

**T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**POLİÜRETAN KÖPÜK KAPLI PLAKLARDA TAKVİYE KALINLIĞININ
SİSTEMİN DİNAMİK ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Murat ŞEN

(131120104)

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Makine Teorisi ve Dinamiği

Danışman: Doç. Dr. Orhan ÇAKAR (F.Ü)

OCAK-2016

T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**POLİÜRETAN KÖPÜK KAPLI PLAKLARDA TAKVİYE KALINLIĞININ
SİSTEMİN DİNAMİK ÖZELLİKLERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat ŞEN

(131120104)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 15.12.2015

Tezin Savunulduğu Tarih : 08.01.2016

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Orhan ÇAKAR (Fırat Ü.)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Hasan ALLİ (Fırat Ü.)

Yrd. Doç. Dr. Aydın DEMİR (Cumhuriyet Ü.)

OCAK-2016

ÖNSÖZ

Çalışmalarımın her aşamasında rehberliği, özverisi, bilgi birikimi, fikir ve düşünceleri ile her türlü yardımını esirgemeyen, bana zaman ayıran ve bu çalışmamda hep yanımda olan değerli danışman hocam Doç. Dr. Orhan ÇAKAR' a teşekkürlerimi bir borç bilirim. Çalışmalarım boyunca bana destek olan ve sabır gösteren eşime ve oğluma teşekkürlerimi sunarım.

Murat ŞEN

ELAZIĞ – 2016

İÇİNDEKİLER

Sayfa No

ÖNSÖZ.....	I
İÇİNDEKİLER	II
ÖZET.....	IV
SUMMARY	V
ŞEKİLLER LİSTESİ	VI
TABLolar LİSTESİ	XII
KISALTMALAR VE SEMBOLLER LİSTESİ.....	XIII
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Problemin Tanımı	1
1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı	1
1.3. Literatür Araştırması	2
2. TİTREŞİM TEORİSİ	7
2.1. Titreşim ve Rezonans Olayı.....	7
2.2. Çok Serbestlik Dereceli Sistemler ve Hareket Denklemleri.....	10
3. MODAL ANALİZ.....	12
3.1. Teorik Modal Analiz	12
3.2. Deneysel Modal Analiz.....	14
3.2.1. Frekans Tepki Fonksiyonu	16
4. PLAKLARIN HAREKETİNE AİT DİFERANSİYEL DENKLEMLER ..	19
4.1. İzotropik Plaklara Ait Hareket Denklemi	19
4.2. Ortotropik Plaklara Ait Hareket Denklemi.....	28
4.3. Katmanlı Plak Yapılarına Ait Hareket Denklemleri	32
5. POLİÜRETAN KÖPÜKLER	41
6. DENEYSEL MODAL ANALİZ İÇİN TEST DÜZENEGİ	48
6.1. Deney Düzenegi Ekipmanları.....	48
6.1.1. Modal Çekiç	48
6.1.2. İvmeölçer.....	49
6.1.3. Titreşim Analizörü ve Yazılımı	50
7. PÜ TAKVİYE KALINLIĞININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ	58
7.1. Dikdörtgen Çelik Plak Üzerine Farklı PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Deneysel Modal Analiz.....	58
7.2. Dikdörtgen Çelik Plak Üzerine Farklı PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi	67
8. FARKLI PÜ TAKVİYE KALINLIKLARI İÇİN KATMANLI PLAK MODAL ANALİZLERİ	74
8.1. Farklı PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Yapı Deneysel Modal Analizleri.....	74
8.1.1. 16 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak Deneysel Modal Analizleri.....	76
8.1.2. 26 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak Deneysel Modal Analizleri.....	78
8.1.3. 36 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak Deneysel Modal Analizleri.....	80

8.1.4.	16 mm, 26 mm ve 36 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak MAC (Modal Assurance Criterion) Karşılaştırması.....	82
8.2.	Farklı PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak Sonlu Elemanlar Titreşim Analizleri.....	84
8.2.1.	16 mm PÜ Takviyeli Katmanlı Plak Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi	84
8.2.2.	26 mm PÜ Takviyeli Katmanlı Plak Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi	88
8.2.3.	36 mm PÜ Takviyeli Katmanlı Plak Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi	92
9.	PÜ TAKVİYELİ STANDART BİR SANDViÇ YAPI ELEMANININ MODAL ANALİZİ	96
9.1.	PÜ Takviyeli Standart Bir Sandviç Yapı Elemanının DeneySEL Modal Analizi	96
9.2.	Standart Bir PÜ Takviyeli Sandviç Yapı Elemanının Sonlu Eleman Titreşim Analizi.....	100
10.	SONUÇLAR	105
	KAYNAKLAR	107
	ÖZGEçMiş	109

ÖZET

Poliüretan Köpük Kaplı Plaklarda Takviye Kalınlığının Sistemin Dinamik Özelliklerine Etkisinin İncelenmesi

Titreşim, dinamik sistemler üzerinde oldukça önemli olumsuz etkiler oluşturmaktadır. Bu bakımdan dinamik yükler altında çalışan makine elemanlarının nasıl bir davranış gösterdiği makinelerin performansı ve güvenliği açısından son derece önemlidir. Bu nedenle dinamik analizler yapılarak sistemin doğal frekansları, mod biçimleri ve sönüm özellikleri tespit edilmeli ve buna göre gerekli önlemler alınmalıdır. Plak yapıları mühendislikte birçok alanda kullanılmakta olup bu tür yapıların dinamik davranışlarının bilinmesi ve oluşacak titreşimlerin azaltılması oldukça önemlidir. Plak yapıların titreşimlerinin azaltılabilmesi için bir yüzeyine sönüm kabiliyeti yüksek malzemeler takviye edilmektedir. Ayrıca bu sönümleme malzemeleri iki levha arasına yerleştirilerek sandviç yapılar oluşturularak da kullanılmaktadır. Bu çalışmada, üretim maliyeti düşük, hafif, sistemlere kolay uygulanabilen poliüretan köpük kullanılarak plaklarda titreşim yalıtımı yapılması amaçlanmış ve farklı poliüretan takviye kalınlığının sistemin dinamik özelliklerine etkisi deneysel modal analiz yöntemi ile incelenmiştir. Deney sonuçları ANSYS sonlu elemanlar yazılımı ile bulunan sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Anahtar Kelimeler: PÜ Köpük, Titreşim Yalıtımı, Modal Analiz, Doğal Frekans, Mod Biçimi

SUMMARY

Investigation Thickness Effects on Dynamic System Characteristics of Plates Reinforced with PU Foam

Excessive vibrations affect the dynamic of systems adversely. In this respect, it is extremely important to know how the dynamic forces on machine elements affect the machine performances and reliability. For this reason the natural frequencies, mode shapes and damping properties of systems have to be determined by performing dynamic analysis on the system and the necessary preventions should be taken according to these results. Plate structures are widely used in many areas of engineering and it is very important to know the dynamic behaviours of structures like these and to reduce the existing vibration. In order to reduce the vibrations of a plate, some materials with high damping capability can be applied to one surface of it. Also, the sandwich structures are constituted by applying these materials between two plates. In this study, the absorption of vibration on the plates is aimed by using PU foam such that its production cost is low, it is extremely light in weight and it can be applied to systems easily. Also the effects of the reinforce thickness of PU foam on the dynamic properties of the plate were investigated by using experimental modal analysis method. Experimental results were verified by comparing those of obtained via ANSYS finite element software.

Key Words: PU Foam, Vibration Isolation, Modal Analysis, Natural Frequency, Mode Shapes

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1. Frekans durumu	8
Şekil 2.2. Farklı sönüm oranlarında frekans oranına göre genlik eğilimleri	8
Şekil 2.3. Rezonansa girmiş bir köprü.....	9
Şekil 2.4. Çok serbestlik dereceli bir titreşim modeli.....	10
Şekil 3.1. Deneysel modal analiz test düzeneği şeması.....	15
Şekil 3.2. Frekans tepki fonksiyonu modeli	16
Şekil 3.3. Deneysel modal analiz safhaları	17
Şekil 4.1. Dikdörtgen plak	19
Şekil 4.2. Eğilmiş dikdörtgen bir plak	20
Şekil 4.3. Plak üzerindeki momenler ve kesme kuvvetleri.....	22
Şekil 4.4. Burulma momentleri.....	24
Şekil 4.5. Kuvvet ve momentler	28
Şekil 4.6. Katmanlı plak yapısı.....	32
Şekil 4.7. Eğilmiş katmanlı plak	33
Şekil 4.8. Eğilmiş orta katman.....	34
Şekil 5.1. Poliüretan köpüğün duvar yalıtımı uygulaması.....	41
Şekil 5.2. Poliüretan köpüğün çatı yalıtımı uygulaması.....	42
Şekil 5.3. Poliüretan köpüğün yüzme havuzu uygulaması.....	43

Şekil 5.4. Poliüretan köpük sandviç paneller.....	43
Şekil 5.5. Poliüretan köpüğün tank yalıtımında kullanılması.....	44
Şekil 5.6. Poliüretan köpüğün boru yalıtımında kullanılması	45
Şekil 5.7. Poliüretan köpük malzemenin buzdolabında kullanılması.....	46
Şekil 5.8. Poliüretan köpük malzemenin otomobil koltuklarında kullanılması.....	47
Şekil 6.1. Modal çekici	49
Şekil 6.2. İvmeölçer	49
Şekil 6.3. Titreşim analizörü.....	50
Şekil 6.4. Bölümlendirilmiş deney numunesi.....	51
Şekil 6.5. Modal analiz için hazırlanmış deney numunesi	52
Şekil 6.6. Kuvvet ve ivmeölçerden alınan zaman sinyalleri.....	53
Şekil 6.7. Deney düzeneği ve ölçüm işlemi.....	54
Şekil 6.8. Deneysel, sayısal ve analitik olarak elde edilen doğal frekansların grafiksel karşılaştırılması	55
Şekil 6.9. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 1. mod şekli	56
Şekil 6.10. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 2. mod şekli	56
Şekil 6.11. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 3. mod şekli	57
Şekil 6.12. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 4. mod şekli	57
Şekil 6.13. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 5. mod şekli	57
Şekil 7.1. 10 mm kalınlığında poliüretan takviyeli yapı	58
Şekil 7.2. Farklı poliüretan takviye kalınlıkları için deney görüntüleri.....	59

Şekil 7.3. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 1. mod şekli	60
Şekil 7.4. 10 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli.....	60
Şekil 7.5. 20 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli.....	61
Şekil 7.6. 30 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli.....	61
Şekil 7.7. 40 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli.....	62
Şekil 7.8. 50 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli.....	62
Şekil 7.9 Takviyesiz-10 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma	63
Şekil 7.10. 10 mm-20 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma	63
Şekil 7.11. 20 mm-30 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma	64
Şekil 7.12. 30 mm-40 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma	64
Şekil 7.13. 40 mm-50 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma	65
Şekil 7.14. Artan PÜ takviye kalınlığına göre doğal frekansların değişimi	65
Şekil 7.15. Artan PÜ takviye kalınlığına göre sönüm oranlarının değişimi	66
Şekil 7.16. ANSYS’ de modellenmiş 10 mm PÜ takviyeli plak	68
Şekil 7.17. ANSYS’ de modellenmiş 10 mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi	68
Şekil 7.18. ANSYS’ de modellenmiş 20 mm PÜ takviyeli plak	69
Şekil 7.19. ANSYS’ de modellenmiş 20 mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi	69
Şekil 7.20. ANSYS’ de modellenmiş 30 mm PÜ takviyeli plak	70
Şekil 7.21. ANSYS’ de modellenmiş 30 mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi	70
Şekil 7.22. ANSYS’ de modellenmiş 40 mm PÜ takviyeli plak	71
Şekil 7.23. ANSYS’ de modellenmiş 40 mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi	71

Şekil 7.24. ANSYS’ de modellenmiş 50 mm PÜ takviyeli plak	72
Şekil 7.25. ANSYS’ de modellenmiş 50mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi	72
Şekil 7.26. PÜ takviye kalınlıklarına göre ANSYS ve dnyssel olarak elde edilen doğal frekansların grafiksel olarak karşılaştırılması.....	73
Şekil 8.1. 16, 26 ve 36 mm PÜ takviyeli katmanlı plaklar	75
Şekil 8.2. Katmanlı plak elemanı üzerinde yapılan örnek bir ölçüm.....	75
Şekil 8.3. 16 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 1. mod şekli	76
Şekil 8.4. 16 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 2. mod şekli	76
Şekil 8.5. 16 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 3. mod şekli	77
Şekil 8.6. 16 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 4. mod şekli	77
Şekil 8.7. 16 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 5. mod şekli	77
Şekil 8.8. 26 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 1. mod şekli	78
Şekil 8.9. 26 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 2. mod şekli	78
Şekil 8.10. 26 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 3. mod şekli	79
Şekil 8.11. 26 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 4. mod şekli	79
Şekil 8.12. 26 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 5. mod şekli	79
Şekil 8.13. 36 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 1. mod şekli	80
Şekil 8.14. 36 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 2. mod şekli	80
Şekil 8.15. 36 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 3. mod şekli	81
Şekil 8.16. 36 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 4. mod şekli	81
Şekil 8.17. 36 mm PÜ takviyeli katmanlı plak dnyssel modal analiz 5. mod şekli	81

Şekil 8.18. 16 mm-26 mm PÜ takviyeli plak MAC karşılaştırma.....	82
Şekil 8.19. 26 mm-36 mm PÜ takviyeli plak MAC karşılaştırma.....	82
Şekil 8.20. 16 mm-36 mm PÜ takviyeli plak MAC karşılaştırma.....	83
Şekil 8.21. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 1. mod şekli.....	84
Şekil 8.22. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 2. mod şekli.....	85
Şekil 8.23. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 3. mod şekli.....	85
Şekil 8.24. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 4. mod şekli.....	86
Şekil 8.25. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 5. mod şekli.....	86
Şekil 8.26. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için deneysel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği	87
Şekil 8.27. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 1. mod şekli.....	88
Şekil 8.28. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 2. mod şekli.....	89
Şekil 8.29. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 3. mod şekli.....	89
Şekil 8.30. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 4. mod şekli.....	90
Şekil 8.31. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 5. mod şekli.....	90
Şekil 8.32. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için deneysel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği	91
Şekil 8.33. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 1. mod şekli.....	92
Şekil 8.34. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 2. mod şekli.....	93
Şekil 8.35. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 3. mod şekli.....	93
Şekil 8.36. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 4. mod şekli.....	94
Şekil 8.37. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 5. mod şekli.....	94

Şekil 8.38. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için deneysel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği	95
Şekil 9.1. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı elemanı üzerinde yapılan örnek bir ölçüm.....	97
Şekil 9.2. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı deneysel modal analiz 1. mod şekli.....	97
Şekil 9.3. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı deneysel modal analiz 2. mod şekli.....	98
Şekil 9.4. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı deneysel modal analiz 3. mod şekli.....	98
Şekil 9.5. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı deneysel modal analiz 4. mod şekli.....	99
Şekil 9.6. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı deneysel modal analiz 5. mod şekli.....	99
Şekil 9.7. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 1. mod şekli.....	100
Şekil 9.8. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 2. mod şekli.....	101
Şekil 9.9. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 3. mod şekli.....	101
Şekil 9.10. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 4. mod şekli.....	102
Şekil 9.11. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 5. mod şekli.....	102
Şekil 9.12. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 6. mod şekli.....	103
Şekil 9.13. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 7. mod şekli.....	103
Şekil 9.14. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı için deneysel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği	104

TABLÖLAR LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 6.1. Takviyesiz plak mekanik özellikleri.....	51
Tablo 6.2. Test için kullanılan ölçüm parametreleri.....	53
Tablo 6.3. Deneysel, sayısal ve analitik olarak elde edilen doğal frekansların karşılaştırması (Hz).	55
Tablo 7.1. Artan PÜ takviye kalınlıklarına göre birinci mod için doğal frekans ve sönüm oranları.	59
Tablo 7.2. Artan PÜ takviye kalınlıklarına göre 1. Doğal frekans değerleri.	73
Tablo 8.1. Farklı PÜ takviye kalınlıklarında katmanlı plakların doğal frekans ve sönüm değerleri.	83
Tablo 8.2. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plakların doğal frekans değerleri...	87
Tablo 8.3. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plakların doğal frekans değerleri...	91
Tablo 8.4. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plakların doğal frekans değerleri...	94
Tablo 9.1. PÜ takviyeli trapez sandviç yapının doğal frekans değerleri.	104

KISALTMALAR VE SEMBOLLER LİSTESİ

m	:	Kütle
$\underline{x}$	:	Deplasman vektörü
$\dot{\underline{x}}$	:	Hız vektörü
$\ddot{\underline{x}}$	:	İvme vektörü
k	:	Yay katsayısı (N/m)
ω	:	Doğal frekans
ω_d	:	Sönümlü doğal frekans
v_0	:	Başlangıç hızı (m/s)
x_0	:	Başlangıç deplasmanı (m)
c	:	Sönüm katsayısı (kg/s)
F	:	Kuvvet (N)
r	:	Frekans oranı
$\mathbf{M}$	:	Kütle matrisi
$\mathbf{K}$	:	Rijitlik matrisi
$\{q\}$	:	Modal koordinat vektörü
$[]^T$	:	Matrisin transpozu
$[]^{-1}$	:	Matrisin tersi
$H(\omega)$	:	Frekans tepki fonksiyonu
u	:	X yönündeki yer değiştirme
v	:	Y yönündeki yer değiştirme
w	:	Z yönündeki yer değiştirme
ε	:	Yüzde şekil değiştirme
τ	:	Kayma gerilmesi(N/m ²)
E	:	Elastisite modülü (N/m ²)
G	:	Kayma modülü (N/m ²)
ν	:	Poisson oranı
M	:	Moment (Nm)
T	:	Kinetik enerji
U	:	Potansiyel enerji
V	:	Dış kuvvetin yaptığı iş
ρ	:	Yoğunluk (kg/m ³)
h	:	Plaka kalınlığı (m)
q	:	Dış kuvvet (N)
σ	:	Normal gerilme (N/m ²)
δ	:	Delta operatörü
FTF	:	Frekans Tepki Fonksiyonu
MAC	:	Modal Assurance Criterion
$\{f\}$	:	Genel kuvvet vektörü

K	:	Normalize edilmiş katılık matrisi
$\underline{q}$	:	Dönüşüm koordinatı
$\mathbf{P}$	:	Özdeğerler matrisi
$\mathbf{I}$	:	Birim matris
Λ	:	Diagonal özdeğerler matrisi
$\underline{v}$	:	Öz değerler vektörü

1. GİRİŞ

1.1. Problemin Tanımı

Titreşim, dinamik sistemler üzerinde oldukça önemli olumsuz etkiler oluşturmaktadır. Dinamik yükler altında çalışan makine elemanlarının nasıl bir davranış gösterdiğini bilmek makinelerin performansı ve güvenliği açısından son derece önemlidir. Bunun için sistem üzerinde dinamik analizler yapılarak yapının doğal frekansları, mod biçimleri ve sönüm özellikleri tespit edilmelidir.

Bazı özel durumlar dışında titreşim genellikle istenmeyen bir durumdur. Dinamik analizler sonucunda tespit edilen, istenmeyen titreşimleri azaltmak için titreşim kaynağının ortadan kaldırılması gereklidir. Bu her zaman mümkün olmadığından yapıyı titreşim kaynağının etkisinden korumak için titreşim yalıtımı oluşturmak gerekebilir. Titreşim yalıtımı için dinamik titreşim sönümleyiciler tasarlanabilir ya da titreşim kaynağı ile yapı arasına sönümleyici elemanlar yerleştirilebilir.

Plak yapıları mühendislikte birçok alanda yaygın olarak kullanılmakta olup bu tür yapıların dinamik davranışlarının bilinmesi ve oluşacak titreşimlerin azaltılması oldukça önemlidir. Plak yapıların titreşimlerinin azaltılabilmesi için bir yüzeyine sönüm kabiliyeti yüksek malzemeler takviye edilmektedir. Ayrıca bu sönümleme malzemelerinin iki levha arasına yerleştirilerek oluşturulan sandviç yapılar da kullanılmaktadır.

1.2. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada, üretim maliyeti düşük, hafif, sistemlere kolay uygulanabilen poliüretan köpük kullanılarak plaklarda titreşim yalıtımı yapılması amaçlanmış ve farklı poliüretan takviye kalınlığının sistemin dinamik özelliklerini (doğal frekans, mod şekli, sönüm oranı) nasıl etkilediği incelenmiştir.

Çalışmada, plakanın tek yüzeyine farklı kalınlıklarda poliüretan takviyesi uygulanarak her bir takviye kalınlığı için deneysel modal analiz yapılmış ve her bir durum

için doğal frekanslar, mod biçimleri ve sönüm oranları tespit edilmiştir. Diğer taraftan her bir takviye kalınlığı için plaklar ANSYS paket programında modellenerek titreşim analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar deneysel modal analiz ile elde edilen sonuçlarla tablo şeklinde karşılaştırılmalı olarak sunulmuştur.

Ayrıca, özellikleri bilinen iki elik plaka arasına farklı kalınlıklarda PU takviyesi uygulanarak elde edilen sandviç yapıların ve piyasada standart bir yapı elemanı olarak kullanılan trapez profile sahip 80 mm PU takviyeli sandviç panelin deneysel modal analizleri yapılmış ve dinamik özellikleri (doğal frekans, mod şekli, sönüm oranı) tespit edilmiştir. Deneysel modal analiz yöntemiyle elde edilen sonuçlar ANSYS paket programında elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

1.3. Literatür Araştırması

Sönüm kabiliyeti yüksek esnek takozlar, metal yaylar ve polimerler titreşim kaynağı ve yapı arasına yerleştirilerek titreşim yalıtımı yapılabilir. Günümüzde polimerler sınıfında bulunan sert poliüretan köpükler, titreşim sönümleme özelliğinin yüksek olması, üretim kolaylığı, sistemlere kolay uygulanabilirliği, hafifliği ve üretim maliyetinin düşük olması gibi sebeplerden dolayı mühendislik sistemlerinde yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Buna bağlı olarak bu malzemelerin dinamik özellikleri üzerine birçok çalışma yapılmış ve yapılmaya da devam edilmektedir.

Zhang ve Dupuis [1] otomobil koltuklarında kullanılan esnek poliüretan köpüğün dinamik özelliklerini belirlemek için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bunun için 3 inch boyutlarında küp şeklindeki poliüretan köpüğü iki blok arasına yerleştirmişler ve üst kısımda kalan bloğun hareketini serbest bırakacak şekilde sistemi tek serbestlik dereceli olarak modellemişlerdir. Yapıyı bir sarsıcı kullanarak tahrik etmişler ve deneysel sonuçlardan faydalanarak poliüretan köpüğün dinamik özelliklerini belirlemişlerdir.

Deng vd. [2] esnek poliüretan köpük malzemelerin visko elastik özelliklerinin belirlenmesi için deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bunun için araç koltuklarının minderlerinde bulunan poliüretan malzemeyi incelemişlerdir.

Sharma vd. [3] poliüretan köpüklerde değişen yoğunluk ve yüzey malzemelerinin sönülmeye etkisini incelemişlerdir. $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasındaki değişik sıcaklıklarda; 0.6, 0.65 ve 0.7 gm/cc yoğunluklarında poliüretan köpük malzemenin özelliklerini dinamik analizör kullanarak incelemişlerdir.

Scarpa vd. [4] auxetic (negatif poisson oranı) ve eş yoğunluklu gözenekli poliüretan köpüğün statik ve dinamik karakteristikleri üzerine bir çalışma yapmışlardır. Auxetic poliüretan köpük malzemenin titreşim yalıtımlı eldiven uygulamaları için mekanik özelliklerini araştırmışlardır. Çalışmada 30-35 gözenek/inch yapıya ve 0.0027g/cm^3 yoğunluğa sahip açık gözenekli poliüretan köpük malzeme kullanılmıştır. Çalışma sonunda klasik poliüretan köpüklere oranla auxetic poliüretan köpüklerin titreşimi ve basınç gerilmelerini önemli ölçüde azalttığını ifade etmişlerdir.

Barbieri vd. [5] buzdolabı ve benzeri soğutucularda kullanılan sıcak haddelenmiş çelik, poliüretan köpük ve polistren kompozit yapıların dinamik özellikleri üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Sistemi genetik algoritmaya uygun şekilde modelleyip elde ettikleri tahmin sonuçlarını deneysel olarak elde ettikleri sonuçlarla karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır.

Davies vd. [6] poliüretan köpüğü lineer viskoelastik bir malzeme olarak modellemişler ve sistemin serbest tepkisini Prony serisiyle ifade etmişlerdir. Bu tahmini tepki modelini sistemin özelliklerini tahmin etmek için kullanmışlar ve sonuç olarak sistemin viskoelastik özelliklerini elde etmişlerdir.

Payen [7] düşük hızlardaki rüzgâr tünellerinde kullanılan esnek poliüretan modellerin nem ve sıcaklık etkisi altındaki sönümlenme özellikleri üzerinde çalışma yapmıştır. Poliüretan malzemenin kullanıldığı yerin ya da analiz yapıldığı yerin sıcaklık ve nem özelliklerinin malzemeyi; özellikle belirli frekans aralıklarında; oldukça etkilediğini vurgulamışlardır.

Havalı ve Sharma [8] çok katmanlı kompozit poliüretan köpüklerin 56, 82 ve 289 kg/m^3 şeklindeki yoğunluklu yapılarının, farklı sınır koşullarında dinamik özelliklerini deneysel modal analiz yaparak incelemişlerdir.

Garrido vd. [9] inşaat mühendisliği uygulamalarında kullanılan cam-fiber takviyeli ve orta kısmı poliüretan köpük olan sandviç yapılar üzerinde, 3600 saatlik eğilme yükü ve 1200 saatlik kesme yükü altında sürünme testleri yapmışlar ve Findley Güç Yasası formülasyonunu kullanarak PU köpükler için gerilmeden bağımsız bir sürünme güç ilişkisi elde etmişlerdir. Ayrıca bu çalışma ile köpük malzemenin yaklaşık 50 yıl için gerilme dayanımındaki düşme tahmin edilmeye çalışılmıştır.

Park vd. [10] poliüretan malzemenin diyabet hastaları için ayakkabı malzemesi olarak kullanılması konusunda bir çalışma yapmışlardır. Bunun için hücresel yapısı konveksken konkav şekle gelecek biçimde negatif poisson oranına sahip poliüretan elde etmişlerdir. Ürettikleri negatif poisson oranına sahip PU malzemeyi çekme testine tabi tutarak gerilme dayanımının arttığını gözlemlemişlerdir.

Seo vd. [11] radyoaktif sıvıların taşınmasında kullanılan PU ve EPS malzemeden üretilen paketler üzerinde deneysel bir çalışma yapmışlardır. Bunun için farklı yoğunluklardaki PU ve EPS malzemelerin ayrı ayrı basma deneylerini yapmışlar ve her iki malzeme için gerilme-şekil değiştirme eğrilerinden elastisite modüllerini belirlemişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmalarla aynı zamanda, PU ve EPS yoğunluğu ile elastisite modülleri arasında lineer bir ilişki olduğunu gözlemlemişlerdir. Ayrıca örnek birer numune alarak 9 m düşme testi yapmışlar ve yazdıkları bir bilgisayar programıyla deney sisteminden elde ettikleri verileri de kullanarak reaksiyon kuvveti-yoğunluk grafiklerini elde etmişlerdir.

Alzoibi vd. [12] poliüretan malzemeyi Maxwell Modeli kullanarak modellemişler ve PU malzemeyi bir Maxwell Kolu oluşturarak formüle etmişlerdir. 400x400x50mm boyutlarında farklı yoğunluğa sahip PU malzeme örneklerini basma testlerine tabii tutmuşlar ve gerilme-şekil değiştirme eğrilerini elde etmişlerdir. Ayrıca testler sonucu elde ettikleri verilerden PU malzemelerin elastisite modüllerini belirlemişler ve yoğunluk-elastisite modülü grafiğini oluşturmuşlardır. Bunlara ek olarak yaptıkları deneysel çalışmalarla elde ettikleri sonuçları, Maxwell Kolu modelinin matematiksel modeliyle kıyaslamışlar ve sonuçları karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır.

Todd vd. [13] tekerlekli sandalyelerde kullanılan değişik özelliklerdeki farklı PU malzemeler üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. PU malzeme ile bu malzemeyi tutan malzemenin farklı boyutlardaki ölçüleri için ne tür gerilmelerin oluştuğunu incelemişlerdir. Sonuç olarak PU takviyeli yapıların ölçülerinin sistemin özelliklerini nasıl değiştirdiğini

gözlemlemişler ve bu yapıların kullanılacağı yere ve kullanılma amacına uygun olarak tasarlanmaları gerektiğini vurgulamışlardır.

Tobushi vd. [14] akıllı malzeme olarak adlandırılabilen SMP (şekil hafızalı polimer) olan PU malzemeler üzerinde termo-mekanik olarak deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalar neticesinde; yüksek sıcaklıkta belirli bir şekle sıkıştırılan PU malzemenin soğutulması sonrasında şeklinin sıkıştırılan durumda sabit kaldığını ve camsı geçiş sıcaklığının altındaki sıcaklık bölgesinde malzemenin gerilmesinin önemli ölçüde azaldığını belirlemişlerdir. Şekli sıkıştırılmış haldeki malzemeyi yüksüz durumda ısıttıklarında malzemenin orijinal şekline geri döndüğünü ve camsı geçiş sıcaklığı civarında gerilmenin tekrar kazanıldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca yüksek sıcaklıkta sıkıştırılarak o durumda kalan ve sonra yüksüz durumda camsı geçiş sıcaklığının altında 6 ay bekletildikten sonra tekrar ısıtıldığında malzemenin yine orijinal şekline geldiğini belirlemişlerdir. Ayrıca yaptıkları başka bir deneysel çalışmayla, PU malzemenin camsı geçiş sıcaklığının altında elastisite modülünün yüksek, bunun üstündeki kauçuk bölgesinde ise elastisite modülünün oldukça düşük olduğunu göstermişlerdir.

Linul ve Marsavina, [15] rüzgar türbini kanatlarının yapımında kullanılan 40, 80, 120 ve 140 kg/m³ yoğunluklu PU malzemeler üzerinde deneysel çalışmalar yapmışlardır. Bu çalışmalarda farklı sıcaklıklar için ve farklı düzlemlerde her bir yoğunlukta örnek numuneyi ayrı ayrı basma testlerine tabii tutarak malzemelerin elastisite modüllerini ve akma mukavemeti gibi özelliklerini tespit etmişlerdir.

Shim vd. [16] PU malzeme üzerinde 2-4 m/s hız aralıklarında darbe deneyleri yapmışlardır. Yaptıkları deneylerde; dikdörtgen köşe uçlu, silindirik uçlu ve kama uçlu darbe ekipmanları kullanarak söz konusu hız aralıklarında malzemenin deformasyonlarını incelemişlerdir. Elde ettikleri verilerle birlikte PU malzeme için iki boyutlu numerik model oluşturmuşlar ve elde ettikleri deneysel sonuçları numerik modellemeyle hesapladıkları sonuçlarla karşılaştırarak sunmuşlardır.

Patel vd. [17] düşük yoğunluklu PU malzemeyi Osteoporotic hastaların gözenekli kemik yapısı olarak modellemişler ve farklı yoğunluklardaki PU malzemeyi basma testlerine tabii tutarak elastisite modüllerini ve akma mukavemetlerini belirlemişlerdir. Sonuç olarak osteoporotic hasta kemiğine en yakın 160 kg/m³ yoğunluğundaki PU malzeme olduğunu göstermişlerdir.

Yukarıda verilen bilgilere dayanarak yapılan çalışmaların çoğu PÜ malzemelerin elastisite modülü gibi mekanik özelliklerin belirlenmesine yönelik olduğu görülmektedir. Çok az bir çalışma da PÜ malzemedan müteşekkıl sandviç yapıların dinamik analizini içermektedir. Özellikle PÜ malzemenin kalınlığının dinamik özellikler üzerinde etkisinin incelenmediğı görülmektedir. Bu tez çalışması bu konudaki eksiki gidermeye yöneliktir.

2. TİTREŞİM TEORİSİ

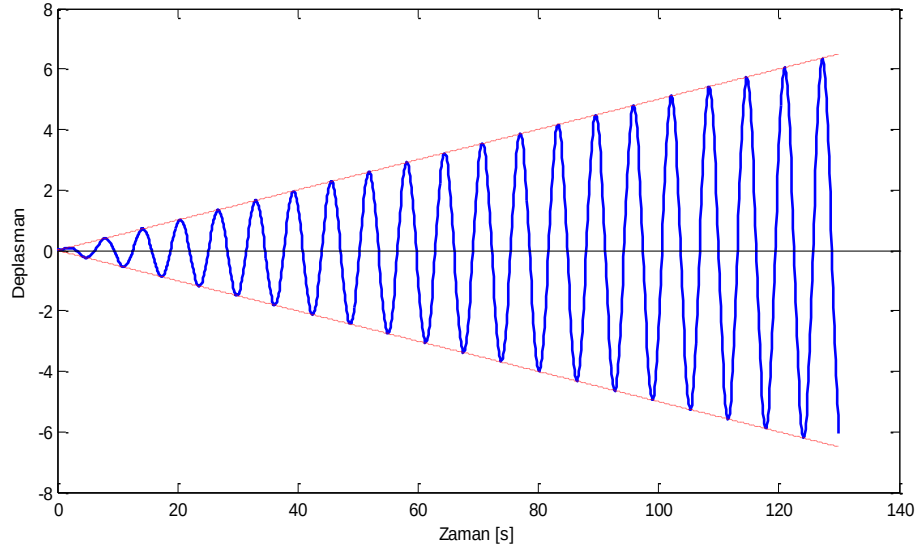
Bu bölümde titreşim analizi konusunda kısa bir bilgi verilecektir. Titreşim analizi genel bir kavram olmakla beraber çoğu zaman bir sistemin doğal frekans ve mod biçimlerinin bulunması akla gelmektedir ve bu işlem modal analiz olarak bilinmektedir. Modal analiz analitik ve sayısal yöntemlerle yapılabildiği gibi deneysel olarak da yapılabilmektedir.

2.1. Titreşim ve Rezonans Olayı

Titreşim, cisimlerin sabit bir referans eksene veya nominal bir pozisyona göre tekrarlanan salınım hareketi olarak ifade edilir. Bu salınım, bir sarkacın hareketi şeklinde periyodik olabileceği gibi pürüzlü bir yüzeyde hareket eden bir tekerleğin hareketi şeklinde rastgele de olabilir [18].

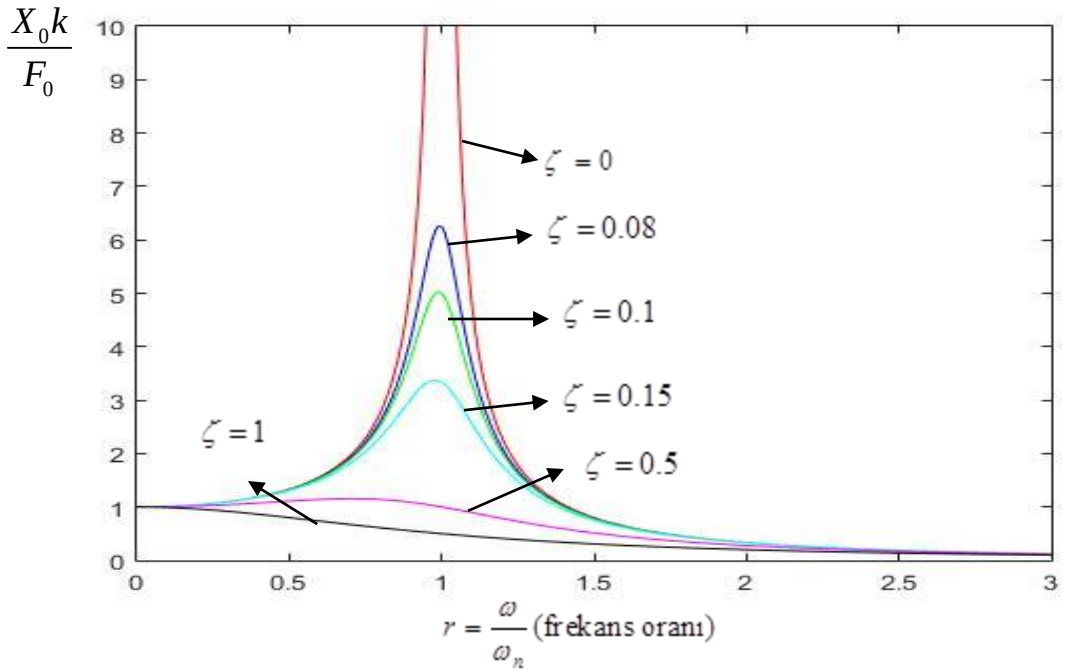
Her yerde mevcut olan ve mühendislik tasarımlarının yapısını etkileyen titreşim, bazı özel durumlar hariç genel olarak istenmeyen bir durumdur. Örnek olarak motorların ya da herhangi bir mekanik sistemin çalışma esnasındaki hareketi istenmeyen titreşimler üretir. Sistemdeki titreşimler dönen parçaların balanssızlığından, düzensiz sürtünmeden, dişli ve çarkların hareketinden ortaya çıkabilir. Bu titreşimler, dinamik sistemde gürültüye, aşınmaya, yorulmaya, performans ve enerji kaybına neden olur. Genellikle tasarımcılar sistemdeki titreşimleri en aza indirmeye çalışırlar. Hatta titreşim karakteristikleri bir ürünün mühendislik tasarımları için belirleyici rol üstlenebilir.

Genel olarak, mekanik, akustik veya elektriksel titreşim yapan sistemlerin, kendi doğal frekanslarına yakın frekanslarda titreşim yapmaları durumu rezonans olarak adlandırılır. Periyodik bir etkinin altında olan sistemlerde bu etkinin frekansının sistemin doğal frekansına eşit olduğu durumda sistem yüksek genlikte titreşim hareketi yapar ve titreşim genliği sönümsüz sistemler için sonsuza doğru artma eğilimi gösterir. Şekil-2.1.' de rezonans durumunda zamana bağlı olarak titreşim genliğinin giderek arttığı görülmektedir.



Şekil-2. 1. Rezonans durumu [19]

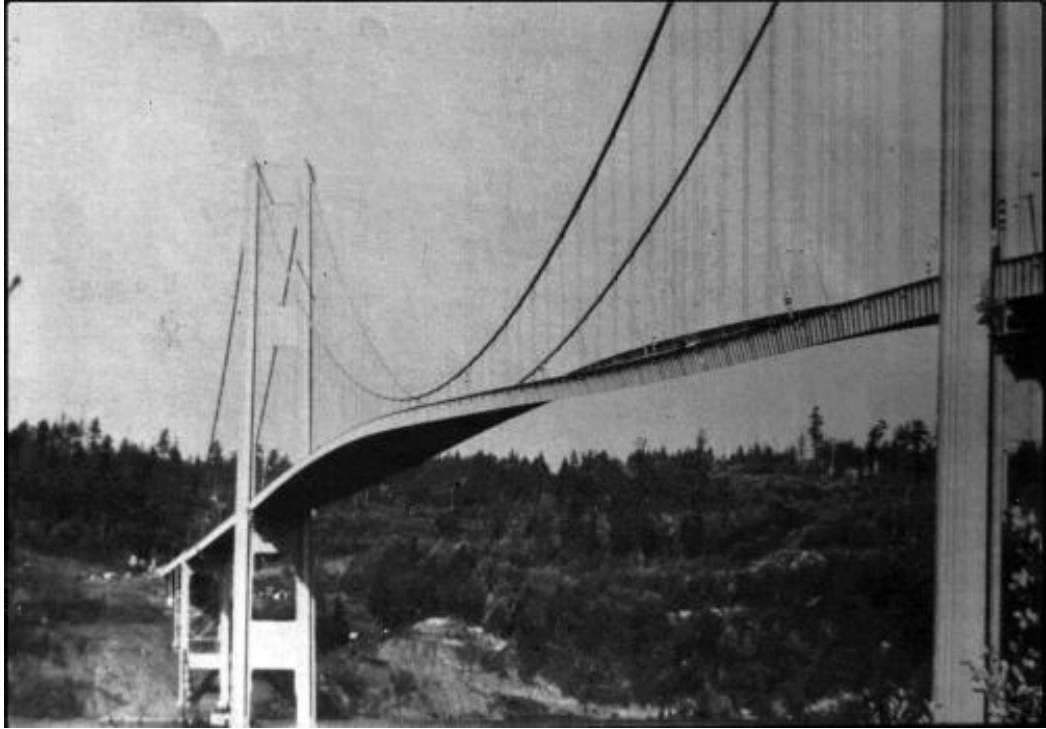
Gerçek sistemler her zaman bir miktar sönüme sahiptir. Şekil 2.2. 'de tek serbestlik dereceli bir sisteme ait sönümsüz durum ve farklı sönüm değerleri için frekans oranına göre titreşim genliklerinin değişimi görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi sönüm miktarı arttıkça rezonanstaki titreşim genliği azalmaktadır.



Şekil-2. 2. Farklı sönüm oranlarında frekans oranına göre genlik eğilimleri

Rüzgâr etkisi altındaki bir köprü, deprem dalgaları nedeniyle oluşan titreşimlerin etkisi altındaki bir bina ya da alternatif akım etkisi altındaki elektriksel bir sistem uygun şartlar oluştuğu anda rezonansa girebilir[18].

Şekil-2. 3'te rezonansa girmiş bir köprü görünmektedir. Tacoma Narrows Köprüsü açılışından sadece 4 ay sonra rezonansa girerek çökmüştür. Yaklaşık 67 km/h şiddetinde esen rüzgâr sebebiyle köprü önce 0.6 Hz frekansla 0.5 m yukarı aşağı salınım yapmaya başlamış, ardından 0.2 Hz frekansla köprü'nün sağ ve sol kenarları arasında yaklaşık 8.5 m mesafe olacak şekilde burulma titreşimleri gözlemlenmiştir. Daha sonra köprü'nün ana taşıyıcı halatları hasar görerek köprü çökmüştür [20].

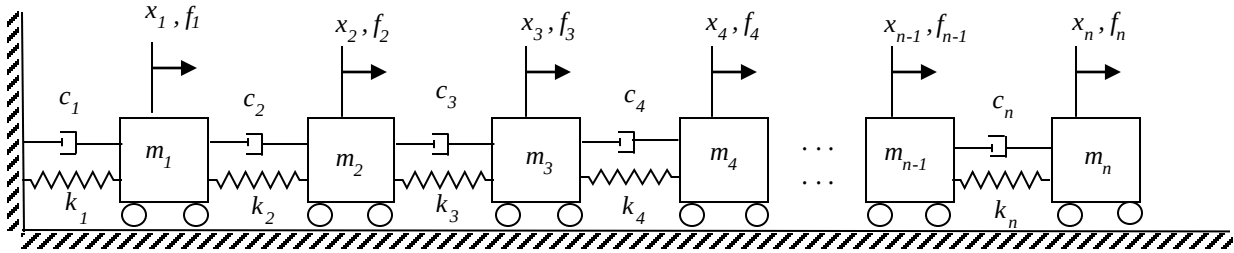


Şekil-2. 3. Rezonansa girmiş bir köprü [21]

2.2. Çok Serbestlik Dereceli Sistemler ve Hareket Denklemleri

Sistemlerin titreşim karakteristiklerinin belirlenebilmesi için öncelikle sistemin matematiksel modelinin kurulması gerekir. Gerçek mühendislik uygulamalarındaki sistemler sonsuz serbestlik derecesine sahip olmakla beraber analizler için serbestlik derecesi sınırlandırılmaktadır ve serbestlik derecesi sayısına eşit sayıda denklem takımları elde edilmektedir. Bu denklemlerin çözümü için uygun dönüşümlerle ayrıklaştırılma işlemleri yapıp oluşan denklemler ayrı ayrı çözülür ve sistemin titreşimlerinin zamana bağlı çözümleri elde edilir.

Genelliği bozmaksızın örnek bir n serbestlik dereceli sistem modeli şekil-2.4.' te verilmiştir. Şekildeki x_i ler, m_i kütlelerine ait referans denge pozisyonuna göre yer değiştirmeleri ifade etmektedir. [22]



Şekil-2. 4. Çok serbestlik dereceli bir titreşim sistemi modeli [22]

Bu şekildeki çok serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemi genel olarak:

$$[m]\ddot{\underline{x}} + [c]\dot{\underline{x}} + [k]\underline{x} = \{f\} \quad (2.1)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada $[m]$, $[c]$ ve $[k]$ sırasıyla, kütle, sönüm ve katılık matrislerin ifade etmektedir. Bu matrisler aşağıdaki gibi yazılabilir [22]:

$$\mathbf{M} = [\mathbf{m}] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & m_n \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$\mathbf{C} = [\mathbf{c}] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & c_2 + c_3 & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & c_3 + c_4 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_{n-1} & c_n \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

$$\mathbf{K} = [\mathbf{k}] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & k_3 + k_4 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_{n-1} & k_n \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

Kütle ve katılık matrisleri kullanılarak çok serbestlik dereceli bir sistemin sönümsüz serbest titreşimlerine ait hareket denklemleri ise matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\mathbf{M}\ddot{\underline{x}} + \mathbf{K}\underline{x} = \mathbf{0} \quad (2.5)$$

.

3. MODAL ANALİZ

Bir sistemin doğal frekansları ile mod biçimlerinin elde edilmesi işlemi modal analiz olarak isimlendirilmektedir. Sistemin bu parametrelerinin belirlenmesi analitik, sayısal veya deneysel yöntemlerle yapılabilmektedir. Analitik ve sayısal yöntemlerde öncelikle sistemin fiziksel parametreleri kullanılarak matematiksel modeli oluşturulur. Daha sonra bunlar çeşitli yöntemlerle çözülerek doğal frekans ve mod biçimleri elde edilir. Deneysel modal analizde ise mevcut yapı üzerinde yapılan bir dizi ölçüm ile frekans tepki fonksiyonları (FTF) elde edilir ve bunlar çeşitli tekniklerle analiz edilerek doğal frekanslar, mod biçimleri ve modal sönüm parametreleri elde edilir. Aşağıdaki bölümlerde modal analiz için teorik ve deneysel yöntemler kısaca verilecektir.

3.1. Teorik Modal Analiz

Çok serbestlik dereceli sönümsüz bir sistem için serbest titreşim hareket denklemi:

$$\mathbf{M}\ddot{\underline{x}} + \mathbf{K}\underline{x} = \mathbf{0} \quad \text{olarak gösterilir.} \quad (3.1)$$

Burada $\mathbf{M}$ ve $\mathbf{K}$ sırasıyla kütle ve katılık matrisleri, $\underline{x}$ ise yer değiştirme vektörleridir.

$\mathbf{M}^{\frac{1}{2}}\underline{x} = \underline{q}$, $\underline{x} = \mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}\underline{q}$ olacak şekilde bir koordinat dönüşümü yapılır ve bu dönüşüme göre hareket denklemi yeniden yazılırsa [19];

$$\mathbf{M}^{\frac{1}{2}}\ddot{\underline{q}} + \mathbf{K}\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}\underline{q} = \mathbf{0} \quad \text{denklemi elde edilir.} \quad (3.2)$$

Denklem 3.2’ de verilen ifade $\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}$ ile önden çarpılırsa;

$$\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}\mathbf{M}^{\frac{1}{2}}\ddot{\underline{q}} + \mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}\mathbf{K}\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}\underline{q} = \mathbf{0} \quad \text{elde edilir [19].} \quad (3.3)$$

Burada $\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}\mathbf{M}^{\frac{1}{2}} = \mathbf{I}$ (birim matris) ve $\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}}\mathbf{K}\mathbf{M}^{-\frac{1}{2}} = \mathbf{K}$ (kütleye normalize edilmiş katılık matrisi) olmak üzere hareket denklemi aşağıdaki şekle döner;

$$\ddot{\underline{q}} + \mathbf{K}\underline{q} = \mathbf{0} \quad (3.4)$$

$\underline{q} = \underline{v} e^{i\lambda t}$ çözüm kabulü yapılır ise;

$K\underline{v} = \lambda\underline{v}$ şeklinde özdeğer problemi elde edilir. Burada λ öz değerler ve $\underline{v}$ öz vektörleri göstermektedir. Bu özdeğer probleminin çözülmesiyle öz değerler ve her bir özdeğere karşılık gelen öz vektörler bulunur. Öz değerler doğal frekansların karesine ve öz vektörler de mod biçimlerine karşılık gelmektedir. Öz vektörler ortogonaldırlar. Yani, $\mathbf{P}^T \mathbf{P} = \mathbf{I}$ dir.

$\mathbf{P} = [\underline{v}_1 \underline{v}_2 \dots \underline{v}_n]$ özvektörler matrisi ve $\mathbf{P}^T \mathbf{P} = \mathbf{I}$ olmak üzere;

$\mathbf{P}^T K \mathbf{P} = \Lambda$ özdeğerlerden oluşan diagonal matris elde edilir. (3.5)

$$[K][\mathbf{P}] = [\mathbf{P}][\Lambda] = \begin{bmatrix} \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ p_1 & p_2 & \dots & p_n \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \lambda_1 & & & 0 \\ & \lambda_2 & & \\ & & \ddots & \\ 0 & & & \lambda_n \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$\ddot{\underline{q}} + K\underline{q} = \mathbf{0}$ denkleminde $\underline{q} = \mathbf{P}\underline{r}$ dönüşümü uygulayıp $\mathbf{P}^T$ ile önden çarparsak;

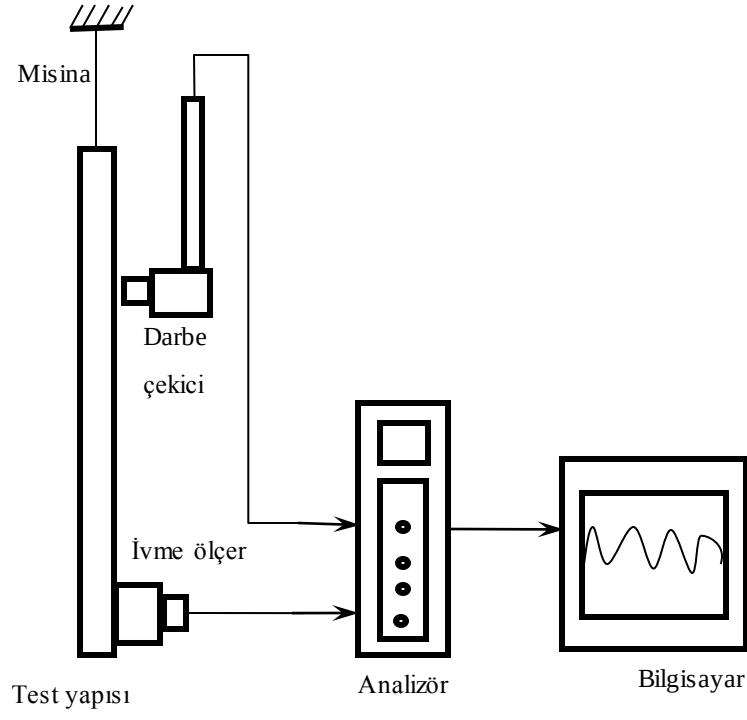
$\mathbf{P}^T \mathbf{P} \ddot{\underline{r}} + \mathbf{P}^T K \mathbf{P} \underline{r} = \mathbf{I} \ddot{\underline{r}} + \Lambda \underline{r} = \mathbf{0}$ elde edilir [19]. (3.7)

Bu dönüşüm ile hareket denklemleri birbirinden ayrıştırılmış olur, yani bağımlı olmaktan çıkar. Bu halde n serbestlik dereceli bir sistemin hareketi n tane tek serbestlik dereceli sistemin hareketi ile temsil edilmiş olur [19].

3.2. Deneysel Modal Analiz

Bazı durumlarda yapıların teorik olarak modellenmesi oldukça zordur. Bu nedenle yapıların dinamik modelleri deneysel olarak elde edilir. Deneysel modal analiz kapsamında dinamik modellerin oluşturulması ve yapının deneysel verileri doğrultusunda teorik modelinin doğrulanması oldukça kullanılan bir yaklaşım haline gelmiştir. Bazı durumlarda dinamik özellikleri tespit edilecek yapının karmaşık bir yapıya sahip olması ya da hasar görmüş olması teorik olarak analiz yapılmasını zorlaştırmaktadır. Bu ve benzer sebepler, ayrıca bilgisayar teknolojisindeki gelişmeler deneysel modal analizi sıkça kullanılan bir yöntem haline getirmiştir. Böylelikle yapıların doğal frekansları, mod şekilleri ve sönüm oranları gibi dinamik karakteristikleri elde edilebilmektedir. Modal analiz yöntemi genel olarak yapıya uygulanan bir etki altında yapının göstermiş olduğu tepkinin ölçülmesi prensibine dayanır.

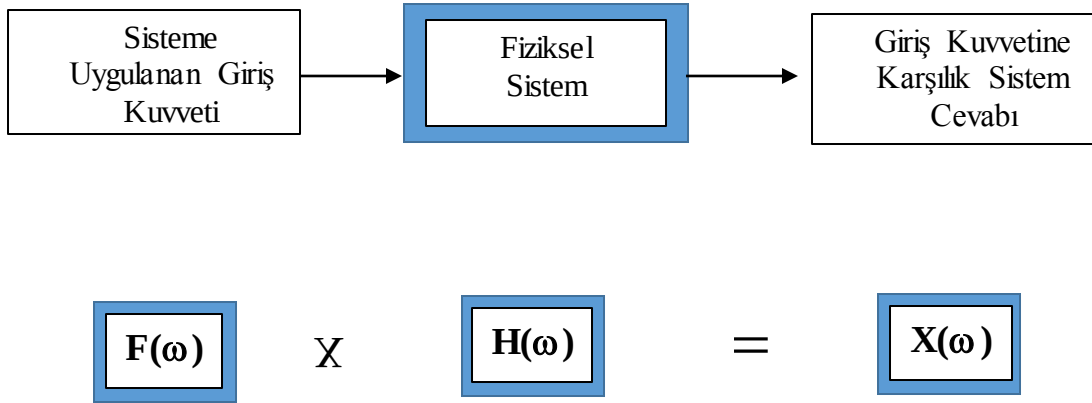
Genel olarak bir deneysel modal analiz sisteminde yapıyı tahrik etmek için modal çekiç veya sarsıcı kullanılır. Bir kuvvet sensörü ile tahrik kuvveti ölçülür. Sistemin cevabını ölçmek için ise ivmeölçerler ve sinyalleri analiz etmek için bir sinyal analizörü kullanılmaktadır. Bu analizörlerden genellikle o yapıya ait frekans tepki fonksiyonları (FTF) elde edilir. Bu FTF' ler ise çeşitli teknikler ile analiz edilerek incelenen yapıya ait dinamik özellikler belirlenir. Modal çekiç kullanılarak yapılan deneysel modal analiz için örnek bir deney düzeneği aşağıda şematik olarak verilmiştir (Şekil-3. 1.).



Şekil -3. 1. Deneysel modal analiz test düzeneği şeması [23]

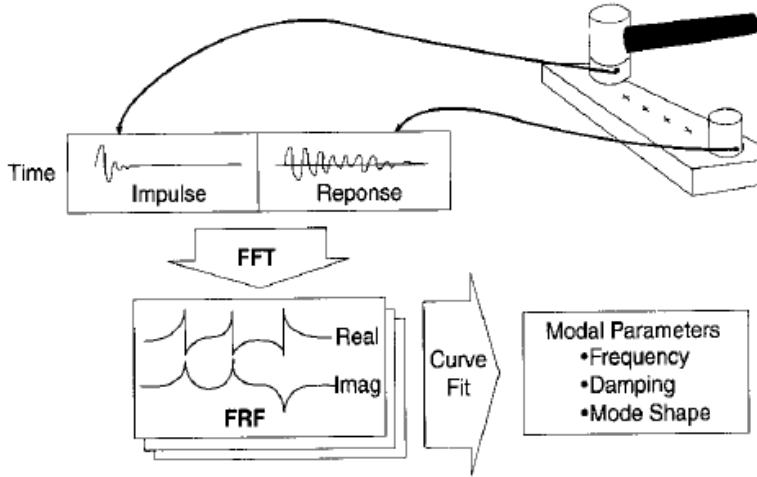
3.2.1. Frekans Tepki Fonksiyonu

Kritik frekanslarda yapıda titreşim sonucu meydana gelen hareketlerin belirlenmesi dinamik sistemlerin çözümü için oldukça önemlidir. Bu amaçla deneysel modal analizde, sistem ölçülebilir kuvvetlerle tahrik edilir ve sistemin bu tahrik kuvvetine karşı göstermiş olduğu davranış tepki/kuvvet oranı incelenir [23]. Bu oran Frekans Tepki Fonksiyonu (FTF) olarak adlandırılmaktadır. Lineer sistemler için bu oran özgün bir özelliktir ve sistemin tahrik edilmesinden bağımsızdır[24]. Şekil-3. 2.' de frekans tepki fonksiyonu modeli şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil- 3. 2. Frekans Tepki Fonksiyonu modeli

Şekil-3. 3. 'de FTF 'lerin deneysel olarak ölçülmesi ve analiz safhası görülmektedir. Deneysel olarak ölçülen bu FTF 'ler başta yapıların dinamik özellikleri olan doğal frekans, modal sönüm ve mod biçimlerinin belirlenmesi olmak üzere yapısal değişiklik, sonlu elemanlar gibi sayısal çözümlerden elde edilen sonuçların doğrulanması gibi birçok amaç için kullanılabilmektedir [23].



Şekil- 3. 3. Deneysel modal analiz safhaları [25]

Elde edilen etki ve tepki fonksiyonları FFT (Fast Fourier Transform) kullanılarak zaman ortamından frekans ortamına dönüştürülür. Frekans tepki fonksiyonu, basitçe sistemden alınan tepki fonksiyonunun sisteme girilen etki fonksiyonuna oranlanmasıyla elde edilir.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$$

Deneysel modal analiz işleminde, sisteme uygulanacak tahrik şekli ve tahrik noktalarının seçimi FTF' lerin doğru ve hassas olarak elde edilmesi açısından oldukça önemlidir. Genellikle bu uygulamalarda sisteme verilen giriş fonksiyonu bir modal çekiçe veya bir sarsıcı kullanılarak oluşturulur. Tahrik uygulanacak nokta sayısının çokluğu veya aynı noktaya hassas bir şekilde tekrarlı vuruşlar yapılacağı durumlarda sarsıcı tercih

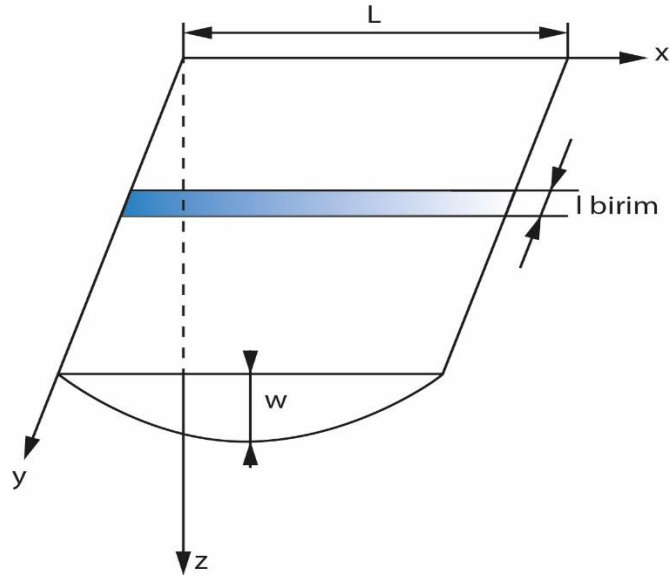
edilebilir. Çünkü modal çekiçle tahrik uygulanması el becerisi, deneyim gibi bazı özel faktörleri gerektirmektedir. Sarsıcılar, titreşim analizlerinde yapının tahrik noktasına bağlanarak istenilen frekans aralıklarında ve istenilen kuvvet tiplerinde etki uygulanmasına imkân sağladığı için analiz işlemlerinde etkin olarak kullanılmaktadırlar. Fakat bazı küçük veya hafif yapıların sarsıcı ile tahrik edilmesinde, sarsıcının test yapısı ile olan etkileşimi sebebiyle sistemin sınır koşulları etkilenebileceğinden, modal çekiç uygulaması tercih edilebilmektedir.

4. PLAKLARIN HAREKETİNE AİT DİFERANSİYEL DENKLEMLER

Bu çalışmada özel olarak plaklar incelendiğinden bu bölümde plaklara ait hareket denklemleri verilecektir. PÜ malzemeler ortotropik davranış sergilediğinden izotropik plak yanında ortotropik plaklar için de hareket denklemleri verilmiştir. Ayrıca sandviç plak yapısı da incelendiğinden bu yapılar için de hareket denklemleri verilmiştir.

4.1. İzotropik Plaklara Ait Hareket Denklemi

Aşağıda şekil 4.1.'de kenar uzunlukları L ve kalınlığı h olan bir plâğın z eksenine boyunda eğilme hareketine ait modeli görülmektedir.

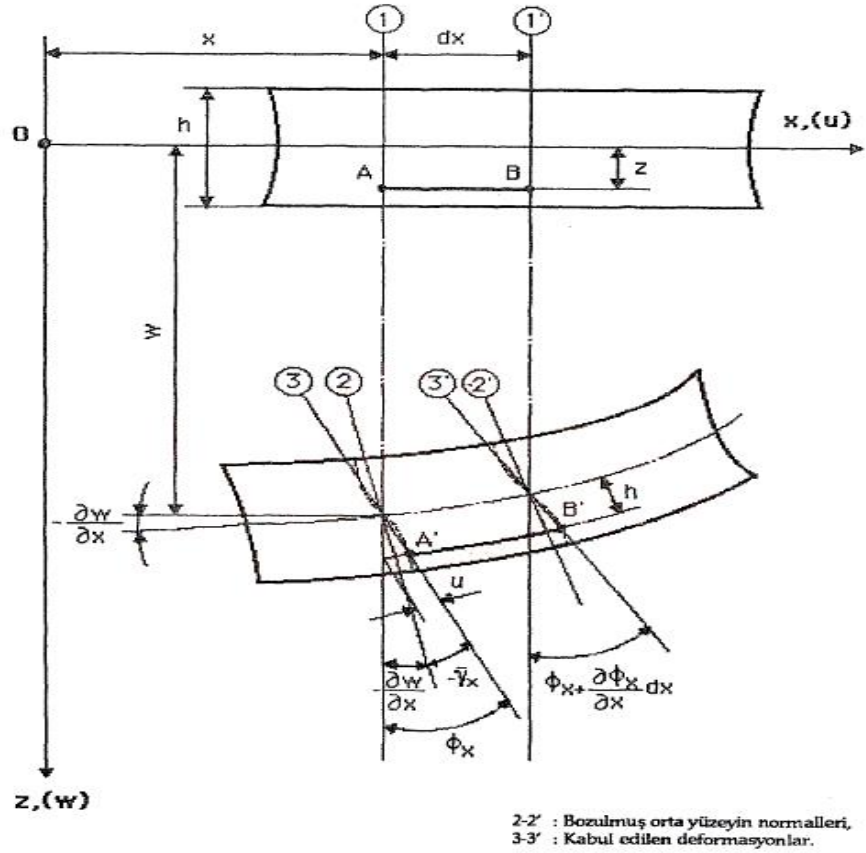


Şekil- 4. 1. Dikdörtgen plak [26]

Hareket denklemi çıkarılırken bazı kabuller yapılmaktadır:

- 1- Plak malzemesi homojen, elastik ve izotropdur.
- 2- Başlangıçta plakta herhangi bir şekil bozukluğu yoktur.
- 3- Plak kalınlığı diğer iki boyutuna göre küçüktür.
- 4- Enine kaymalardan dolayı oluşan deformasyonlar ihmal edilmiştir.
- 5- Orta düzleme dik gerilmeler ihmal edilmiştir.
- 6- Düzlem içi kuvvetler tarafından üretilen orta düzlemdeki gerilmeler ihmal edilmiştir.

Aşağıda L boyutlarında bir plâğın bozulmuş orta yüzeyi ve kabul edilen deformasyonlar görülmektedir.



Şekil- 4. 2. Eğilmiş dikdörtgen bir plak [27]

Birbirine dik her bir doğrultudaki yer değiştirmeler ve şekil değiştirmeler aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned}
u_x &= -ZW_{,x} & \varepsilon_{xx} &= -ZW_{,xx} \\
u_y &= -ZW_{,y} & \varepsilon_{yy} &= -ZW_{,yy} \\
u_z &= w & \varepsilon_{xy} &= -ZW_{,xy}
\end{aligned} \tag{4.1}$$

Hooke Kanunu ile şekil değiştirmeler, kayma gerilmeleri, elastisite modülü ve poisson oranını kullanarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

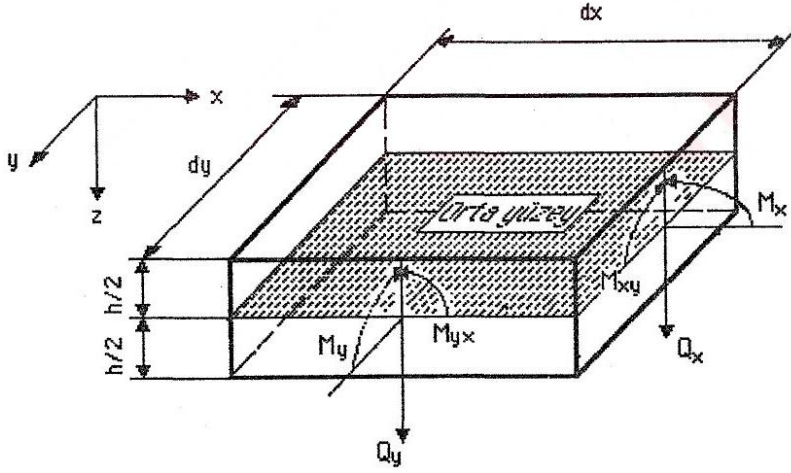
$$\begin{aligned}
\varepsilon_{xx} &= \frac{\tau_{xx}}{E} - \nu \frac{\tau_{yy}}{E} \\
\varepsilon_{yy} &= \frac{\tau_{yy}}{E} - \nu \frac{\tau_{xx}}{E} \\
\varepsilon_{zz} &= -\nu \frac{\tau_{xx}}{E} - \nu \frac{\tau_{yy}}{E} \\
\varepsilon_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{2G} = \frac{\tau_{xy}}{E} (1 + \nu)
\end{aligned} \tag{4.2}$$

Buradan kayma gerilmeleri (4.2) denkleminde çekilirse;

$$\begin{aligned}
\tau_{xx} &= \frac{E}{(1 - \nu^2)} (\varepsilon_{xx} + \nu \varepsilon_{yy}) \\
\tau_{yy} &= \frac{E}{(1 - \nu^2)} (\varepsilon_{yy} + \nu \varepsilon_{xx}) \\
\tau_{xy} &= 2G \varepsilon_{xy} = \frac{E}{(1 + \nu)} \varepsilon_{xy}
\end{aligned} \tag{4.3}$$

Kayma gerilmeleri için (4.3) eşitlikleri elde edilir.

Eğilme Momentleri:



Şekil- 4. 3. Plak üzerindeki momentler ve kesme kuvvetleri [27]

$$\begin{aligned}\tau_{xx} &= \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_{xx} + \nu \varepsilon_{yy}) = -\frac{Ez}{(1-\nu^2)} (w_{,xx} + \nu w_{,yy}) \\ \tau_{yy} &= \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_{yy} + \nu \varepsilon_{xx}) = -\frac{Ez}{(1-\nu^2)} (w_{,yy} + \nu w_{,xx})\end{aligned}\quad (4.4)$$

Gerilmeler her birim uzunluk için eğilme momentleri meydana getirir. Bu momentler;

$$\begin{aligned}M_x &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xx} z dz = -\int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{Ez^2}{(1-\nu^2)} (w_{,xx} + \nu w_{,yy}) dz = -D (w_{,xx} + \nu w_{,yy}) \\ M_y &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{yy} z dz = -\int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{Ez^2}{(1-\nu^2)} (w_{,yy} + \nu w_{,xx}) dz = -D (w_{,yy} + \nu w_{,xx})\end{aligned}\quad (4.5)$$

Burada $D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ olarak eğilme rijitliği ifade etmektedir. (4.6)

Eğer, $M_x = M_y = M$ olursa;

$$w_{,xx} = w_{,yy} = -\frac{M}{D(1+\nu)} \quad \text{yazılabilir.}$$

Diğer yandan eğer,

$$M_x = M_1 \quad \text{ve} \quad M_y = M_2 \quad \text{yazılırsa;}$$

$$\begin{aligned} w_{,xx} &= -\frac{M_1 - \nu M_2}{D(1-\nu^2)} \\ w_{,yy} &= -\frac{M_2 - \nu M_1}{D(1-\nu^2)} \end{aligned} \quad \text{yazılabilir.} \quad (4.7)$$

Eğilmiş yüzey ise;

$$w = -\frac{M_1 - \nu M_2}{D(1-\nu^2)} x^2 - \frac{M_2 - \nu M_1}{D(1-\nu^2)} y^2 + a_1 x + a_2 y + a_3 \quad (4.8)$$

Şeklinde ifade edilebilir.

Eğer orjinde plağın orta düzlemine teğet bir referans düzlem seçilirse [26]

$$(x = y = 0' da \quad w = w_{,x} = w_{,y} = 0)$$

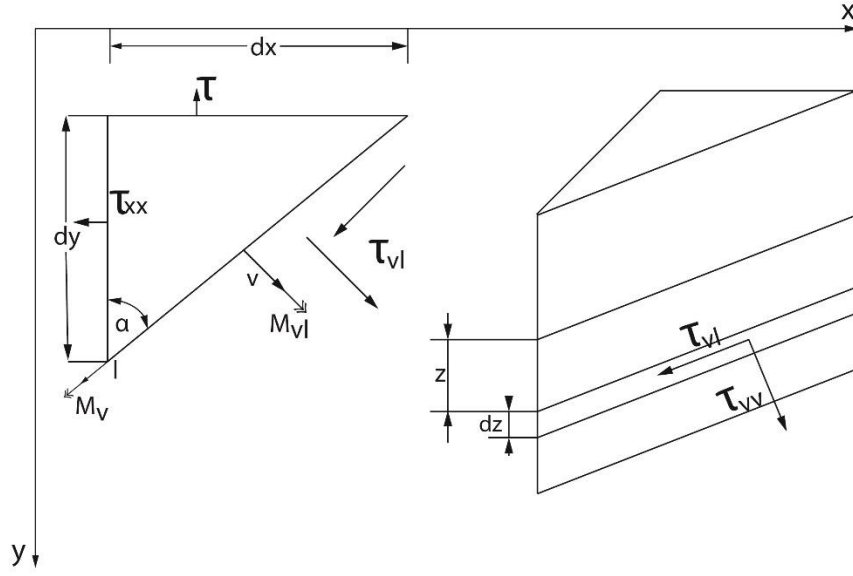
$$w = -\frac{M_1 - \nu M_2}{D(1-\nu^2)} x^2 - \frac{M_2 - \nu M_1}{D(1-\nu^2)} y^2 \quad (4.9)$$

Yazılabilir. Buradan $M_x = M_y = M$ için

$$w = -\frac{M(x^2 + y^2)}{2D(1+\nu)} \quad (4.10)$$

Elde edilir.

Burulma Momenti;



Şekil- 4. 4. Burulma momentleri[26]

Şekle göre;

$$\begin{aligned}\tau_{vv} &= \tau_{xx} \cos^2 a + \tau_{yy} \sin^2 a \\ \tau_{vl} &= \frac{1}{2}(\tau_{yy} - \tau_{xx}) \sin 2a\end{aligned}\quad (4.11)$$

Burada τ_{vv} tarafından oluşturulan eğilme momenti;

$$M_v = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{vv} z dz = M_x \cos^2 a + M_y \sin^2 a \quad (4.12)$$

Yazılabilir.

$$M_x = -D(w_{,xx} + \nu w_{,yy}) \quad M_y = -D(w_{,yy} + \nu w_{,xx})$$

İfadeleri elde edilmişti. Bu eşitlikler de kullanılarak;

$$M_x = -D(w_{,xx} \cos^2 a + w_{,yy} \sin^2 a) - \nu D(w_{,xx} \cos^2 a + w_{,yy} \sin^2 a) \quad (4.13)$$

Elde edilir. Benze şekilde τ_{vl} kesme gerilmesi tarafından oluşturulan burulma momenti;

$$M_{vl} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{vl} z dz = (M_x - M_y) \sin a \cos a$$

Ya da

$$\varepsilon_{vl} = -zw_{,vl} \quad \text{ve} \quad \tau_{vl} = -2G_z w_{,vl} \quad \text{için,}$$

$$M_{vl} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} 2Gz^2 w_{,vl} dz = D(1-\nu)w_{,vl} \quad \text{elde edilir.} \quad (4.14)$$

Eğilme şekil değiştirme enerjisi;

$M_x dy$ tarafından yapılan iş;

$$-\frac{1}{2} M_x w_{,xx} dx dy$$

$M_y dy$ tarafından yapılan iş;

$$-\frac{1}{2} M_y w_{,yy} dy dx$$

Şeklinde yazılabilir. Buradan toplam yapılan iş;

$$du = -\frac{1}{2} (M_x w_{,xx} + M_y w_{,yy}) dx dy$$

$$du = \frac{D}{2} (w_{,xx}^2 + w_{,yy}^2 + 2\nu w_{,xx} w_{,yy}) dx dy \quad (4.15)$$

Elde edilir. Buradan A alanlı bir plak için toplam şekil değiştirme enerjisi;

$$u = \frac{1}{2} DA (w_{,xx}^2 + w_{,yy}^2 + 2\nu w_{,xx} w_{,yy}) \quad (4.16)$$

olarak bulunur. Aynı zamanda,

$M_{xy} dy$ ve $M_{yx} dx$ tarafında oluşturulan burulma şekil değiştirme enerjileri;

$$\frac{1}{2} M_{xy} w_{,xy} dx dy$$

$$\frac{1}{2} M_{yx} w_{,yx} dx dy$$

olarak yazılabilir.

Buradan toplam burulma şekil değiştirme enerjisi;

$$M_{xy} w_{,xy} dx dy = D(1-\nu) w_{,xy}^2 dx dy \quad (4.17)$$

olarak elde edilir.

Eğer eğilme ve burulma için toplam şekil değiştirme enerjilerini yazacak olursak;

$$\begin{aligned} du &= \frac{D}{2} (w_{,xx}^2 + w_{,yy}^2 + 2\nu w_{,xx} w_{,yy}) dx dy + D(1-\nu) w_{,xy}^2 dx dy \\ &= \frac{D}{2} [(w_{,xx} + w_{,yy})^2 - 2(1-\nu) \{w_{,xx} w_{,yy} - w_{,xy}^2\}] dx dy \end{aligned} \quad (4.18)$$

Buradan dikdörtgen bir plak için toplam şekil değiştirme enerjisi;

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \quad \text{olmak üzere} \quad (4.19)$$

$$u = \iint \frac{D}{2} [(\nabla^2 w)^2 - 2(1-\nu) \{w_{,xx} w_{,yy} - w_{,xy}^2\}] dx dy \quad (4.20)$$

elde edilir.

Dış kuvvet sebebiyle oluşan potansiyel enerji;

$$V = -\iint_R q(x, y)w(x, y)dxdy \quad (4.21)$$

Olarak yazılabilir. Buradan toplam potansiyel enerji;

$$\Pi = \iint_R \frac{D}{2} [(\nabla^2 w)^2 - 2(1-\nu) \{w_{,xx} w_{,yy} - w_{,xy}^2\}]dxdy - \iint_R wq dxdy \quad (4.22)$$

Şeklinde elde edilir.

$\dot{w}$ hızına bağlı olarak kinetik enerji;

$$T = \frac{1}{2} \iint_R \rho h \dot{w}^2 dxdy \quad (4.23)$$

Şeklinde ifade edilebilir.

Kinetik ve potansiyel enerji denklemleri kullanılarak geliştirilmiş Hamilton Prensibi uygulandığında;

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta(T - U - V) = 0$$

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta \left[\frac{1}{2} \iint_R \rho h \dot{w}^2 dxdy - \iint_R \frac{D}{2} [(\nabla^2 w)^2 - 2(1-\nu) \{w_{,xx} w_{,yy} - w_{,xy}^2\}]dxdy \right] dt = 0 \quad (4.24)$$

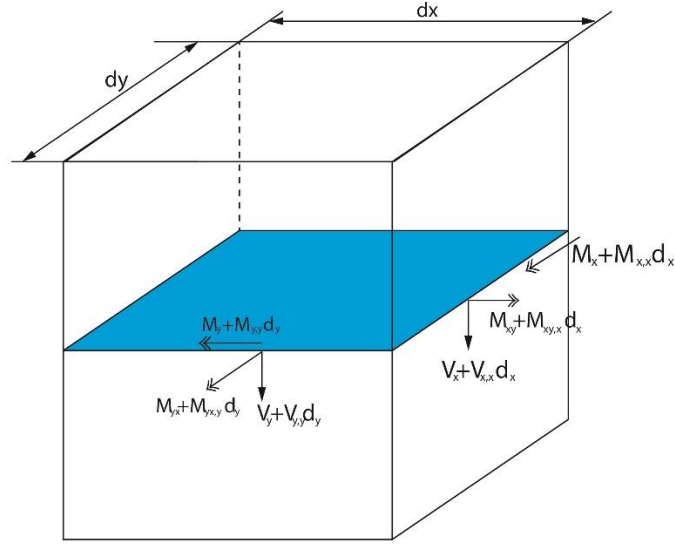
Buradan,

$$D \nabla^4 w + \rho h \ddot{w} = q(x, y, t) \quad (4.25)$$

olarak izotropik plak için hareket denklemi elde edilmiş olur [26].

4.2. Ortotropik Plaklara Ait Hareket Denklemi

Poliüretan malzeme mühendislik hesaplamalarında genellikle ortotropik bir malzeme olarak ele alınmaktadır. Bu özellikteki bir malzeme birbirine dik üç simetri düzlemine sahiptir. Bu kısımda, ortotropik özellikleri gösteren plaklara ait hareket denklemi verilmiştir.



Şekil- 4. 5. Kuvvet ve momentler [26]

Birbirine dik her bir doğrultudaki yer değiştirmeler ve şekil değiştirmeler (4.1) eşitliğinde verildiği üzere aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{aligned} u_x &= -ZW_{,x} & \epsilon_{xx} &= -ZW_{,xx} \\ u_y &= -ZW_{,y} & \epsilon_{yy} &= -ZW_{,yy} \\ u_z &= w & \epsilon_{xy} &= -ZW_{,xy} \end{aligned}$$

Hooke Kanunu ile şekil değiştirmelerini, kayma gerilmeleri, elastisite modülü ve poisson oranını kullanarak aşağıdaki şekilde ifade edebiliriz.

$$\tau_{xx} = \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_{xx} + \nu \varepsilon_{yy})$$

$$\tau_{yy} = \frac{E}{(1-\nu^2)} (\varepsilon_{yy} + \nu \varepsilon_{xx})$$

$$\tau_{xy} = 2G \varepsilon_{xy} = \frac{E}{(1+\nu)} \varepsilon_{xy}$$

$$\{\hat{\tau}\} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \{\hat{\varepsilon}\} = [D] \{\hat{\varepsilon}\} \quad (4.26)$$

Kayma gerilmeleri için yukarıdaki ifade kullanılırsa;[26]

$$\tau_{xx} = \frac{E_{xx}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} \varepsilon_{xx} + \frac{\nu_{xy}E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} \varepsilon_{yy}$$

$$\tau_{yy} = \frac{\nu_{xy}E_{xx}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} \varepsilon_{xx} + \frac{E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} \varepsilon_{yy} \quad (4.27)$$

$$\tau_{xy} = G_{xy} \gamma_{xy}$$

eşitlikleri yazılabilir.

Buradan, farklı doğrultulardaki farklı poisson oranı ve elastisite modüllerine göre kayma gerilmeleri aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned}\tau_{xx} &= -z \left(\frac{E_{xx}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,xx} + \frac{\nu_{xy}E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,yy} \right) \\ \tau_{yy} &= -z \left(\frac{\nu_{xy}E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,xx} + \frac{E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,yy} \right)\end{aligned}\quad (4.28)$$

$$\tau_{xy} = -2G_{xy}zw_{,xy}$$

Kayma gerilmeleri sebebiyle meydana gelen M_x ve M_y eğilme momentleri ile M_{xy} burulma momenti aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\begin{aligned}M_x &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xx} z dz = - \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z^2 \left(\frac{E_{xx}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,xx} + \frac{\nu_{xy}E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,yy} \right) dz = -(D_{11}w_{,xx} + D_{12}w_{,yy}) \\ M_y &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{yy} z dz = - \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z^2 \left(\frac{\nu_{xy}E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,xx} + \frac{E_{yy}}{1-\nu_{xy}\nu_{yx}} w_{,yy} \right) dz = -(D_{22}w_{,yy} + D_{12}w_{,xx}) \\ M_{xy} &= - \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \tau_{xy} z dz = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} 2G_{xy} z^2 w_{,xy} dz = 2D_{66}w_{,xy}\end{aligned}\quad (4.29)$$

Burada;

$$D_{11} = \frac{E_{xx}h^3}{12(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}$$

$$D_{22} = \frac{E_{yy}h^3}{12(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}$$

$$D_{12} = \frac{\nu_{xy}E_{yy}h^3}{12(1-\nu_{xy}\nu_{yx})}$$

$$D_{66} = \frac{G_{yy} h^3}{12}$$

şeklinde ifade edilebilir.

Eğilme ve burulma momentlerinin yaptıkları toplam iş;

$$du = -\frac{1}{2}(M_x w_{,xx} + M_y w_{,yy} - 2M_{xy} w_{,xy})dxdy$$

Şeklinde elde edilmişti. Buradan;

$$U = \frac{1}{2} \iint_A [D_{11} w_{,xx}^2 + 2D_{12} w_{,yy} w_{,xx} + D_{22} w_{,yy}^2 + 4D_{66} w_{,xy}^2]dxdy \quad (4.30)$$

Elde edilir.

$$T = \frac{1}{2} \iint_R \rho h \dot{w}^2 dxdy \quad (4.31)$$

$$V = -\iint_R w q dxdy \quad (4.32)$$

Daha önce ifade edilmişti.

Genelleştirilmiş Hamilton Prensipli ile;

$$\begin{aligned} \int_{t_1}^{t_2} \delta(T - U - V) = 0 \\ \int_{t_1}^{t_2} \delta \left[\frac{1}{2} \iint_R \rho h \dot{w}^2 dxdy - \frac{1}{2} \iint_R \{ D_{11} w_{,xx}^2 + 2D_{12} w_{,yy} w_{,xx} + D_{22} w_{,yy}^2 + 4D_{66} w_{,xy}^2 \} dxdy \right. \\ \left. + \iint_R w q dxdy \right] dt = 0 \end{aligned} \quad (4.33)$$

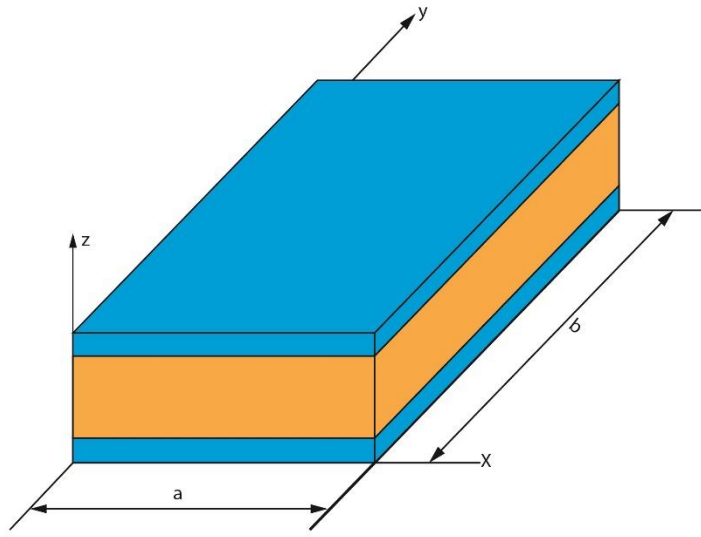
Buradan;

$$D_{11} w_{,xxxx} + 2(D_{12} + 2D_{66}) w_{,xxyy} + D_{22} w_{,yyyy} + \rho h \ddot{w} = q(x, y, t) \quad (4.34)$$

Denklemini elde edilmiş olur [26].

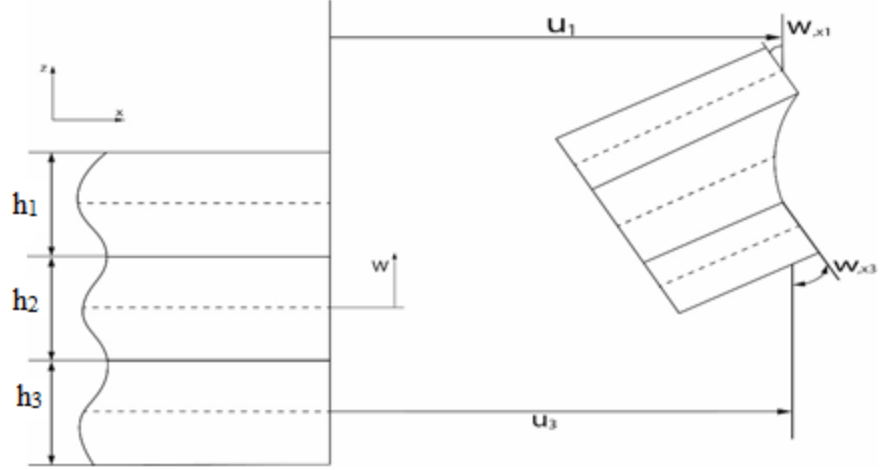
4.3. Katmanlı Plak Yapılarına Ait Hareket Denklemleri

Katmanlı yapıların kullanılması mühendislik uygulamalarında oldukça yaygındır. Katmanlı yapılar farklı malzemelerin farklı özelliklerinin tek bir yapıda toplanmasını sağlarlar. Örnek olarak iki çelik plaka arasına poliüretan malzeme uygulanarak elde edilecek katmanlı bir yapı, çelikle yüksek mukavemet özelliği kazanırken, poliüretan malzeme ile de yüksek sönümleme özelliği kazanacaktır. Bu bölümde katmanlı plak yapılarına ait hareket denklemleri verilmiştir.



Şekil- 4. 6. Katmanlı plak yapısı

Şekil-4.6 ‘ da verilen katmanlı plak yapısının eğilmesi ile elde edilen durum şekil-4.7. ‘ de verilmiştir.



Şekil- 4. 7. Eğilmiş katmanlı plak [28]

Her bir katman için yer değiştirmeler; birinci indisler yönleri, ikinci indisler de katmanları gösterecek şekilde aşağıdaki gibi yazılabilir:[28]

$$u_{11}(x, y, t) = u_1(x, y, t) - z \frac{w(x, y, t)}{\partial x}$$

$$u_{11} = u_1 - zw_{,x}$$

$$u_{21}(x, y, t) = v_1(x, y, t) - z \frac{w(x, y, t)}{\partial y}$$

$$u_{21} = v_1 - zw_{,y}$$

$$u_{31}(x, y, t) = w(x, y, t)$$

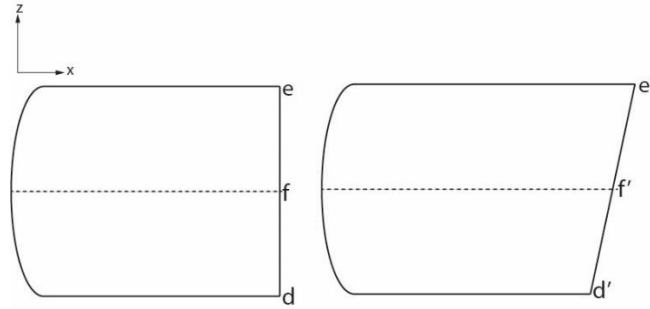
$$u_{13}(x, y, t) = u_3(x, y, t) - z \frac{w(x, y, t)}{\partial x}$$

$$u_{13} = u_3 - zw_{,x}$$

$$u_{23}(x, y, t) = v_3(x, y, t) - z \frac{w(x, y, t)}{\partial y}$$

$$u_{23} = v_3 - zw_{,y}$$

$$u_{33}(x, y, t) = w(x, y, t) \quad (4.35)$$



Şekil- 4. 8. Eğilmiş orta katman [28]

Her iki yüzeyi çelik plakalarla kaplı viskoelastik katmanın şekil değiştirmesi incelendiğinde;

$$e' = u_1 + \frac{h_1}{2} w_{,x}$$

$$d' = u_3 - \frac{h_3}{2} w_{,x}$$

$$f' = \frac{(e' + d')}{2} = \frac{1}{2} \left[u_1 + u_3 + w_{,x} \left(\frac{h_1 - h_3}{2} \right) \right]$$

$$\alpha_1 = \frac{(e' - d')}{h_2} = \frac{1}{h_2} \left[u_1 - u_3 + w_{,x} \left(\frac{h_1 + h_3}{2} \right) \right]$$

Orta katmanın x yönündeki yer değiştirmesi:

$$u_{12} = f' + \alpha_1 z = u_2 + \alpha_1 z$$

$$\begin{aligned}
u_2 &= \frac{1}{2} \left[u_1 + u_3 + w_{,x} \left(\frac{h_1 - h_3}{2} \right) \right] \\
\alpha_1 &= \frac{1}{h_2} \left[u_1 - u_3 + w_{,x} \left(\frac{h_1 + h_3}{2} \right) \right] \\
u_{12} &= \frac{1}{2} \left[u_1 + u_3 + w_{,x} \left(\frac{h_1 - h_3}{2} \right) \right] + z \frac{1}{h_2} \left[u_1 - u_3 + w_{,x} \left(\frac{h_1 + h_3}{2} \right) \right]
\end{aligned} \tag{4.36}$$

ve y yönündeki yer değiştirmesi:

$$\begin{aligned}
u_{22} &= v_2 + \alpha_2 z \\
v_2 &= \frac{1}{2} \left[v_1 + v_3 + w_{,y} \left(\frac{h_1 - h_3}{2} \right) \right] \\
\alpha_2 &= \frac{1}{h_2} \left[v_1 - v_3 + w_{,y} \left(\frac{h_1 + h_3}{2} \right) \right] \\
u_{22} &= \frac{1}{2} \left[v_1 + v_3 + w_{,y} \left(\frac{h_1 - h_3}{2} \right) \right] + z \frac{1}{h_2} \left[v_1 - v_3 + w_{,y} \left(\frac{h_1 + h_3}{2} \right) \right]
\end{aligned} \tag{4.37}$$

Aynı zamanda;

$$\begin{aligned}
u_{11} &= u_1 - z w_{,x} \\
u_{21} &= v_1 - z w_{,y} \\
u_{13} &= u_3 - z w_{,x} \\
u_{23} &= v_3 - z w_{,y}
\end{aligned} \tag{4.38}$$

Buna ek olarak orta tabaka için çarpılma açıları[28]:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_{52} &= \alpha_1 + w_{,x} \\
\varepsilon_{52} &= \frac{h_c}{h_2} \left[\frac{(u_1 - u_3)}{h_c} + w_{,x} \right]
\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{42} = \alpha_2 + w_{,y}$$

$$\varepsilon_{42} = \frac{h_c}{h_2} \left[\frac{(v_1 - v_3)}{h_c} + w_{,y} \right] \quad (4.39)$$

olarak elde edilir. Burada;

$$h_c = h_2 + \frac{h_1 + h_3}{2} \text{ olarak katmanlı yapının toplam kalınlığını ifade etmektedir.}$$

Denklem (4.1) dekine benzer şekilde gerinme ilişkileri:

$$\varepsilon_{11} = u_{1,x} - zw_{,xx}$$

$$\varepsilon_{13} = u_{3,x} - zw_{,xx}$$

$$\varepsilon_{21} = v_{1,y} - zw_{,yy}$$

$$\varepsilon_{23} = v_{3,y} - zw_{,yy}$$

$$\varepsilon_{61} = u_{1,y} - v_{1,x} - 2zw_{,xy}$$

$$\varepsilon_{63} = u_{3,y} - v_{3,x} - 2zw_{,xy} \quad (4.40)$$

olarak ifade edilebilir.

İzotropik plak katmanları için düzlem gerilmeler:

$$\sigma_{1n} = \frac{E_n}{1 - \nu_n^2} (\varepsilon_{1n} + \nu_n \varepsilon_{2n})$$

$$\sigma_{2n} = \frac{E_n}{1 - \nu_n^2} (\varepsilon_{2n} + \nu_n \varepsilon_{1n})$$

$$\sigma_{6n} = \frac{E_n}{2(1 + \nu_n)} \varepsilon_{6n} \quad (4.41)$$

Orta düzlemde oluşan kayma gerilmeleri ise;

$$\sigma_{42} = G_2 \varepsilon_{42}$$

$$\sigma_{52} = G_2 \varepsilon_{52} \quad (4.42)$$

Şeklinde yazılabilir. Burada, E_n elastisite modülü, ν_n poisson oranı ve n yüzey plakalarını ifade etmektedir [28].

Sistemin potansiyel enerjisi:

$$V = \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \int_Z \sigma_{in} \varepsilon_{in} dz ds \quad i = 1, 2, 3, 4, 5, 6 \quad (4.43)$$

Kinetik enerjisi:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \int_Z \rho_n \dot{u}_{jn}^2 dz ds + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \rho_n h_n \dot{w}^2 ds \quad j = 1, 2 \quad (4.44)$$

Olarak yazılabilir. Burada ρ_n katmanların yoğunluğunu, S_0 her bir katmanın orta düzlemini ve Z de her bir katmanın kalınlığını ifade etmektedir [28].

Kinetik ve potansiyel enerji ifadeleri için Hamilton Prensibi kullanıldığında aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\begin{aligned} \int_{t_1}^{t_2} [\delta(T - V) + \delta \bar{A}] &= 0 \\ \int_{t_1}^{t_2} \delta \left\{ \left[\frac{1}{2} \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \int_Z \rho_n \dot{u}_{jn}^2 dz ds + \frac{1}{2} \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \rho_n h_n \dot{w}^2 ds \right] - \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \int_Z \sigma_{in} \varepsilon_{in} dz ds \right\} dt &= 0 \\ \int_{t_1}^{t_2} \left[- \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \int_Z \rho_n \ddot{u}_{jn} \delta u_{jn} dz ds - \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \rho_n h_n \ddot{w} \delta w ds - \sum_{n=1}^3 \int_{S_0} \int_Z \sigma_{in} \delta \varepsilon_{in} dz ds \right] dt &= 0 \end{aligned} \quad (4.45)$$

Buradan hareket denklemleri [28]:

$$\begin{aligned}
& \frac{E_1 h_1}{(1-\nu^2)} \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} + \frac{(1+\nu_1)}{2} \frac{\partial^2 v_1}{\partial x \partial y} + \frac{(1-\nu_1)}{2} \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) - \frac{G_2}{h_2} \left(u_1 - u_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\
& = \left(h_1 \rho_1 + 4 \frac{\rho_2 h_2}{12} \right) \ddot{u}_1 + 2 \frac{\rho_2 h_2}{12} \ddot{u}_3 + \frac{\rho_2 h_2}{12} (2h_1 - h_3) \frac{\partial \ddot{w}}{\partial x}
\end{aligned} \tag{4.46}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{E_3 h_3}{(1-\nu_3^2)} \left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} + \frac{(1+\nu_3)}{2} \frac{\partial^2 v_3}{\partial x \partial y} + \frac{(1-\nu_3)}{2} \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} \right) + \frac{G_2}{h_2} \left(u_1 - u_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\
& = \left(h_3 \rho_3 + 4 \frac{\rho_2 h_2}{12} \right) \ddot{u}_3 + 2 \frac{\rho_2 h_2}{12} \ddot{u}_1 + \frac{\rho_2 h_2}{12} (h_2 - 2h_3) \frac{\partial \ddot{w}}{\partial x}
\end{aligned} \tag{4.47}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{E_1 h_1}{(1-\nu_1^2)} \left(\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} + \frac{(1+\nu_1)}{2} \frac{\partial^2 u_1}{\partial x \partial y} + \frac{(1-\nu_1)}{2} \frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2} \right) - \frac{G_2}{h_2} \left(v_1 - v_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\
& = \left(h_1 \rho_1 + 4 \frac{\rho_2 h_2}{12} \right) \ddot{v}_1 + 2 \frac{\rho_2 h_2}{12} \ddot{v}_3 + \frac{\rho_2 h_2}{12} (2h_1 - h_3) \frac{\partial \ddot{w}}{\partial y}
\end{aligned} \tag{4.48}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{E_3 h_3}{(1-\nu_3^2)} \left(\frac{\partial^2 v_3}{\partial y^2} + \frac{(1+\nu_3)}{2} \frac{\partial^2 u_3}{\partial x \partial y} + \frac{(1-\nu_3)}{2} \frac{\partial^2 v_3}{\partial x^2} \right) + \frac{G_2}{h_2} \left(v_1 - v_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\
& = \left(h_3 \rho_3 + 4 \frac{\rho_2 h_2}{12} \right) \ddot{v}_3 + 2 \frac{\rho_2 h_2}{12} \ddot{v}_1 + \frac{\rho_2 h_2}{12} (h_1 - 2h_3) \frac{\partial \ddot{w}}{\partial y}
\end{aligned} \tag{4.49}$$

$$\begin{aligned}
& \left(\frac{E_1 h_1^3}{12(1-\nu_1^2)} + \frac{E_3 h_3^3}{12(1-\nu_3^2)} \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right)^2 w - \frac{h_c}{h_2} G_2 \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (u_1 - u_3) + \frac{\partial}{\partial y} (v_1 - v_3) + h_c \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) w \right\} \\
& = -(\rho_1 h_1 + \rho_2 h_2 + \rho_3 h_3) \ddot{w} + \left(\frac{\rho_2 h_2}{12} h_1^2 - \frac{\rho_2 h_2}{12} h_1 h_3 + \frac{\rho_2 h_2}{12} h_3^2 + \frac{\rho_1 h_1^3}{12} + \frac{\rho_3 h_3^3}{12} \right) \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) \ddot{w} \\
& + \frac{\rho_2 h_2}{12} (2h_1 - h_3) \left(\frac{\partial \ddot{u}_1}{\partial x} + \frac{\partial \ddot{v}_1}{\partial y} \right) + \frac{\rho_2 h_2}{12} (h_1 - 2h_3) \left(\frac{\partial \ddot{u}_3}{\partial x} + \frac{\partial \ddot{v}_3}{\partial y} \right)
\end{aligned} \tag{4.50}$$

Şeklinde elde edilir. Denklemleri basitleştirmek için;[28]

$$D_1 = \frac{E_1 h_1^3}{12(1-\nu_1^2)} \quad D_3 = \frac{E_3 h_3^3}{12(1-\nu_3^2)}$$

$$\bar{\nu}_1 = \frac{(1+\nu_1)}{2} \quad \bar{\nu}_3 = \frac{(1+\nu_3)}{2}$$

$$\bar{v}_1^* = \frac{(1-v_1)}{2} \quad \bar{v}_3^* = \frac{(1-v_3)}{2}$$

$$\theta_1 = \frac{E_1 h_1}{(1-v_1^2)} \quad \theta_2 = \frac{h_c}{h_2} G_2 \quad \theta_3 = \frac{E_3 h_3}{(1-v_3^2)}$$

$$I_1 = \frac{\rho_1 h_1^3}{12} \quad I_2 = \frac{\rho_2 h_2^3}{12} \quad I_3 = \frac{\rho_3 h_3^3}{12}$$

$$K_1 = I_2(2h_1 - h_3) \quad K_3 = I_2(h_1 - 2h_3)$$

$$J_0 = I_2 h_1^2 - I_2 h_1 h_3 + I_2 h_3^2 + I_1 + I_3$$

$$I_0 = \rho_1 h_1 + \rho_2 h_2 + \rho_3 h_3 \quad \nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \quad \nabla^4 = (\nabla^2)^2$$

Eşitlikleri yazılırsa Sistemin hareket denklemleri aşağıdaki gibi elde edilmiş olur [28];

$$\theta_1 \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} + \bar{v}_1 \frac{\partial^2 v_1}{\partial x \partial y} + \bar{v}_1^* \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) - \frac{\theta_2}{h_c} \left(u_1 - u_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial x} \right) = (h_1 \rho_1 + 4I_2) \ddot{u}_1 + 2I_2 \ddot{u}_3 + K_1 \frac{\partial \ddot{w}}{\partial x} \quad (4.51)$$

$$\theta_3 \left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} + \bar{v}_3 \frac{\partial^2 v_3}{\partial x \partial y} + \bar{v}_3^* \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} \right) + \frac{\theta_2}{h_c} \left(u_1 - u_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial x} \right) = (h_3 \rho_3 + 4I_2) \ddot{u}_3 + 2I_2 \ddot{u}_1 + K_3 \frac{\partial \ddot{w}}{\partial x} \quad (4.52)$$

$$\theta_1 \left(\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} + \bar{v}_1 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x \partial y} + \bar{v}_1^* \frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2} \right) - \frac{\theta_2}{h_c} \left(v_1 - v_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial y} \right) = (h_1 \rho_1 + 4I_2) \ddot{v}_1 + 2I_2 \ddot{v}_3 + K_1 \frac{\partial \ddot{w}}{\partial y} \quad (4.53)$$

$$\theta_3 \left(\frac{\partial^2 v_3}{\partial y^2} + \bar{v}_3 \frac{\partial^2 u_3}{\partial x \partial y} + \bar{v}_3^* \frac{\partial^2 v_3}{\partial x^2} \right) + \frac{\theta_2}{h_c} \left(v_1 - v_3 + h_c \frac{\partial w}{\partial y} \right) = (h_1 \rho_1 + 4I_2) \ddot{v}_3 + 2I_2 \ddot{v}_1 + K_3 \frac{\partial \ddot{w}}{\partial y} \quad (4.54)$$

$$\begin{aligned} & (D_1 + D_3) \nabla^4 w - \theta_2 \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (u_1 - u_3) + \frac{\partial}{\partial y} (v_1 - v_3) + h_c \nabla^2 w \right\} \\ & = -I_0 \ddot{w} + J_0 \nabla^2 \ddot{w} + K_1 \left(\frac{\partial \ddot{u}_1}{\partial x} + \frac{\partial \ddot{v}_1}{\partial y} \right) + K_3 \left(\frac{\partial \ddot{u}_3}{\partial x} + \frac{\partial \ddot{v}_3}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (4.55)$$

5. POLİÜRETAN KÖPÜKLER

Poliüretan, karbamat bağlantılarının birleştirilmesiyle elde edilen organik bileşen zincirinden oluşan bir polimerdir. Poliüretan ilk kez 1937 'de Alman bilim adamı Otto Bayer tarafından, diizosiyanatın, diol ile reaksiyonuyla elde edilmiştir. Diizosiyanatın bir kısmı diol ile polimerleşirken küçük bir kısmı da ortamda bulunan su ile karbondioksit çıkışı oluşturarak gözenekli poliüretan yapıyı oluşturur. 24-72 saatlik bir süre sonunda polimerleşir. Poliüretanlar üzerine yapılan araştırmalar geliştikçe, diollerin yerini daha büyük molekül ağırlıklı, polieter veya poliester yapısındaki polioller almıştır. Bu şekilde elde edilen poliüretanlar hem daha esnek hem de daha sağlam olmaktadır.

Esnek ve esnemeyen köpükler, dayanıklı elastomerler ve yüksek performanslı yapıştırıcılar, sentetik fiberler, contalar, halıların alt kısmı ve sert plastik yapımında kullanılırlar. Esnek poliüretan köpükler, poliüretan süngerler olarak da bilinirler ve yataklarda, mobilyalarda konfor malzemesi olarak yaygın şekilde kullanılırlar. Esnemeyen köpükler ise daha çok ısı ve ses yalıtımında kullanılırlar. Genel olarak PU malzemeler; inşaat sektöründe, makine imalatında, otomotiv sanayisinde, gemicilikte, sağlık sektöründe, çeşitli ısı yalıtım uygulamalarında, yüzme havuzu kaplamalarında vb. birçok alanda yaygın olarak kullanılmaktadır. PU malzemeler yalıtım malzemesi olarak en fazla binalarda kullanılmaktadır. Dış cephe uygulamaları, çatı ve çatı kaplamaları, zemin kaplamaları buna örnek uygulamalardır. Binalarda tercih edilmelerinin en önemli nedeni neme karşı dayanıklı olmaları, ayrıca yüksek ısı dirence sahip olduklarından iyi bir ısı yalıtımı sağlamalarıdır.



Şekil-5. 1. Poliüretan köpüğün duvar yalıtımı uygulaması [29]



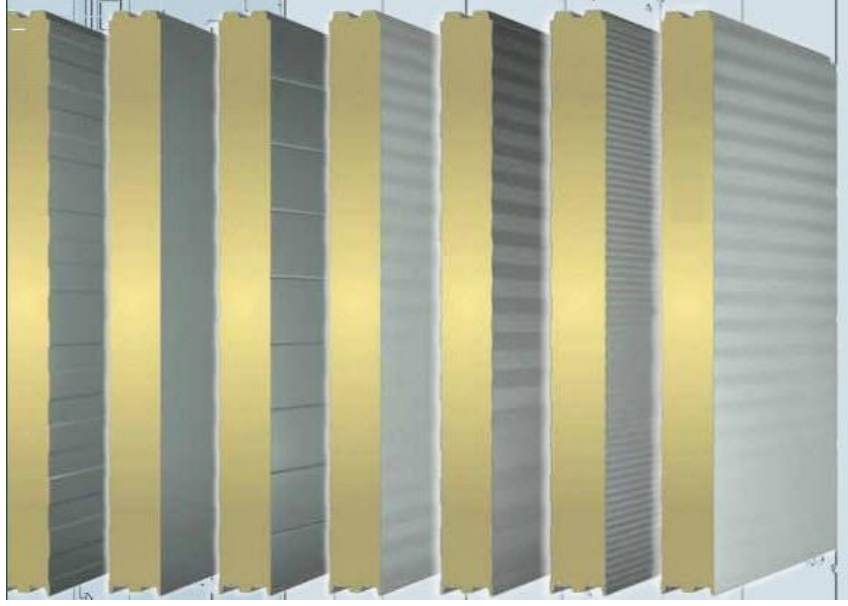
Şekil-5. 2. Poliüretan köpüğün çatı yalıtımı uygulaması [30]

Şekil-5. 1. ve 5. 2.' de poliüretan köpük malzemenin püskürtme yöntemiyle yalıtım işlemlerinde kullanılması görülmektedir. Bu sayede ısı ve ses yalıtımı yapılmakta ve inşaat sektöründe bu yöntem etkin olarak kullanılmaktadır. Bunlara ek olarak binaların dış cephelerinde, mukavemet özelliklerinden dolayı aşınma ve yıpranma sürelerini geciktirmektedir. Yanmaya karşı dirençli olmaları da tercih edilmelerinin en önemli sebeplerindendir. PU malzemenin püskürtme yöntemiyle uygulama alanlarından bir diğeri de yüzme havuzları olarak karşımıza çıkmaktadır. Giderek yaygınlaşan bu uygulama kolay uygulanabilirliği, maliyeti ve suya karşı dirençli olmasından dolayı tercih edilmektedir. Şekil-5. 3.'te PU malzemenin havuz kaplamasında kullanılması görülmektedir.



Şekil-5. 3. Poliüretan köpüğün yüzme havuzu uygulaması [31]

Püskürtme yöntemine alternatif olarak bazı durumlarda hazır poliüretan paneller kullanılmaktadır. Şekil-5. 4'te konstrüksiyon işlemlerinde yoğun olarak kullanılan hazır poliüretan kompozit paneller görülmektedir.



Şekil-5. 4. Poliüretan köpük sandviç paneller [32]

PU malzemeler kazan ve boru yalıtımında da yoğun olarak kullanılmaktadırlar. Kaplandıkları kabın ya da borunun çevresel etkilere karşı hem direncini artırmakta hem de iyi bir ısı yalıtımı sağlamaktadır. Şekil-5. 5. ve 5. 6.'da PU malzemenin tank ve borularda kullanılması görülmektedir.



Şekil-5. 5. Poliüretan köpüğün tank yalıtımında kullanılması [33]



Şekil-5. 6. Poliüretan köpüğün boru yalıtımında kullanılması [34]

Poliüretan köpük malzemenin etkin olarak kullanıldığı bir diğer alan ise titreşim sönümleme uygulamalarıdır. Bu anlamda poliüretan köpük malzemeler mobilya ve beyaz eşya sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Beyaz eşya uygulamalarında hem ısı yalıtımı hem de titreşim yutucu özelliğinden dolayı tercih edilmektedir. Şekil-5. 7.'de poliüretan köpük malzemenin buzdolaplarında ısı ve titreşim yalıtımı amacıyla kullanılması görülmektedir.



Şekil-5. 7. Poliüretan köpük malzemenin buzdolabında kullanılması [35]

Titreşim sönümlleme özelliği sayesinde otomobil koltuklarında konfor sağlama amacıyla yaygın olarak kullanılan poliüretan köpük malzemenin Şekil-5. 8.'de bir uygulaması görülmektedir.



Şekil-5. 8. Poliüretan köpük malzemenin otomobil koltuklarında kullanılması [36]

6. DENEYSEL MODAL ANALİZ İÇİN TEST DÜZENEGİ

Dinamik problemlerin çözülebilmesi için sistemin dinamik davranışını belirlemek gerekir. Bunun anlamı kritik frekanslarda yapıda titreşim sonucu meydana gelen hareketlerin belirlenmesidir. Bu çalışmada PU takviyesi uygulanmış plak yapılarına ait doğal frekanslarını ve bu frekanslara karşılık gösterdikleri sönüm özelliklerini ayrıca mod şekillerini tespit etmek için deneysel modal analiz yönteminden faydalanılmıştır. Deneysel modal analiz çalışmalarının doğruluğunun tespit edilmesi için öncelikle fiziksel ve mekanik özellikleri bilinen çelik bir plakanın serbest sınır şartları altında deneysel modal analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlar, Leissa [37] tarafından plaklar için geliştirilen analitik yöntemle ve ANSYS paket programı ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yapılan deneysel çalışmalar Fırat Üniversitesi Makina Teorisi ve Dinamiği Laboratuvarında gerçekleştirilmiştir.

6.1. Deney Düzeneği Ekipmanları

6.1.1. Modal Çekiç

Deneysel modal analiz yönteminde, test yapısını titreştirecek bir uyarıcıya ihtiyaç duyulmaktadır. Sisteme giriş kuvveti vermek için genellikle modal çekiç ya da sarsıcı (shaker) kullanılır. Sarsıcı ile hassas giriş kuvvetleri uygulanabilir, fakat buna karşılık test yapısının farklı düğüm noktalarına giriş uygulamak gerektiğinde, her düğüm noktası için sarsıcının yerini değiştirip sisteme bağlamak gerekir. Bu da zahmet gerektiren bir durum olabilmektedir. Ayrıca sarsıcının bağlandığı noktalarda sınır bölgesi oluşma riski de vardır. Bunun yerine pratik uygulamalarda modal çekiç daha avantajlı olabilmektedir. Hızlı bir şekilde, belirlenen düğüm noktalarına giriş kuvveti uygulanabilmektedir. Modal çekiç ile sisteme uygulanan kuvvetin şiddeti, çekicinin ucundaki piezzo elektrik kuvvetölçer ile ölçülür ve elektriksel sinyale dönüştürülerek analizöre iletilir. Fakat bunun da kendine göre dezavantajları vardır. Örneğin, düğüm noktası olarak belirlenen noktaya birkaç kez vurularak yapılan testlerde aynı yere vuramama riski vardır. Bunun yanında modal çekiçle tahrik her ne kadar basit bir işlem gibi görünse de tecrübe ve hassasiyet gerektiren bir işittir.



Şekil-6. 1. Modal çekiç

6.1.2. İvmeölçer

Darbe çekici ile deney yapısına uygulanan kuvvet ile oluşan tepki, test yapısı üzerinde uygun bölgelere bağlanan ivmeölçerler ile ölçülmektedir. Dinamik değerleri ölçülecek test yapısının yapısına ve durumuna göre bir veya birden fazla ivmeölçer kullanılabilmektedir. Bazen tek boyutlu tepkilerin ölçülmesinde bütün mod şekillerinin görülebileceği bir bölgeye; düğüm noktasına gelmeyecek bir yere yerleştirilmek kaydıyla tek bir ivmeölçer yeterli olabilirken, bazı karmaşık yapıların dinamik analizinde üç eksenli ve birden fazla ivmeölçer gerekebilmektedir. Ölçümü yapılacak sisteme göre ivmeölçer sayısı ve tipi uzman tarafından belirlenmelidir.



Şekil-6. 2. İvmeölçer

6.1.3. Titreşim Analizörü ve Yazılımı

Darbe çekici ile uygulanan kuvvet ve ivmeölçerler tarafından ölçülen değerler bir titreşim analizörüne gönderilir. Bu titreşim analizörü kullanılacak ivmeölçer sayılarına ve sisteme giriş verecek eleman sayılarına göre kanal sayıları uygun olmalıdır. Analizörde veriler işlenir ve kullanılan yazılım sayesinde test yapısının dinamik özellikleri (doğal frekans, mod şekli, sönüm oranı) tespit edilir.



Şekil-6. 3. Titreşim analizörü

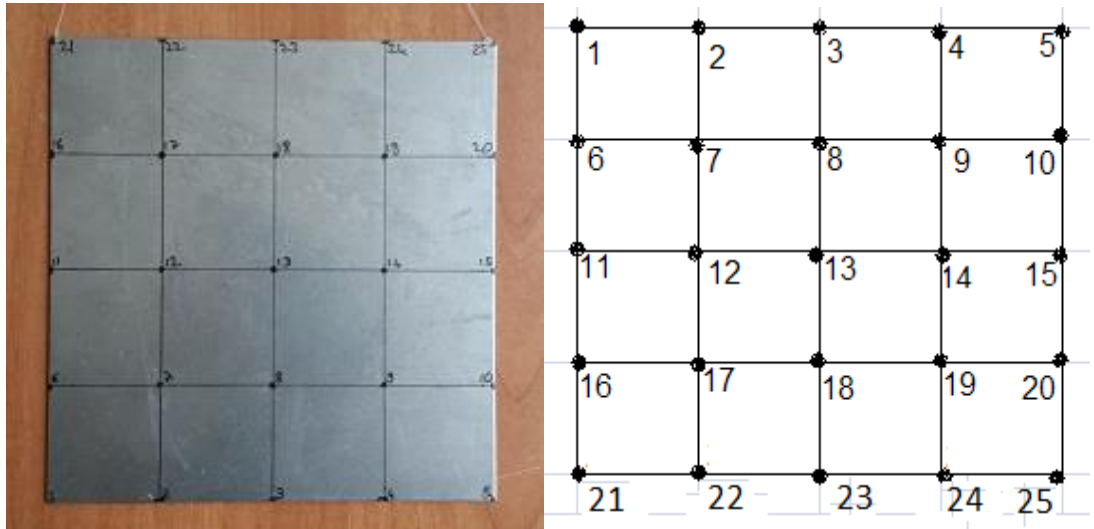
Deneysel uygulamalarda incelenen yapı elastik kordonlarla asılarak serbest sınır şartları oluşturulmaya çalışılmaktadır. Bazı durumlarda bu elastik kordonların etkisi olmakla birlikte diğer sınır şartlarına göre serbest sınır şartının sağlanması daha kolaydır. Bu çalışmada da incelenen plaklar iki köşesinden misina ile asılmış ve böylece serbest sınır şartları oluşturulmaya çalışılmıştır. Deney düzeneği ve yapılan bir ölçüm işlemi Şekil-6. 5.'te görülmektedir.

Deneyisel çalışmaların doğrulanması için kullanılan çelik plakaya ait fiziksel ve mekanik özellikler Tablo-6. 1’de verilmiştir.

Tablo-6. 1. Takviyesiz plak mekanik özellikleri

Elastisite Modülü (E)	200 GPa
Kayma Modülü (G)	80 GPa
Poisson Oranı (ν)	0.3
Yoğunluk (ρ)	7.85 g/cm ³

Özellikleri verilen 200x200x1 mm³ boyutlarındaki AISI1040 çelik malzemeden elde edilmiş deney numunesi 50 mm aralıklarla bölümlendirilip 25 adet düğüm noktası belirlenmiştir. (Şekil-6. 4.).



Şekil-6. 4. Bölümlendirilmiş deney numunesi

Şekil-6. 5. 'de görüldüğü gibi test yapısı iki köşesinden misina yardımıyla bir standda asılmıştır. Böylelikle serbest sınır şartları sağlanmaya çalışılmıştır. Ölçüm işlemi için öncelikle ivmeölçer birinci düğüm noktasına balmumu yardımıyla bağlanmıştır. Seçilen bu nokta serbest sınır şartlarında geniş bir frekans aralığında dinamik özelliklerin belirlenmesi için oldukça uygundur [23].



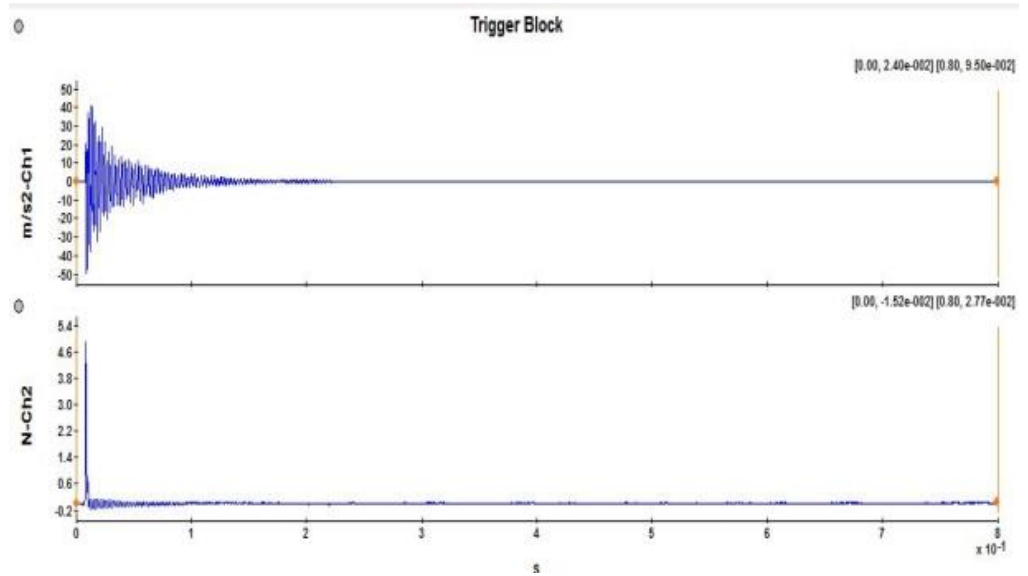
Şekil-6. 5. Modal analiz için hazırlanmış deney numunesi

Test için kullanılan ölçüm parametreleri Tablo-6. 2.'de verilmiştir.

Tablo-6. 2. Test için kullanılan ölçüm parametreleri

Parametre	Değer
Frekans genişliği	0-500 Hz
Frekans çözünürlüğü	0.625 Hz
Örnek sayısı	800
Ölçüm süresi	1.6 s
Pencereleme (cevap/tahrik)	(üniform/üniform)

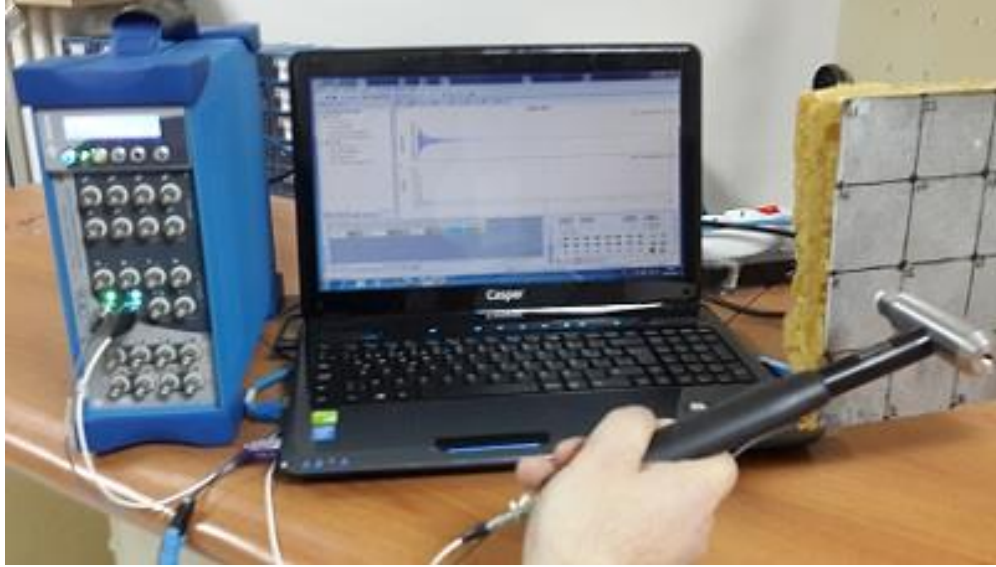
Deneylede, plakanın 1. Dügüm noktasına ivmeölçer yerleştirilip, her bir düğüme modal çekiçle darbe uygulanarak ilgili düğüm noktaları için FTF 'ler elde edilmiştir. Bu şekilde 25 adet FTF ölçülmüştür.



Şekil-6. 6. Kuvvet ve ivmeölçerlerden alınan zaman sinyalleri

Ölçümler yapılmadan önce zaman cevabına bakılmış ve ölçüm süresi içinde titreşimin durduğu ve genliğinin sıfır olduğu görülmüştür (Şekil -6. 6.). Bu nedenle ivme cevabına bir pencereleme fonksiyonu uygulanmamıştır. Böylece pencere fonksiyonunun getireceği ilave sönüm etkisi bertaraf edilmiştir. Ayrıca tekrarlanabilirlik, karşılıklılık (reciprocity) gibi kalibrasyon testleri de yapılmıştır.

Ölçümlerde yapıyı titreştirmek için KISTLER marka darbe çekici (Model: 9724A2000) ve yapının titreşimlerini ölçmek için Dytran marka ICP ivmeölçer (Model: 3097A2) kullanılmıştır. Verilerin toplanması için OROS firmasının Or36 serisi titreşim analizörü ve parametrelerin belirlenmesi için Oros Modal yazılımı kullanılmıştır.

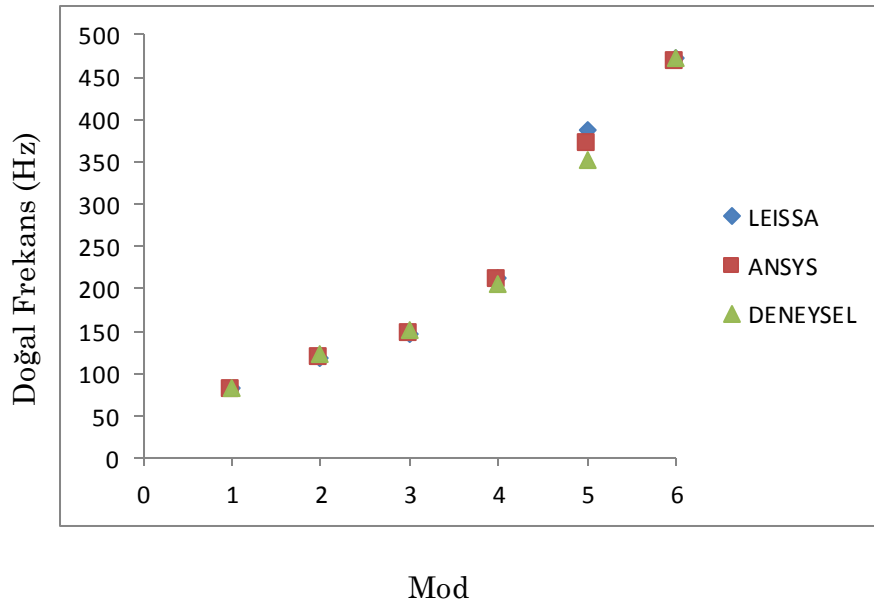


Şekil-6. 7. Deney düzeneği ve ölçüm işlemi

Poliüretan takviyesiz plak için yapılan deneysel çalışma sonucunda ilk beş doğal frekans için elde edilen değerler, ANSYS sonlu elemanlar yazılımı ve Leissa [37] tarafından verilen analitik yöntemle hesaplanan değerler ile karşılaştırmalı olarak Tablo-6. 3. 'te verilmiştir. Bu karşılaştırmadan deney sonuçlarının birçok mühendislik uygulaması için yeterince güvenilir olduğuna karar verilmiştir.

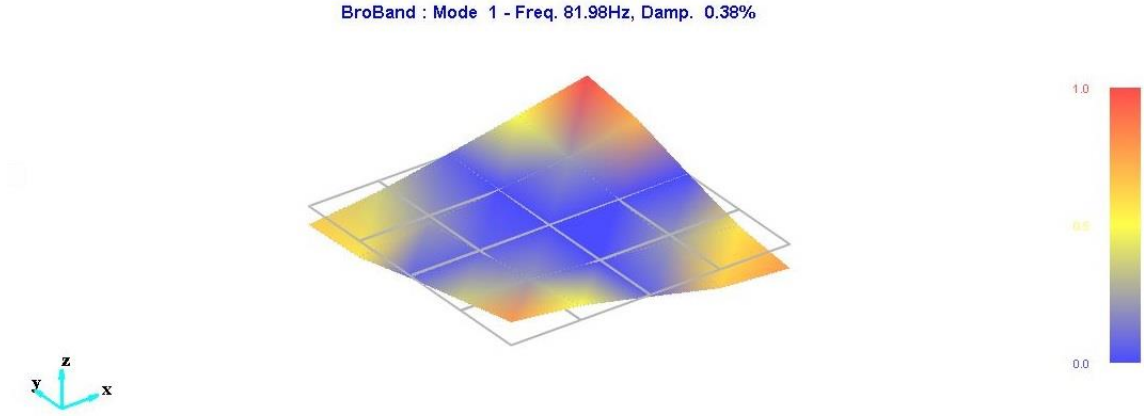
Tablo-6. 3. Deneysel, sayısal ve analitik olarak elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması (Hz)

Mod	Leissa[37]	ANSYS	Deneysel	Deneysel Leissa Fark (%)	Deneysel ANSYS Fark (%)
1	81.88	81.69	81.98	0,12	0,35
2	119.09	119.08	122.67	2,91	2,92
3	147.50	147.48	150.31	1,86	1,88
4	213.66	211.09	205.76	3,69	2,52
5	387.07	371.20	351.18	9,27	4,27

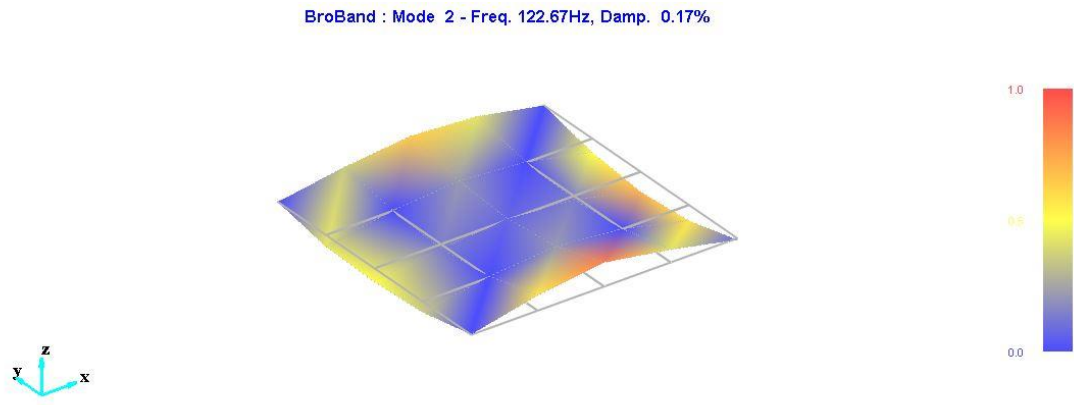


Şekil-6. 8. Deneysel, sayısal ve analitik olarak elde edilen doğal frekansların grafiksel karşılaştırılması

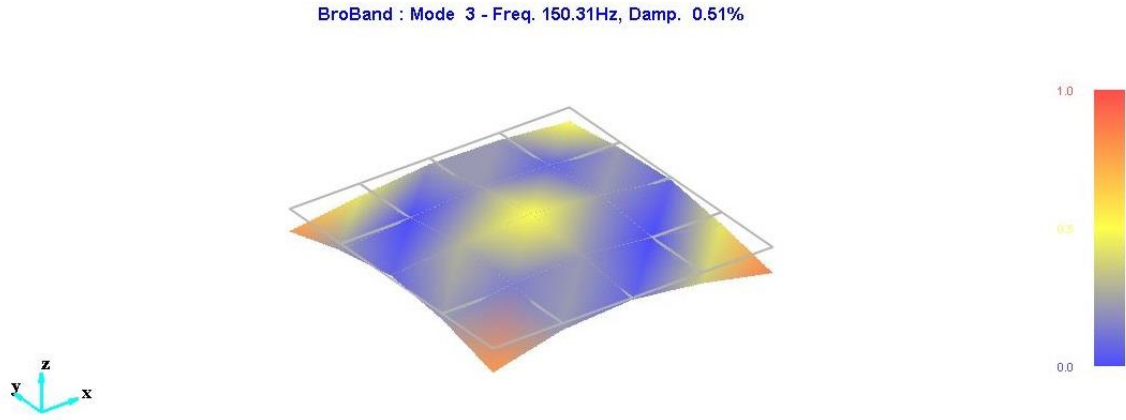
Deneyisel olarak elde edilen ilk 5 moda ait şekiller:



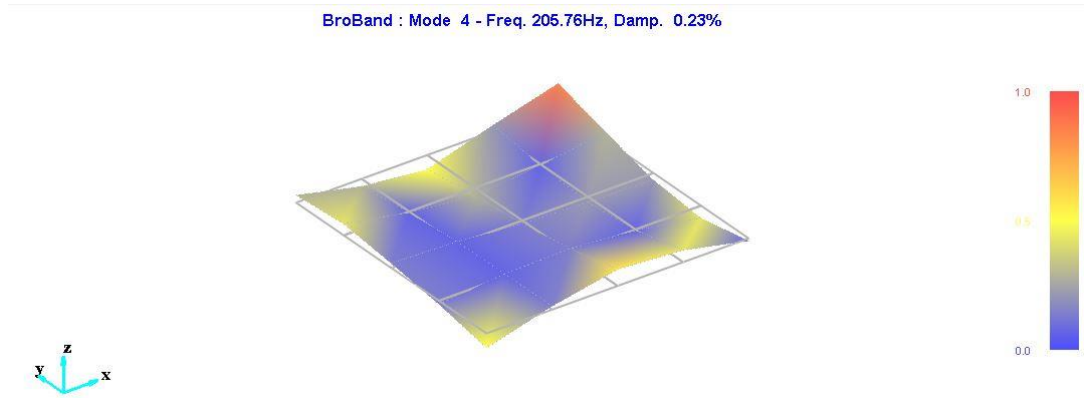
Şekil-6. 9. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 1. mod şekli



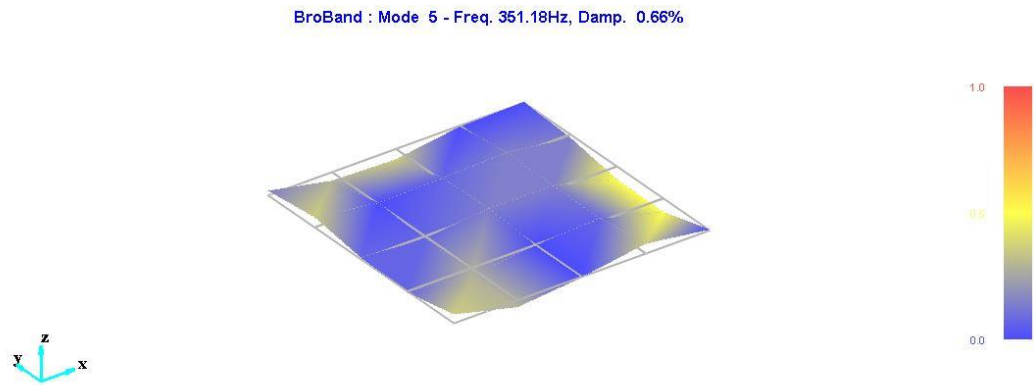
Şekil-6. 10. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 2. mod şekli



Şekil-6. 11. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 3. mod şekli



Şekil-6. 12. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 4. mod şekli



Şekil-6. 13. Takviyesiz plak deneysel moal analiz 5. mod şekli

7. PÜ TAKVİYE KALINLIĞININ ETKİSİNİN İNCELENMESİ

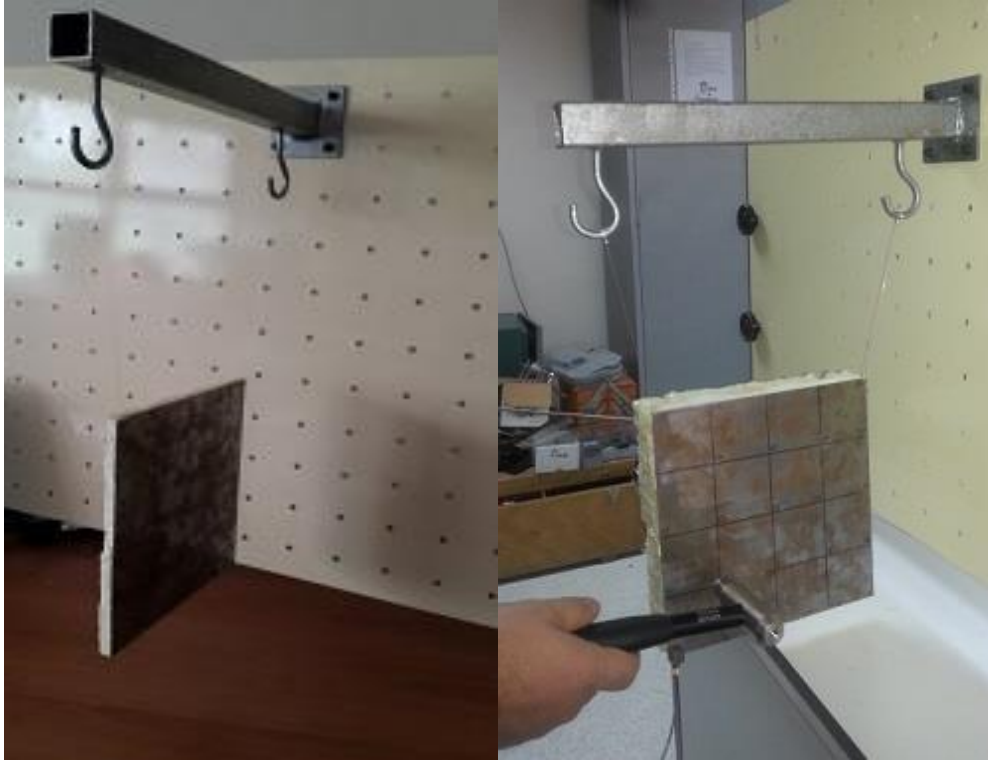
7.1. Dikdörtgen Çelik Plak Üzerine Farklı PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Deneysel Modal Analiz

Plak için deneysel, sayısal ve analitik sonuçlar doğrulandıktan sonra PÜ takviye kalınlığının etkisini incelemek üzere çelik plağın bir yüzeyine sırasıyla 10, 20, 30, 40 ve 50 mm kalınlığında sert poliüretan köpük takviyesi uygulanmış ve her bir kalınlık için deneysel modal analiz yapılmıştır. Aşağıda poliüretan takviyeli plak yapısı görülmektedir (Şekil-7.1)).



Şekil- 7. 1. 10 mm kalınlığında poliüretan takviyeli plak

Poliüretan köpük malzemesi, kesintisiz kaplama yeteneği ile birkaç saniye içerisinde kendi hacminin 30-40 katı kadar şişerek yoğun gözenekli bir yapı halini almaktadır. Poliüretan köpük takviyesi plak yüzeyine yapıştırılarak tutturulmuştur. Poliüretan köpük takviyesinden sonra poliüretan takviyeli plaklar için deneysel modal analiz işlemleri tekrarlanmıştır.



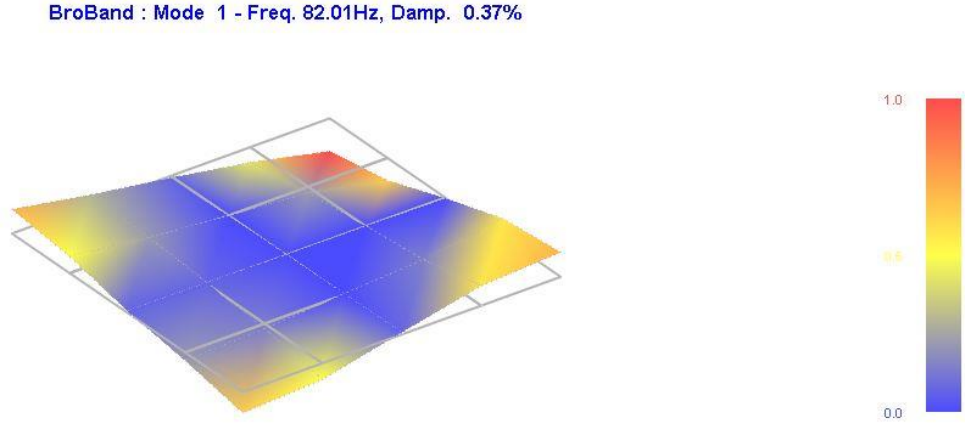
Şekil- 7. 2. Farklı poliüretan takviye kalınlıkları için deney görüntüleri

Birinci mod için elde edilen doğal frekanslar ve sönüm oranları takviyesiz yapı ve her bir takviye kalınlığı için Tablo-7.1.'de verilmiştir. Her bir durum için birinci mod biçimleri de Şekil-6. 9-6. 13.' de görülmektedir. Her durum için birinci mod biçimi aynıdır.

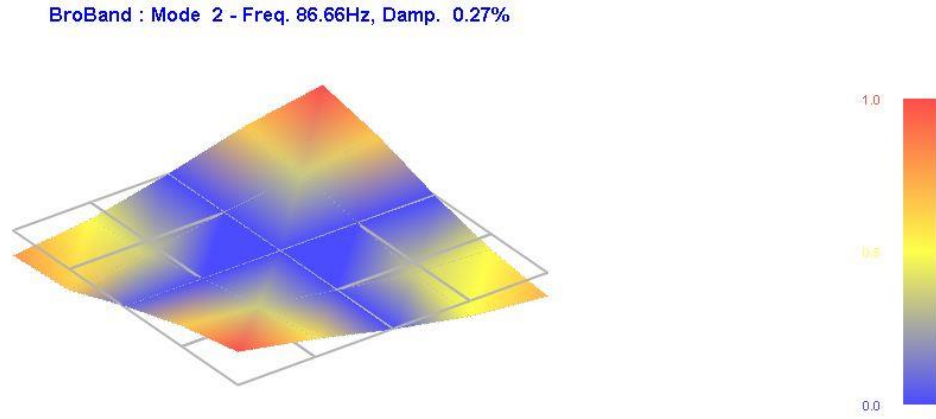
Tablo-7. 1. Artan PÜ takviye kalınlıklarına göre birinci mod için doğal frekans ve sönüm oranları

	Frekans(Hz)	Sönüm(%)
Takviyesiz Plak	82.01	0.37
10 mm Takviyeli	86.66	0.26
20 mm Takviyeli	110.22	0.97
30 mm Takviyeli	140.42	1.43
40 mm Takviyeli	167.27	3.10
50 mm Takviyeli	194.93	5.58

Farklı poliüretan takviye kalınlıkları için deneysel olarak elde edilen 1. mod biçimleri:

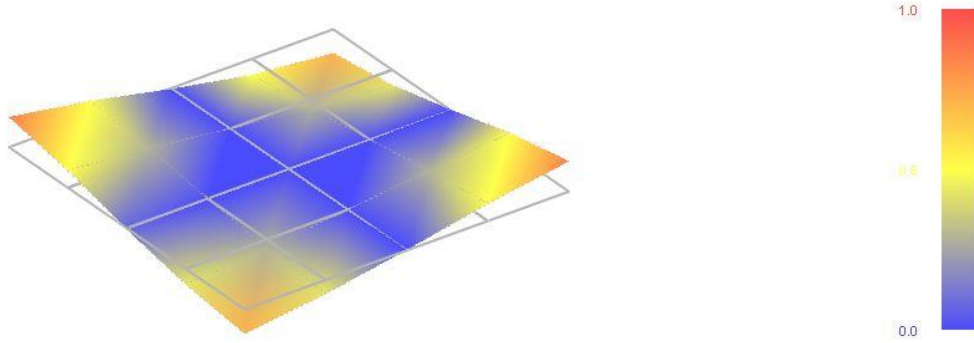


Şekil-7. 3. Takviyesiz plak deneysel modal analiz 1. mod şekli



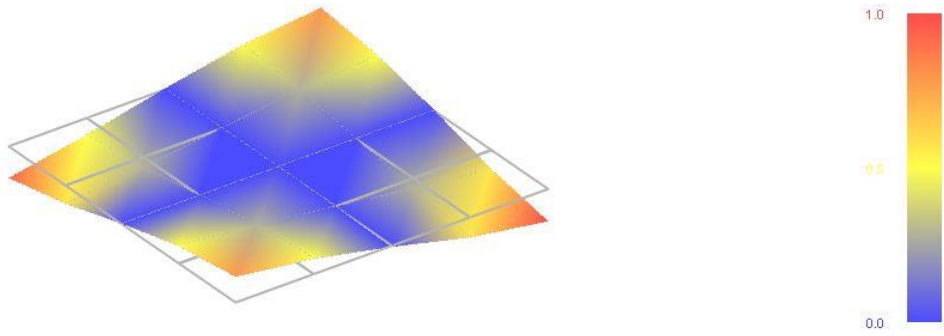
Şekil-7. 4. 10 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli

BroBand : Mode 1 - Freq. 110.22Hz, Damp. 0.97%



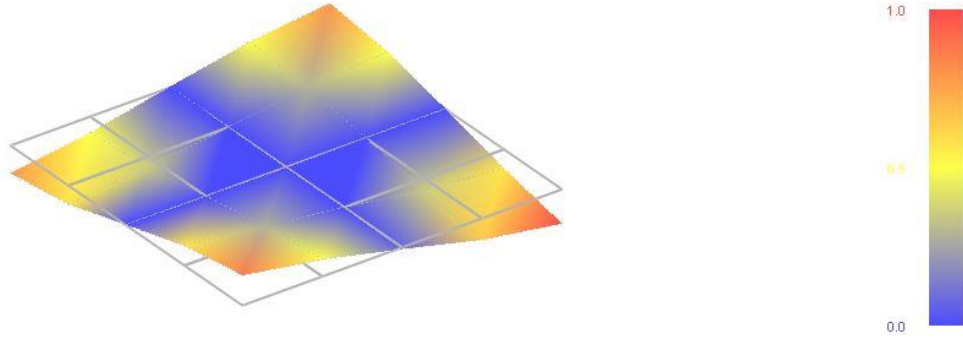
Şekil-7. 5. 20 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli

BroBand : Mode 1 - Freq. 140.42Hz, Damp. 1.43%



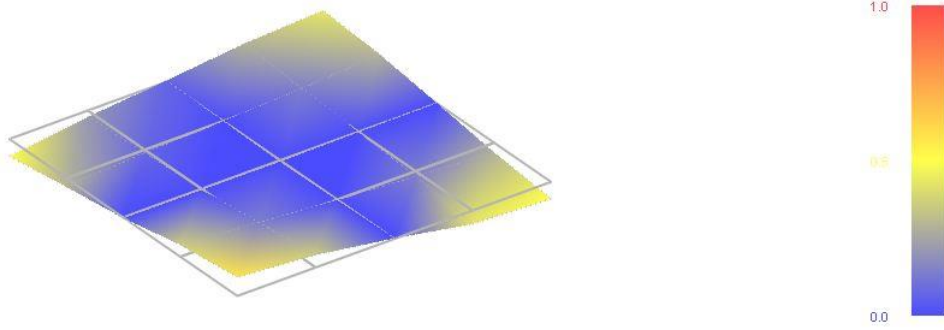
Şekil-7. 6. 30 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli

BroBand : Mode 2 - Freq. 167.27Hz, Damp. 3.11%



Şekil-7. 7. 40 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli

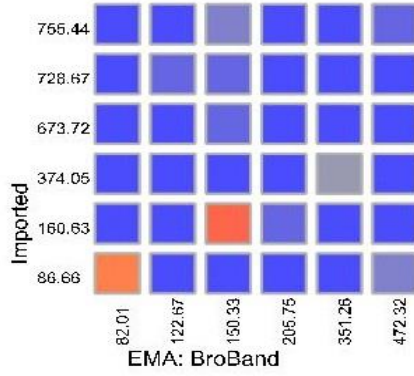
BroBand : Mode 1 - Freq. 194.93Hz, Damp. 5.58%



Şekil-7. 8. 50 mm kalınlığında PÜ takviyeli plak deneysel modal analiz 1. mod şekli

Ardışık PÜ takviye kalınlıkları için (10mm-20mm, 20mm-30mm, 30mm-40mm, 40mm-50mm) MAC (Modal Assurance Criterion) karşılaştırması:

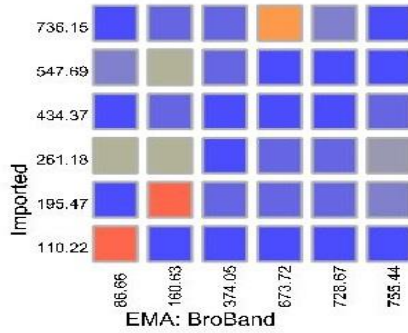
Modal Comparison : EMA BroBand - Imported



No.	1-86.66	2-160.63	3-374.05	4-673.72	5-728.67	6-755.44
1-82.01	85.9	1.1	1.7	0.3	3.2	3.5
2-122.67	0.2	0.6	3.2	0.1	8.6	0.6
3-150.33	0.9	95.6	3.3	4.5	6.7	12.7
4-205.75	2.5	4.2	1.0	0.5	0.7	0.1
5-351.26	0.0	0.3	19.8	1.0	0.6	0.1
6-472.32	13.5	3.4	1.7	1.8	1.6	4.7

Şekil-7. 9. Takviyesiz-10mm takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

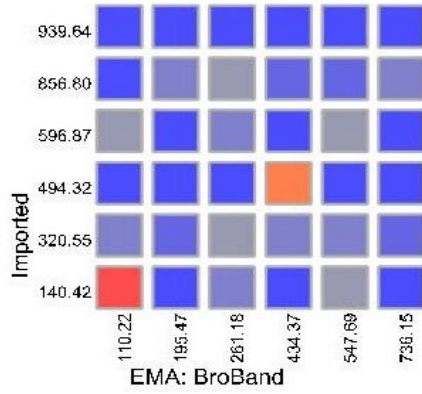
Modal Comparison : EMA BroBand - Imported



No.	1-110.22	2-195.47	3-261.18	4-434.37	5-547.69	6-736.15
1-86.66	94.3	0.5	25.7	0.6	14.0	0.6
2-160.63	1.9	94.9	28.0	4.3	30.7	5.1
3-374.05	0.3	4.7	1.7	1.0	4.3	4.2
4-673.72	1.7	4.8	5.0	0.5	1.6	76.1
5-728.67	1.0	8.5	7.5	0.0	2.8	14.2
6-755.44	0.7	11.7	22.3	5.6	3.2	3.2

Şekil-7. 10. 10 mm-20mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

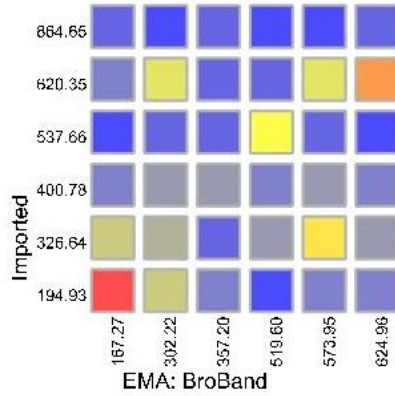
Modal Comparison : EMA BroBand - Imported



No.	1-140.42	2-320.55	3-494.32	4-596.87	5-856.80	6-939.64
1-110.22	99.7	12.5	0.0	20.2	0.0	0.2
2-195.47	1.1	6.5	0.1	0.6	11.1	0.1
3-261.18	16.2	23.6	0.0	11.5	18.5	0.5
4-434.37	1.2	15.5	84.7	3.4	3.6	1.4
5-547.69	24.7	12.7	0.2	19.4	6.1	0.4
6-736.15	0.3	6.8	2.4	3.1	11.5	0.9

Şekil-7. 11. 20 mm-30mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

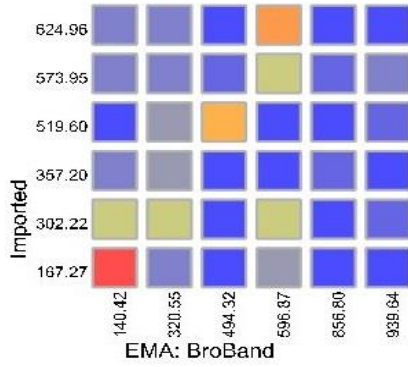
Modal Comparison : EMA BroBand - Imported



No.	1-167.27	2-302.22	3-357.20	4-519.60	5-573.95	6-624.96
1-140.42	98.4	36.7	13.2	2.6	11.7	11.7
2-320.55	12.4	37.2	18.8	24.8	13.2	16.1
3-494.32	0.1	3.1	0.1	71.2	8.2	0.2
4-596.87	18.5	33.0	2.7	3.2	35.3	81.0
5-856.80	0.1	1.2	5.5	1.0	5.8	1.6
6-939.64	0.1	3.9	3.0	4.4	13.0	2.6

Şekil-7. 12. 30 mm-40mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

Modal Comparison : EMA BroBand - Imported

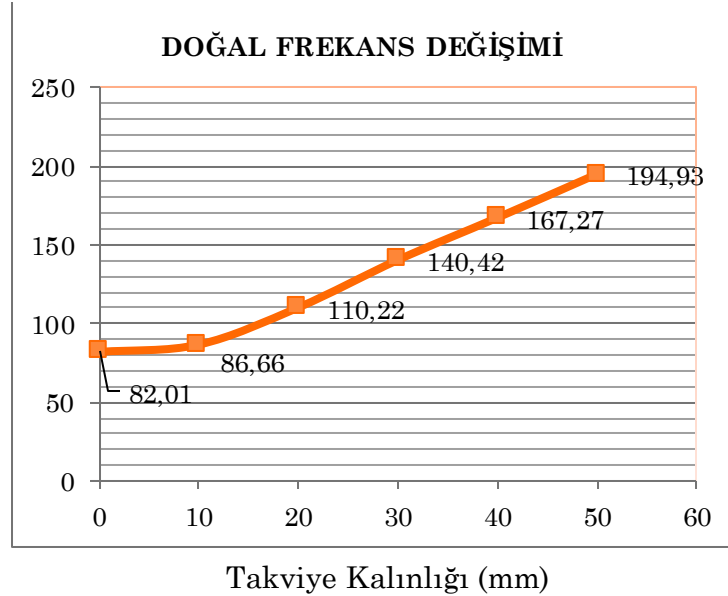


No.	1-194.93	2-326.64	3-400.78	4-537.66	5-620.35	6-864.65
1-167.27	98.5	33.6	16.9	2.7	13.5	3.8
2-302.22	37.0	27.2	18.7	3.8	40.5	1.3
3-357.20	13.8	7.7	24.5	4.9	4.8	5.3
4-519.60	2.5	19.8	14.8	47.5	7.2	3.2
5-573.95	12.0	55.3	22.8	4.2	42.7	0.6
6-624.96	12.2	21.9	12.8	2.0	78.0	10.3

Şekil-7. 13. 40 mm-50mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

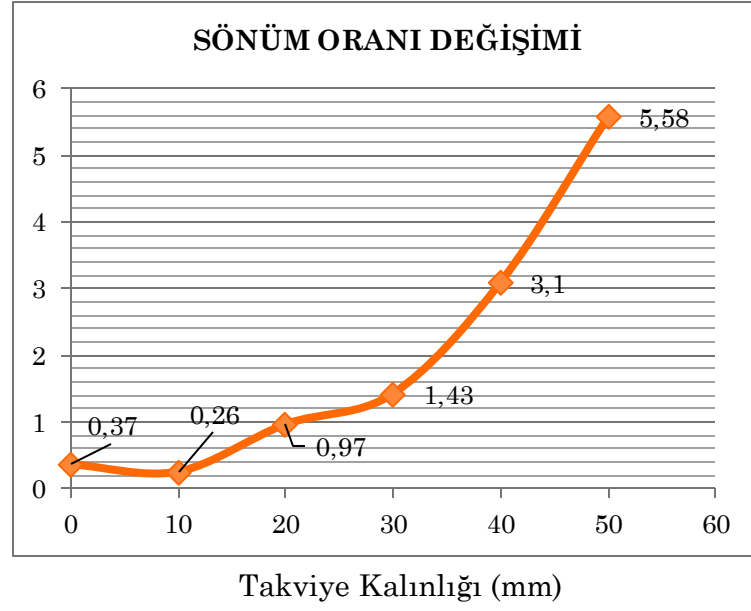
PÜ takviye kalınlığının doğal frekans ve sönüm oranına etkisi Şekil-7.14. ve Şekil-7.15' te verilmiştir. Şekil-7.14. ve Şekil-7.15' te doğal frekanslar hemen hemen doğrusal bir artım gösterirken sönüm oranının da üstel fonksiyona benzer bir değişim gösterdiği söylenebilir.

(Doğal
Frekans) (Hz)



Şekil-7. 14. Artan PÜ takviye kalınlığına göre doğal frekansların değişimi

(Sönüm Oranı)
(%)

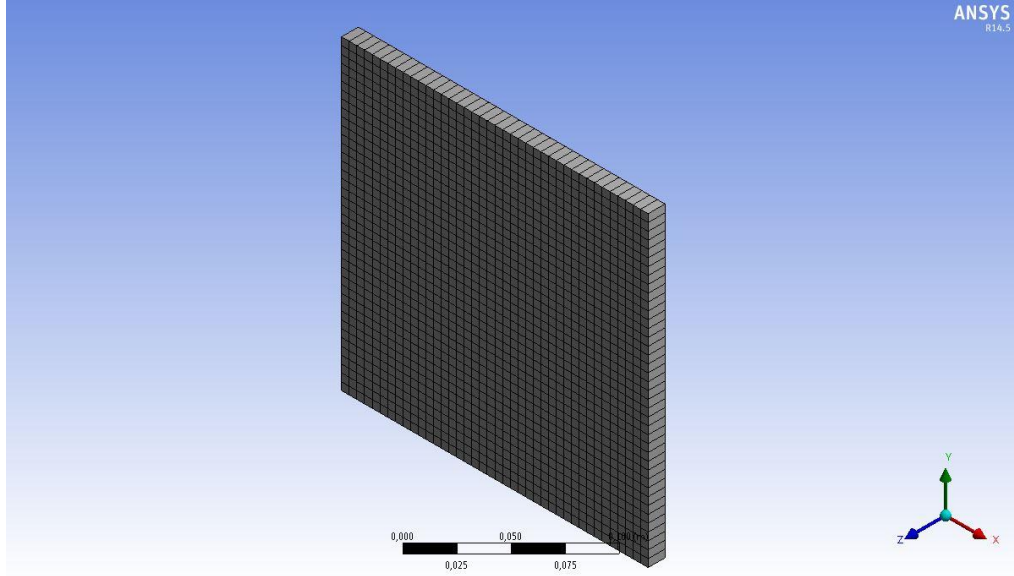


Şekil-7. 15. Artan PÜ takviye kalınlığına göre sönüm oranlarının değişimi

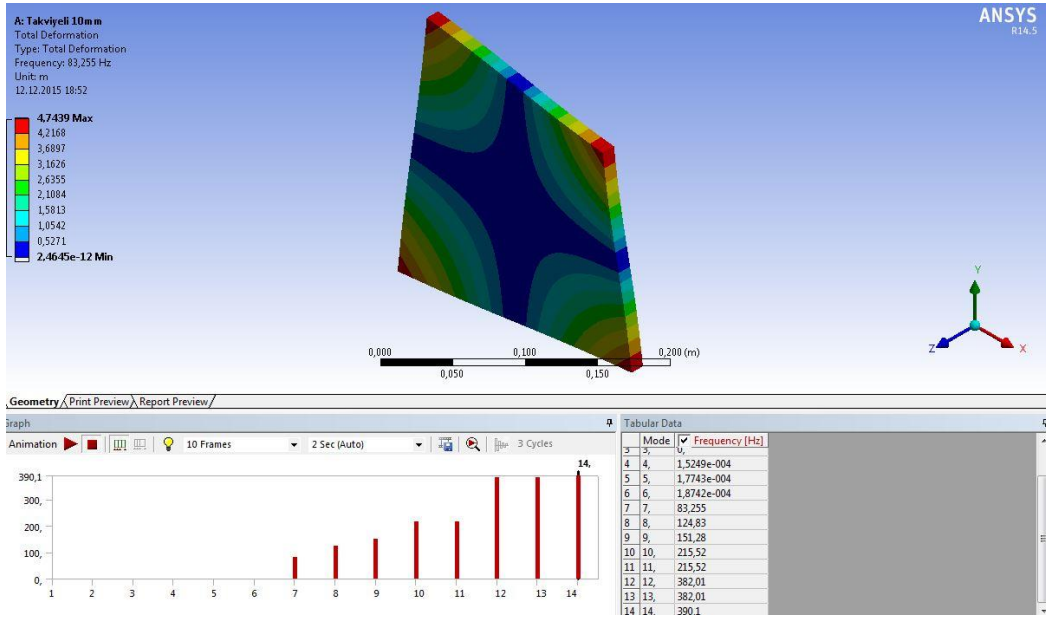
7.2. Dikdörtgen Çelik Plak Üzerine Farklı PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi

Sırasıyla 10, 20, 30, 40 ve 50 mm PÜ takviye kalınlıkları için yapı ANSYS paket programında modellenerek frekans analizleri yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar, deneysel modal analiz yöntemiyle elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak tablo halinde verilmiştir.

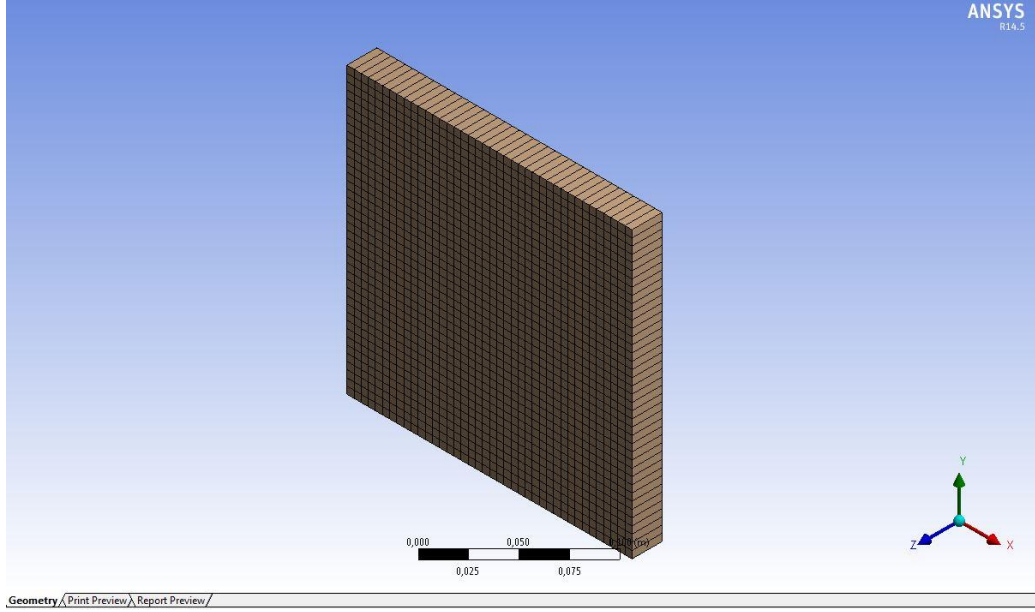
Poliüretan malzemenin elastisite modülü için elastisite modülü-PÜ yoğunluğu eğrisinden faydalanılmıştır. Elastisite modülü: $E = 230\rho^{1.7}$ şeklinde dikkate alınarak hesaplanmıştır. Burada elastisite modülü (E) birimi psi ve yoğunluk (ρ) birimi lbs/ft³ [38].



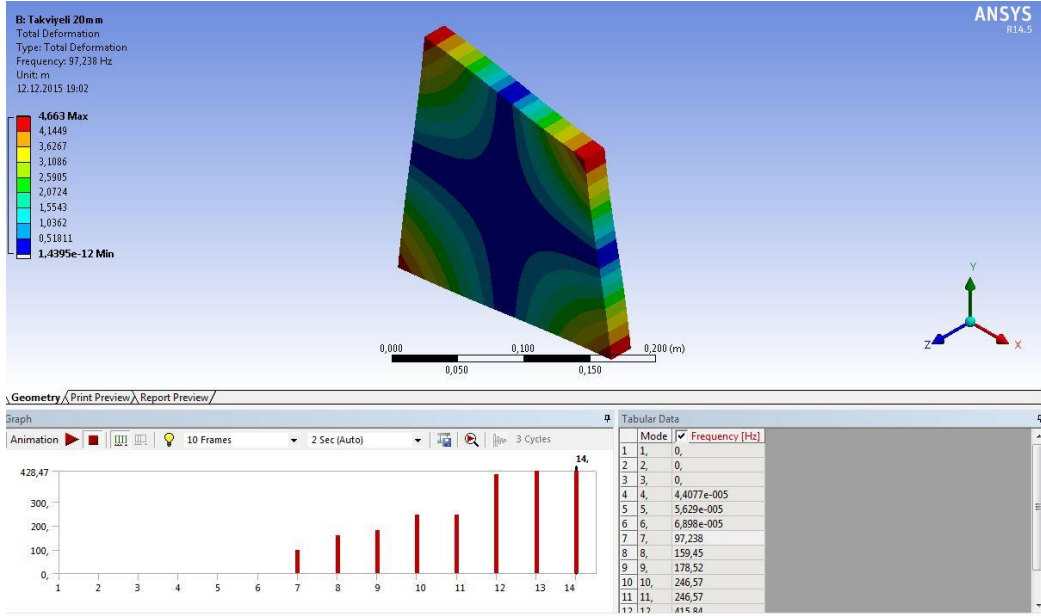
Şekil-7.16. ANSYS’ de modellenmiş 10mm PÜ takviyeli plak



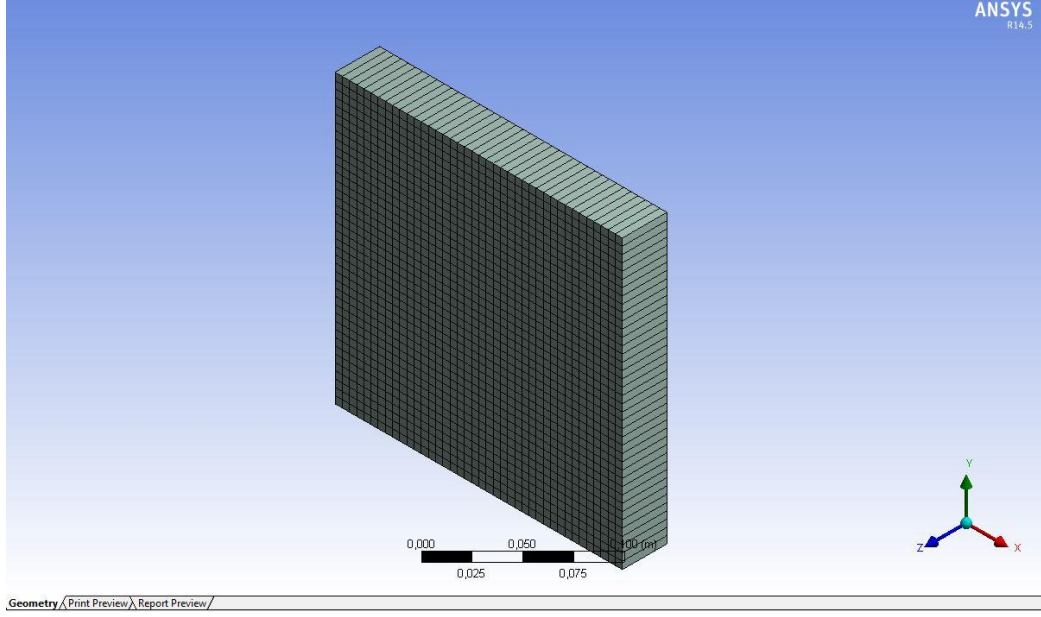
Şekil-7.17. ANSYS’ de modellenmiş 10mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi



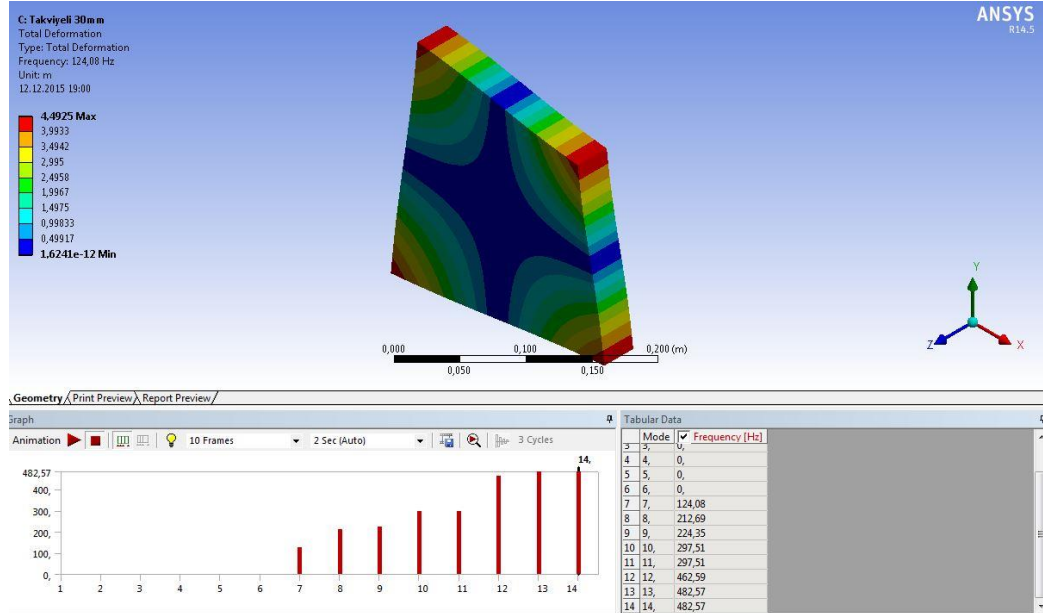
Şekil-7.18. ANSYS’ de modellenmiş 20mm PÜ takviyeli plak



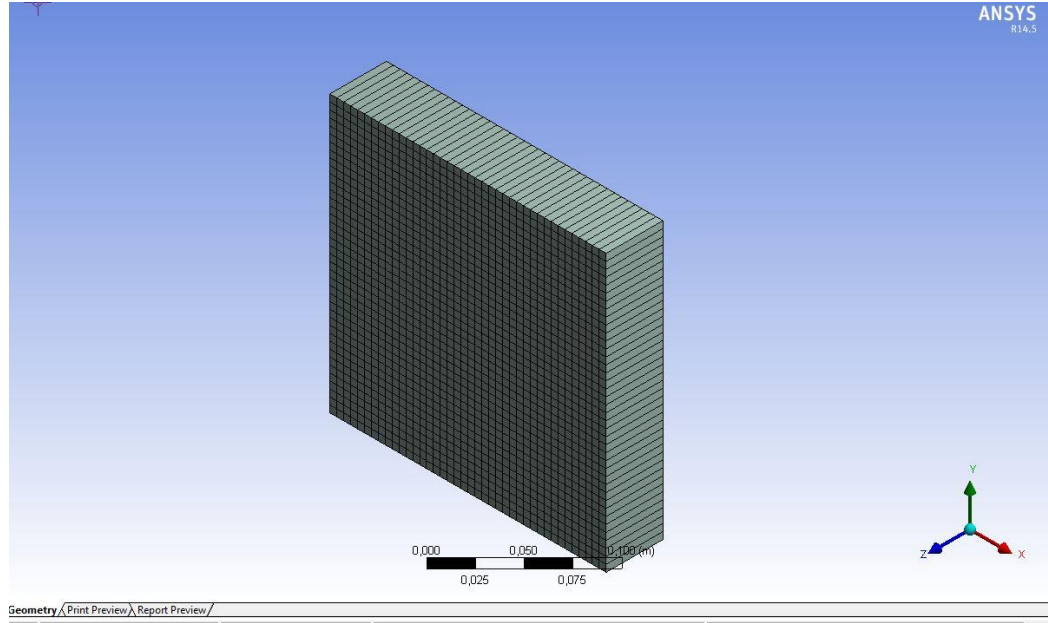
Şekil-7.19. ANSYS’ de modellenmiş 20mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi



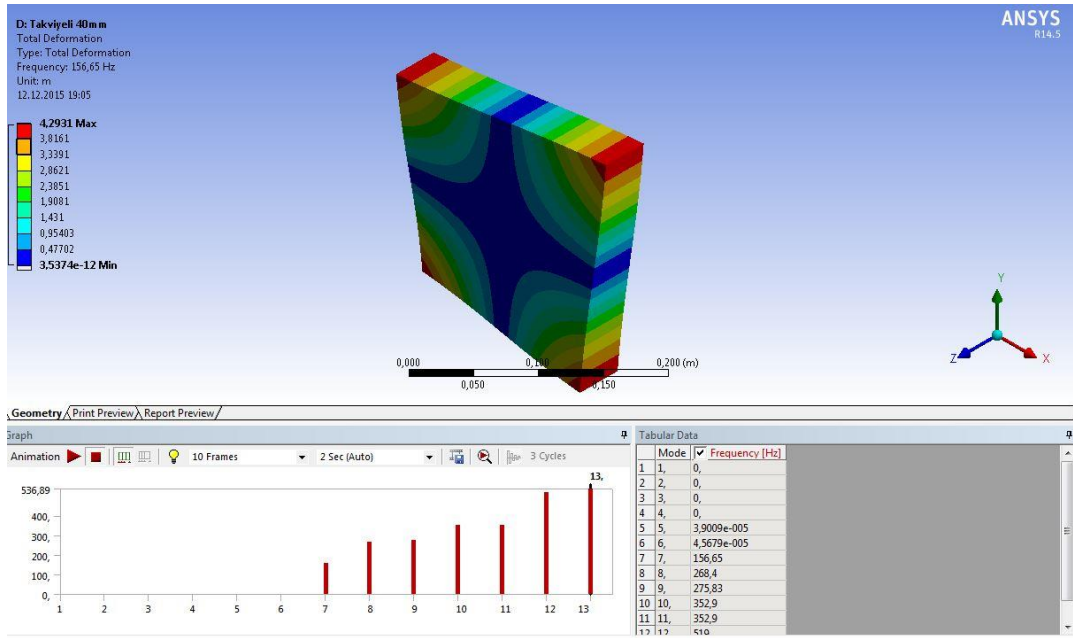
Şekil-7.20. ANSYS de modellenmiş 30mm PÜ takviyeli plak



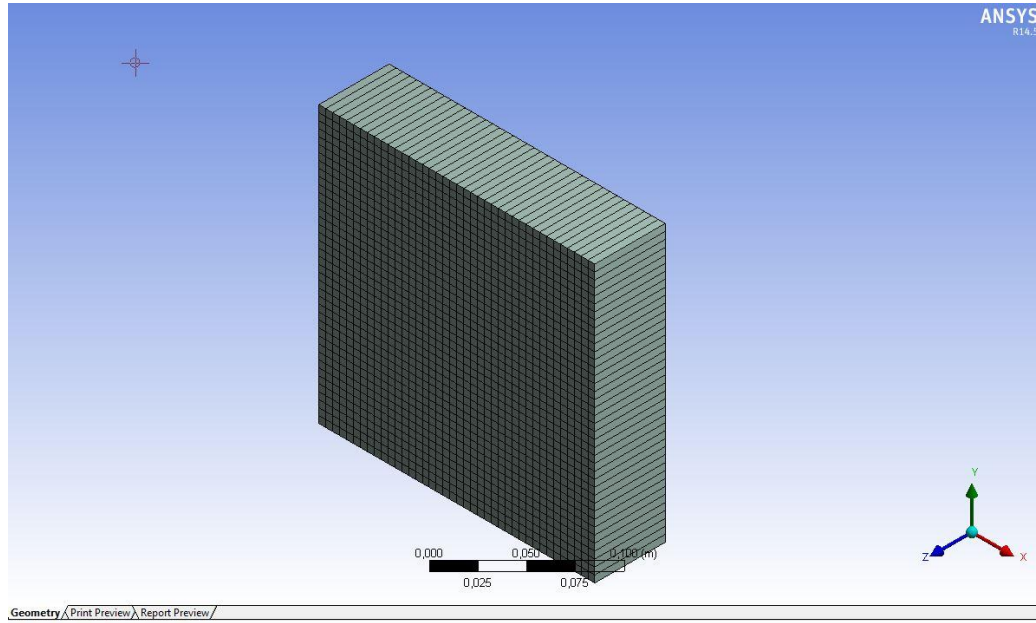
Şekil-7.21. ANSYS' de modellenmiş 30mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi



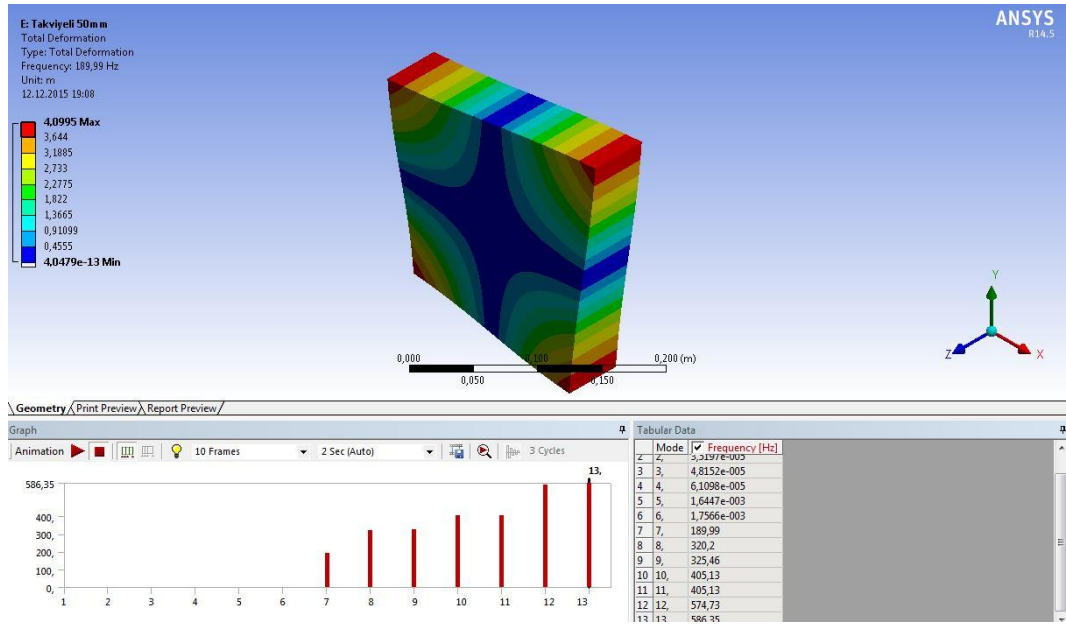
Şekil-7.22. ANSYS’ de modellenmiş 40mm PÜ takviyeli plak



Şekil-7.23. ANSYS’ de modellenmiş 40mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi



Şekil-7. 24. ANSYS’ de modellenmiş 50mm PÜ takviyeli plak

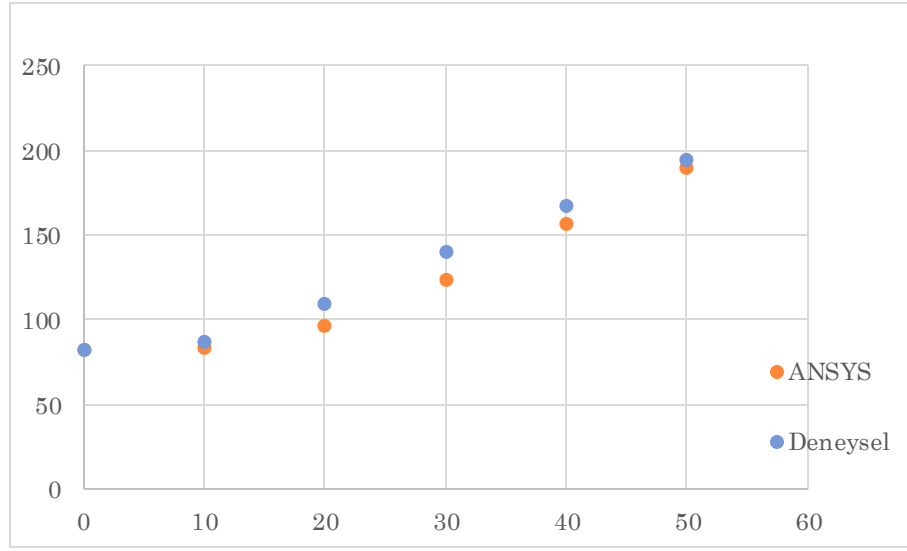


Şekil-7. 25. ANSYS’ de modellenmiş 50mm PÜ takviyeli plak titreşim analizi

Tablo-7. 2. Artan PÜ takviye kalınlıklarına göre 1. doğal frekans değerleri (Hz)

Yapı	DeneySEL	ANSYS	Fark (%)
Takviyesiz Plak	82.01	81.98	0,03
10 mm PÜ takviyeli	86.66	83.25	3,93
20 mm PÜ takviyeli	110.22	97.24	11,77
30 mm PÜ takviyeli	140.42	124.08	11,63
40 mm PÜ takviyeli	167.27	156.65	6,34
50 mm PÜ takviyeli	194.93	189.99	2,53

Doğal frekans
(Hz)



PÜ Takviye Kalınlığı (mm)

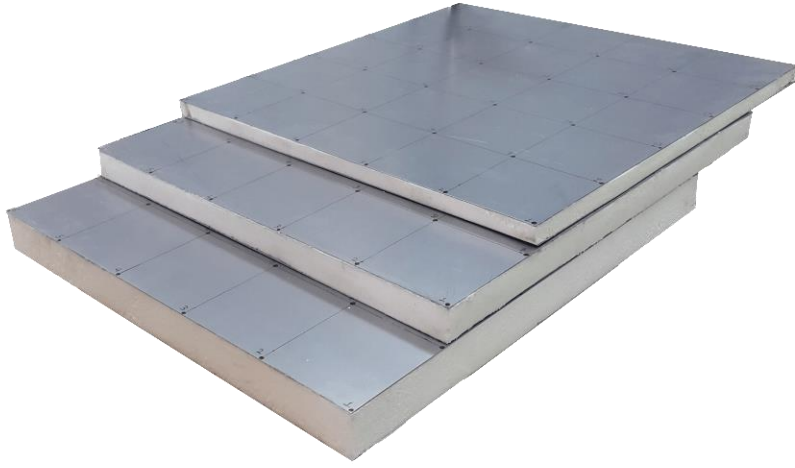
Şekil-7. 26. PÜ takviye kalınlıklarına göre ANSYS ve deneysel olarak elde edilen doğal frekansların grafiksel olarak karşılaştırılması

8. FARKLI PÜ TAKVİYE KALINLIKLARI İÇİN KATMANLI PLAK MODAL ANALİZLERİ

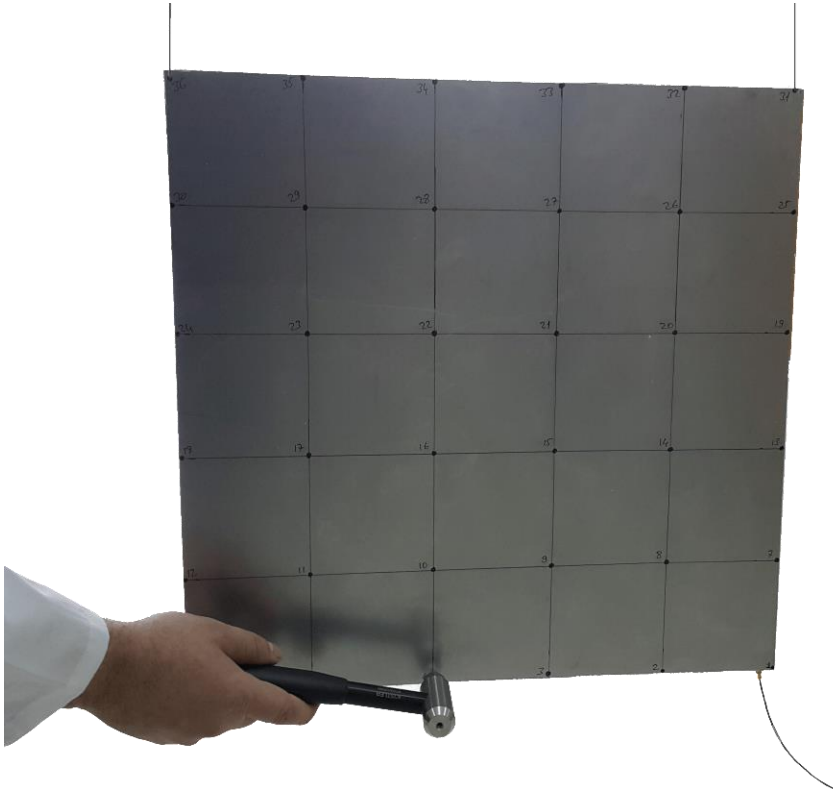
İki plaka arasına PÜ takviyesi uygulanarak titreşim yalıtımı yapılması, mühendislik uygulamalarında sıkça karşılaşılan bir durumdur. Bu yüzden bu tür yapıların dinamik özelliklerinin belirlenmesi ve farklı PÜ takviye kalınlıkları için sistemin nasıl bir davranış göstereceğinin tespit edilmesi oldukça önemli bir konudur. Bu amaçla farklı PÜ takviye kalınlığına sahip katmanlı yapı elemanları için deneysel modal analizler yapılmıştır. Ayrıca her bir takviye kalınlığı için katmanlı yapılar sonlu elemanlar programında modellenerek titreşim analizleri yapılmış ve sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

8.1. Farklı PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Yapı Deneysel Modal Analizleri

Bu amaçla sandviç plaklara örnek olarak gösterilebilecek şekilde; iki adet $450 \times 450 \times 0.9 \text{ mm}^3$ ST 37 çelik plaka arasına 16, 26 ve 36 mm kalınlıklarında, 38 kg/m^3 yoğunluklu PU köpük uygulaması yapılmış ve deneysel modal analizi gerçekleştirilmiştir. Aşağıdaki resimde deneysel modal analizleri yapılan katmanlı yapılar görülmektedir. Katmanlı yapı elemanları üzerinde 25'er adet eşit bölümlendirme yapılarak her bir yapı elemanı için 36 adet düğüm noktası belirlenmiştir. Sistemin cevaplarını ölçmek için kullanılan ivmeölçer 1 numaralı düğüm noktasına yerleştirilmiştir. Tüm düğüm noktalarına modal çekiç ile 3'er kez vurularak FTF ölçülmüş ve bu FTF'ler OROS modal analiz yazılımı ile analiz edilerek doğal frekanslar, mod biçimleri ve sönüm oranları tespit edilmiştir. Her bir durum için elde edilen analiz sonuçları aşağıda verilmiştir.



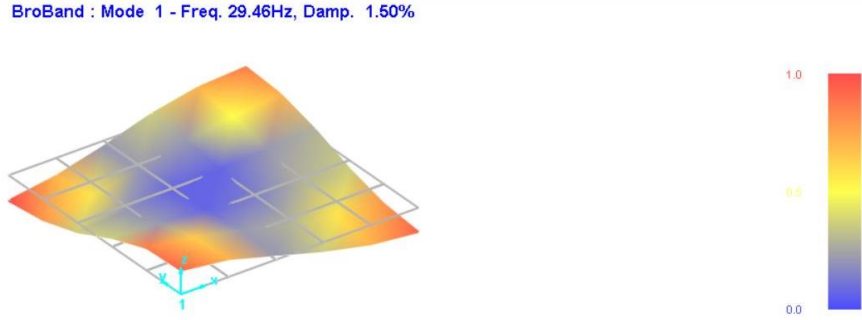
Şekil-8. 1. 16, 26 ve 36 mm PÜ takviyeli katmanlı plak



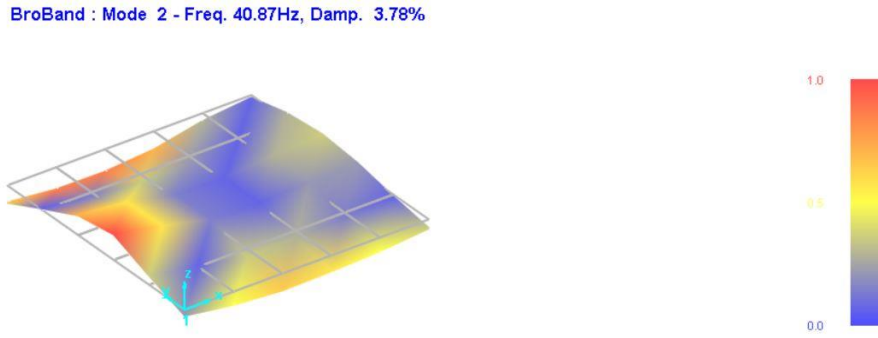
Şekil-8. 2. Katmanlı plak elemanı üzerinde yapılan örnek bir ölçüm

8.1.1. 16 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak Deneysel Modal Analizleri

16 mm PÜ takviye kalınlığı için katmanlı plaklara ait deneysel modal analiz ile elde edilen ilk beş moda ait şekiller aşığıda verilmiştir.

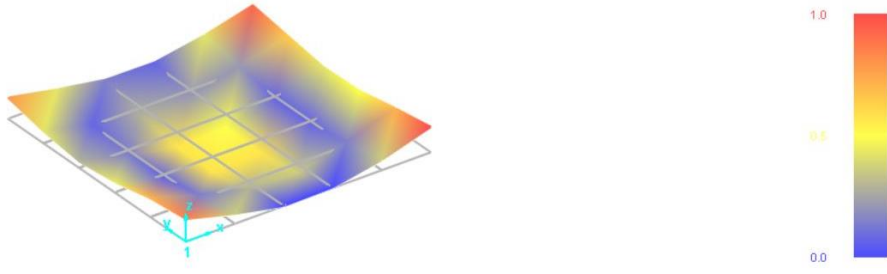


Şekil-8. 3. 16mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 1. mod şekli



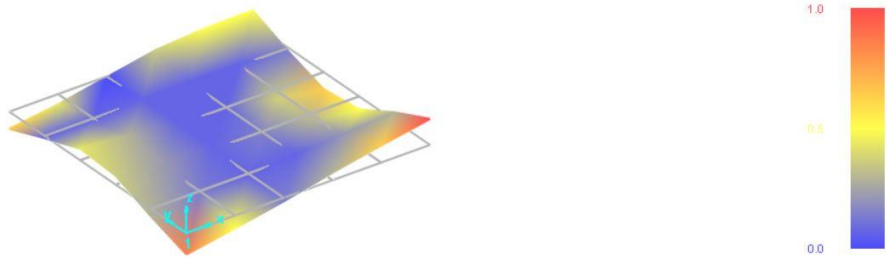
Şekil-8. 4. 16mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 2. mod şekli

BroBand : Mode 3 - Freq. 50.56Hz, Damp. 3.78%



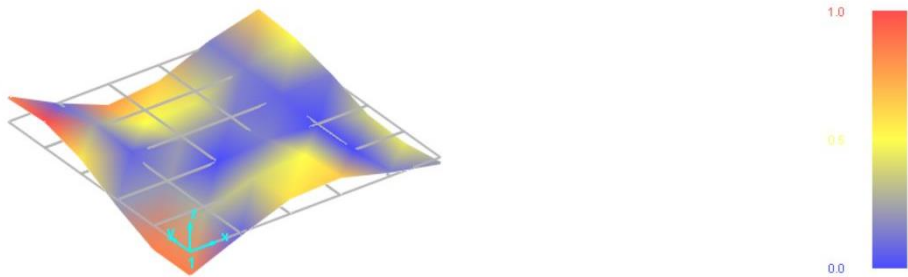
Şekil-8. 5. 16mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 3. mod şekli

BroBand : Mode 4 - Freq. 56.23Hz, Damp. 2.23%



Şekil-8. 6. 16mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 4. mod şekli

BroBand : Mode 5 - Freq. 63.56Hz, Damp. 2.63%

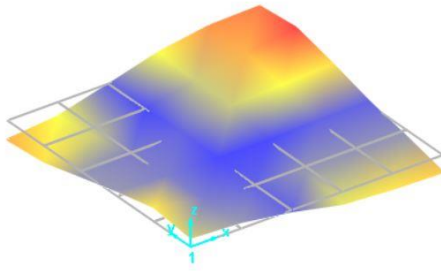


Şekil-8. 7. 16mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 5. mod şekli

8.1.2. 26 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak Deneysel Modal Analizleri

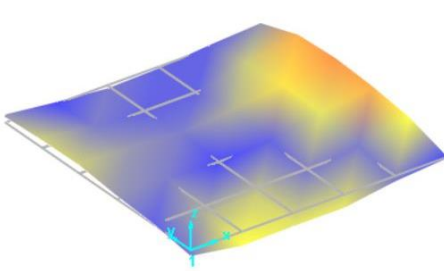
26 mm PÜ takviye kalınlığı için katmanlı plaklara ait deneysel modal analiz ile elde edilen ilk beş moda ait şekiller aşığıda verilmiştir.

BroBand : Mode 1 - Freq. 37.01Hz, Damp. 2.59%



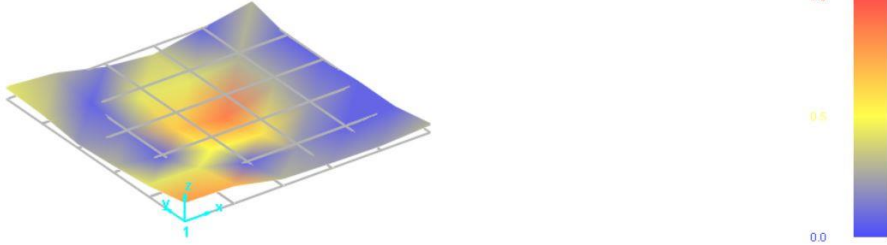
Şekil-8. 8. 26mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 1. mod şekli

BroBand : Mode 2 - Freq. 54.20Hz, Damp. 2.10%



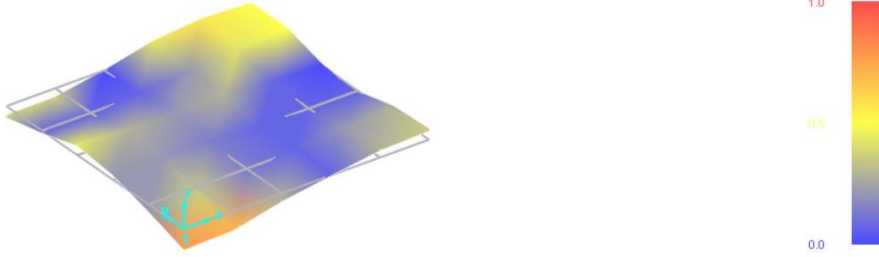
Şekil-8. 9. 26mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 2. mod şekli

BroBand : Mode 3 - Freq. 64.48Hz, Damp. 1.58%



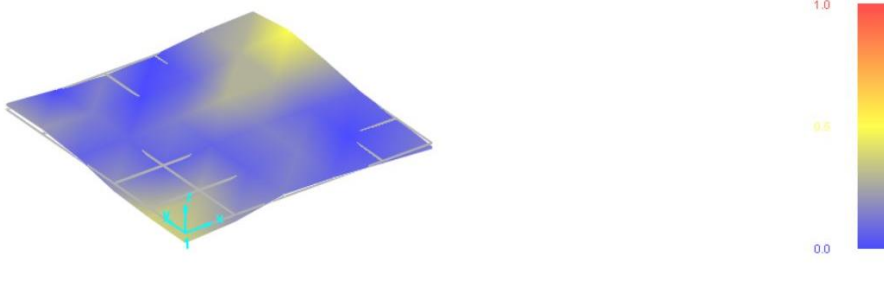
Şekil-8. 10. 26mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 3. mod şekli

BroBand : Mode 4 - Freq. 69.05Hz, Damp. 2.64%



Şekil-8. 11. 26mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 4. mod şekli

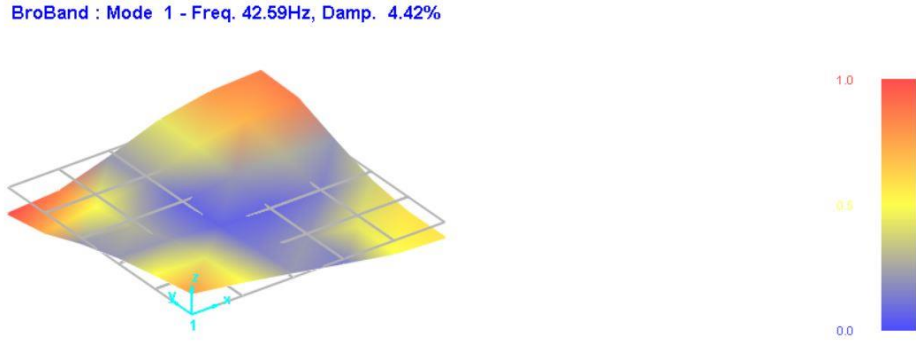
BroBand : Mode 5 - Freq. 77.28Hz, Damp. 3.80%



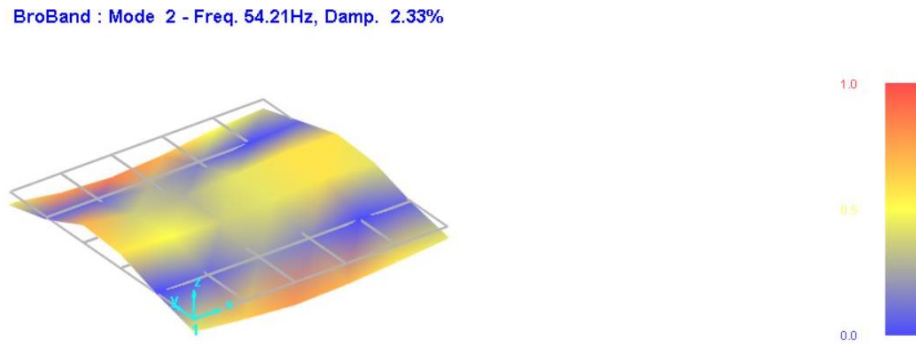
Şekil-8. 12. 26mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 5. mod şekli

8.1.3. 36 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak Deneysel Modal Analizleri

36 mm PÜ takviye kalınlığı için katmanlı plaklara ait deneysel modal analiz ile elde edilen ilk beş moda ait şekiller aşığıda verilmiştir.

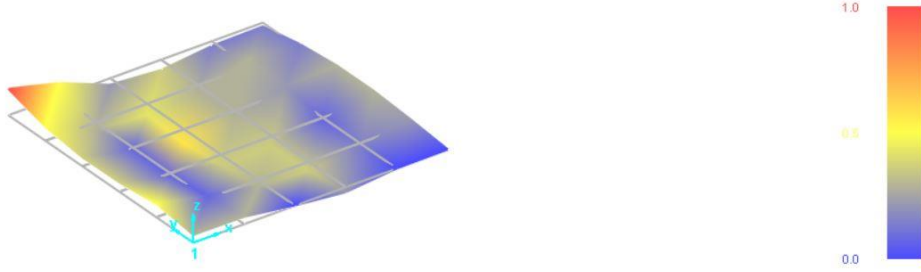


Şekil-8. 13. 36mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 1. mod şekli



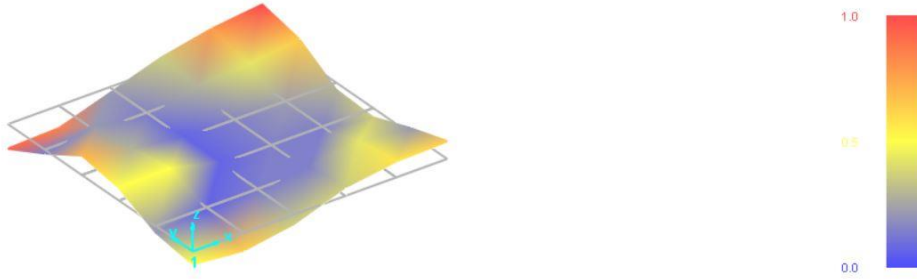
Şekil-8. 14. 36mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 2. mod şekli

BroBand : Mode 3 - Freq. 69.43Hz, Damp. 3.52%



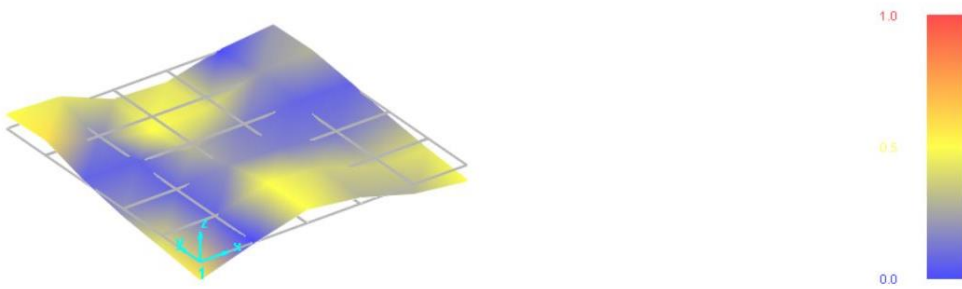
Şekil-8. 15. 36mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 3. mod şekli

BroBand : Mode 4 - Freq. 78.52Hz, Damp. 3.85%



Şekil-8. 16. 36mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 4. mod şekli

BroBand : Mode 5 - Freq. 88.56Hz, Damp. 3.59%

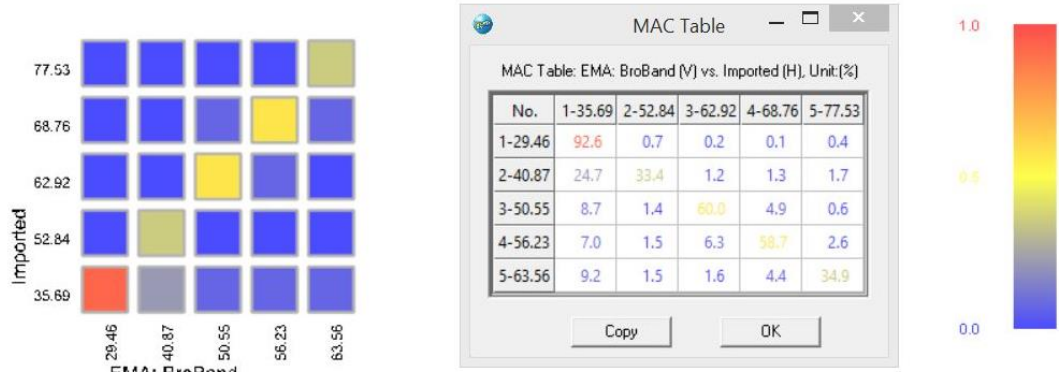


Şekil-8. 17. 36mm PÜ takviyeli katmanlı plak deneysel modal analiz 5. mod şekli

8.1.4. 16 mm, 26 mm ve 36 mm PÜ Takviye Kalınlıkları İçin Katmanlı Plak MAC (Modal Assurance Criterion) Karşılaştırması

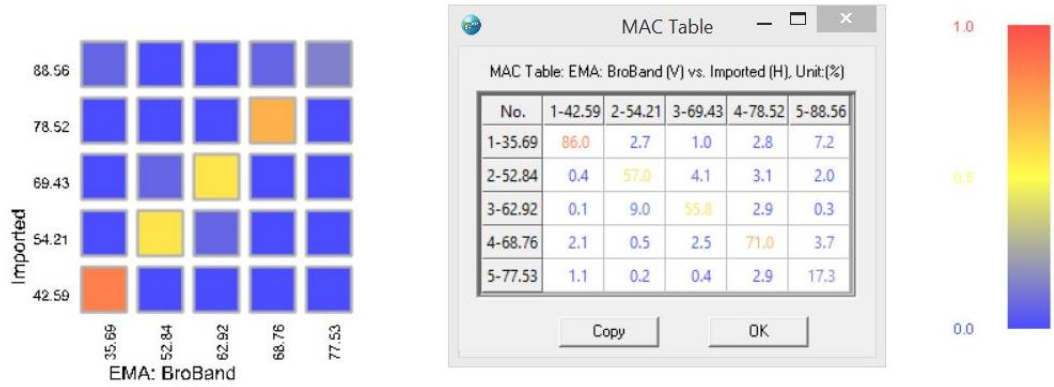
Katmanlı plaklarda farklı PÜ takviye kalınlıkları için (16mm-26mm, 26mm-36mm, 16mm-36mm) MAC (Modal Assurance Criterion) karşılaştırması:

Modal Comparison : EMA BroBand - Imported



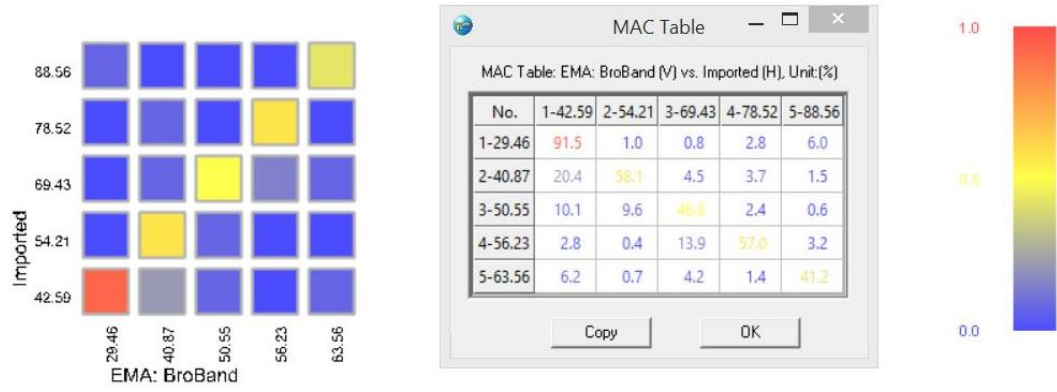
şekil-8. 18. 16 mm-26 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

Modal Comparison : EMA BroBand - Imported



şekil-8. 19. 26 mm-36 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

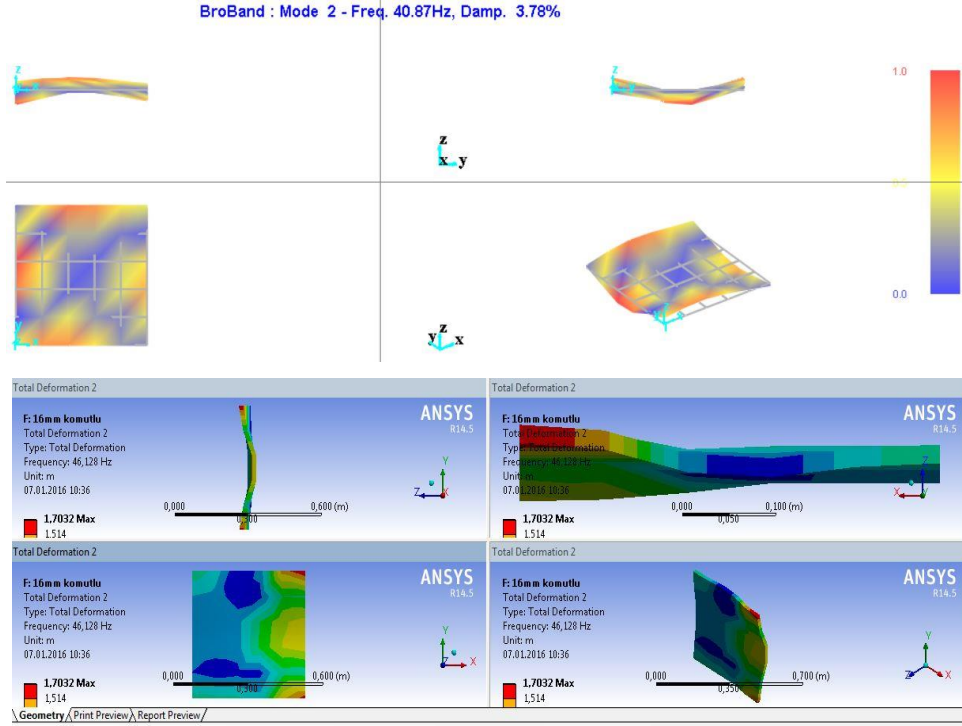
Modal Comparison : EMA BroBand - Imported



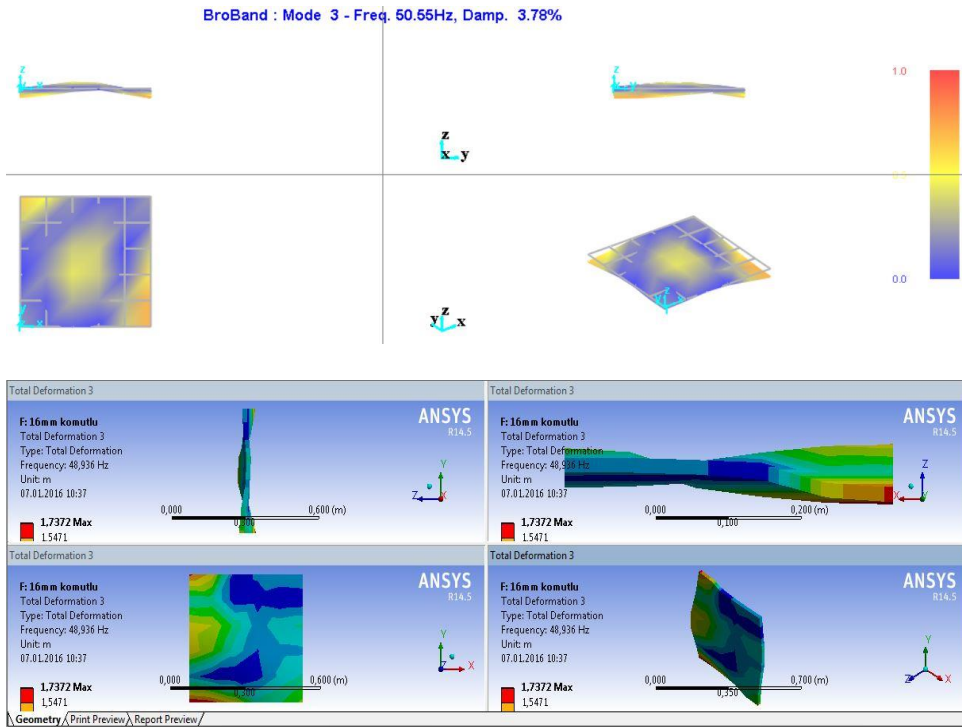
Şekil-8. 20. 16 mm-36 mm PÜ takviye kalınlıkları MAC karşılaştırma

Tablo-8. 1. Farklı PÜ takviye kalınlıklarında katmanlı plakların doğal frekans ve sönüm değerleri

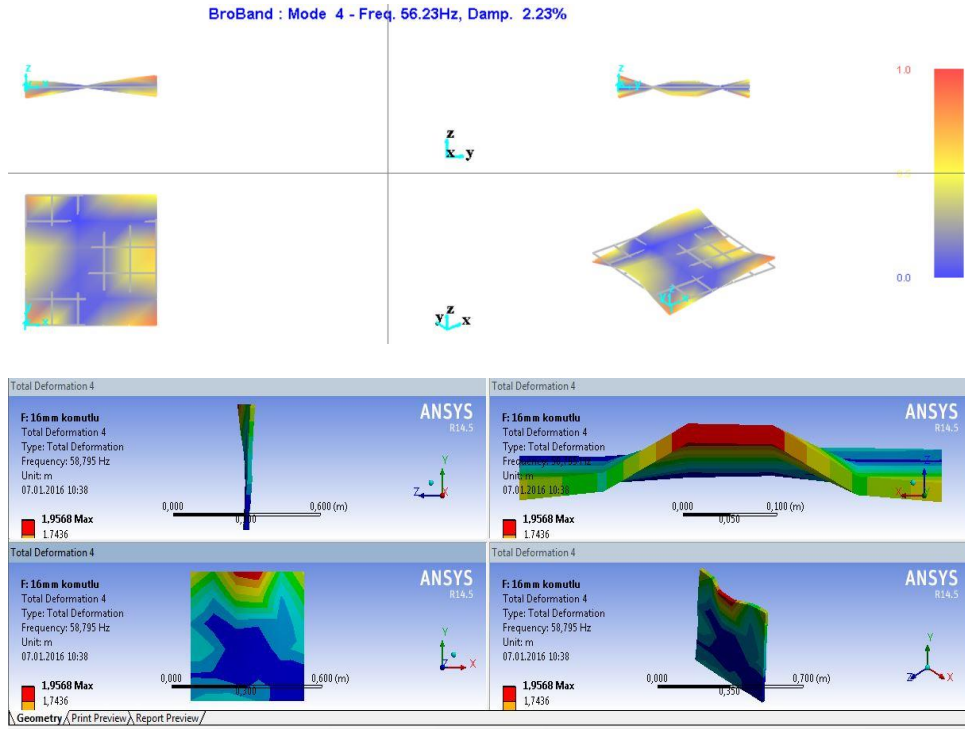
Mod	16mm PÜ Takviye		26mm PÜ Takviye		36mm PÜ Takviye	
	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm (%)	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm (%)	Doğal Frekans (Hz)	Sönüm (%)
1	29.46	1.50	37.01	2.59	42.59	4.42
2	40.87	3.76	54.20	2.10	54.21	2.33
3	50.55	3.78	64.48	1.58	69.43	3.52
4	56.23	2.23	69.06	2.64	78.52	3.85
5	63.56	2.63	77.28	3.80	88.56	3.59



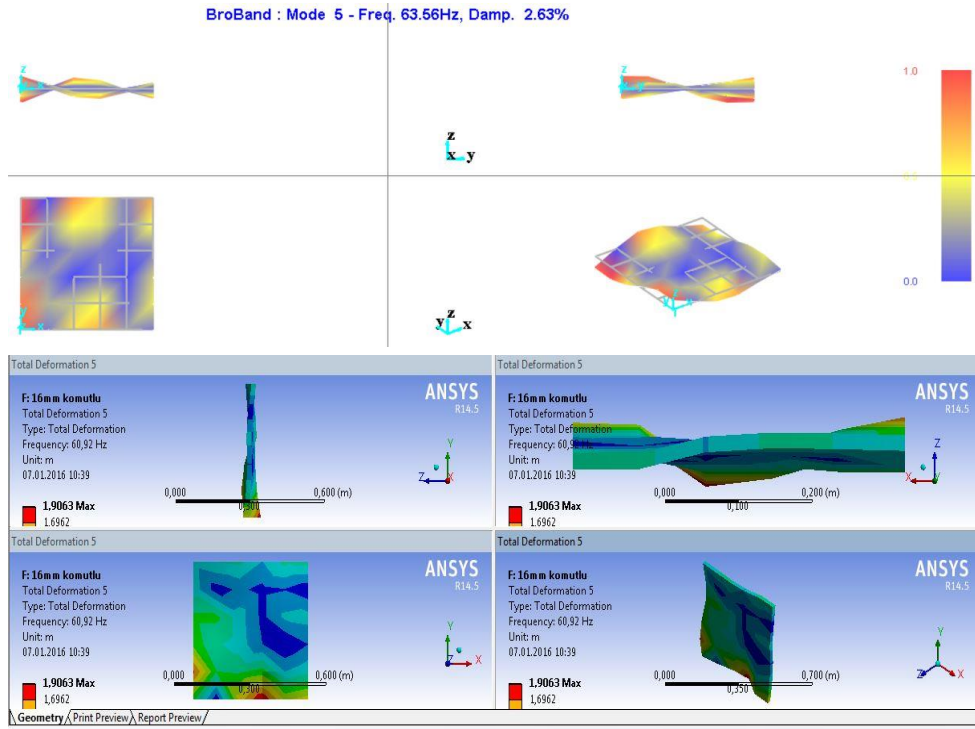
Şekil-8. 22. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 2. mod şekli



Şekil-8. 23. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 3. Mod şekli



Şekil-8. 24. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 4. mod şekli

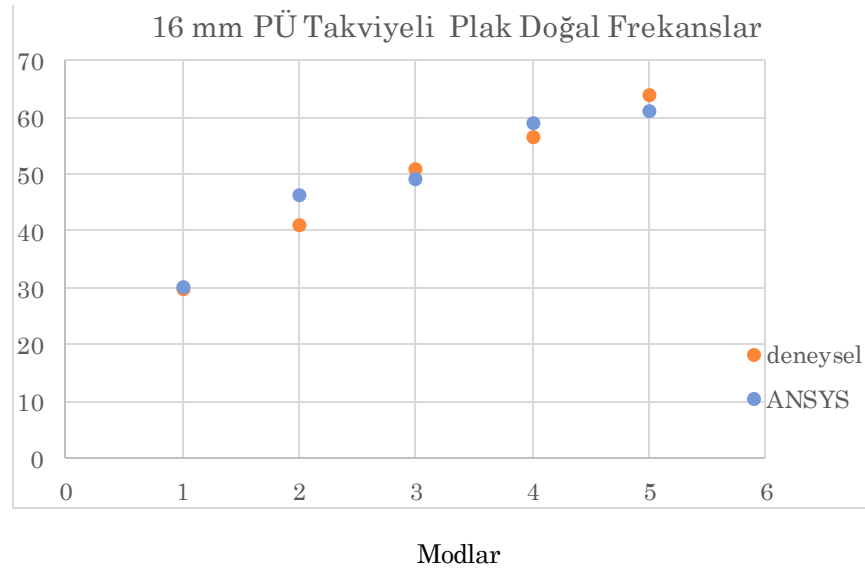


Şekil-8. 25. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 5. mod şekli

Tablo-8. 2. 16mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plakların doğal frekans değerleri

Mod	16mm PÜ Takviye		Fark (%)
	Doğal Frekans (Hz)		
	Deneysel	ANSYS	
1	29.46	29,81	1,17
2	40.87	46,13	11,40
3	50.55	48,94	3,18
4	56.23	58,79	4,35
5	63.56	60,92	4,15

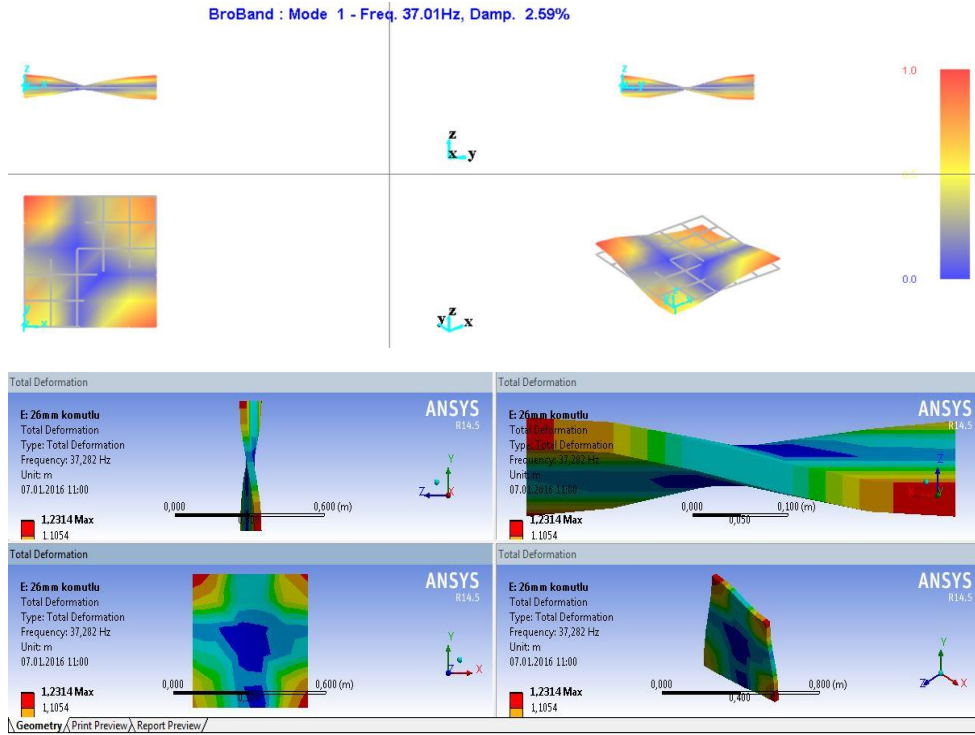
Doğal frekans (Hz)



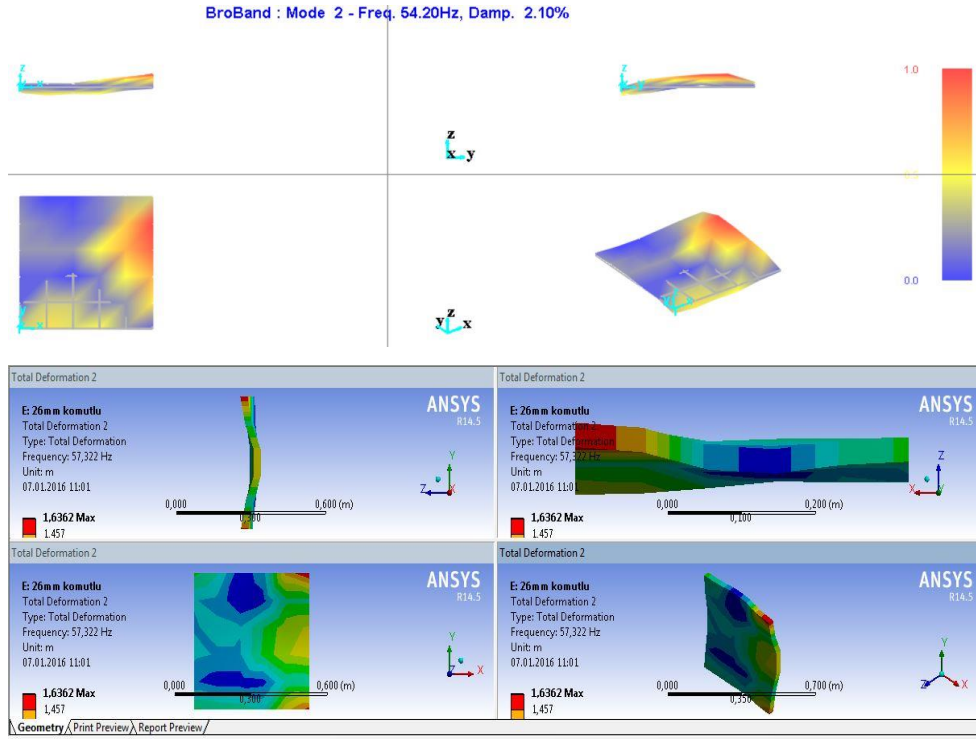
Şekil-8. 26. 16 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için deneyssel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği

8.2.2. 26 mm PÜ Takviye Katmanlı Plak Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi

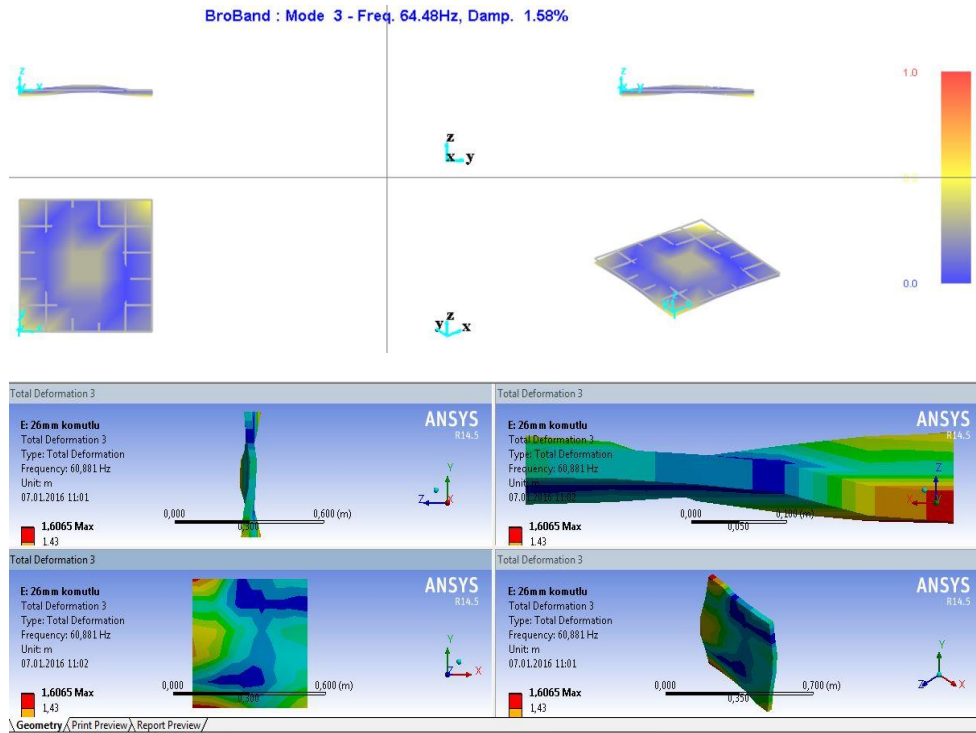
26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için ANSYS paket programında elde edilen ilk 5 mod şekli, deneysel modal analiz yöntemiyle elde edilen ilk 5 mod şekilleri ile karşılaştırmalı olarak aşağıda verilmiştir. Üstteki şekillerde, deneysel modal analiz ile elde edilen sonuçlar ve alttaki şekillerde ANSYS ile elde edilen sonuçlar yer almaktadır.



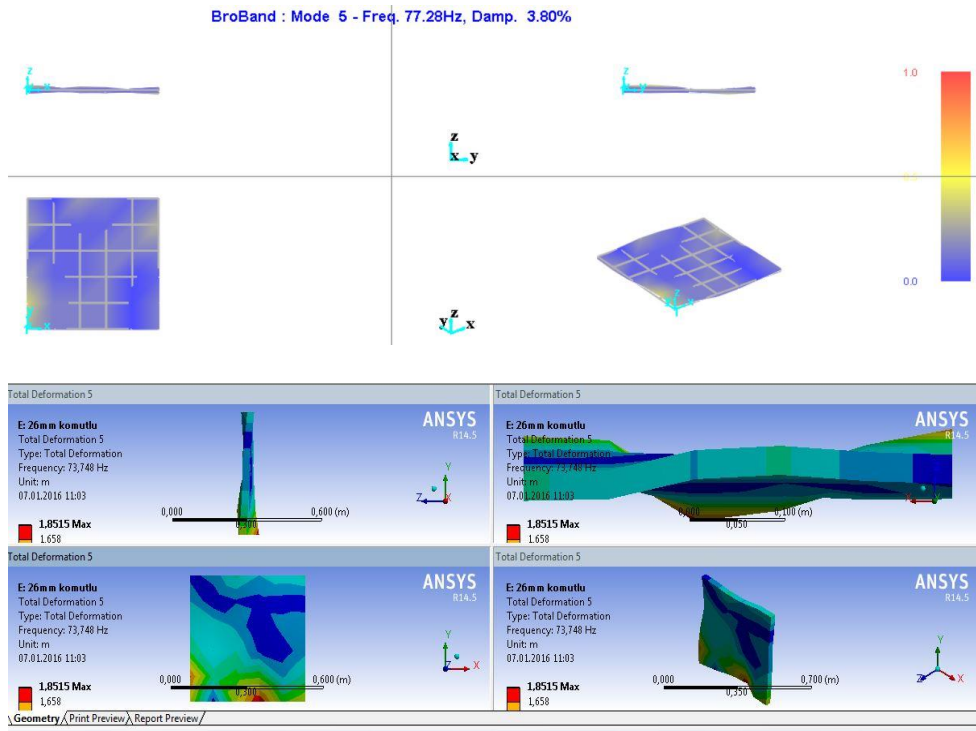
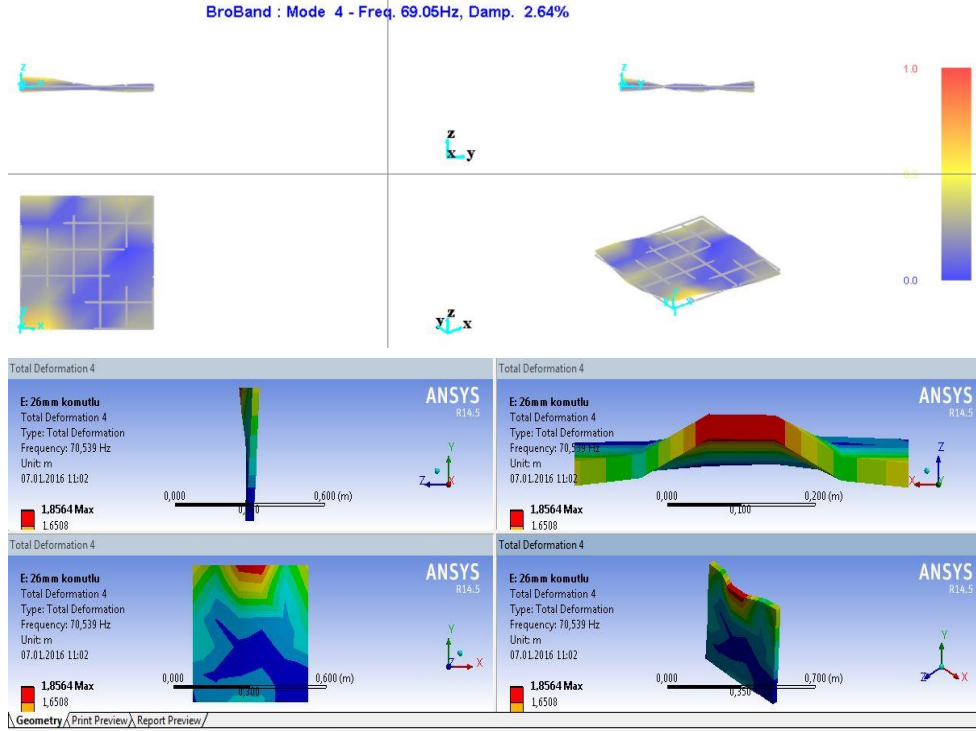
Şekil-8.27. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 1. mod şekli



Şekil-8. 28. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 2. mod şekli



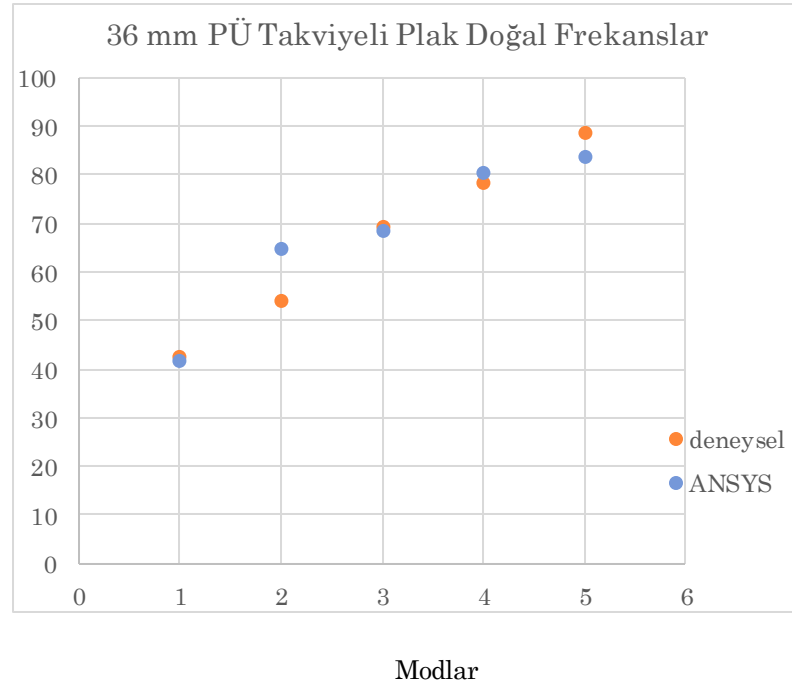
Şekil-8. 29. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 3. mod şekli



Tablo-8. 3. 26mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plakların doğal frekans değerleri

Mod	26mm PÜ Takviye		Fark (%)
	Doğal Frekans (Hz)		
	Deneysel	ANSYS	
1	37.01	37,28	0,72
2	54.20	57,32	5,44
3	64.48	60,88	5,58
4	69.06	70,54	2,09
5	77.28	73,75	4,56

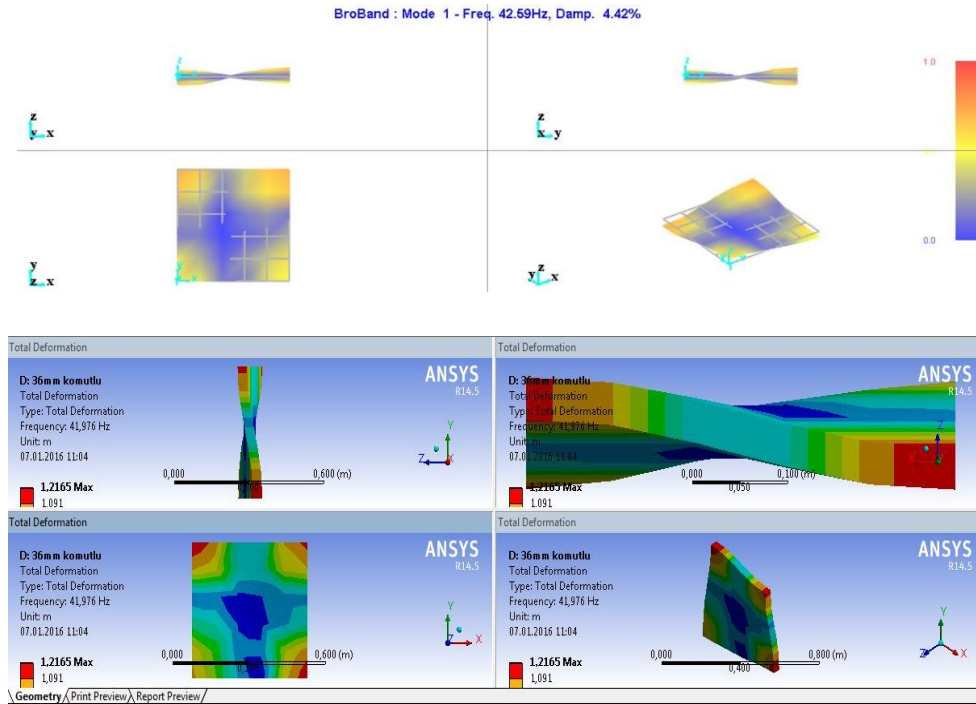
Doğal frekans (Hz)



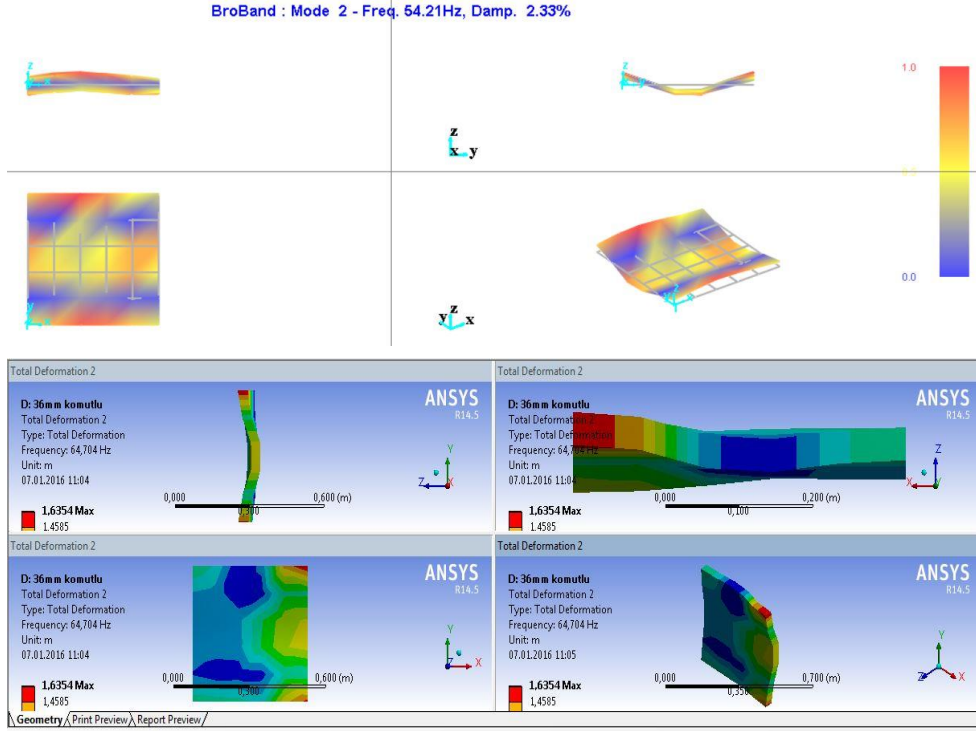
Şekil-8. 32. 26 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için deneysel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği

8.2.3. 36 mm PÜ Takviyeli Katmanlı Plak Sonlu Elemanlar Titreşim Analizi

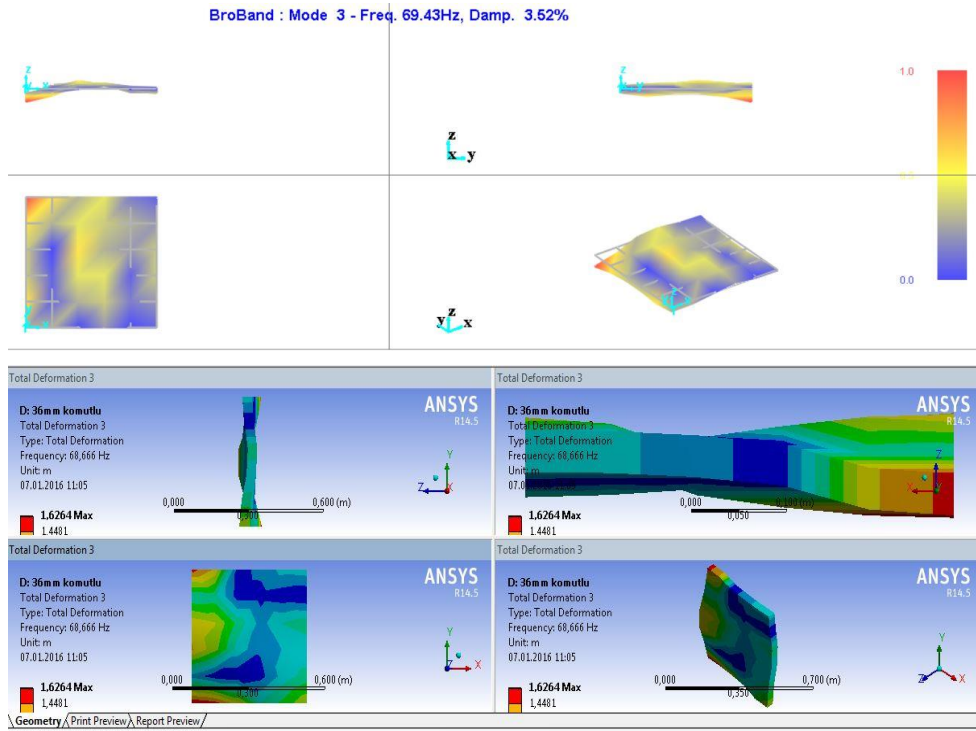
36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için ANSYS paket programında elde edilen ilk 5 mod şekli, deneysel modal analiz yöntemiyle elde edilen ilk 5 mod şekilleri ile karşılaştırmalı olarak aşağıda verilmiştir. Üstteki şekillerde, deneysel modal analiz ile elde edilen sonuçlar ve alttaki şekillerde ANSYS ile elde edilen sonuçlar yer almaktadır.



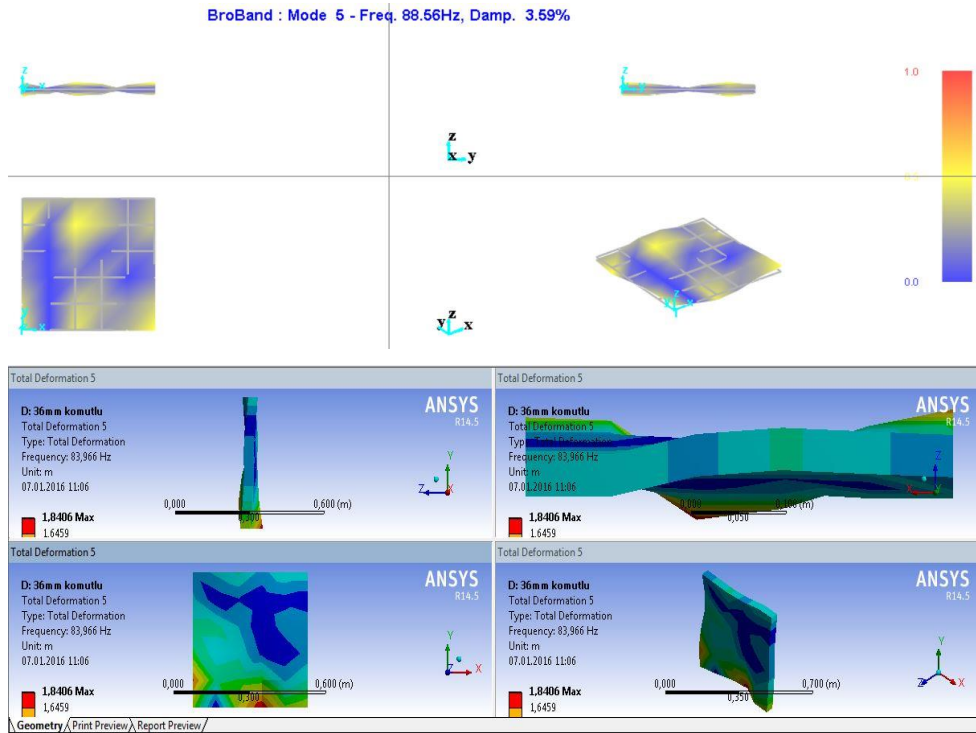
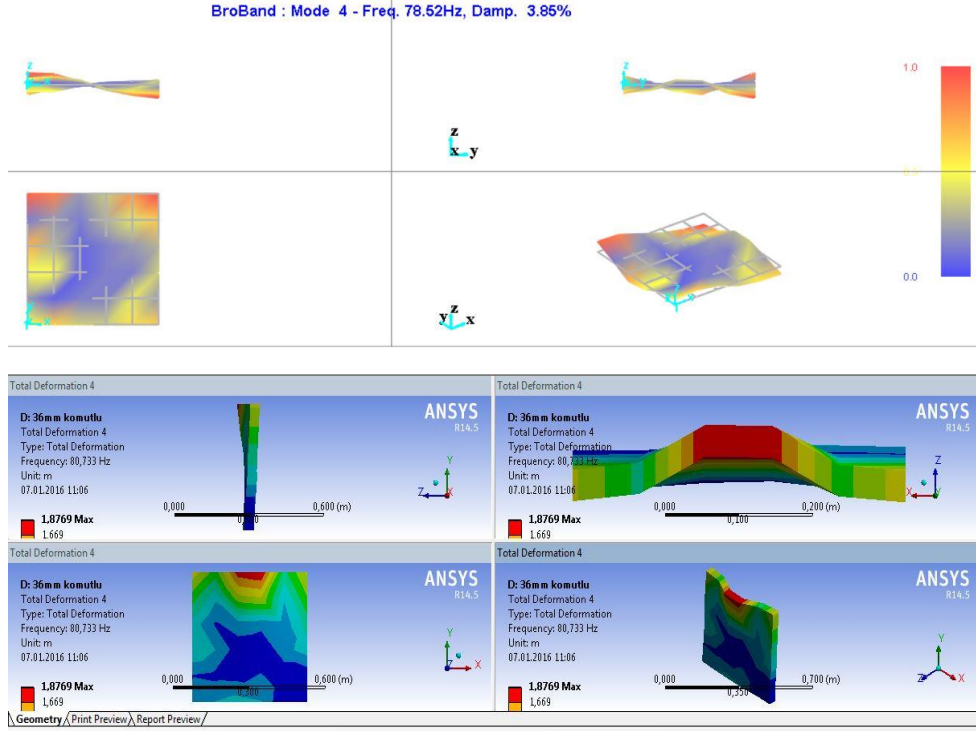
Şekil-8. 33. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 1. mod şekli



Şekil-8. 34. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 2. mod şekli



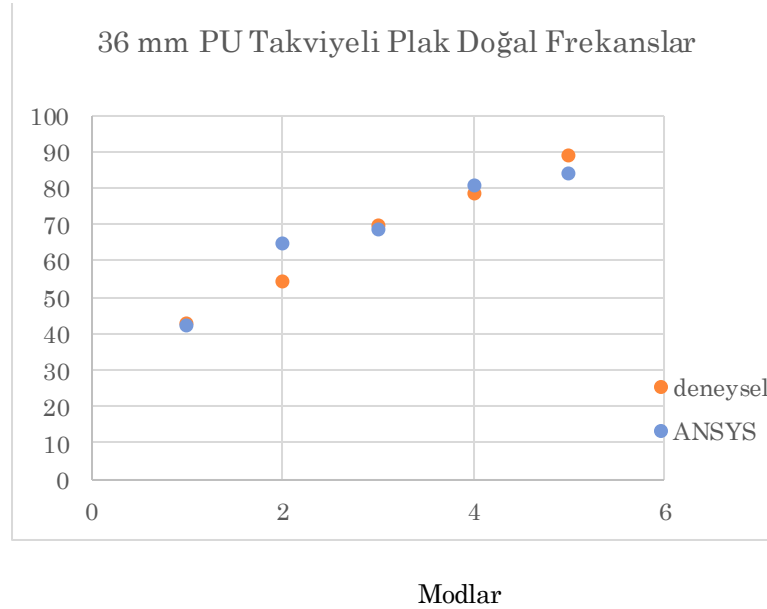
Şekil-8. 35. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak elemanı 3. mod şekli



Tablo-8. 4. 36mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plakların doğal frekans değerleri

Mod	36mm PÜ Takviye		Fark (%)
	Doğal frekans (Hz)		
	Deneysel	ANSYS	
1	42.59	41,98	1,43
2	54.21	64,71	16,22
3	69.43	68,67	1,09
4	78.52	80,73	2,73
5	88.56	83,97	5,18

Doğal frekans (Hz)



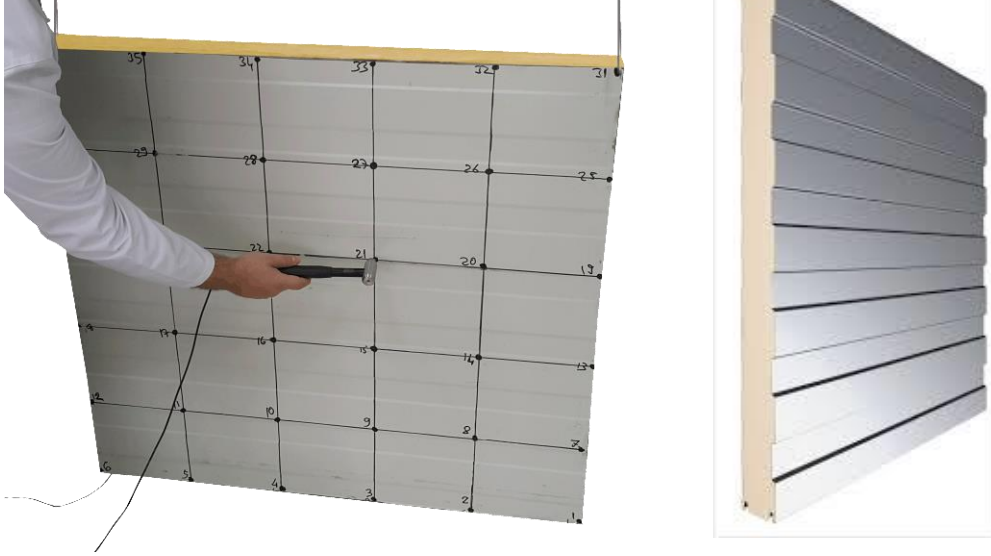
Şekil-8. 38. 36 mm PÜ takviye kalınlığındaki katmanlı plak için deneysel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği

9. PÜ TAKVİYELİ STANDART BİR SANDVIÇ YAPI ELEMANININ MODAL ANALİZİ

Mühendislik uygulamalarında trapez şekilli PÜ takviyeli sandviç paneller oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Uygulanan yer ve üstleneceği görev bakımından farklı yoğunluklu ve farklı kalınlıkta PÜ takviyeli trapez paneller tercih edilmektedir. Bu bölümde, piyasada standart olarak kullanılan 38 kg/m^3 yoğunluklu ve 80 mm PÜ takviyeli, $1000 \times 980 \text{ mm}^2$ boyutlarında galvaniz plaka kaplı trapez panelin deneysel modal analizi yapılmıştır. Ayrıca yapı ANSYS paket programında modellenerek titreşim analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlar, deneysel modal analiz yöntemiyle elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

9.1. PÜ Takviyeli Standart Bir Sandviç Yapı Elemanının Deneysel Modal Analizi

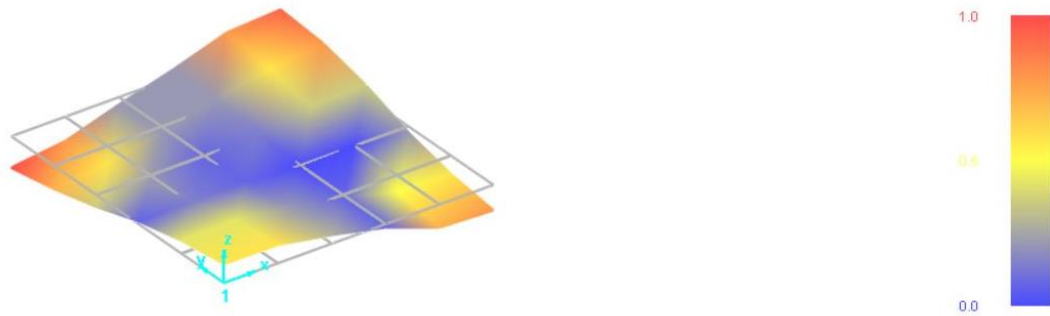
Deneysel modal analiz uygulamasında trapez panel üzerinde 36 adet düğüm noktası belirlenmiş ve numaralandırılmıştır. Her bir düğüm noktasına modal çekiçle tahrik verilip, plakanın arka yüzeyinden 6 numaralı düğüm noktasına yerleştirilen ivmeölçerle sistemin cevapları ölçülmüştür. Bu şekilde elde edilen frekans tepki fonksiyonları ($H_6 1, H_6 2, H_6 3, \dots, H_6 36$) modal analiz programında kaydedilmiştir.



Şekil-9. 1. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı elemanı üzerinde yapılan örnek bir ölçüm

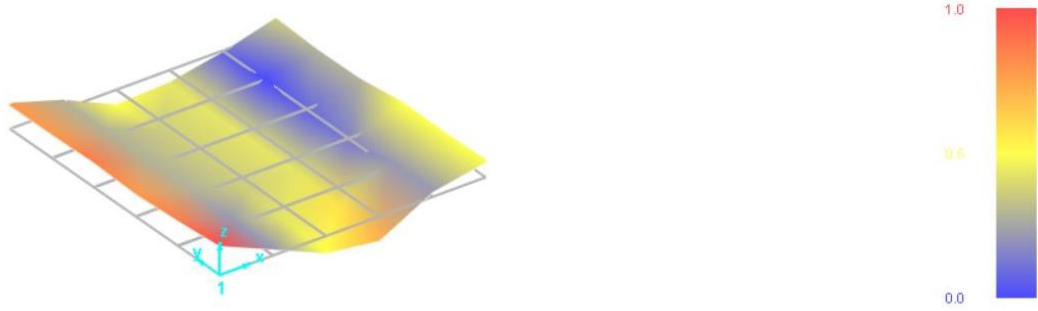
38 kg/m³ yoğunluklu, 80 mm PÜ takviyeli, 1000x980 mm² ölçüsündeki trapez sandviç yapı elemanı üzerinde deneysel modal analiz ile elde edilen ilk beş moda ait şekiller aşağıda verilmiştir.

BroBand : Mode 1 - Freq. 114.29Hz, Damp. 1.05%



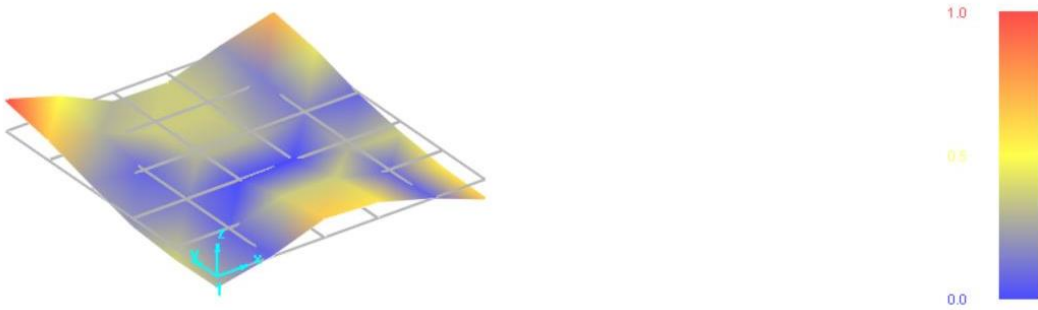
Şekil-9. 2. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı sandviç yapı deneysel modal analiz 1. mod şekli

BroBand : Mode 2 - Freq. 139.60Hz, Damp. 1.08%



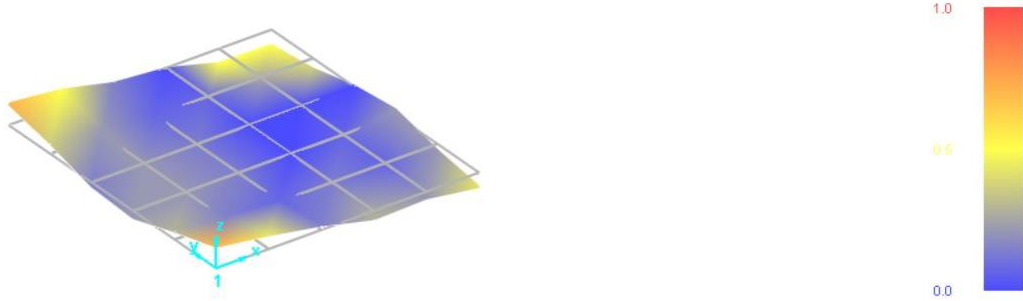
Şekil-9. 3. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı sandviç yapı deneysel modal analiz 2. mod şekli

BroBand : Mode 3 - Freq. 174.56Hz, Damp. 0.17%



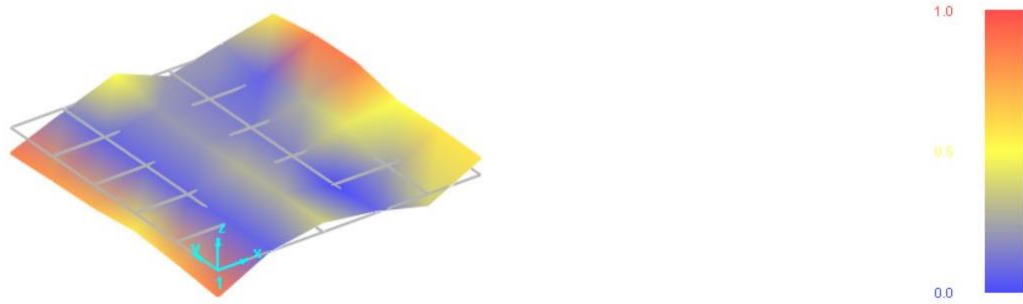
Şekil-9. 4. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı sandviç yapı deneysel modal analiz 3. mod şekli

BroBand : Mode 4 - Freq. 198.27Hz, Damp. 1.18%



Şekil-9. 5. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı sandviç yapı deneysel modal analiz 4. mod şekli

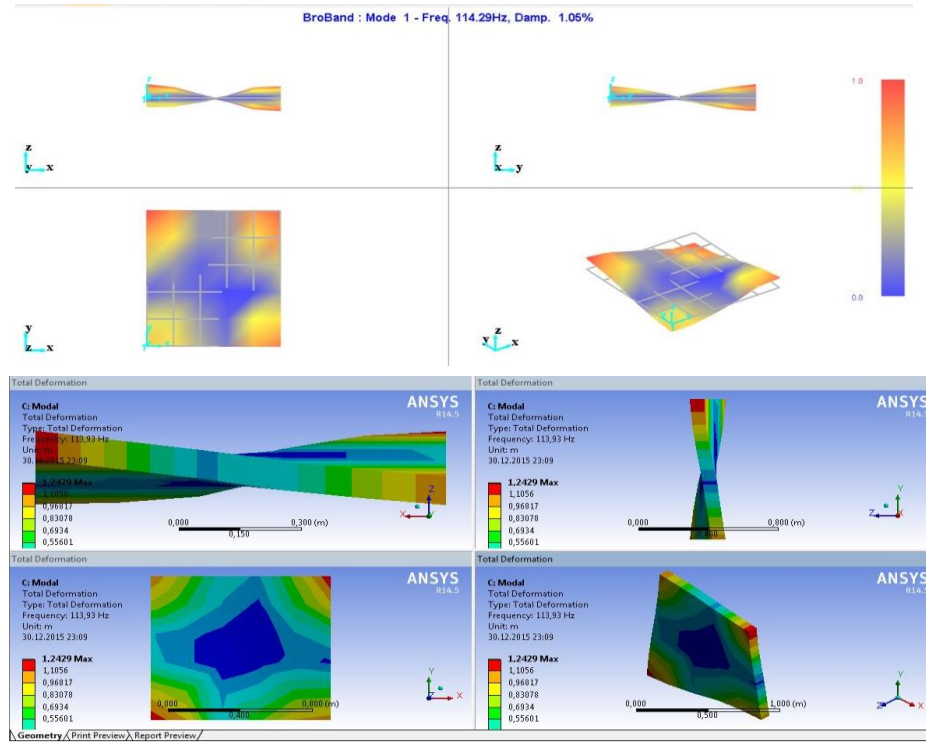
BroBand : Mode 5 - Freq. 217.96Hz, Damp. 1.20%



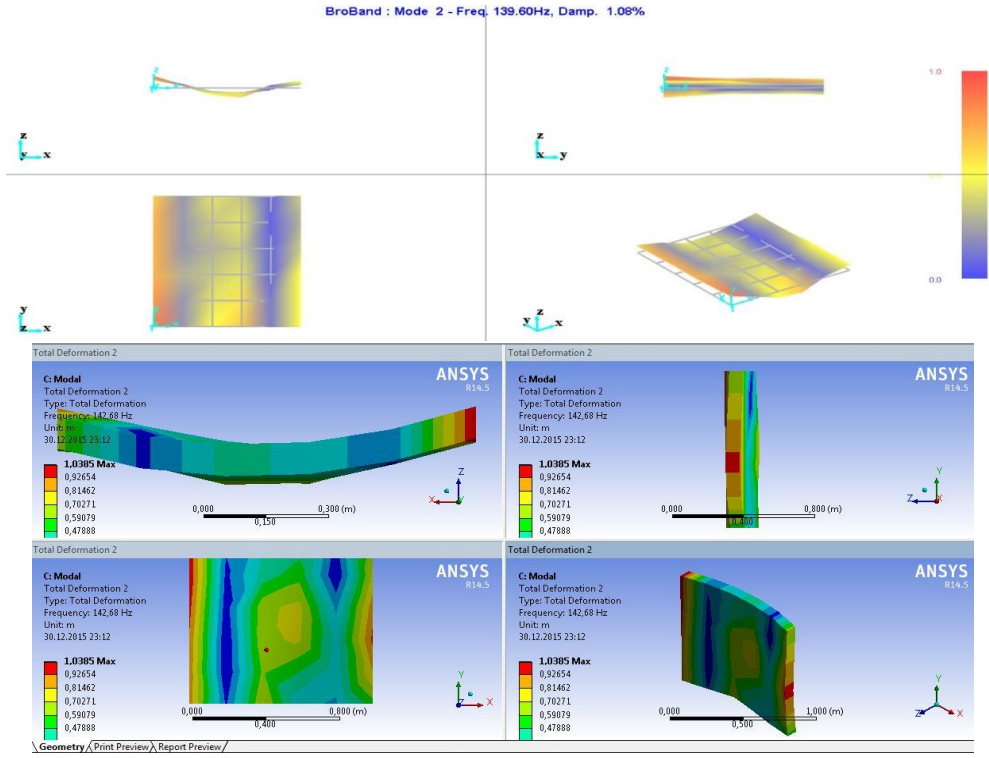
Şekil-9. 6. 80 mm PÜ takviyeli standart trapez sandviç yapı sandviç yapı deneysel modal analiz 5. mod şekli

9.2. Standart Bir PÜ Takviyeli Sandviç Yapı Elemanının Sonlu Eleman Titreşim Analizi

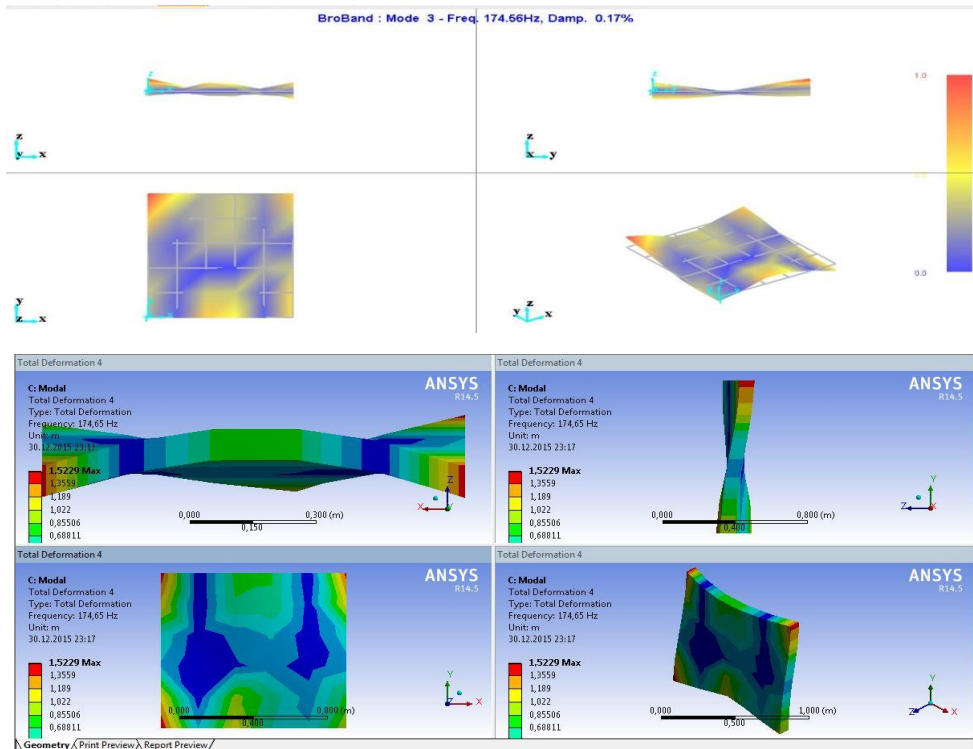
38 kg/m³ yoğunluklu, 80 mm PÜ takviyeli, 1000x980 mm² ölçüsündeki trapez sandviç yapı elemanı için ANSYS paket programında elde edilen ilk 7 mod şekli, deneysel modal analiz yöntemiyle elde edilen ilk 7 mod şekilleri ile karşılaştırmalı olarak aşağıda verilmiştir. Üstteki şekillerde, deneysel modal analiz ile elde edilen sonuçlar ve alttaki şekillerde ANSYS ile elde edilen sonuçlar yer almaktadır.



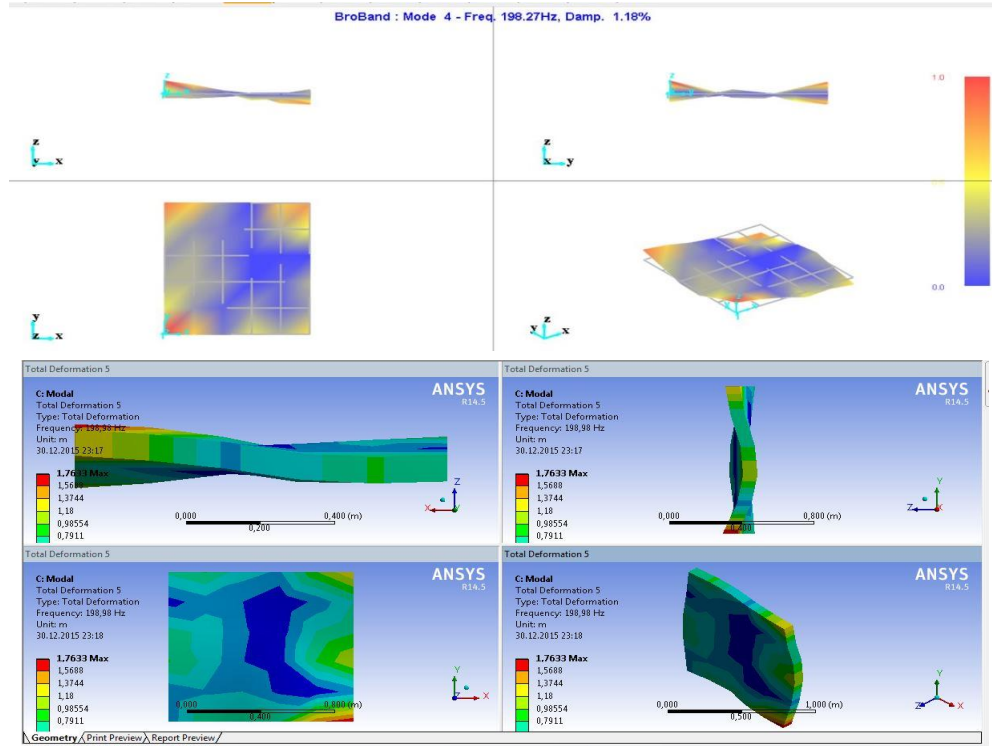
Şekil-9. 7. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 1. mod şekli



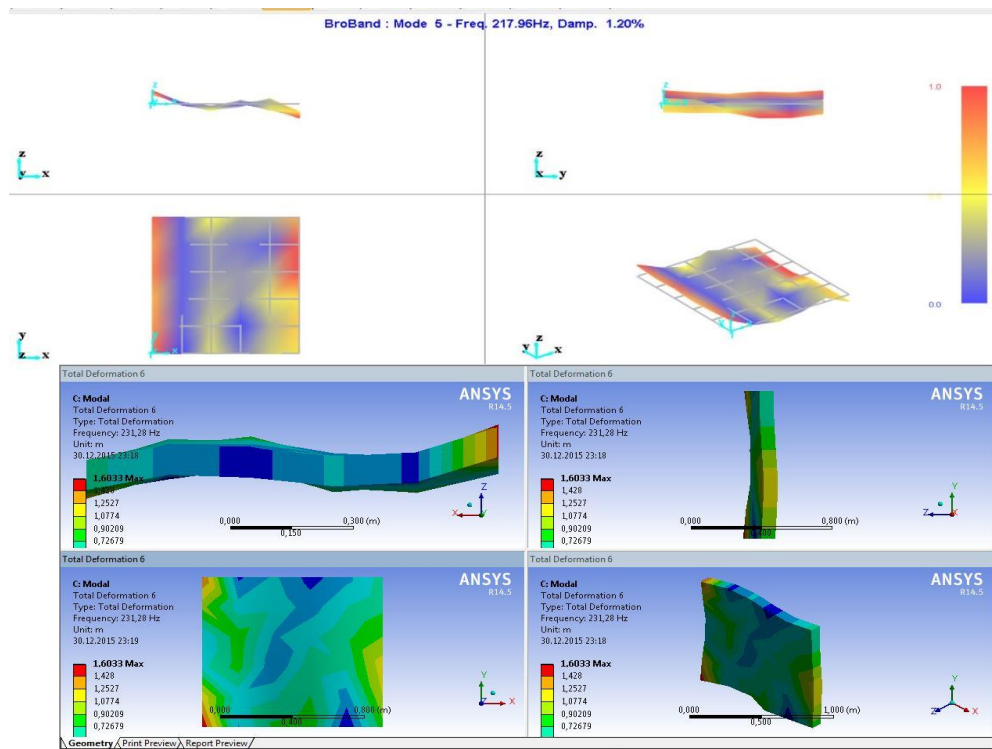
Şekil-9. 8. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 2. mod şekli



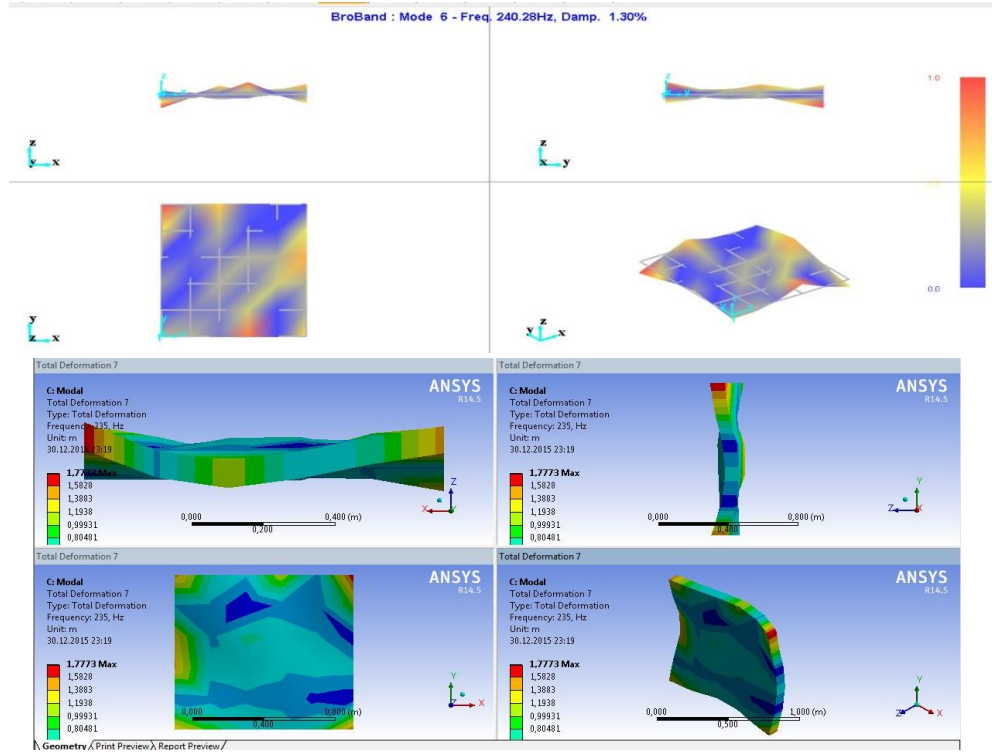
Şekil-9. 9. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 3. mod şekli



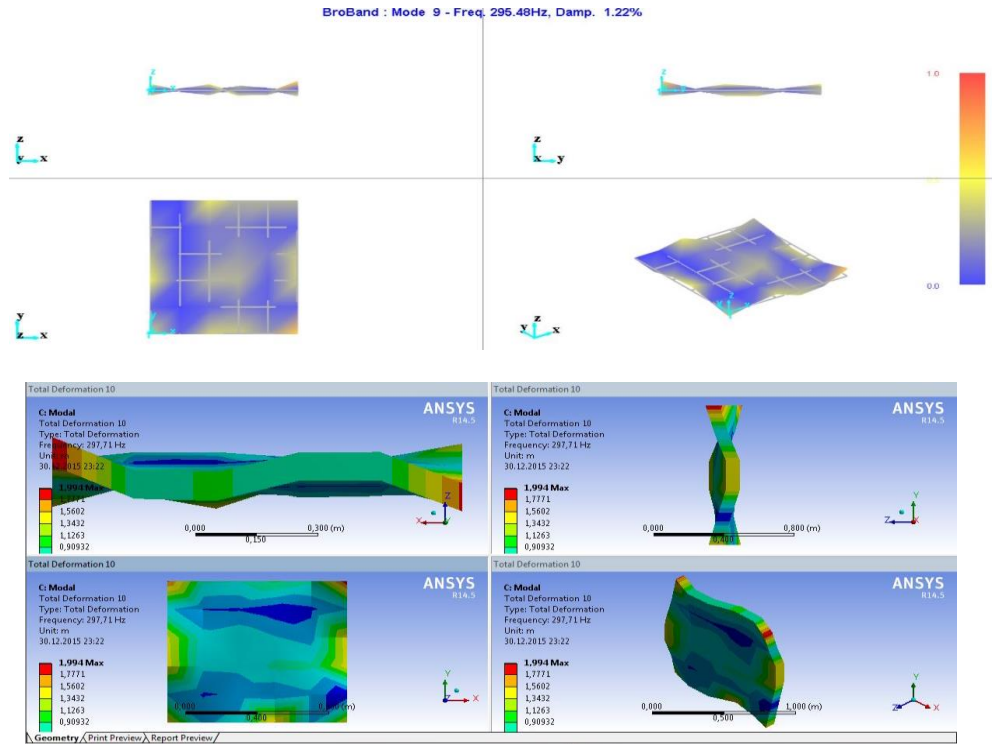
Şekil-9. 10. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 4. mod şekli



Şekil-9. 11. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 5. mod şekli



Şekil-9. 12. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 6. mod şekli

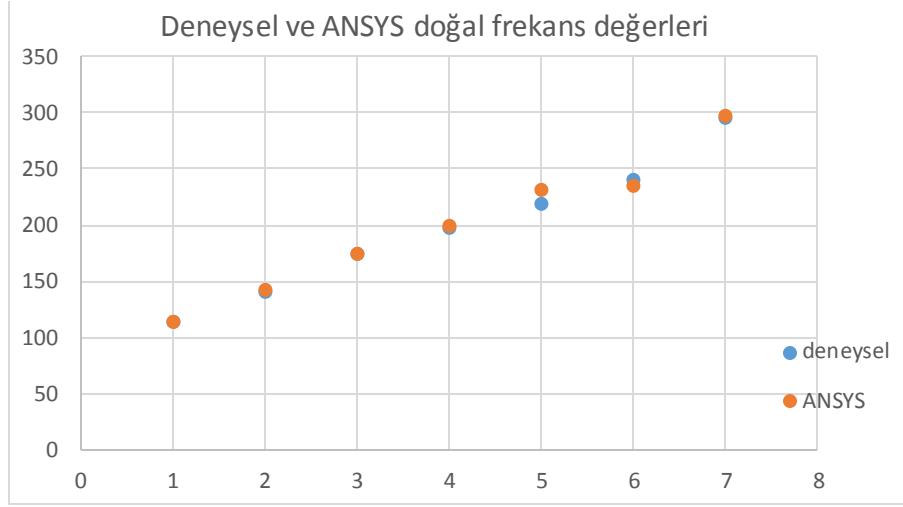


Şekil-9. 13. 80 mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı elemanı 7. mod şekli

Tablo-9. 1. PÜ takviyeli trapez sandviç yapının doğal frekans değerleri

Mod	Doğal Frekans (Hz)		
	Deneysel	ANSYS	Fark (%)
1	114,29	113,93	0,31
2	139,60	142,68	2,15
3	174,56	174,65	0,05
4	198,27	198,98	0,35
5	217,96	231,28	5,75
6	240,28	235	2,19
7	295,48	297,71	0,74

Doğal frekans
(Hz)



Modlar

Şekil-9. 14. 80mm PÜ takviyeli trapez sandviç yapı için deneysel ve ANSYS ile elde edilen doğal frekansların karşılaştırılması grafiği

10. SONUÇLAR

Plaklar, otomotiv endüstrisi, inşaat yapıları, havacılık, hidrolik sistemler, deniz taşıtları ve benzeri birçok mühendislik alanında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Çalıştıkları yerlerde çok kritik dinamik yüklere maruz kalabilirler. Bu nedenle mevcut çalışma şartları için detaylı bir dinamik analiz yapılması ve gerekiyorsa uygun bir titreşim yalıtımı uygulanması, üzerinde çalışılan sistemin performansı ve verimi için oldukça önemlidir.

Bu çalışmada ilk olarak $200 \times 200 \times 1$ (mm³) boyutlarındaki kare bir plak için serbest titreşim analizi yapılmıştır. Yapılan deneysel modal analiz sonuçları, ANSYS yazılımı ve Leissa [28] tarafından verilen yöntem kullanılarak doğrulanmıştır. Daha sonra plak üzerine sırasıyla 10, 20, 30, 40 ve 50 mm olarak değişen kalınlıklarda sert poliüretan köpük takviyesi uygulanarak dinamik analizler yapılmıştır.

Takviyesiz plak için yapılan deneysel modal analiz sonucunda ilk 5 mod için doğal frekanslar elde edilmiştir. Karşılaştırma amacıyla ANSYS ve Leissa [37] tarafından verilen analitik yöntem ile de ilk 5 mod için doğal frekans değerleri hesaplanmıştır. Takviyesiz plak için yapılan analiz sonucunda deneysel, sayısal ve analitik yöntemlerle elde edilen doğal frekans değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu gözlemlenmiştir.

Daha sonra plak üzerine değişen kalınlıklarda sert poliüretan köpük takviyesi uygulanarak deneysel modal analiz yapıp, her durum için dinamik özellikler belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar dikkate alındığında, aynı mod için artan takviye kalınlığı ile doğal frekans ve sönüm oranı değerlerinde genel olarak bir artış gözlemlenmiştir.

Mühendislik uygulamalarında sıkça kullanılan poliüretan takviyeli sandviç yapılara örnek olabilecek iki adet çelik plaka arasına farklı kalınlıklarda PU uygulanarak elde edilen örnek yapılar üzerinde deneysel modal analizler yapılarak dinamik özellikleri tespit edilmiştir. Sonlu elemanlar programında sandviç yapılar modellenerek titreşim analizleri yapılmış ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Yapısal uygulamalarda standart olarak kullanılabilen trapez şekilli iki plaka arasına PÜ takviyesi yapılarak oluşturulan örnek bir yapı elemanın deneysel modal analizi yapılarak dinamik özellikleri belirlenmiştir. Ayrıca sandviç yapı elemanı sonlu elemanlar programında

modellenecek titreşim analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar deneysel çalışmalarla elde edilen sonuçlarla karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Yapılan çalışmalar neticesinde yapı elemanlarında, artan PÜ takviye kalınlığı ile birlikte genel olarak doğal frekans değerlerinde bir artış gözlemlenmiş ve bu artışın lineer bir eğri şeklinde olduğu gözlemlenmiştir. Bununla birlikte, PÜ takviye kalınlığının arması ile yapının sönüm kabiliyetinin de arttığı tespit edilmiştir. Bu artışın üstel bir fonksiyona benzediği tespit edilmiştir. Çalışmalar neticesinde PÜ malzemenin plaklarda titreşim sönümlemede etkin bir şekilde kullanılabileceği gösterilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Zhang L., Dupuis R..** 2010. Measurement and identification of dynamic properties of flexible polyurethane foam, *Journal of Vibration and Control*.
- [2] **Deng R., Davies P., Bajaj A. K..** 2002. Flexible polyurethane foam modelling and identification of viscoelastic parameters for automotive seating applications. *Journal of Sound and Vibration*. 262 (2003) 391-417.
- [3] **Sharma S. C., Narasimha Murty H. N., Krishna M.,** 2004. Effect of foam density and skin material on the damping behavior of polyurethane sandwich structures, *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, Vol. 23, No. 12.
- [4] **F. Scarpa, J. Giacomini, Y. Zhang, P. Pastorino.** 2005. Mechanical performance of auxetic polyurethane foam for antivibration glove applications. *Cellular Polymers*, Vol. 24, No. 5.
- [5] **Barbieri N., Barbieri R., Wikines L. C.** 2010. Parameters estimation of sandwich beam model with rigid polyurethane foam core, *Mechanical System and Signal Processing*, 406-415
- [6] **P. Davies, R. Singh, A. K. Bajaj.** 2002. Estimation of the dynamical properties of polyurethane foam through use of Prony series. *Journal of Sound and Vibration*. 264(2003) 1005-1043.
- [7] **Payen D. B.,** 1965. Stiffness, damping and creep properties of a polyurethane foam including the effects of temperature and humidity, Ministry of Aviation, Aeronautical Research Council, C. P. No. 905
- [8] **Havaldar S. S., Sharma R. S.** 2013. Experimental Investigation of Dynamic Characteristics of Multilayer PU Foam Sandwich Panels, *Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering*, 1, 201-206.
- [9] **Mario Garrido, Joao R. Correia, Fernando A. Branco, Thomas Keller.** 2014. Creep behaviour of sandwich panels with rigid polyurethane foam core and glass-fibre reinforced polymer faces: Experimental tests and analytical modelling. *Journal of Composite materials*. Vol. 48(18) 2237-2249.
- [10] **K. O. Park, J. C. Park, J. B. Choi, S. J. Lee, H. H. Choi, J. K. Kim.** 2005. Polyurethane foam with a negative poisons ratio for diabetic shoes. *Key Engineering Materials*. Vols. 288-289(2005) pp. 677-687.
- [11] **Ki Seog Seo, Ju Chan Lee, Kyung Sik Bang, Hyon Soo Han.** 2004. Shock absorbing evaluation of the rigid polyurethane foam and syntafoam applied to a small transportation package. 14th International Symposium on the Packaging and Transportation of Radioactive Materials (PATRAM 2004). Berlin, Germany.
- [12] **M.F. Alzoubi, S. Al-Hallaj, M. Abu-Ayyad.** 2014. Modelling of compression curves of flexible polyurethane foam with variable density, chemical formulations and strain rates. *Journal of Solid Mechanics*. Vol. 6. No. 1(2014) pp. 82-97.
- [13] **Beth A. Todd, S. Leeann, Thongsay Vongpaseuth.** 1998. Polyurethane foam: Effects of specimen size when determining cushioning stiffness. *Journal of Rehabilitation Research and Development*. Vo. 35. No. 2, pp. 219-224.
- [14] **H. Tobushi, D. Shimada, S. Hyashi, M. Endo.** 2003. Shape fixity and shape recovery of polyurethane shape-memory polymer foams. *Proc. Instn. Mech. Engrs*. Vol. 217. Part L: J. Materials: Design and Applications.

- [15] **Emanoil Linul, Liviu Marsavina.** 2013. Mechanical characterisation of rigid PU foams used for wind turbine blades construction. Dr. Brahim Attaf (Ed.), ISBN 978-0-9889190-0-6.
- [16] **V. P. Shim, Z. H. Tu, C. T. Lim.** 1999. Two-dimensional response of crushable polyurethane foam to low velocity impact. International Journal of Impact Engineering. 24(2000) 703-731.
- [17] **Purvi SD Patel, Duncan ET Shepherd, David WL Hukins.** 2008. Compressive properties of commercially available polyurethane foams as mechanical models for osteoporotic human cancellous bone. BMC Musculoskeletal Disorders 2008, 9.137.
- [18] **Kıral Z.** Mekanik Titreşimler Ders Notları, Dokuz Eylül Üniversitesi.
- [19] **Çakar O.** 2007. Mekanik Titreşimler Ders Notları, Fırat Üniversitesi.
- [20] **https://mf2.ogu.edu.tr/atopcu/index_dosyalar/TacomaNarrowsBridge.htm,** Ekim2015.
- [21] **K. Yusuf Billah, Robert H. Scanian,** 1990. Resonance, Tacoma Narrows bridge failure and undergraduate physics textbooks.
- [22] **S. S. Rao,** 2007. Vibration of continuous systems, Wiley ISBN 978-0-471-77171-5
- [23] **Şen M., Hüseyinoğlu M., Çakar O.,** 2015, Poliüretan köpük kaplı bir plağın deneysel modal analizi, Uluslararası Katılımlı 17. Makine Teorisi Sempozyumu, İzmir.
- [24] **Dönmez C., Karakan E.,** Köprülerde deneysel modal analiz uygulamaları, İMO, Teknik Dergi, 4851-4863-318, 2009
- [25] **Schwarz, Brian J., and Mark H. Richardson.** Experimental modal analysis. CSI Reliability week 35.1 (1999): 1-12.
- [26] **S. Rao,** 1999. Dynamic of Plates, Narosa ISBN 81-7319-250-2, Marcel Dekker ISBN 0-8247-1977-8
- [27] **Çakar O.** 1995. Değişken kesitli Mindlin plaklarının serbest titreşim analizi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Ü.
- [28] **Devlin Hayduke,** 2005. Free vibration of sandwich plates with viscoelastic cores, Thesis Rochester Institute of Technology.
- [29] **<http://www.aksaizolasyon.com/sprey-poliuretan-kopuk-dis-cephe-yalitimi-aksa.html?enust=326>**
- [30] **<http://poliuretan-sprey.com/poliuretan-kaplama>**
- [31] **<http://www.ndizolasyon.com.tr/etiketler/pah-yapilmasi>**
- [32] **<http://www.zetasmetal.com.tr/6.html>**
- [33] **<http://www.izomum.com/sprey-poliuretan-tank-ve-boru-izolasyonu.html>**
- [34] **http://fcymetal.com.tr/poliuretan_kopuk.php,** 05.12.2014
- [35] **<http://www.jimsbeerkit.co.uk/forum/viewtopic>,** 2011
- [36] **Imperial Chemical Industries,** 1978. Liquid polyisocyanate compositions, Cold cure moulded car seat cushions, No: EP10850 dated 14.05.1980.
- [37] **Leissa A.W.,** 1973, The free vibration of rectangular plates, Journal Sound and Vibration, 31, 257-293.
- [38] **William M. Hinckley, J. C. S. Yang,** 1973. Analysis of rigid polyurethane foam as a shock mitigator, NOL-Technical Report AD772484-73-162

ÖZGEÇMİŞ

Murat ŞEN, 1981 yılında Ankara'nın Beypazarı ilçesinde doğmuştur. İlk ve orta öğrenimini Beypazarı'nda tamamlamıştır. Uzun bir süre kuyumculuk imalat sektöründe çalışan Murat ŞEN, 2008 yılında Selçuk Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde lisans eğitimine başlamış ve 2012 yılında mezun olmuştur. Aynı yıl Fırat Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde araştırma görevlisi olarak göreve başlamıştır. Halen aynı kurumda görevine devam etmekte olan Murat ŞEN evli ve bir çocuk babasıdır.