şekil EK5.3. 300 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (3. Mod)

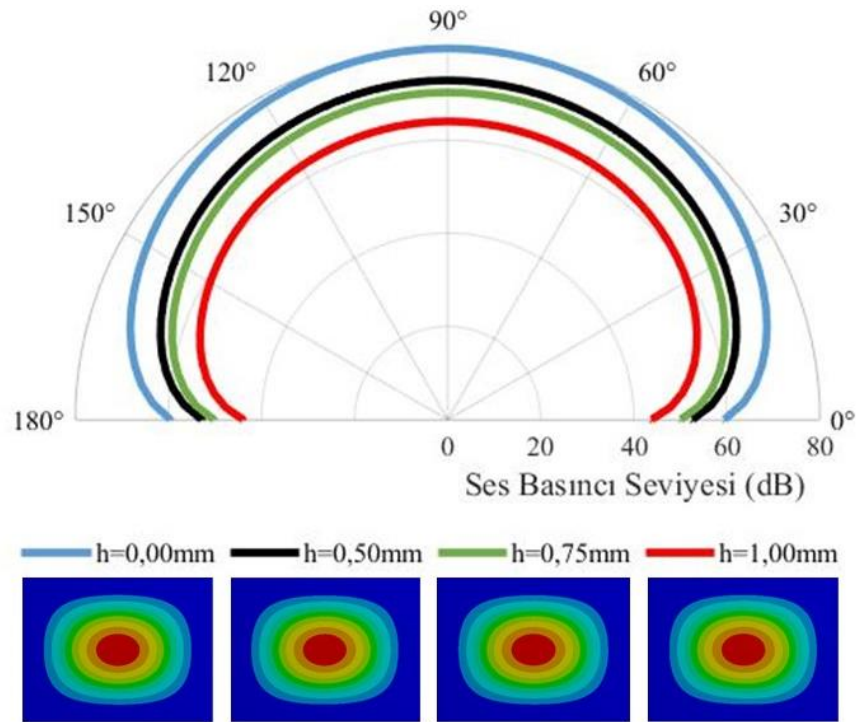


Şekil EK5.4. 300 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (4. Mod)

EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basınç Seviyesi Yönelim Paternleri (Devam)

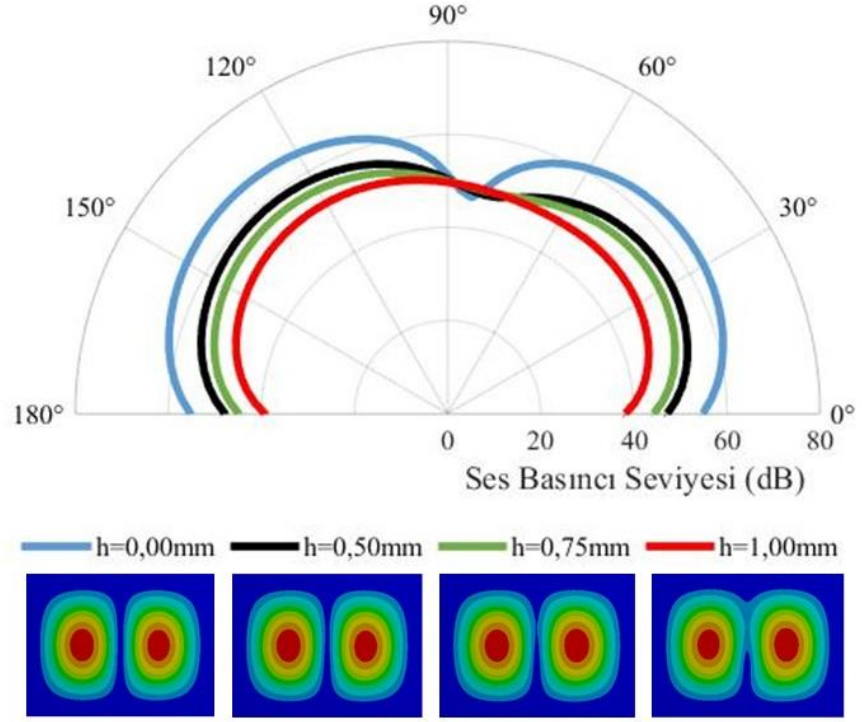


Şekil EK5.5. 300 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (5. Mod)

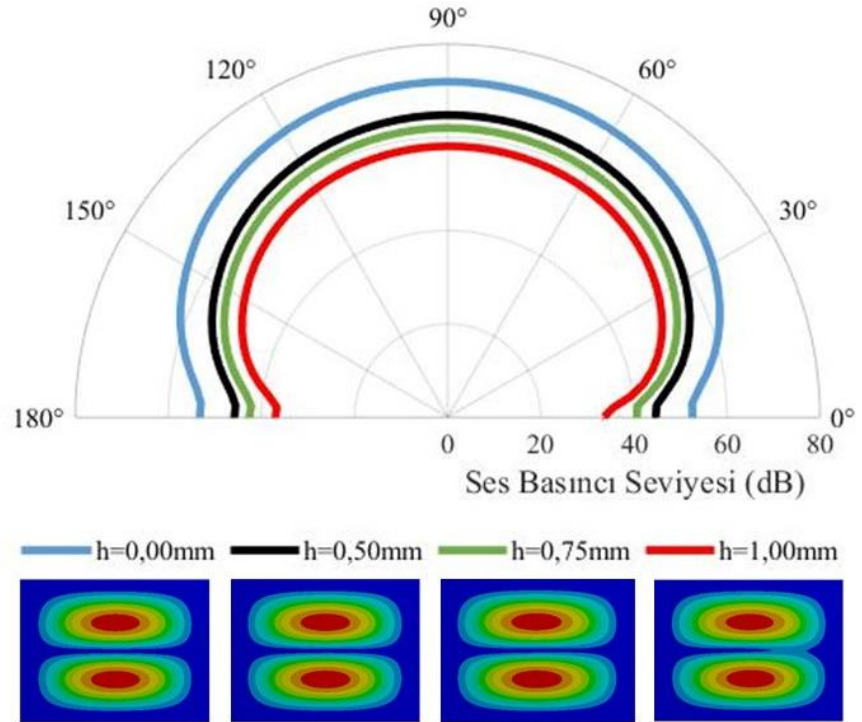


Şekil EK5.6. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (1. Mod)

EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basıncı Seviyesi Yönelim Paternleri (Devam)

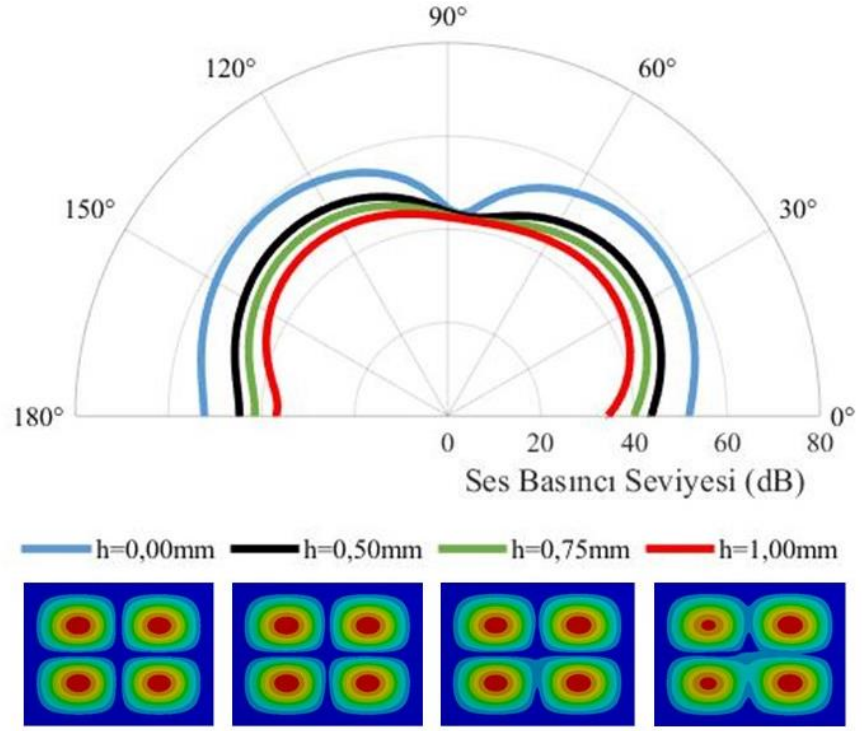


Şekil EK5.7. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (2. Mod)

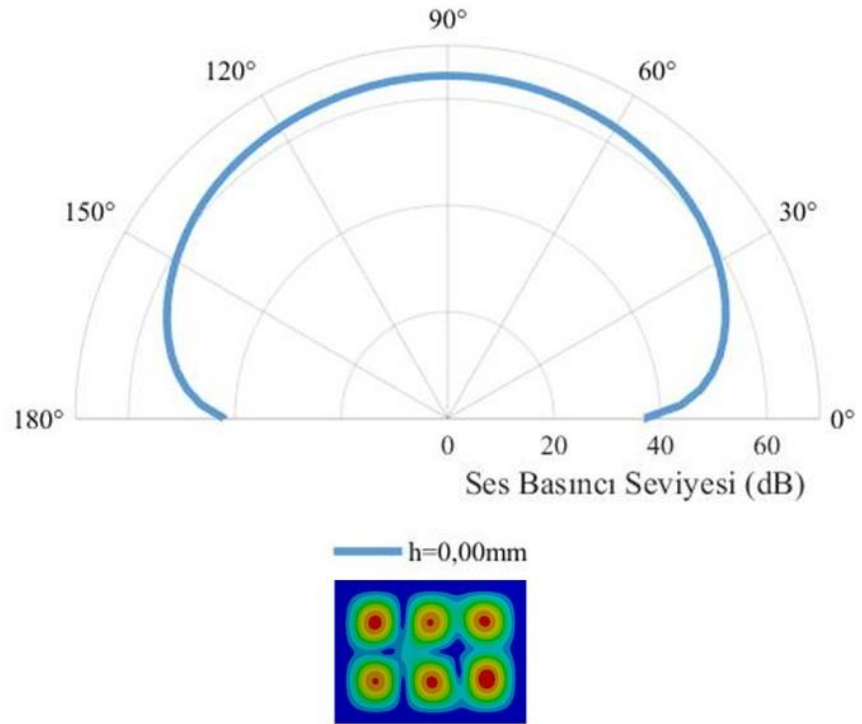


Şekil EK5.8. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (3. Mod)

EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basınç Seviyesi Yönelim Paternleri (Devam)

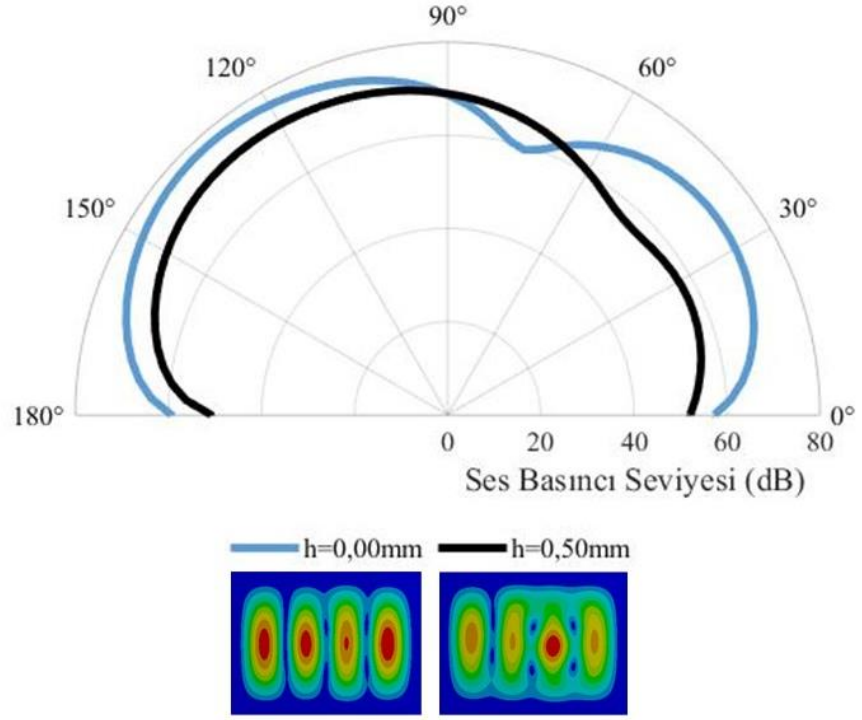


Şekil EK5.9. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (4. Mod)

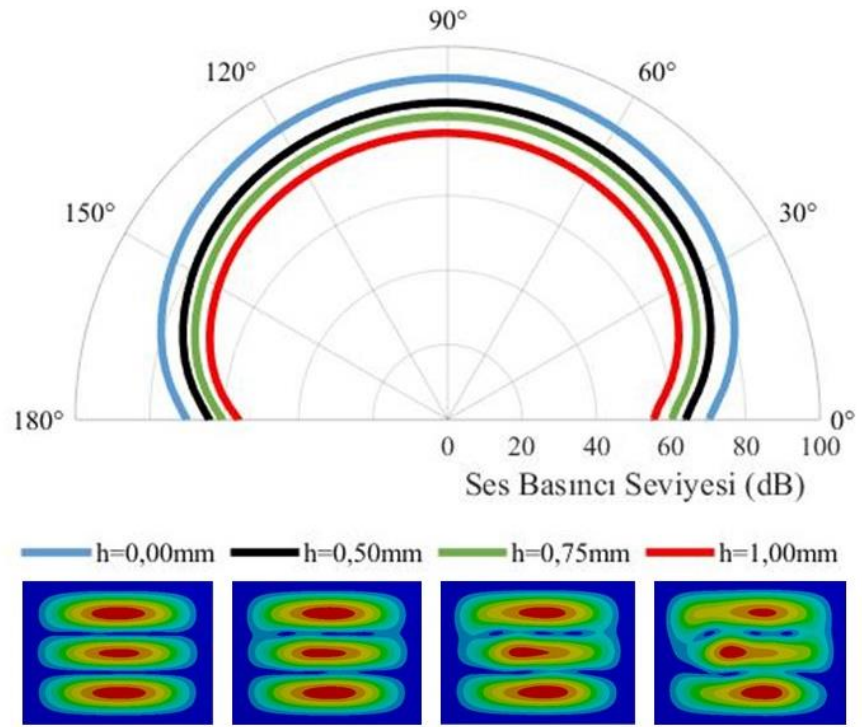


Şekil EK5.10. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (5. Mod)

EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basınç Seviyesi Yönelim Paternleri (Devam)

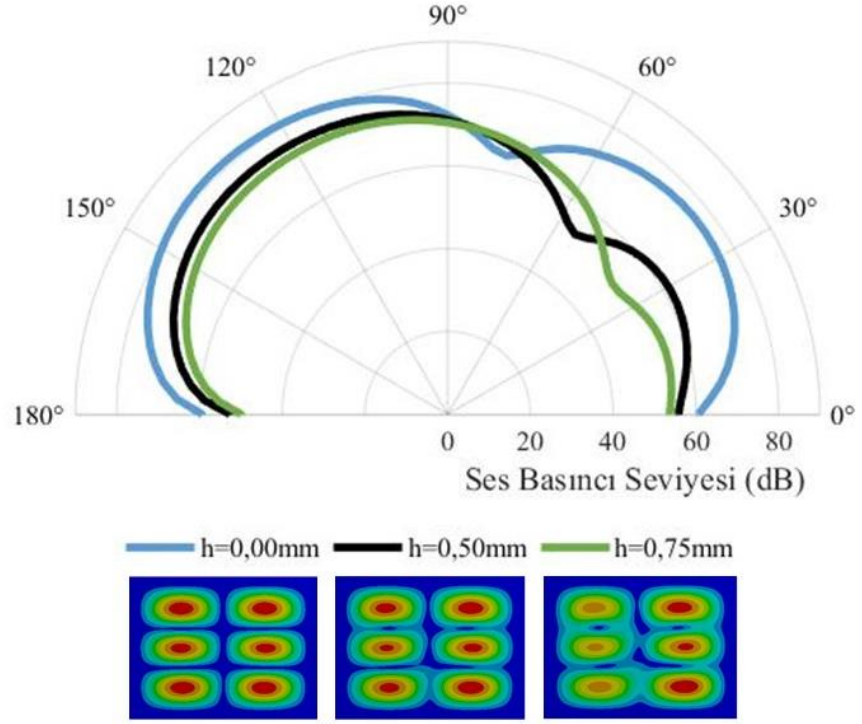


Şekil EK5.11. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (6. Mod)

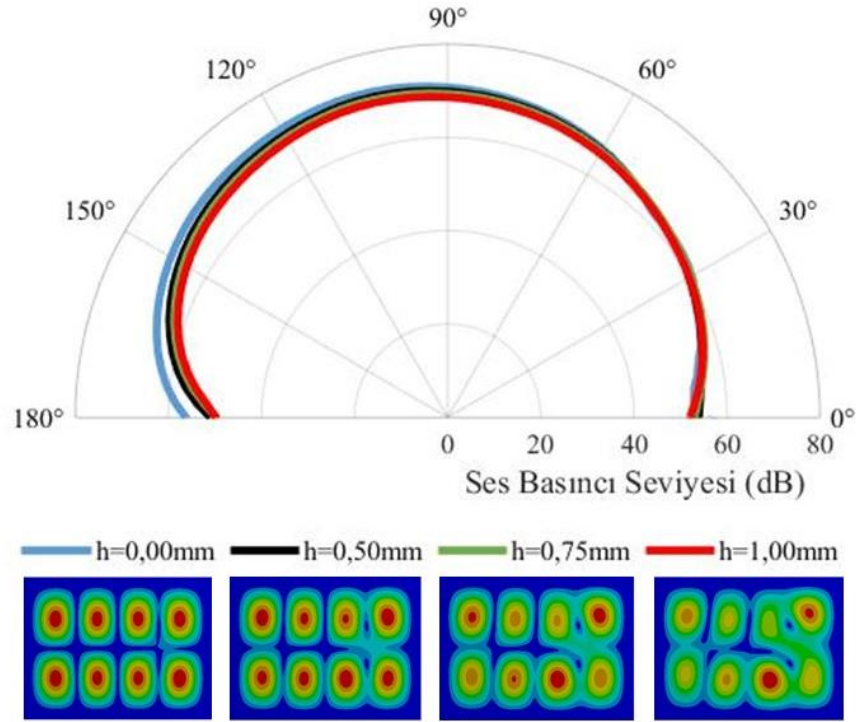


Şekil EK5.12. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (7. Mod)

EK 5. Plakaların Mod Frekanslarındaki Ses Basınç Seviyesi Yönelim Paternleri (Devam)



Şekil EK5.12. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (8. Mod)



Şekil EK5.13. 400 x 300 mm plakaların ses basınç seviyesi yönelim paterni (9. Mod)

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İlhan YILMAZ
Doğum Yeri ve Tarihi : Bulgaristan / 13.09.1987
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Bursa Cumhuriyet Lisesi (2005)
Lisans : Kocaeli Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliği (2009)
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
Makine Mühendisliği (2013)

Çalıştığı Kurum/Kurumlar

: Figes Mühendislik A.Ş.
Proje Uygulama Mühendisi (2010-2011)

Akyapak Makine San. ve Tic. A.Ş.
Ar-Ge Mühendisi (2011-2017)

Borçelik Çelik San. ve Tic. A.Ş.
Tasarım ve Proses Geliştirme Birim Yöneticisi (2017- ...)

İletişim (e-posta)

: ilhan.yilmz@yahoo.com
ilyilmaz@borcelik.com

Yayınları

:

Karadere, G., Yilmaz, I. 2018. Investigation of the Effects of Profile Shift in Helical Gear Mechanisms with Analytical and Numerical Methods. *World Journal of Mechanics*.
<https://doi.org/10.4236/wjm.2018.85015>

Yılmaz, İ., Arslan, E., Kızıldaş, E. Ç., Çavdar, K. 2020. Development of a prediction method of Rayleigh damping coefficients for free layer damping coatings through machine learning algorithms. *International Journal of Mechanical Sciences*, 166:..
<https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2019.105237>