

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KOMPOZİT VE SANDVIÇ BİR YAPININ YAPISAL VE TİTREŞİM
DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

DURUKAN BURAK DİLEK

KASIM 2023
TRABZON



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

KOMPOZİT VE SANDVIÇ BİR YAPININ YAPISAL VE TİTREŞİM
DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Durukan Burak DİLEK

Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"DOKTOR (MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 29 / 09 / 2023

Tezin Savunma Tarihi : 08 / 11 / 2023

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ

Trabzon 2023

ÖNSÖZ

“Kompozit ve Sandviç Bir Yapının Yapısal ve Titreşim Davranışının Deneyisel ve Sayısal Olarak İncelenmesi” isimli bu tez Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Doktora Programı’nda hazırlanmıştır.

Tez çalışmam boyunca hiçbir desteğini esirgemeyen ve bilim insanı olma yolundaki ilk adımlarımı atarken kıymetli bilgileriyle ve tecrübesiyle yolumu aydınlatan danışman hocam Sayın Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ ’ye teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca, yapıcı eleştirileri ve önerileri ile tezime büyük katkıları bulunan saygıdeğer hocalarım Sayın Prof. Dr. Levent GÜMÜŞEL’e ve Sayın Prof. Dr. Temel TÜRKER, eğitim öğretim hayatımda katkısı olan tüm hocalarıma ve ortak olarak çalışmalar yürüttüğümüz ve tez çalışması süresinde de hiçbir yardımdan kaçınmayan arkadaşlarım Dr. Öğretim Üyesi Cemalettin AYGÜN’ e, Öğr. Gör. Dr. Dursun MERİÇ’e ve Arş. Gör. Doğan ACAR’ a teşekkür ederim.

Tez çalışması sürecinde bana desteklerini esirgemeyen Makine Mühendisliği Bölümü’ndeki tüm değerli hocalarıma ve asistan arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak, doğduğum günden beri elimi hiç bırakmayan, hayatım boyunca aldığım tüm kararlarda bilgi ve tecrübelerinden faydalandığım ve her kararında arkamda olan, maddi ve manevi desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen ve bugünlere gelmemde en büyük paya sahip olan annem Necla DİLEK ve babam İsa DİLEK’e, kardeşlerim İbrahim Berkan DİLEK’e teşekkür eder, minnettarlığımı sunarım.

Bu tez çalışmasının bundan sonraki çalışmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Durukan Burak DİLEK
Trabzon 2023

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora Tezi olarak sunduğum “Kompozit ve Sandviç Bir Yapının Yapısal ve Titreşim Davranışının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ 'nin sorumluluğunda tamamladığımı, verileri/örnekleri kendim topladığımı, deneyleri/analizleri ilgili laboratuvarlarda yaptığımı/yaptırdığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz olarak gösterdiğimi, çalışma sürecinde bilimsel araştırma ve etik kurallara uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 08/11/2023

Durukan Burak DİLEK

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET.....	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	X
TABLolar DİZİNİ.....	XVI
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XVII
1. GENEL BİLGİLER	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Kompozit Malzemeler.....	1
1.2.1. Elyaf Takviyeli Kompozit Malzemeler.....	3
1.2.2. Metal Esaslı Tabakalı Kompozit Malzemeler.....	8
1.3. Sandviç Yapılar	10
1.3.1. Klasik Plak Teorileri	15
1.3.2. Birim Hücre Yöntemi.....	19
1.4. Yapıların Titreşim Davranışları.....	21
1.5. Ökzetik Yapılar	31
1.5.1. Ökzetik Yapıların Mekanik (Yapısal) Davranışları	34
1.5.2. Ökzetik Yapıların Titreşim Davranışları.....	38
1.6. Sayısal Yöntemler	40
1.6.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi	40
1.6.2. Rayleigh – Ritz Yöntemi.....	45
1.6.3. Navier Yöntemi.....	46
1.7. Optimizasyon Yöntemleri	47
1.7.1. Tasarım Değişkenleri	49
1.7.2. Kısıt Fonksiyonları.....	49
1.7.3. Amaç Fonksiyonu	50
1.7.4. Değişken Sınırları	50
1.7.5. Optimizasyon Algoritmaları	51

1.8. Tezin Amacı ve Kapsamı	52
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	54
2.1. Deneysel Çalışmalar.....	54
2.1.1. Tabakalı Kompozit Malzemelerin Üretilmesi.....	54
2.1.2. Eklemeli İmalat ile Bal Petekli Yapıların Üretilmesi	55
2.1.3. Kompozit Malzemelerin Çekme Testleri	57
2.1.4. Eklemeli İmalat ile üretilen Polipropilen Malzemelerin Çekme Testleri	60
2.1.5. Kompozit Plakaların Modal Testleri.....	61
2.1.6. Eklemeli İmalat ile Üretilen Bal Petekli Yapıların Modal Testleri	62
2.2. Sayısal Çalışmalar	64
2.2.1. Sandviç Yapının Birim Hücre Yöntemiyle Analizi	64
2.2.2. Sandviç Kompozit Yapının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi	77
2.2.3. Tabakalı Kompozit Plakaların Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi	78
2.2.4. Geleneksel ve Re-entrant Bal Petekli Yapıların Serbest ve Zorlanmış Titreşim Analizleri.....	82
2.2.5. Geleneksel ve Ökzetik Bal Petekli Yapılar için Optimizasyon Çalışmaları	85
3. BULGULAR VE TARTIŞMA	87
3.1. Tabakalı Kompozit Malzemelerin Çekme Test Bulguları	87
3.1. Eklemeli İmalat ile Üretilen Polipropilen Malzemelerin Çekme Test Bulguları.....	89
3.1. Sandviç Plakalar İçin Elde Edilen Çökme Bulgularının Karşılaştırılması.....	90
3.2. Sandviç Plakalar İçin Birim Hücre ve Sonlu Elemanlar Yöntemleriyle Elde Edilen Serbest Titreşim Bulgularının Karşılaştırılması	99
3.3. Plakaların Serbest Titreşim Analizlerinin Modal Testlerle Karşılaştırılması.....	101
3.4. Farklı Koordinatlarda Kare Boşluk ve İlave Kütle Oluşturulan Plakalar için Serbest Titreşim Davranışlarının Karşılaştırılması	104
3.5. Farklı Koordinatlarda ve Büyüklüklerde Kare Boşluk oluşturulan Plakalar için Serbest Titreşim Davranışlarının Karşılaştırılması	113
3.6. Geleneksel ve Ökzetik Yapıların Serbest Titreşim Analizlerinin Modal Testlerle Karşılaştırılması.....	120
5.Mod (Hz)	122
3.7. Geleneksel ve Ökzetik Yapıların Zorlanmış Titreşim Bulguları.....	125
3.8. Geleneksel ve Ökzetik Yapılar İçin Optimizasyon Bulguları	126

4. SONUÇLAR.....	133
5. ÖNERİLER.....	135
6. KAYNAKÇA.....	136
ÖZGEÇMİŞ.....	153



Doktora Tezi

ÖZET

KOMPOZİT VE SANDVIÇ BİR YAPININ YAPISAL VE TİTREŞİM DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Durukan Burak DİLEK

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Hasan GEDİKLİ
2023, 152 Sayfa

Bu tez çalışması üç farklı bölümden oluşmuştur. İlk bölümde, altıgen profile sahip periyodik çekirdekli kompozit sandviç bir plakanın birim hücre açısının yapısal davranışı ve serbest titreşim davranışı üzerindeki etkilerini birim hücre yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmiştir. İkinci bölümde Alüminyum (Al1100), Titanyum (TiGr5), Alüminyum ve Titanyum ultrasonik üretim yöntemiyle üretilen tabakalı metal kompozit (5TMK) ve Karbon elyafı takviyeli kompozit (CFRP) malzemeli plakalarda, boşlukların ve kütle ilavesinin plakaların titreşim davranışı üzerine olan etkileri incelenmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Tez çalışmanın üçüncü ve son bölümünde ise eklemeli imalat yöntemiyle polipropilen malzemeden geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılar üretilmiştir. Üretilen bal petekli yapıların modal testleri deneysel ve sayısal olarak gerçekleştirilmiş ve elde edilen doğal frekans sonuçları birbirleriyle karşılaştırılmıştır. İlave olarak hibrid bal petekli yapıların kalınlıkları optimize edilerek titreşim izolasyon performansları iyileştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Birim Hücre Yöntemi, Sonlu elemanlar yöntemi, Modal analiz, Ökzetik yapılar, Titreşim izolasyonu

PhD. Thesis

SUMMARY

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE STRUCTURAL AND VIBRATIONAL BEHAVIOR OF A COMPOSITE AND SANDWICH STRUCTURE

Durukan Burak DILEK

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Graduate Program
Supervisor: Prof. Dr. Hasan GEDIKLI
2023, 152 Pages

This thesis study consists of three different parts. In the first section, the effects of the unit cell angle on the structural behavior and free vibration behavior of a periodic core composite sandwich plate with a hexagonal profile were examined by the unit cell method and finite element method. In the second section, the effects of the holes and the masses added in the plates consisting of Aluminum (Al1100), Titanium (TiGr5), Aluminum and Titanium layered metal composite (5TMK) produced by ultrasonic production method and Carbon fiber reinforced polymer composites (CFRP) on the vibration behavior of the plates. were examined and compared with each other. In the third and last section of the thesis, traditional and re-entrant honeycombs made of polypropylene material were produced by 3D additive manufacturing method. Modal tests of the produced honeycomb structures were carried out experimentally and numerically, and the natural frequency results obtained were compared with each other. Additionally, the thickness of the hybrid honeycomb structures has been optimized and their vibration isolation performance has been improved.

Key Words: Unit-cell Method, Finite element method, Modal analysis, Auxetic Structures
Vibration isolation,

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. Kompozit malzemelerin sınıflandırılması (Priyanka vd., 2017)	2
Şekil 2. Kompozit malzemelerin uygulama alanlarından bazıları; Ticari yolcu uçakları (Hemmerdinger, 2023) (a), Savaş uçakları (b) (Senirget, 2021) (b), Otomotiv sanayii (Austin, 2011) (c) ve Spor ekipmanları (Hoodin, 2022) (d)	3
Şekil 3. Fiber takviyeli bir kompozit yapının bileşenleri (S. Mazumdar, 2001)	3
Şekil 4. Elle yatırma yönteminin şematik gösterimi (Kudachi, Sandeep, & Keerthi, 2016)	4
Şekil 5. Vakum Torbalama Yönteminin Şematik Gösterimi (Turgut, T., Kayran A., Alemdaroglu, N., Ceylan, 2007)	4
Şekil 6. Kompozit malzemelerde temel delaminasyon modları: Birinci Mod - Açılma (a), İkinci Mod - Kesme (b) ve Üçüncü mod - Yırtılma (S., Koussios, A.J.M, 2007)	6
Şekil 7. Sıcak presleme yöntemiyle üretilmiş tabakalı metal kompozit malzeme (Huang, Fan, Geng, et al., 2016)	9
Şekil 8. Ultrasonik eklemeli üretim yöntemiyle Al-Ti Tabakalı Metal Kompozit Üretimi (Kaya, Cora, Acar, & Koç, 2018)	9
Şekil 9. Sandviç bir plaka ve bileşenlerinin şematik gösterimi (Z. Li & Ma, 2020)	10
Şekil 10. Sandviç yapılarda kullanılan çeşitli malzemelerden üretilmiş çekirdek bileşenleri; Balsa (Morgan & Toubia, 2014) (a), Polimer Köpük (Azmi, Abdullah, & Idris, 2013) (b), Çelik Bal peteği (Satılık Çelik Petek Çekirdek, Düşük Fiyat Satılık Çelik Petek Çekirdek Satın Alma, n.d.) (c) ve Alüminyum köpük (Metalik Köpük - Bilscience, n.d.) (d)	12
Şekil 11. Farklı profillere sahip çekirdek yapılar; oluklu profil (a), Perdeli profil (b), C profili (c) ve üçgen profil (d)	13
Şekil 12. Klasik Plak Teorisi (Kirchhoff Plakası) (C. M. Wang, 2007)	16
Şekil 13. Birinci Mertebe Kayma Teorisi (Mindlin-Reissner Plakası) (C. M. Wang, 2007)	17
Şekil 14. Üçüncü Mertebe Kayma Teorisi (Reddy Plakası) (C. M. Wang, 2007)	18
Şekil 15. Birim Hücre yöntemi işleminin şematik gösterimi (A. Sharma, Sankar, & Haftka, 2010)	19
Şekil 16. Yüksek genlikli titreşimlere maruz kalan türbin bıçakları (Andersson, 2016)	21
Şekil 17. Yapıların frekans davranış fonksiyonlarının elde edilmesiyle ilgili şematik gösterim	28

Şekil 18.	Frekans davranış fonksiyonlarının gösterilmesi gerçek-sanal gösterim (a),.....	28
Şekil 19.	Yarım- Güç Bant genişliği Yöntemi (Singh & Nanda, 2012) (a) ve 3 dB Bant Genişliği Yöntemi (S. Liu & Yu, 2022) (b),.....	30
Şekil 20.	Geleneksel (a) ve ökzetik yapıların (b) mekanik davranışı	31
Şekil 21.	Farklı tipteki ökzetik yapılar bal petekli yapılar(a), köpükler (b), üç boyutlu latis yapılar (c), delikli levhalar (d) ve mikro boşluklu yapılar	32
Şekil 22.	Geleneksel (a) ve ökzetik (b) yapıların darbe direnci davranışları [138]	34
Şekil 23.	Farklı desenlerdeki bal petekli yapılar Re-entrant (a), Ok başı (b), Yıldız (c),Tri-Kiral (d), Tetra-kiral (e) ve Hekza-kiral (f)	36
Şekil 24.	Sonlu elemanlar yönteminde en çok kullanılan eleman tipleri; kiriş (a), tüp (b), kabuk (c), katı (d), Zar (e) ve yay ve damper gibi bağlantı elemanları (f)	40
Şekil 25.	Optimizasyon algoritmalarının sınıflandırılması (Doğan, 2019).....	47
Şekil 26.	Genel olarak bir optimizasyon yönteminin akış şeması	48
Şekil 27.	Desen optimizasyonu ile tasarlanmış optimal fonksiyonel element (Qin & Yang, 2019)	52
Şekil 28.	Vakum torbalama yöntemiyle kompozit plaka üretim aşamaları: (a) tek yönlü kumaş, (b) kumaşın kesilmesi, (c) kumaşların dizilmesi ve reçine emdirilmesi, (d) vakum işlemi, (e) üretilmiş tek yönlü plaka.....	54
Şekil 29.	Tasarlanan bal peteklerinin birim hücreleri, geleneksel altıgen bal petekli yapılar(a) ve re-entrant desenli bal petekli yapı (b).....	55
Şekil 30.	Bal petekli yapılar. a) geleneksel bal petekli geometri b) üretilmiş bal petekli yapı c) re-entrantlı geometri d) üretilmiş re-entrantlı yapı	56
Şekil 31.	ASTM D3039 standardına göre hazırlanan çekme test numuneleri; Elyaf yönünde kesilmiş çekme numunesi ölçüleri (a), elyaf yönündeki numune (b), Elyaf yönüne dik olarak kesilmiş çekme numunesi ölçüleri (c) ve elyaf yönüne dik olacak şekilde kesilmiş numuneleri	57
Şekil 32.	Üniversal çekme testi makinası	58
Şekil 33.	Düzleme içi kesme testleri için ASTM D3518 standardına uygun olarak hazırlanmış numune ölçüleri (a) ve hazırlanan test numunesi (b).....	59
Şekil 34.	Al-Ti tabakalı metal kompozitlerin çekme numunesi örneği (a) ve Çekme testi sistemi (b)	60
Şekil 35.	Propilen için çekme test numune geometrisi	61
Şekil 36.	Plakaların modal testleri için deney sisteminin şematik görünüm (a) ve test sistemi (b).....	62
Şekil 37.	Geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılar için kurulan modal test düzeneği (a) ve test sisteminin şematik gösterimi (b)	63
Şekil 38.	Modal Testlerde gerçekleştirilen sinyal işleme adımları	64

Şekil 39.	Birim hücreye etki eden kuvvetler ve momentler.....	66
Şekil 40.	Birim hücredeki kuvvet dengesi (a) ve yarım hücredeki serbest cisim diyagramı(b)	68
Şekil 41.	Δx uzunluğundaki küçük bir elemana etki eden kayma gerilmeleri.....	70
Şekil 42.	Kompozit sandviç plaka için yükleme ve sınır şartları.....	71
Şekil 43.	Birim hücreye ait geometrik parametreler	76
Şekil 44.	Sandviç yapının sonlu elemanlar modeli (a) ve detay görünümü (b)	77
Şekil 45.	Sayısal analiz için plakalar üzerinde gerçekleştirilen işlemlerin görüntülenmesi CH (a), EH1 (b), EH2 (c), CM(d), EM1(e), EM2(f)	79
Şekil 46.	Plakanın sonlu elemanlar modeli	81
Şekil 47.	Geleneksel (a) ve re-entrant bal petekli yapılar (b)	82
Şekil 48.	Hibrid desenli bal petekli yapılar: Hibrid 1 (a) Hibrid 2 (b) Hibrid 3 (c)	83
Şekil 49.	Hibrid desenli bal petekli yapının sonlu elemanlar modeli	84
Şekil 50.	Elyaf yönündeki kompozit numune için gerilme-şekil değiştirme grafiği.....	87
Şekil 51.	Elyafa dik yöndeki kompozit numune için gerilme-şekil değiştirme grafiği.....	88
Şekil 52.	Kesme testinden elde edilen gerilme-şekil değiştirme grafiği.....	88
Şekil 53.	Tabakalı metal kompozitler için gerilme-şekil değiştirme grafiği. Tip A: Hadde yönü ve Tip B: Haddelemeye dik yön.....	89
Şekil 54.	Eklemeli imalat yöntemiyle üretilen polipropilen numunelerin çekme testi eğrisi.....	90
Şekil 55.	Eşdeğer plaka için x eksenine göre çökme değerlerinin değişimi.....	91
Şekil 56.	$\theta=45^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen kontur grafiği (a) ve $y = 150$ mm'de x eksenini boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)	93
Şekil 57.	$\theta=45^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve BHY ve SEY ile $x=120$ mm'de y eksenini boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)	93
Şekil 58.	$\theta=60^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve BHY ve SEY ile $y = 150$ mm'de x eksenini boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)	95
Şekil 59.	$\theta=60^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve BHY ve SEY ile $x=120$ mm'de y eksenini boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)	96
Şekil 60.	$\theta=75^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile x eksenini boyunca $y =150$ mm'de elde edilen çökme eğrileri (b)	96

Şekil 61.	$\theta=75^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile $x=120$ mm'de y eksenini boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)	97
Şekil 62.	$\theta=90^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile x eksenini boyunca $y = 150$ mm'de elde edilen çökme eğrileri (b)	98
Şekil 63.	$\theta=90^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile x eksenini boyunca $y = 120$ mm'de elde edilen çökme eğrileri (b)	98
Şekil 64.	$\theta=45^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e).....	100
Şekil 65.	$\theta=60^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e).....	100
Şekil 66.	$\theta=75^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e).....	100
Şekil 67.	$\theta=90^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e).....	101
Şekil 68.	Al1100, TiGr5, TMK ve CFRP malzemeler için modal testlerin frekans davranış fonksiyonları	101
Şekil 69.	Plakaların SEY ile yapılan serbest titreşim analizlerinde ağ yakınsama grafiği.....	103
Şekil 70.	Dört farklı malzemede boşluk bölgesine göre plakadaki birinci (a) ve ikinci mod frekanslarındaki değişim bar grafiği.....	105
Şekil 71.	Dört farklı malzemede eklenen kütle bölgesine göre plakadaki üçüncü (a) ve dördüncü mod frekanslarındaki değişim bar grafiği.....	105
Şekil 72.	Dört farklı malzemede ilave kütle bölgesine göre plakadaki birinci (a) ve ikinci mod frekanslarındaki değişim bar grafiği.....	106
Şekil 73.	Dört farklı malzemede ilave kütle bölgesine göre plakadaki üçüncü (a) ve dördüncü mod frekanslarındaki değişim bar grafiği.....	107
Şekil 74.	AA1100'den üretilmiş orijinal plakanın SEY ile elde edilen ilk dört mod şekli; 1.Mod (a), 2. Mod (b), 3.Mod (c) ve 4. Mod (d)	108
Şekil 75.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerinde boşluk bulunan plakaların birinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c)	108
Şekil 76.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin birinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c).....	109
Şekil 77.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerinde kesik bulunan plakaların ikinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c).....	110
Şekil 78.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin ikinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c).....	110

Şekil 79.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerinde kesik bulunan plakaların üçüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c)	111
Şekil 80.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin üçüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c).....	112
Şekil 81.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerinde kesik bulunan plakaların dördüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c).....	112
Şekil 82.	AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin dördüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c).....	113
Şekil 83.	CH konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 1. Mod (a), 2. Mod (b)	114
Şekil 84.	CH konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 3. Mod (a), 4. Mod (b)	115
Şekil 85.	EH1 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 1. Mod (a), 2. Mod (b)	116
Şekil 86.	EH1 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği 3. Mod (a), 4. Mod (b)	117
Şekil 87.	EH2 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 1. Mod (a), 2. Mod (b)	118
Şekil 88.	EH2 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 3. Mod (a), 4. Mod (b)	119
Şekil 89.	Eklemeli İmalat ile üretilen geleneksel (a) ve re-entrant (b) bal petekli yapıların deneysel frekans davranış fonksiyonları	120
Şekil 90.	Geleneksel bal petekli yapılara ait sayısal elde edilen mod şekilleri. 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c)	121
Şekil 91.	Re-entrant bal petekli yapılara ait sayısal elde edilen mod şekilleri. 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c)	122
Şekil 92.	Geleneksel bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e).....	123
Şekil 93.	Re-entrant desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)	123
Şekil 94.	Hibrid 1 desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)	124
Şekil 95.	Hibrid 2 desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)	124
Şekil 96.	Hibrid 3 desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)	124
Şekil 97.	Geleneksel, Re-entrant ve Hibrit bal petekli yapıların titreşim (a) ve geçirgenlik (b) davranış fonksiyonları.....	126
Şekil 98.	Hibrid 1 bal petekli yapı için farklı iterasyonlardaki titreşim davranışı (a), titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verim (b) fonksiyonları	127

Şekil 99. Hibrid-1 yapıda geleneksel ve re-entrant bal petekli bölgelerde kalınlıkların statik çökme (a), beşinci mod frekansı (b) ve izolatör kütlesi (c) üzerindeki etkileri	128
Şekil 100. Hibrid 2 bal petekli yapı için farklı iterasyonlardaki titreşim davranışı (a), titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verim (b) fonksiyonları	129
Şekil 101. Hibrid-2 yapıda geleneksel ve re-entrant bal petekli bölgelerde kalınlıkların statik çökme (a), beşinci mod frekansı (b) ve izolatör kütlesi (c) üzerindeki etkileri	130
Şekil 102. Hibrid-3 bal petekli yapı için farklı iterasyonlardaki titreşim davranışı (a), titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verim (b) fonksiyonları	131
Şekil 103. Hibrid-3 yapıda geleneksel ve re-entrant bal petekli bölgelerde kalınlıkların statik çökme (a), beşinci mod frekansı (b) ve izolatör kütlesi (c) üzerindeki etkileri	132



TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. Sandviç yapılarda meydana gelen hasar modları (Daniel vd., 2002)	11
Tablo 2. Frekans Tepki Cevapları Tipik Fonksiyonları (Türker, 2005).....	29
Tablo 3. Geleneksel ve re-entrant bal peteklerinin birim hücrelerinin geometrik parametreleri	55
Tablo 4. Polipropilen malzemeler için baskı parametreleri.....	57
Tablo 5. Kompozit plakalar için gerçekleştirilen testler	58
Tablo 6 Kompozit malzemenin mekanik sabitleri.....	77
Tablo 7. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan eleman ve düğüm noktaları sayısı	78
Tablo 8. Plaka üzerindeki boşluk ve kütle ilavenin koordinatları ve tanımlamaları	80
Tablo 9. Boşluklu plakalarda kare kenar büyüklükleri ve koordinatları	80
Tablo 10. Al1100 ve TiGr5 malzemelerin özellikleri	81
Tablo 11. Kompozit malzeme (CFRP) için elde edilen ortotropik malzeme özellikleri	89
Tablo 12. BHY yönteminden elde edilen A, B ve D matrislerinin karşılaştırılması	90
Tablo 13. $\theta=45^\circ$ eğim açısı için SEY ile üst ve alt plakada elde edilen çökme değerleri	91
Tablo 14. $\theta=45^\circ$ eğim açısıyla BHY ile eşdeğer plakada elde edilen çökme değerleri	92
Tablo 15. $\theta=60^\circ$ eğim açısı için SEY ile üst ve alt plakada elde edilen çökme değerleri	94
Tablo 16. $\theta=60^\circ$ eğim açısıyla BHY ile eşdeğer plakada elde edilen çökme değerleri	94
Tablo 17. BHY ve SEY analizleriyle elde edilen mod frekansları.....	99
Tablo 18. Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemeler için mod frekansları.....	102
Tablo 19. Geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılar için deneysel ve sayısal mod frekansları	121
Tablo 20. Geleneksel, re-entrant ve Hibrid bal petekli yapıların mod frekansları	122

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
BHY	: Birim Hücre Yöntemi
BY	: Bağlı Yoğunluk
CH	: Plakanın geometrik Merkezinde oluşturulan boşluk
EH1	: Plaka üzerinde serbest kenara yakın konumda oluşturulan boşluk
EH2	: Plaka üzerinde mesnetli kenara yakın konumda oluşturulan boşluk
CM	: Plakanın geometrik merkezine eklenen kütle
EM1	: Plaka üzerinde serbest kenara yakın konuma eklenen kütle
EM2	: Plaka üzerinde mesnetli kenara yakın konuma eklenen kütle
ÜP	: Üst Plaka
AP	: Alt Plaka
TR	: Titreşim geçirgenliği
η	: Birim Hücre Yöntemi
X	: Sisteme uygulanan girdi (Yer değiştirme, Hız, İvme)
Y	: Faydalı yük üzerinden elde edilen çıktı (Yer değiştirme, Hız, İvme)

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

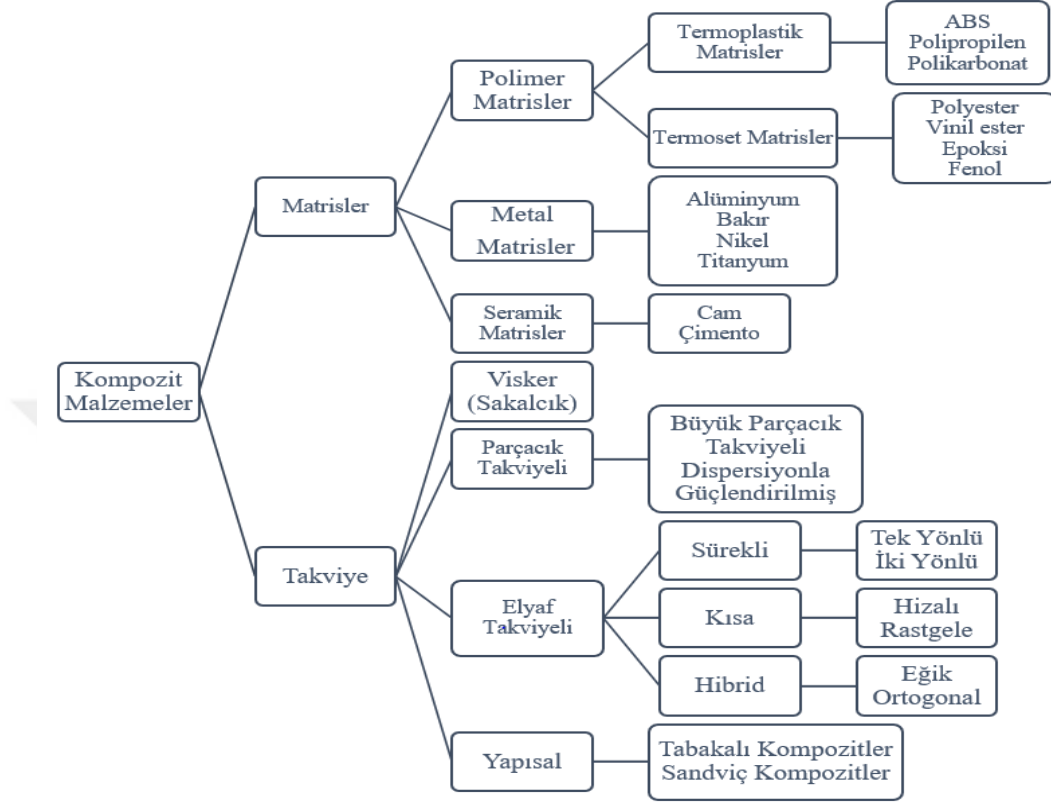
Cisimlerin denge noktaları etrafında yaptıkları salınım hareketine titreşim denir. Titreşimler oluş şekilleri göz önüne alındığında iki başlık altında incelenmektedirler. Bu titreşimler genel olarak harmonik ve rastgele titreşimlerdir. Örneğin bir volanın, üzerinde var olan kütle dengesizliğinden ötürü yaptığı titreşimlere harmonik titreşimler adı verilir. Rastgele titreşimlere örnek olarak bozuk bir yolda hareket eden tekerlekteki titreşim hareketi örnek verilebilir. Titreşim hareketlerinden belirli sistemlerde (tıraş makinaları, cep telefonları, zayıflama aletleri ve ses sistemleri.) yararlanılması dışında, mühendislik sistemlerinde istenmeyen bir durumdur. Bunların nedenleri başta insan sağlığı üzerindeki olumsuz etkileri olmak üzere, dinamik çalışan makine elemanlarında yorulmalar, bu elemanların hizmet ömürlerinin ön görülenden daha erken bir zamanda sona ermesi, hassas çalışan sistemlerin hassasiyetlerinin düşmesi sayılabilir.

Yukarıda bahsedilen olumsuz etkilerden ötürü mühendislik sistemlerinde meydana gelebilecek titreşimlerin incelenmesi, önlenmesi, genliklerinin belirli seviyelerin altında tutulması, elektronik veya hassas çalışan parçaların mekanik kısımlarda meydana gelen titreşimlerden korunması oldukça önem arz eder.

1.2. Kompozit Malzemeler

Kompozit malzemeler, en az iki farklı malzemedan oluşan, fiziksel ve mekanik özellikleri bileşenlerinden daha üstün olacak şekilde tasarlanmış bir malzeme sistemidir. Bu malzeme sistemleri arasında, metal alaşımlar, plastikler, ahşaplar, kopolimerler ve mineraller sayılabilir. Kompozit malzemeler Şekil 1’de görülen hiyerarşik sınıflandırmada olduğu gibi genel olarak takviye ve matris olmak üzere bileşenden oluşmaktadır. Matrisler kendi içinde polimer, metal ve seramik matrisler olarak ayrılmaktadırlar. Kompozit malzemelerin takviye bileşeni ise kendi içinde Visker takviyeli, parçacık takviyeli, elyaf takviyeli ve yapısal kompozitler olarak dört alt gruba ayrılmaktadır. Kompozit malzemelerin tarihçesine bakıldığında M.Ö 1500’lü yıllara kadar uzandığı görülmektedir. Bu yıllarda eski

Mısır ve Mezopotamyalı uygarlıklar, saman ve çamur karıştırarak güçlü ve dayanıklı evler inşa etmişlerdir (Tobin vd., 2009).



Şekil 1. Kompozit malzemelerin sınıflandırılması (Priyanka vd., 2017)

Kompozit malzemelerin mühendislik uygulamalarında kullanılmalarının çeşitli avantajları vardır. Bunlar arasında tasarımda hafiflik, mekanik özelliklerinin ayarlanabilmesi, yüksek darbe ve korozyon direnci, kazalarda sağladıkları yüksek hasar toleransları sayesinde kaza beka oranındaki artışlar sayılabilir (Nagavally, 2016). Kompozit malzemelerin avantajlarının yanında bazı dezavantajları da mevcuttur. Bunlar arasında geri dönüştürülme işlemlerinin zahmetli ve maliyetli olması, üretim malzemelerinin maliyetli olması, darbe hasarlarının görünür olmaması, onarımlarının metal malzemelerden daha zor olması ve galvanik korozyon nedeniyle alüminyum malzemelerle arada bir izolasyona gereksinim duyması sayılabilir. Kompozit malzemeler bugün sivil ve askeri havacılık, otomotiv, spor ekipmanları, vs. birçok alanda karşımıza çıkmaktadır (Şekil 2).



Şekil 2. Kompozit malzemelerin uygulama alanlarından bazıları; Ticari yolcu uçakları (Hemmerdinger, 2023) (a), Savaş uçakları (b) (Senirget, 2021) (b), Otomotiv sanayii (Carey, 2014) (c) ve Uzay Araçları (d)(Toor, 2018)

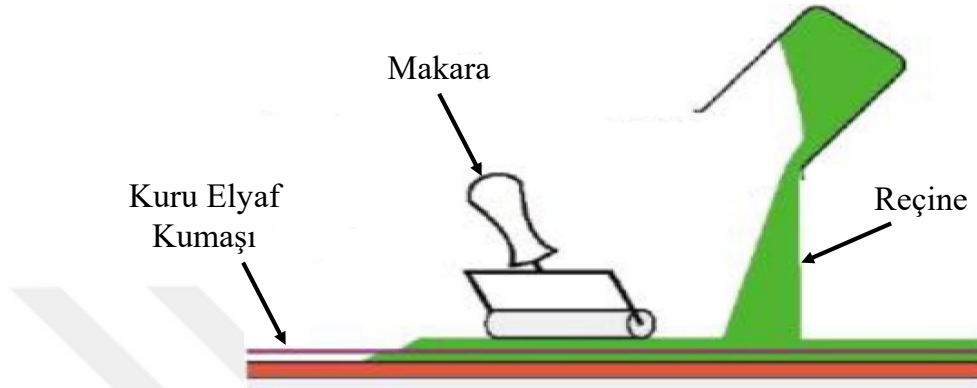
1.2.1. Elyaf Takviyeli Kompozit Malzemeler

Elyaf takviyeli kompozit malzemeler Şekil 3’de görüldüğü gibi takviye olarak sürekli elyaflardan ve matris yapısı olarak da termoset epoksi reçinelerden oluşmaktadır. Bu unsurlardan takviye yapıya sertlik kazandırırken, matris ise yapının sürekli bir yapı olmasını sağlamaktadır. Kompozit malzemelerin üretiminde kullanılan reçine ve malzeme üretimine göre polimer, seramik ve metal esaslı matris malzemelerin kullanılması mümkündür.



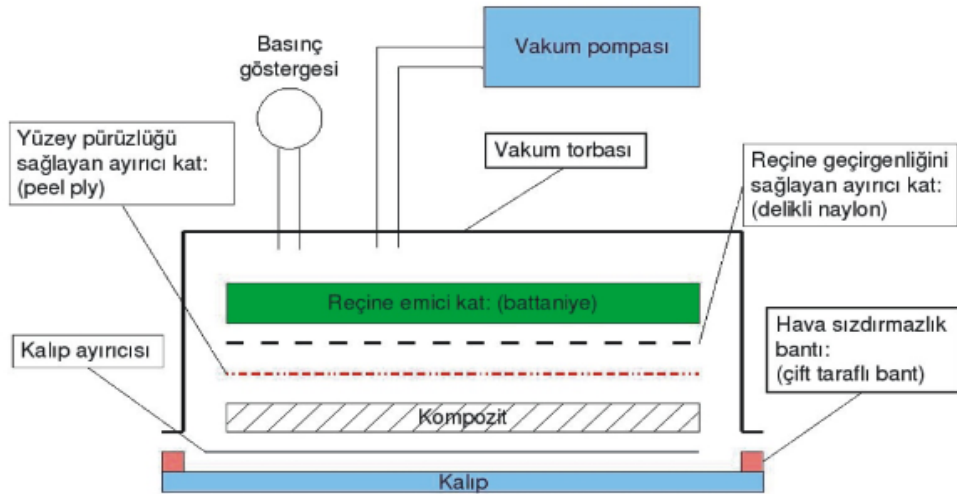
Şekil 3. Fiber takviyeli bir kompozit yapının bileşenleri (Mazumdar, 2001)

Kompozit malzemelerin üretilmesinde pek çok yöntem mevcuttur. Bu yöntemler arasında en ilkel ve basit yöntem elle yatırma yöntemidir. Bu yöntemin dışında vakum torbalama, vakum infüzyon, elyaf püskürtme, elyaf sarma, otoklav gibi yöntemler elle yatırma yönteminden evrilmiş yöntemlerdir. (Nagavally, 2016).



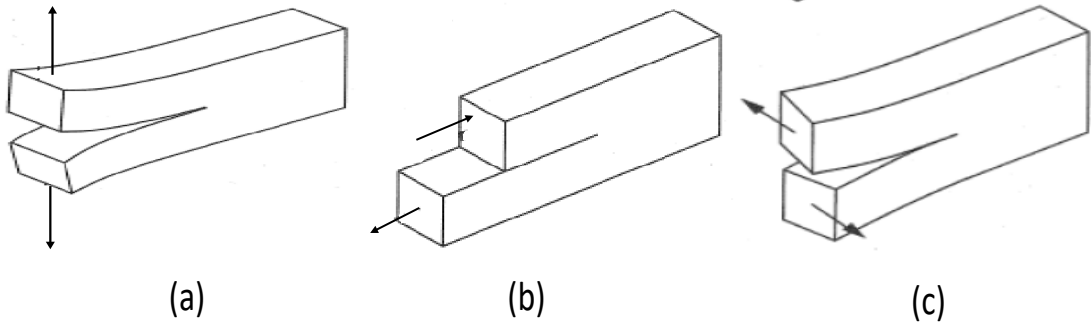
Şekil 4. Elle yatırma yönteminin şematik gösterimi (Kudachi vd., 2016)

Şekil 4’te gösterilen elle yatırma yöntemi basit bir yöntem olmasının yanında, bu yöntem uygulanışı sebebiyle vakum işlemi esnasında hava boşlukları oluşturması sebebiyle üretilen parçaların mukavemeti ve yüzey kalitesi iyi değildir. Bunun yanında elyaf reçine oranının bir standarda oturmaması nedeniyle, bu yöntemlerle üretilen parçalarda bir standart sağlamak zordur (Dinkci, 2020).



Şekil 5. Vakum Torbalama Yönteminin Şematik Gösterimi (Turgut vd., 2007)

Bir diğ er yöntem ise vakum torbalama yöntemidir. Vakum torbalama yöntemiyle üretim elle yatırma işleminin eksikliklerini ortadan kaldırmak üzere geliştirilmiş bir yöntemdir. Bu yöntemin elle yatırma yönteminden farkı  ekil 5’de görüldüğü gibi kapalı bir torba içinde vakum altında yapılmasıdır. Kompozit malzeme üretimindeki önemli bir faktör basınçtır. Bu yöntemde iki farklı basınç uygulaması mevcuttur. Negatif basınç uygulaması sayesinde matris ve takviye yani elyaf ve reçine arasındaki hava ve fazla reçine uzakla tırılmı  olur. Elle yatırma yöntemine göre daha yüksek mukavemetli ve yüzey kalitesi daha yüksek olan yapılar elde edilir. Bir diğ er basınç uygulaması ise pozitif basınçtır. Pozitif basınç uygulaması genel olarak otoklav fırınlarıyla gerçekleştirilmektedir. Otoklav işleminin avantajları arasında termoset ve termoplastik reçinelere uygulanması, takviye ve matris arasındaki muhtemel boşlukları azaltması, daha yüksek yüzey ve yapışma kalitesi elde edilmesi sayılmaktadır (Manral vd., 2019). Elyaf takviyeli kompozit malzemeler yüksek mukavemeti ve hafif olmalarının yanı sıra içerdikleri elyaf takviyesi nedeniyle de viskoelastik özellikleri yüksek olan malzemelerdir. Bu malzemelerin viskoelastik özelliklerinin yüksek olu u titreşim kontrolünde önemli bir rol oynayan modal kayıp faktörü ve modal sönüm oranı gibi kritik parametrelerin yüksek olmasını sağlamaktadır. Elyaf takviyeli kompozitler sönüm özelliklerinin yüksek olması nedeniyle titreşim kontrolünün ve baskılanmasının önemli olduğu birçok mühendislik uygulamasında yaygın bir biçimde kullanılmaktadır. Kompozit malzemelerin titreşim karakteristikleri belirlenirken analitik (Kuang & Hsu, 2002; S. K. Lee vd., 2016; Warminski vd., 2014), deneysel (Bozkurt vd., 2016; S. K. Lee vd., 2016) ve sayısal  alı malar (S. K. Lee vd., 2016; H. F. Peng vd., 2014) gerçekleştirilerek katman elyaf, açıları, katman kalınlıkları, vs. kritik kompozit malzeme parametrelerinin kompozit yapıların titreşim davranışı üzerinde çeşitli çalışmalar yapılmıştır. Örneğın Jinguang vd., (2018) gerçekleştirdikleri modal testlerle karbon elyafı takviyeli kompozit malzemeden ürettikleri sal gövdesinin metal bir malzemeden üretilmiş sal gövdesine göre titreşimi daha iyi sönümlediğini göstermiştir. Bu çalışmanın bir başka örneğinde ise aynı ekip karbon elyafı takviyeli bir motor gövdesi üreterek sönümleme davranışını deneysel ve sayısal olarak metal gövdeli bir motorun titreşim davranışlarıyla kar ıla tırmı tır. Elde ettikleri sonuçlar karbon elyafı takviyeli  asenin meydana gelen titreşimlerin sönümlenmesine be  kat daha başarılı olduğunu göstermiştir (J. Zhang vd., 2020). İlave çalışmada delaminasyon ve sınır ayrılması (disbound) gibi kompozit malzemelerde sıklıkla rastlanan hasarların yapının titreşim davranışı üzerindeki etkilerinin incelendiğine dair örnekler de mevcuttur ( ekil 6).



Şekil 6. Kompozit malzemelerde temel delaminasyon modları: Birinci Mod - Açılma (a), İkinci Mod - Kesme (b) ve Üçüncü mod - Yırtılma (S., Koussios, A.J.M, 2007)

Manoach vd., (2012, 2013) tabakalar arası normal ve kayma kuvvet etkileri ile ekstra sönüm parametrelerini dikkate alarak geliştirdikleri analitik model ile zorlanmış titreşim etkisi altındaki delaminasyonlu kompozit bir kirişin dinamik davranışını belirlemiştir. Delaminasyonlu kompozit kirişler için önerilen bu model sıcaklık etkisiyle meydana gelen doğrusal olmayan etkileri de dikkate alacak şekilde geliştirilmiştir (Manoach vd., 2016). Szekrényes (2014, 2015) delaminasyonlu kirişlerin serbest titreşim davranışının belirlemek için geliştirdikleri modelde bileşke eğilme uzama titreşimlerinin de hesaplanması için tabakalar arası normal kuvvet etkilerini de dikkate almışlardır. Ayrıca çok delaminasyonlu bir kirişin dinamik kararlılık analizlerini de gerçekleştirmişlerdir. Gerçekleştirilen testler neticesinde önerilen modelin kısmen başarılı olduğunu göstermiştir. Torabi vd., (2016) kompozit kirişlerde meydana gelen delaminasyonun pozisyonu ve kalınlık ve uzunlamasına büyüklüğünün gibi kritik parametrelerin kirişlerin titreşim davranışı üzerindeki etkilerini analitik ve deneysel olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçların kompozit yapının konumu ve büyüklüğünün tespiti açısından önem taşımaktadır.

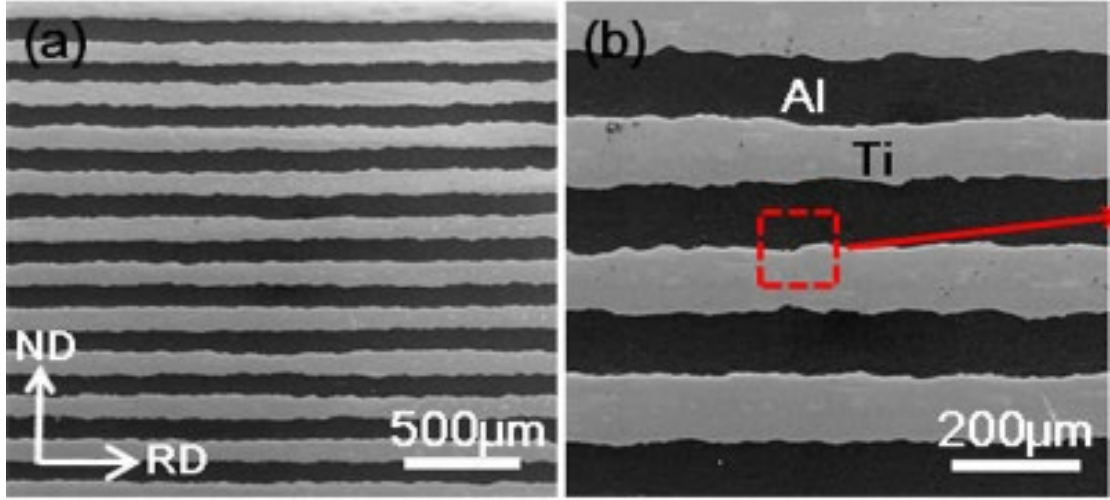
Yapısal tasarımlarda, plakalar üzerindeki çeşitli bölgelerinde farklı büyüklükte oluşturulan boşluklar, yapıda hafiflik ve doğal frekansların değiştirilmesi gibi roller üstlendiği gibi, bu boşluklar cıvata delikleri, priz bağlantıları gibi mekanik ve elektriksel portlara erişime de olanak sağlamaktadır (Erkliğ vd., 2013). Birçok araştırmacı ve mühendis kompozit kiriş veya plakalarda oluşturulan kesiklerin yapıların mekanik davranış üzerindeki etkileri üzerine çeşitli çalışmalar yapmışlardır (Erkliğ & Yeter, 2012; Jhanji vd., 2018; Rezaeepazhand & Jafari, 2005). Boşluklu kompozit yapıların titreşim davranışları incelendiğinde oluşturulan kesiklerin konumlarının yapının doğal frekanslarının

değişiminde oldukça önemli rol oynadığı görülmüştür. Bu tür yapıların serbest ve zorlanmış titreşim analizleri için çeşitli analitik yöntemler geliştirilmiştir. Lee & Chen (2011) birden çok dairesel kesik bulunan dairesel bir plakanın serbest titreşim davranışı için çok kutuplu Multipole Trefftz Yöntemini geliştirmişlerdir. Bu yöntemle türettikleri doğrusal cebirsel denklemleri direkt arama yöntemiyle çözerek doğal frekans ve mod şekillerini elde etmişleridir. Elde edilen serbest titreşim sonuçlarını sonlu elemanlar yöntemiyle doğrulamışlardır. Chaubey vd., (2018) temeli üçüncü mertebe kayma teorisine dayanan ve Sandex yaklaşımlarını kullanan bir sonlu elemanlar formülasyonu geliştirerek boşluklu ve üzerinde kütle bulunan dört kenarı ankastre kompozit plakalarda kesğin şekli, tabaka dizilimi, kalınlık oranları, plaka en boy oranları gibi parametrelerin plakanın serbest titreşim davranışı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Xue vd., (2020) boşluklu plakalarda kesğin plakanın serbest titreşim davranışı üzerindeki etkilerini belirlemek için Hamilton prensibini, Rayleigh-Ritz yöntemlerini ve kabul edilebilir fonksiyon olarak da Fourier kosinüs serilerini kullanmışlardır. Hachemi & Hamza-Cherif (2020) yüksek mertebe kayma deformasyon teorisi ve doğrusal olmayan dörtgen elemanlar kullanarak kompozit plakaların serbest titreşim davranışlarını belirlemişlerdir. Elde edilen sonuçlar elyaf açılarının, kesik büyüklüğünün yapının doğal frekanslarını değiştirdiğini göstermiştir. Dey vd.,(2016) boşluklu kavisli kompozit plakaların serbest titreşim analizinde destek vektör regresyon modeline dayanan bir hesaplama metodu öne sürmüştür. Destek vektör regresyonu tabanlı belirsizlik ölçümü (UQ) algoritması, hesaplama verimliliği elde etmek için Latin hiperküp örnekleme ile geliştirilmiştir. Bu algoritma ile hesaplanan doğal frekanslar Monte Karlo simülasyonları ve sonlu elemanlar yöntemiyle doğrulanmıştır. Dewangan vd., (2020) analitik ve sayısal olarak kompozit plakalarda bulunan kesğin şekli ve plaka üzerindeki pozisyonunun yapının titreşim davranışı üzerindeki etkilerini incelemek için MATLAB kodu geliştirmiştir. Elde edilen sonuçları sonlu elemanlar yöntemiyle ve deneysel olarak doğrulamıştır. Sinha vd., (2021) cam elyaftan yapılmış boşluklu kompozit plakalarda, plakaların en boy oranı, tabaka sayısı, elyaf – reçine ağırlık oranı, plakaların en boy oranları, her bir tabakadaki elyaf açısı ve plaklarda kesğin plaka üzerindeki pozisyonu ve büyüklüğü gibi çeşitli parametrelerin boşluklu plakanın serbest titreşim davranışı üzerindeki etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Elde edilen sonuçlar incelenen parametrelerin her birinin plakanın doğal frekanslarını önemli ölçüde değiştirdiğini göstermiştir. Kalita & Haldar (2016) boşluklu plakaların serbest titreşim davranışlarını belirlemek için birinci mertebe kayma deformasyon teorisiyle bağlantılı dokuz düğüm noktalı plaka eleman

geliştirmiştir. Çeşitli sınır şartlarında ve en boy oranlarında ince ve kalın plakaların modal davranışları elde edilerek dönme atalet momentinin plakaların serbest titreşim davranışları üzerindeki etkilerini incelemiştir. Geliştirdiği eleman formülasyonu ile hesaplanan doğal frekanslar literatürdeki deneysel ve analitik sonuçlarla karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlar kalın plakaların dönme atalet momentinin plakaların mod frekanslarında önemli etkilerinin olduğunu buna karşın ince plakalarda ise bu parametrenin ihmal edilebilir olduğunu göstermiştir. Bunun yanında plaka kalınlığının plaka kenar uzunluğuna oranındaki artışın plakanın mod frekanslarında düşüşe neden olduğu yapılan sayısal simülasyonlarla ortaya konulmuştur. Benzer bir çalışmayı Mandal vd.,(2017) gerçekleştirmiş ve kalın plakalarda dönme atalet momentinin yapının titreşim davranışlarında oldukça etkili olduğunu buna karşın ince plakalarda ise bu parametrenin etkisinin ihmal edilebilir olduğunu gerçekleştirdikleri serbest titreşim analizleri ve modal testlerle ortaya koymuşlardır. Ayrıca bu çalışmayla plakadaki boşluğun büyüklüğünün kritik bir değere kadar artışıyla mod frekanslarının azaldığı bu değerden sonra kesim boyutunun belirli bir seviyeye kadar artmasıyla temel frekansların azaldığını ve bu değer biraz daha artırılmasıyla basit mesnetli ve ortası boşluklu plakalarda mod frekanslarında bir artış sağladığını göstermiştir.

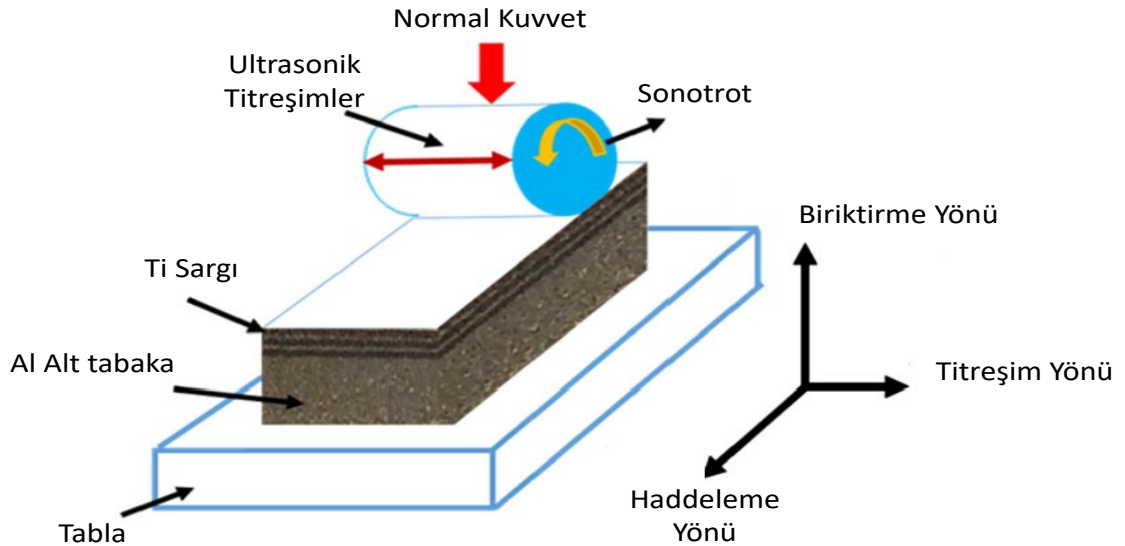
1.2.2. Metal Esaslı Tabakalı Kompozit Malzemeler

Alüminyum, dünya üzerinde yaygın olarak bulunan malzemelerden biri olmasının yanında, kolay işlenebilirlik, yüksek ısıl iletkenlik ve kaynak tekniğiyle üretime uygun olması gibi belli başlı bazı avantajlara sahiptir. Öteki taraftan titanyum ise yüksek mukavemet ve korozyon direncinin yüksek olmasını gerektiren uygulamalarda tercih edilen bir metal malzemedir. Kompozit malzeme tanımında olduğu gibi üstün bir malzeme elde edebilmek amacıyla Alüminyum ve Titanyum malzemelerinin üstün özelliklerini bir araya getirilerek Şekil 7’de gösterildiği gibi ağırlıkça hafif Al-Ti tabakalı metal kompozit malzemeler üretilmektedir. Bu tabakalı metal kompozit malzemeler savunma, havacılık ve uzay sanayiinde yaygın olarak kullanılmaktadırlar.



Şekil 7. Sıcak presleme yöntemiyle üretilmiş tabakalı metal kompozit malzeme (Huang vd., 2016)

Şekil 8’de Ultrasonik eklemeli imalat yöntemiyle alüminyum ve titanyumdan oluşan tabakalı metal kompozitlerin çalışma prensibi şematik olarak gösterilmiştir. Al-Ti metal – metal kompozit malzemelerin üretimlerinde lehimleme, ultrasonik kaynak, yapıştırıcı ve bu yöntemlerin çeşitli kombinasyonları kullanılmaktadır.



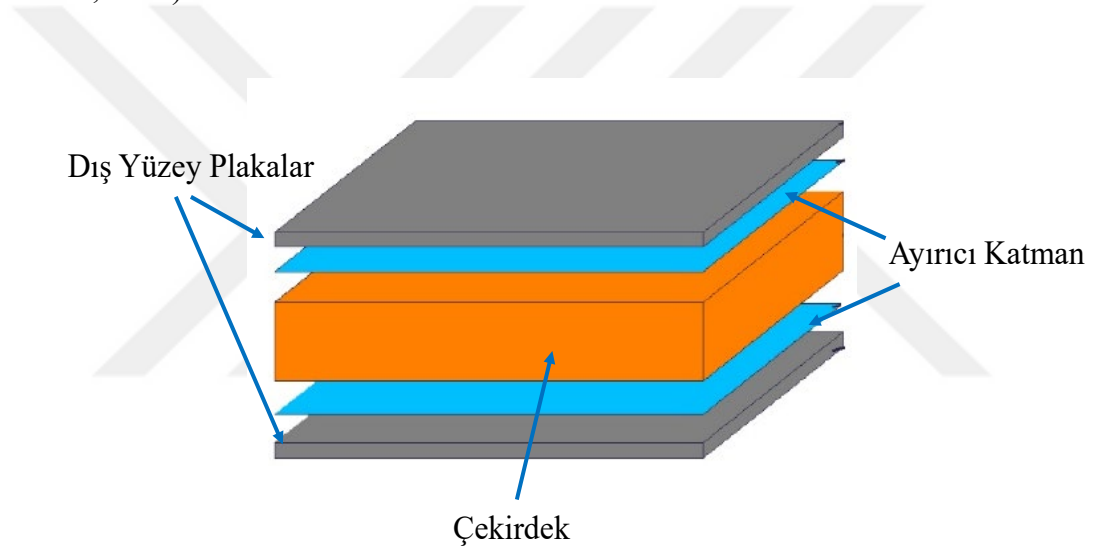
Şekil 8. Ultrasonik eklemeli üretim yöntemiyle Al-Ti Tabakalı Metal Kompozit Üretimi (Kaya vd., 2018)

Ultrasonik eklemeli üretimle birlikte birbirine benzemeyen farklı malzemelerin üretimleri gerçekleştirilmekte ve bunun yanında hassas ve işlevsel bileşenlerin folyo içine

gömülmesi sağlanarak yoğun bir metal matris yapının elde edilmesi mümkün olmaktadır (Friel & Harris, 2013). Bu yöntemin bir diğer önemli özelliği ise yüksek sıcaklık ve basınç gerektirmeden, yüksek frekanslı ve düşük genlikli titreşim kullanmasıdır (Kaya vd., 2018).

1.3. Sandviç Yapılar

Sandviç yapılar Şekil 9’da gösterildiği gibi çok tabakalı yapılar olup iki yüksek mukavemetli plaka arasında düşük yoğunluklu ve düşük mukavemetli nispeten kalın bir çekirdekten oluşmaktadır. Sandviç yapılarda esas yük taşıma işlevini dış yüzeyler yerine getirmektedir. Çekirdek ise iki dış yüzey plakası arasında yükün iletimini sağlamaktadır (Noor vd., 1996).



Şekil 9. Sandviç bir plaka ve bileşenlerinin şematik gösterimi (Z. Li & Ma, 2020)

Kullanım yerlerine bağlı olarak yüzey levhası olarak birçok malzeme tercih edilmektedir. Bunlara örnek olarak;

- Alüminyum Plakalar
- Paslanmaz Çelikler
- Karbon/Epoksi kompozitler (CFRP)
- Cam/Epoksi kompozitler (GFRP)
- Aramid/Epoksi kompozit
- MDF,
- Titanyum,
- Fonksiyonel Derecelendirilmiş Malzemeler

- Polipropilen, ABS vs. eklemeli üretimle elde edilebilen malzemeleri sayılabilir.

Sandviç yapılarda yüzey plakaları olarak kullanılan malzemeler arasında takviyeli kompozitler (Rostami & Mohammadimehr, 2020; M. Wang vd., 2018), piezoelektrik (Mohammadimehr & Rostami, 2018) ve piezo-magnetik (Arefi vd., 2017), manyeto reolojik (Nayak vd., 2011, 2013) tabakalar kullanılmıştır. Bu malzemeler konum kontrolü, aktif titreşim kontrolü gibi akıllı malzemelerin kullanıldığı kontrol mühendisliği uygulamalarında eyleyici veya alıcı olarak işlev görmektedir. Sandviç yapıların mekanik davranışlarının ve oluşması muhtemel hasar modlarının belirlenmesi için üç ve dört noktalı eğilme testleri gerçekleştirilmektedir. Sandviç kirişlerde meydana gelen hasar modları Şekil 9'da verilmiştir (Daniel vd., 2002).

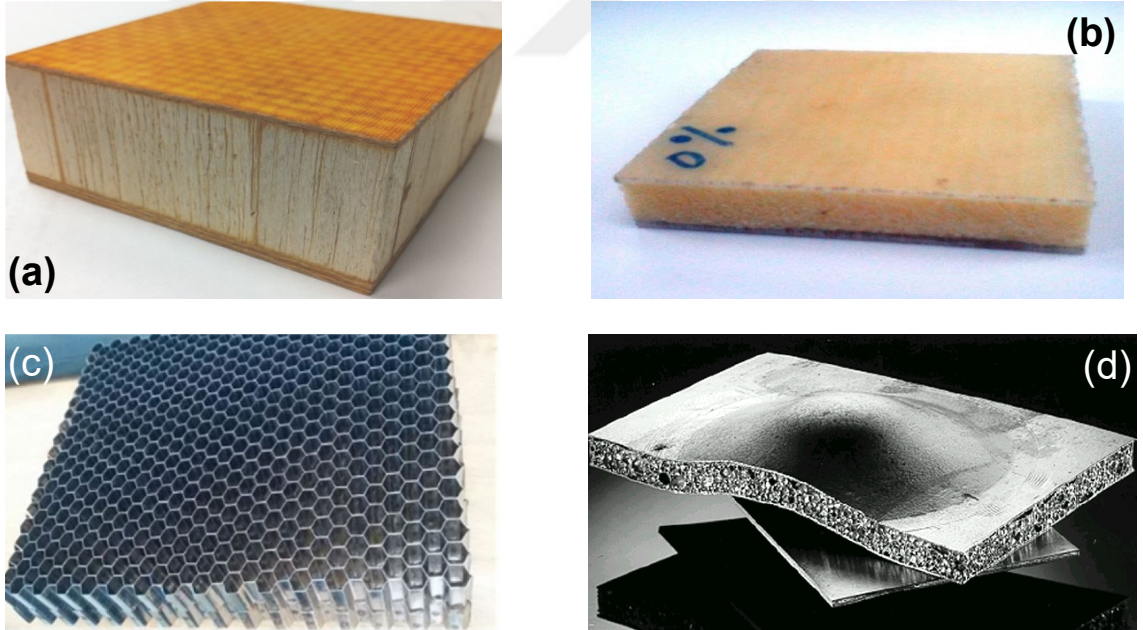
Tablo 1. Sandviç yapılarda meydana gelen hasar modları (Daniel vd., 2002)

Hasar Modu	Hasar Kriteri
Yüzey levhası sıkışma hasarı	Kompozit hasar kriteri (Maksimum gerilme)
Girinti hasarı	Çekirdekteki meydana gelen Gerilme hasar kriterine ulaşır;
Yüzey levhası sınır ayrılması	Yapıştırıcıda maksimum kayma Gerilmesinin oluşması ya da Yüzey ve çekirdek arasında kırılma tokluğu kriterine ulaşılması
Çekirdek hasarı	Köpükteki gerilmenin hasar kriterine ulaşması
Yüzey levhası buruşması	Yüzey plakasındaki gerilmenin kritik lokal burkulma değerine ulaşması

Bu tabloda da görüldüğü gibi sandviç kirişlerde gelebilecek muhtemel hasar modlarından önemli bir kısmının dış yüzey plakalarıyla ilgili olduğu anlaşılmaktadır. Bu hasar modlarının oluşmasında sandviç yapının sahip olduğu yüzey plaka kalınlıkları çekirdek kalınlığı, çekirdek hücresel bağıl yoğunluğu gibi geometrik ve fiziksel özellikler oldukça etkilidir. Nitekim Stevens & Fleck (2004a, 2004b) gerçekleştirdiği analitik, sayısal ve deneysel çalışmalarla sandviç kirişlerde gelişen hasar modları üzerinde yüzey plakasının mukavemetinin ve diğer fiziksel özelliklerinin etkilerini ortaya koymuştur. Sandviç yapıların dış yüzey plakalarında kullanılan sünek malzemeler ve gevrek malzemeler karşılaştırıldığında sünek malzemelerin daha büyük eğilme deformasyonlarına neden olduğu ve çarpışma enerjisini daha iyi soğurduğu ortaya koyulmuştur (F. Zhu vd., 2010). Toradmal vd., (2017) dış yüzeyleri paslanmaz çelik, alüminyum, Cam/Epoksi kompozitlerden (GFRP) üretilmiş sandviç yapıların üç noktalı eğilme testleri altındaki performansları

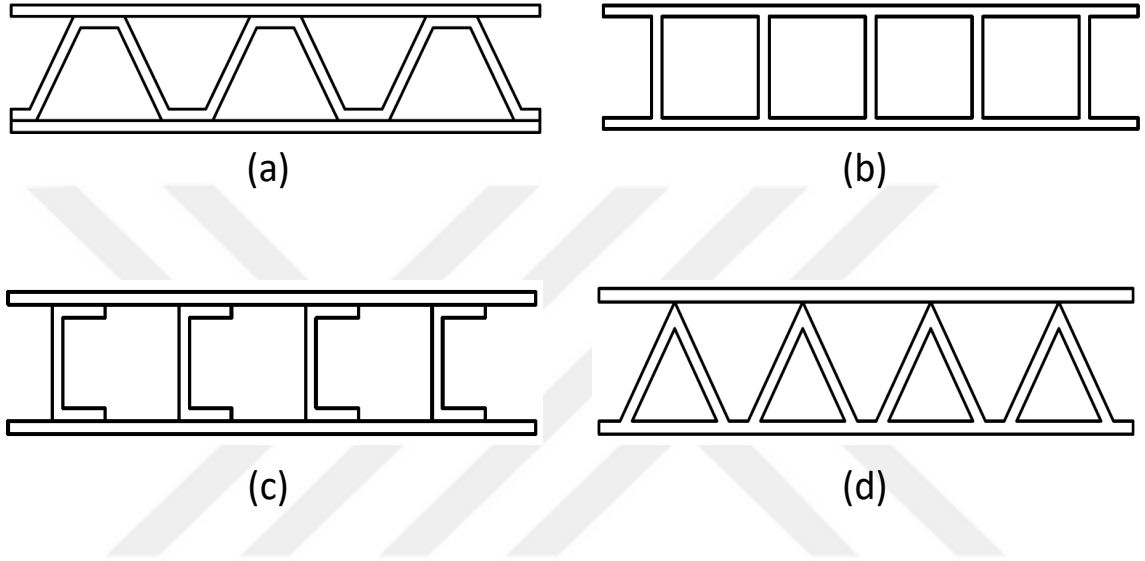
karşılaştırıldığında en düşük yük değerlerinin paslanmaz çelik için elde edilmiştir. Sandviç yapılarda kullanılan yüzey plakaları mekanik davranışı üzerindeki etkileri incelendiğinde yüzey levhalarının kalınlıklarının ve elyaf takviyeli kompozit malzeme kullanılması durumunda malzeme oryantasyon açısının yapının eğilme performansında oldukça etkili olduğu görülmüştür.

Özellikle yüzey plakada tercih edilen tabaka sayısı ve tabaka kalınlığının uygun seçilmesi mukavemet/kütle oranının optimum olması açısından önemlidir. Gerçekleştirilen üç noktalı eğilme testleriyle yüzey levhalarında üç ile beş tabaka kullanılması halinde mukavemet/kütle oranının maksimum değere ulaştığını göstermiştir (J. Tan vd., 2017). Su vd.,(2018) sandviç yapıların titreşim davranışları için dış yüzey kalınlığı artırıldığında mod frekansları genel olarak düşmektedir (Kosedag & Ekici, 2021). Ojha & Dwiveddy (2019) dış yüzeyleri alüminyum ve çelik olan sandviç plakaların serbest titreşim davranışlarını deneysel ve sayısal olarak belirlemiş ve birbirleriyle karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlar dış yüzeyi çelik olan sandviç plakaların titreşim frekanslarının ve kayıp faktörlerinin daha yüksek olduğunu göstermiştir.



Şekil 10. Sandviç yapılarda kullanılan çeşitli malzemelerden üretilmiş çekirdek bileşenleri; Balsa (Morgan & Toubia, 2014) (a), Polimer Köpük (Azmi vd., 2013) (b), Tİ-6Al bal peteği (Shang vd., 2020)(c) ve Metal köpük (d)(Banhart, 2000)

Bir sandviç yapıyı oluşturan bileşenler en dıştan en içe sıralandığında içeride kalan bileşen çekirdektir. Çekirdeğin esas işlevlerinden biri iki yüzey plakası arasındaki mesafeyi korumaktır. Bu nedenle çekirdeğin yüzeye dik yönde yeterince rijit olması beklenir (Fazzolari, 2017). Bunun yüzden çekirdeğin sandviç yapılarda çekirdek yapı olarak Şekil 10'da köpük, ahşap bal peteği gibi rijitliği dış yüzeylere göre nispeten düşük malzemeler kullanılmaktadır.



Şekil 11. Farklı profillere sahip çekirdek yapılar; oluklu profil (a), Perdeli profil (b), C profili (c) ve üçgen profil (d)

Sandviç yapılarda kullanılmakta olan bantlar yüksek kayıp faktörü ve kayma modülü gibi özellikleri nedeniyle pasif titreşim kontrolünde kullanılmaktadır (Irazu & Elejabarrieta, 2017). Sandviç çekirdekler, Şekil 11'de görüldüğü gibi oluklu çekirdek, ağ çekirdeği, I, C ve Z gibi çeşitli geometrik profillerle periyodik bir hücreli formda hizalanmış olarak da üretilirler.

Son yirmi yılda, periyodik ve oluklu (kırımlı) sandviç yapıların rijitlik parametrelerinin belirlenmesi ve bu tür yapıların deformasyon davranışını belirlemek amacıyla birçok çalışma gerçekleştirilmiştir. Örneğin, Fung vd.,(1995) farklı geometrik profillere sahip sandviç yapıların eşdeğer rijitlik matrislerini hesaplamışlardır. Carlsson vd.,(2001) birinci mertbe kayma deformasyon teorisi farklı geometrik profillere sahip sandviç panellerin eğilme, uzama ve kayma rijitlik matrislerini hesaplamışlardır. Elde ettikleri sonuçlar enine kayma teriminin çekirdek geometrisine bağlı olduğunu, buna karşın düzlem içi kayma ve uzama terimleri ve düzlem dışı eğilme matrislerinin yüzey plaka

parametrelerine bağılı olduğunu göstermiştir. Nordstrand & Carlsson (1997) analitik olarak çekirdek geometrisinin kayma terimleri üzerindeki etkilerini ve bu geometriler için kayma rijitliklerinin alt ve üst limitlerini belirlemiştir. Lok vd., (2000) sandviç panellerin elastik ortotropik rijitlik parametrelerini ve üniform basınç altında meydana gelen çökmeleri hesaplamış, sonuçları sonlu elemanlar yöntemiyle karşılaştırmışlardır. Bunlardan başka bu çalışmaların kafes çekirdek için örnekleri de mevcuttur. Örneğin Rejab & Catwell (2013) yapmış oldukları çalışmada alüminyum, çelik ve karbon elyafтан yapılmış üçgen profilli oluklu yapıların plastik deformasyon, delaminasyon, elyaf kırılması ve sınır ayrılması gibi hasar modlarını deneysel ve sayısal olarak belirlemişlerdir. Martinez vd.,(2007) plakalarda meydana gelen çökmeleri minimum potansiyel enerji prensibi ve Navier serileri yardımıyla hesaplamıştır. Boorle & Marlick (2016a, 2016b) ise Martinez ve ekibinin (2007) çalışmasını genişleterek sandviç yapıların eğilme ve serbest titreşim davranışı üzerinde oluk geometrisinin geometrik parametreleri ve tabaka sıralamasının etkilerini analitik olarak incelemiştir. Shaban & Alibeigloo (2017) düzlem dışı elastik özelliklerini elde edilerek durum uzayı yöntemi ve Fourier serilerini kullanarak oluklu sandviç panellerin çökme davranışlarını hesaplamışlardır. Bir diğer çalışmalarında (Shaban & Alibeigloo, 2020) ise piezoelastik tabakaların yapının sandviç panelin eğilme davranışına etkilerini analitik ve sayısal olarak incelemişlerdir. Oluklu sandviç yapıların titreşim davranışları üzerinde de pek çok çalışma mevcuttur. Chen vd.,(2011) kafes çekirdekli sandviç panellerin burkulma ve serbest titreşim davranışlarını belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar sandviç yapıların enine kayma rijitliğinin titreşim modları ve burkulma davranışları üzerinde önemli derecede etkili olduğunu ortaya koymuşlardır. Liew vd.,(2009) ve Peng vd., (2014) ağırsız bir yöntemle oluklu sandviç yapıların mod frekanslarını elde etmişlerdir. Thurnherr vd.,(2017) anizotropik olmayan tabakalardan üretilmiş oluklu sandviç yapıların titreşim davranışlarını analitik ve sayısal olarak incelemişlerdir. Cheng ve Cheng (2014) oluklu sandviç panellerdeki kalınlıklar, oluk sayısı gibi geometrik parametrelerin yapının serbest titreşim davranışı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar çok sayıda tabaka kullanılması durumunda yapının eğilme rijitliğinin arttığı gösterilmiştir. Guo vd., (2019) kafes yapı çekirdekli sandviçlerin geometrik parametrelerinin yapının titreşim davranışına etkilerini Hamilton prensibi ile incelemişlerdir. Sonuçlar, yüzey tabakasının kalınlığındaki bir artışın birinci mod frekansını yavaşça arttırdığını, ikinci mod frekansının ise önemli ölçüde arttığını göstermiştir. Arunkumar vd.,(2016) çekirdekleri köpük, bal peteği ve oluklu olarak üretilmiş sandviç yapıların ve akustik davranışlarını karşılaştırmışlardır. Bir başka

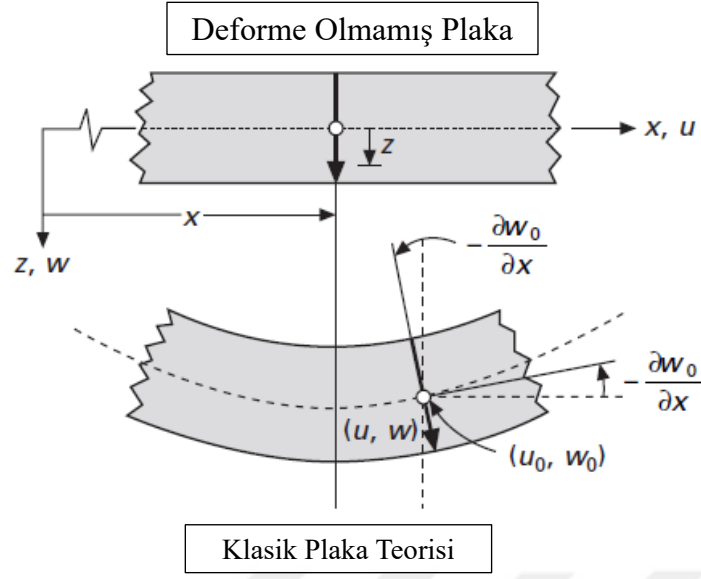
çalışmalarında (2016) ise bu malzemelerin latis çekirdeğe sahip sandviçlerle karşılaştırmışlardır. Arunkumar vd., (2018) bu yapıların sayısal simülasyonlarını gerçekleştirerek köpük dolgulu çekirdeklerin sandviç yapının statik eğilme ve titreşim davranışını iyileştirdiğini ortaya koymuştur. Jelovica vd.,(2016) lazer kaynaklı teknoloji ile üretilen oluklu sandviç panelin analitik ve sayısal bir modelini geliştirmişlerdir. Birinci mertebe kayma teorisi ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak geliştirdikleri modelin ve FSDT kullanarak bir sandviç panelin serbest titreşim davranışı üzerinde üretim teknolojisi nedeniyle yüzey levhası ve oluklu çekirdek arasında ortaya çıkan T-bağlantısını araştırmışlardır. Elde edilen sonuçlar enine kayma rijitliğinin %22 arttığını göstermiştir.

1.3.1. Klasik Plak Teorileri

Günümüze kadar birçok plak teorisi ortaya atılmıştır. Bu teoriler başlangıçta plakaların çok ince olması kabulünden başlayarak aralarında zigzag plak teorisi, ayrık tabakalar teorisi, hibrit plak teorileri gibi gelişmiş teorilerin de bulunduğu kalın plak teorilerine kadar evrilmiştir. Tabakalı plak teorilerini eş değer tabakalı teoriler ve tabakalar arası teoriler olarak ikiye ayırmak mümkündür. Eş değer tabakalı teorilerde kompozit plakalar tek tabaka olarak dikkate alınırken çok tabakalı teorilerde her bir tabaka bir fonksiyon olarak düşünülmektedir (Maji & Mahato, 2022). Tek tabakalı teorilere örnek olarak klasik plak teorisi ve sonradan geliştirilen birinci, ikinci mertebe kayma teorileri örnek olarak verilebilir.

Eş değer tabakalı teorilerin esas mantığı üç boyutlu bir plakayı iki boyuta indirgemektir ki bu basitleştirme nedeniyle plaka kalınlığı doğrultusunda meydana gelen yer değiştirmeler ve tabakalar arası gerilmeleri doğru bir şekilde hesaplanamamaktadır. Klasik plak teorisi, 19. Yüzyılda Kirchhoff tarafından ortaya atılmıştır. Bu teoriye göre plaka deformasyona uğramadan önce orta düzleme dik bir kesit deformasyondan sonra da orta düzleme dik kaldığı varsayılmaktadır. Bu varsayımdan hareketle kalınlık yönündeki gerilmeleri ve bu gerilmeler neticesinde oluşan deformasyonlar ihmal edilir

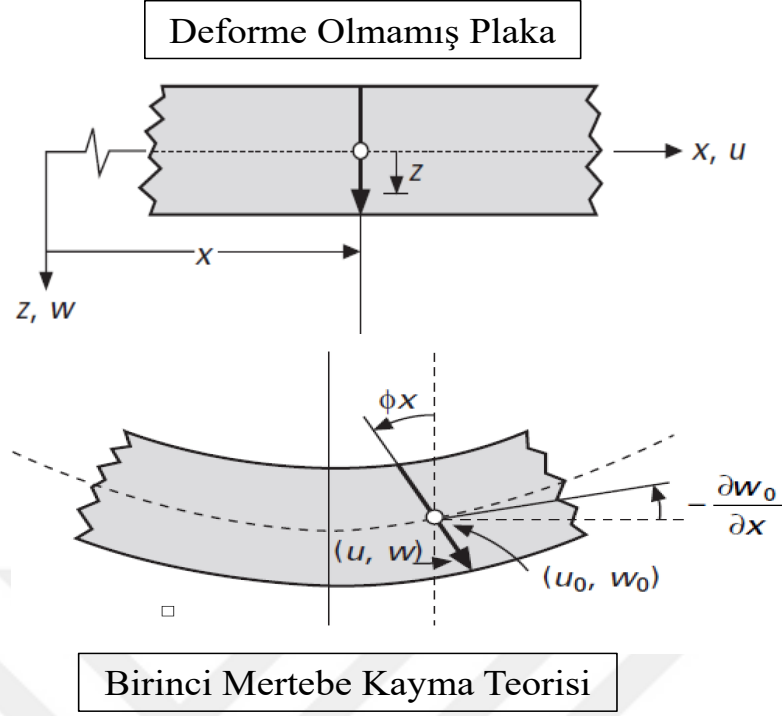
İki boyutlu bir plaka için Kirchhoff' un yer değiştirme fonksiyonları Denklem 1'de verilmiştir.



Şekil 12. Klasik Plak Teorisi (Kirchhoff Plakası) (C. M. Wang, 2007)

$$\begin{aligned}
 u &= u_0(x, y) - z \frac{\partial w}{\partial x} \\
 v &= v_0(x, y) - z \frac{\partial w}{\partial y} \\
 w &= w_0(x, y)
 \end{aligned} \tag{1}$$

Burada u , v ve w sırasıyla plakanın x , y , z doğrultularındaki yer değiştirmelerini; u_0 , v_0 ve w_0 ise plakanın orta düzleminin x , y ve z yönünde yaptığı yer değiştirmeleri ifade etmektedir. Klasik plak teorisi ince kabul edilen statik uzama ve eğilme, kararlılık ve serbest ve zorlanmış titreşim davranışlarının belirlenmesinde kullanılmaktadır. Klasik Plak Teorisi izotropik plakalardan sonra tabakalı kompozit plakalara da uygulanmıştır ve bu teoriye klasik tabakalı plak teorisi denilmektedir. Kirchhoff tarafından öne sürülen bu teori çok ince plakalar için geçerli olup kayma deformasyonu orta kalınlıkta ve daha kalın plakaların deformasyonlarının belirlenmesinde yetersiz kalmaktadır. Ancak enine kayma deformasyonları tabakalı kompozit plakalarda daha belirgin olduğundan klasik tabakalı plak teorisi kayma etkilerini hesaplamakta yetersiz kalmıştır.



Şekil 13. Birinci Mertebe Kayma Teorisi (Mindlin-Reissner Plakası) (C. M. Wang, 2007)

Bu aşamada Mindlin ve Reissner tarafından bir başka kayma deformasyon teorisi öne sürülmüştür. Birinci mertebe kayma deformasyon teorisi ismini alan bu teoriye kalınlık doğrultusundaki enine kayma gerilmelerinin sabit olduğunu ve en üst ve en alt plaka yüzeyleri arasında kayma düzeltme katsayısı kullanılarak plaka sınır şartının sağlanabileceği ileri sürülmektedir (Şekil 13).

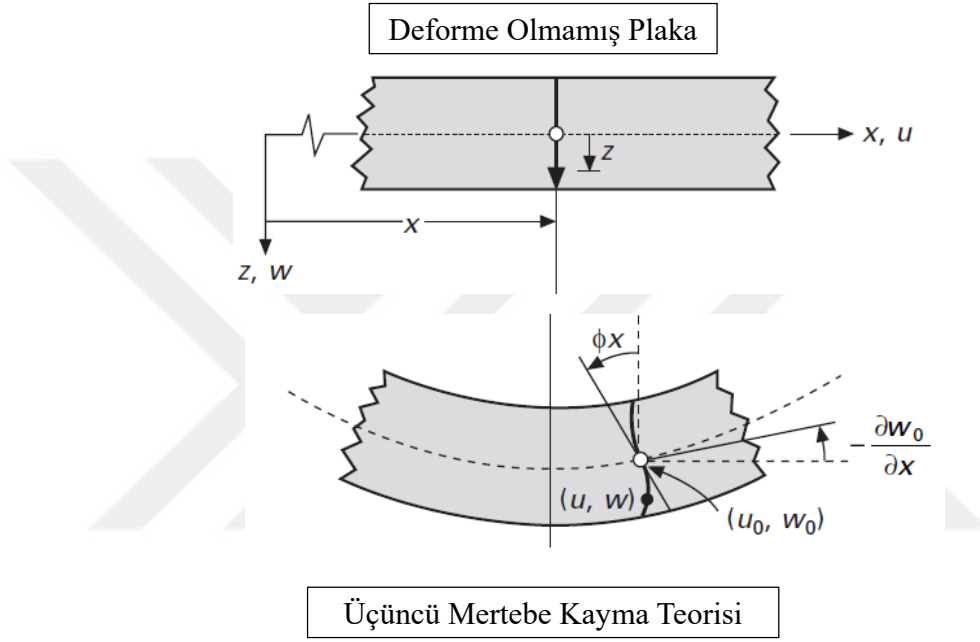
Birinci mertebe kayma deformasyon teorisine göre yer değiştirme fonksiyonları Denklem 2’de ifade edilmiştir.

$$\begin{aligned} u_1 &= u_0(x, y) + z\phi_x \\ v &= v_0(x, y) + z\phi_y \\ w &= w_0(x, y) \end{aligned} \quad (2)$$

Burada u , v , w sırasıyla plakanın x , y ve z doğrultularında yaptıkları yer değiştirmeler, u_0 , v_0 ve w_0 ise plakanın orta düzleminin x , y ve z yönünde yaptığı yer değiştirmeler, ϕ_x ve ϕ_y , ise sırasıyla x ve y yönünde elde edilmiş dönmelerdir. Birinci mertebe kayma deformasyon teorisinin bazı eksikliklerin üstesinden gelmek için Whitney & Sun (1973) tarafından üçüncü bir kayma deformasyon teorisi ileri sürülmüştür. İkinci mertebe kayma

teorisi isimli bu teoriye göre bir plakanın yer değiştirme alan ifadeleri Denklem 3'te verilmiştir.

$$\begin{aligned} u_1 &= u_0(x, y) + z\phi_x(x, y) + z^2\psi_x(x, y) \\ v &= v_0(x, y) + z\phi_y(x, y) + z^2\psi_y(x, y) \\ w &= w_0(x, y) + z\phi_z(x, y) + z^2\psi_z(x, y) \end{aligned} \quad (3)$$



Şekil 14. Üçüncü Mertebe Kayma Teorisi (Reddy Plakası) (C. M. Wang, 2007)

Bu denklemden de görüldüğü birinci mertebe kayma teorisine ek olarak ψ_x , ψ_y ve ψ_z ifadelerinin yer aldığı görülmektedir. Bu matematiksel ifadeler yüksek mertebeli dönmelerdir. Reddy ise bu teoriyi genişleterek tabakalı plakalara uyarlamış ve bu teori üçüncü mertebe tabakalı plak teorisi ismini almıştır.

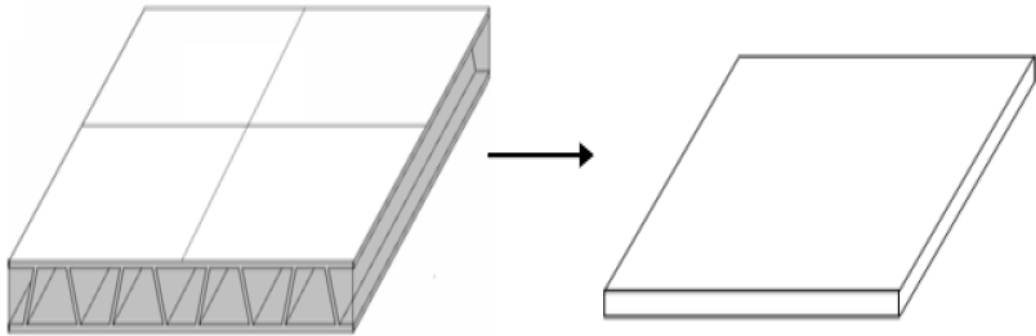
Üçüncü mertebe tabakalı plaka teorisine göre plaka üzerindeki yer değiştirme eşitlikleri aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$\begin{aligned} u_1 &= u_0(x, y) + z\phi_x(x, y) + z^2\psi_x(x, y) + z^3\xi(x, y) \\ v &= v_0(x, y) + z\phi_y(x, y) + z^2\psi_y(x, y) + z^3\xi(x, y) \\ w &= w_0(x, y) + z\phi_z(x, y) + z^2\psi_z(x, y) \end{aligned} \quad (4)$$

Burada u , v , w sırasıyla plakanın x , y ve z doğrultularında yer değiştirmeler, u_0 , v_0 ve w_0 ise plakanın orta düzleminin x , y ve z yönünde yaptığı yer değiştirmeler, ϕ_x ve ϕ_y , ise sırasıyla x ve y yönünde elde edilen dönmelerdir. Geliştirilen plak teorileriyle birlikte tabakalı kompozit plakaların titreşim davranışlarının analizinde gerek analitik gerekse sayısal farklı metotlar kullanılmıştır. Bu yöntemler arasında, Navier Yöntemi diferansiyel kareleme yöntemi, Galerkin yöntemi, Rayleigh – Ritz yöntemi, radyal tabanlı fonksiyonlar, durum uzayı yöntemleri ve sonlu elemanlar yöntemi yaygın olarak tercih edilen yöntemlerdir.

1.3.2. Birim Hücre Yöntemi

Periyodik çekirdekli sandviç yapılarda çekirdeğin karmaşık geometrisi sayısal bir yaklaşım geliştirmeyi oldukça güçleştirmektedir. Bu tür yapıların modellenmesinde çok ince ağ yapısı oluşturmak gerektiğinden sayısal hesaplamaların süreleri ve maliyetleri yüksektir (A. Sharma vd., 2010). Bu sorunun üstesinden gelebilmek için birim hücreye indirgeme işlemi uygulanmaktadır. Birim hücre yöntemi, karmaşık geometrili yapıların yerine bu yapının rijitliğine eş değer bir homojen plakayla değiştirmektir (Şekil 1.15). Literatüre bakıldığında genel olarak birkaç birim hücre yöntemi yaygın olarak kullanıldığı görülmektedir. Bunlardan biri klasik plak teorisine diğeri enerji eşdeğerliliğine dayanır. Klasik plak teorisine dayanan yaklaşımda sandviç plakalar farklı kalınlıklardan ve farklı malzemelerden oluşmaktadır. Kabuk elemanların genel rijitlik matrisinin hesaplanması için bir orta düzlem belirtilmesi gerekir.



Şekil 15. Birim Hücre yöntemi işleminin şematik gösterimi (A. Sharma vd., 2010)

Böylece her bir elemanın rijitlik matrisine katkısı hesaplanmış olur. Bir tabakalı plakanın genel rijitlik matrisi Denklem 5'teki gibi ifade edilir.

$$\begin{aligned} A &= \int_{-t/2}^{t/2} Q dz = \sum_{i=1}^n Q(z_i - z_{i+1}) \\ B &= \int_{-t/2}^{t/2} Q z dz = \sum_{i=1}^n Q(z_i^2 - z_{i+1}^2) \\ D &= \int_{-t/2}^{t/2} Q z^2 dz = \sum_{i=1}^n Q(z_i^3 - z_{i+1}^3) \end{aligned} \quad (5)$$

Burada Q_i düzlem için rijitlik matrisi olup tabakaların malzeme sabitlerine ve elyaf açısına göre değişmektedir. Ayrıca z_i ve z_{i+1} sırasıyla plakanın üst yüzeyinden orta düzleme ve alt düzleme olan mesafelerdir. Düzlem malzeme rijitlik matrisleri çekirdekteki her bir elemanın transformasyon matrisiyle çarpılarak genel koordinat dönüşümü yapılır. Dönüşüm matrisi matematiksel olarak Denklem 6'daki gibi ifade edilmektedir.

$$C_{xyz} = T C_{123} T^T \quad (6)$$

Burada xyz notasyonu ile gösterilen esneklik matrisi (C_{xyz}) genel koordinatlarda elde edilmiş bir matristir. Buna karşın 123 notasyonu ile gösterilen esneklik matrisi ise (C_{123}) yerel koordinatlarda elde edilmiştir. Dönüşüm matrisi ise Denklem 7'de verilmiştir.

$$T = \begin{bmatrix} c^2 & 0 & s^2 & 0 & cs & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ s^2 & 0 & c^2 & 0 & -cs & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & 0 & -s \\ -2cs & 0 & 2cs & 0 & c^2 - s^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & s & 0 & c \end{bmatrix} \quad (7)$$

Burada c ve s sırasıyla $\cos\theta$ ve $\sin\theta$ trigonometrik ifadelerinin kısaltmalarıdır. Literatüre bakıldığında periyodik çekirdekli sandviç yapıların birim hücre yöntemi işlemleri ve uygulanan farklı prosedürler mevcuttur. Örneğin Buannic vd., (2003) birim hücre yöntemi teorisi uygulayarak oluklu sandviç bir paneli eşdeğer Kirchhoff – Love plakasına

indirgemıştır. Uygulanan birim hücre yöntemi işleminin doğrulanması için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Biancolini (2005) oluklu sandviç yapıların A, B ve D matrislerini hesaplamış ve elde ettiği sonuçları gerçekleştirdiği testlerle doğrulamıştır. Chang vd.,(2005) de birim hücre yöntemi teorisi kullanarak oluklu sandviç bir plakayı iki boyutlu eşdeğer kalın plakaya indirgemiş ve Reissner-Mindlin teorisi kullanarak basit mesnetli sınır şartlarında ve üniform basınç yüklemesi durumunda bu plakada meydana gelen çökme davranışını belirlemişlerdir. Park vd.,(2016) birim hücre yöntemi teorisini sinüzoidal profilli sandviç yapılara uygulamıştır. Bunun bir başka örneğini Wang & Chung (2011) üçgen kafes çekirdekli sandviç yapıları eş değer rijitlikli sandviç plakalara dönüştürmek amacıyla birim hücre yöntemi uygulamıştır.

1.4. Yapıların Titreşim Davranışları

Bir cismin belirli bir denge konumu etrafında yaptığı salınım hareketi titreşim olarak ifade edilmektedir. Titreşimler serbest ve zorlanmış titreşimler olarak iki ayrı başlık altında toplandığı gibi serbest ve zorlanmış titreşimler de sönümlü ve sönümsüz titreşimler olarak incelenmektedir. Serbest titreşimler, kuvvet etkisi altında olmadan kendi kendine yaptığı titreşimlerdir. Zorlanmış titreşimlerde ise cisimler sürekli bir dış kuvvet etkisi altında titreşirler. Dinamik yükleme neticesinde yapılarda meydana gelen titreşimler yorulmalar dinamik gerilmelerin oluşmasına, yapısal aşınmaların gözlemlenmesine neden olmaktadır (Şekil 16).



Şekil 16. Yüksek genlikli titreşimlere maruz kalan türbin bıçakları (Andersson, 2016)

Titreşimler, özellikle rezonans frekansında gerçekleşiyor ise oluşabilecek hasarların boyutu daha da büyük olabilmekte hatta can ve mal kayıpları söz konusu olmaktadır. Bundan dolayı yapıların rezonans frekanslarının belirlenmesi, bu sistemlerin dinamik çalışma koşullarında rezonans frekanslarından uzak duracak şekilde tasarlanması son derece önemlidir. Bu nedenle gerek ölçümler vasıtasıyla gerekse teorik olarak sistemlerin modal parametreleri elde edilmektedir. Yapılan bu işlem modal analiz olarak isimlendirilmektedir. Yapıların titreşim davranışlarının teorik olarak incelenmesinde ise sistemin teorik modeli oluşturulur. Yapıların teorik modelleri analitik olarak veya sayısal olarak oluşturulmaktadır. Teorik modeller oluşturulurken Newton hareket kanunları, D’alembert prensipleri, Lagrange yöntemleri kullanılmaktadır. Sayısal olarak ise sonlu elemanlar, sonlu farklar yöntemlerinden yararlanılmaktadır.

Birçok yapı gerçekte çok serbestlik dereceli olmasına rağmen tek serbestlik dereceli sistemlerin süperpozisyonu ile hesap edilmektedir. Tek serbestlik dereceli bir yapı ele alındığında bu yapının hareket denklemi, Denklem 8’deki diferansiyel denklem gibidir,

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (8)$$

Burada m , yapının kütlesini, c yapının sönümü, k yapının rijitliğini, $\ddot{x}(t)$ yapının ivmesini, $\dot{x}(t)$ yapının hızını, $x(t)$ yer değiştirmesini ve $F(t)$ ise yapıya etkiyen dış kuvveti göstermektedir. Yapının serbest titreşim yapması durumunda sönümle ilgili ifade ve dış kuvvet terimi ihmal edilir.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (9)$$

Bu diferansiyel denklem çözülmek için Denklem 10’daki karakteristik denklem durumuna getirilir.

$$k - m\omega^2 = 0 \quad (10)$$

Bu denklem çözüldüğünde ise;

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (11)$$

Yapıda meydana gelen zorlanmış titreşim hesabı yapabilmek için Denklem 9'de eşitliğin sağ tarafına zamana bağlı olarak dış kuvvet etkisi $f(t)$ dahil edilir ve Denklem 15'teki homojen olmayan ikinci dereceden sönümsüz zorlanmış titreşim denklemi elde edilir.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = f(t) \quad (12)$$

Bu durumda;

$$f(t) = Fe^{i\omega t} \text{ ve } x(t) = Xe^{i\omega t} \quad (13)$$

İfadeleri için özel çözüm yapılırsa;

$$(k - m\omega^2)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (14)$$

Denklem 14 elde edilir. Bu denklem kullanılarak, zorlanmış titreşim yapan sönümsüz bir yapının frekans davranış fonksiyonu Denklem 15'den hesaplanır.

$$H(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{k - m\omega^2} \quad (15)$$

Sönümlü serbest titreşim söz konusu olduğunda, tek dereceli sistemlerde Denklem 8'de verilen ifade Denklem 16'ya dönüştürülürse;

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (16)$$

Bu denklemin çözümü için $x(t) = Xe^{st}$ kabulü yapılarak hareket denklemi düzenlenerek ikinci dereceden bir bilinmeyenli bir denklem elde edilir.

$$ms^2x + cs + k = 0 \quad (17)$$

Bu denklemin çözülmesi durumunda Denklem 18 elde edilir.

$$\begin{aligned} s_{1,2} &= \frac{c}{2m} \pm \frac{\sqrt{c^2 - 4km}}{2m} \\ &= -\omega\zeta \pm i\omega\sqrt{1-\zeta^2} \\ &= -\omega\zeta \pm i\omega_d \end{aligned} \quad (18)$$

Burada ω sönümsüz açısal doğal frekans, ω_d , sönümlü açısal doğal frekans ζ sönüm oranı ifade eder. Sönümlü açısal doğal frekansı sönümsüz açısal doğal frekans olarak ifade edilirse,

$$\omega_d = \omega\sqrt{1-\zeta^2} \quad (19)$$

Ve

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (20)$$

Bu durumda sönümlü serbest titreşim davranışını gösteren yapının yer değiştirme ifadesi zamana bağlı olarak Denklem 21'deki gibi yazılabilir.

$$x(t) = Xe^{(-\omega\zeta \pm i\omega_d)t} \quad (21)$$

Sönüm etkileri bulunan yapının zorlanmış titreşim yapması durumunda hareket eşitliğini Denklem 8'deki gibi düşünmek gerekir. Bu hareket denklemini çözmek için sönümsüz zorlanmış titreşim davranışının belirlenmesindeki gibi (Denklem 14) ifadeler kullanılarak Denklem 22 elde edilir.

$$(k - ic\omega + m\omega^2)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (22)$$

Elde edilen bu denklemden zorlanmış titreşime maruz kalan bir yapının frekans davranış fonksiyonu,

$$H(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - m\omega^2) + ic\omega} \quad (23)$$

Denklem 23'deki gibi elde edilir. Bu fonksiyon kompleks bir fonksiyon olduğundan genliği ve faz açısı bulunmaktadır. Yapının frekans davranış fonksiyon genliği:

$$|\alpha(\omega)| = \left| \frac{X}{F} \right| = \left| \frac{1}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right| \quad (24)$$

Frekans davranış fonksiyonunun faz açısı ise,

$$\angle \alpha(\omega) = \angle X - \angle F = \tan^{-1} \frac{-\omega c}{k - \omega^2 m} = -\theta_\alpha \quad (25)$$

Çok serbestlik dereceli sistemlerde ise Denklem 8'de verilen hareket denklemi bir matris forma dönüştürülür ve aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (26)$$

Bağlantısıyla verilebilir. Burada $\mathbf{M}$ kütle veya atalet matrisi, $\mathbf{C}$ sönüm matrisi, $\mathbf{K}$ ise rijitlik matrisi, $\ddot{\mathbf{x}}(t)$, $\dot{\mathbf{x}}(t)$, $\mathbf{x}(t)$ ve $\mathbf{f}(t)$ ise sırasıyla çok serbestlik dereceli sistemin ivme, hız, yer değiştirme ve kuvvet vektörleridir.

Çok serbestlik dereceli sönümsüz sistemlerde Denklem 26'daki hareket denklemindeki sönüm matrisi sıfıra eşit olacağından böyle bir sistemin hareket denklemi

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (27)$$

şeklinde ifade edilebilir. Yapının serbest titreşim yapması durumunda ise matris eşitliğinin sağ tarafı sıfıra eşit olur. Serbest titreşim yapan yapının hareket denklemi,

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{0} \quad (28)$$

durumuna dönüşür. Bu denklemin çözümü için $\mathbf{x}(\mathbf{t}) = \mathbf{x}e^{i\omega t}$ ifadesi önerildiğinde ve gerekli düzenleme yapıldığında ve denklem çözüldüğünde Denklem 29 elde edilir.

$$(\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2)\{\mathbf{X}\} = \{0\} \quad (29)$$

Burada yer değiştirme $\{\mathbf{X}\}$ vektörü sıfıra eşit olamayacağından, Denklem 29'deki matris eşitliğinin determinantının sıfıra eşit olması gerekir. Bu şart matematiksel olarak ifade etmek gerekirse Denklem 30'daki ifade yazılabilir.

$$\det|\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2| = 0 \quad (30)$$

İfadesini sıfır yapan öz değerler $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_N$ elde edilir. Elde edilen bu öz değerlerin karekökleri $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots, \omega_N$, N serbestlik dereceli bir yapının doğal frekanslarıdır. Elde edilen bu doğal frekanslar küçükten büyüğe sıralandığında en küçük doğal frekans temel frekans olarak isimlendirilir.

Modelin ortogonalite şartları aşağıdaki gibidir.

$$[\psi]^T [M] [\psi] = [m_r] \quad (31)$$

$$[\psi]^T [K] [\psi] = [k_r] \quad (32)$$

$$\omega_r^2 = [m_r]^{-1} [k_r] \quad (33)$$

Burada $[\psi]$ modal şekil matrisini, $[m_r]$ ve $[k_r]$ matrisleri ise sırasıyla genelleştirilmiş kütle matrisini, ω_r^2 doğal açısal frekansın karesini göstermektedir. Normalleştirme işlemi birkaç farklı yöntemle yapıldığından deneysel modal analize en yakın yöntem kütle normalleştirilmesi olduğundan aşağıda bu yöntemin detayları anlatılmıştır. Öz vektörlere ortogonalite şartları uygulanırsa,

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [I] \quad (34)$$

ve

$$[\phi]^T [K] [\phi] = \omega_r^2 \quad (35)$$

Bu denklemler yardımıyla N serbestlik dereceli bir sistemin frekans davranış fonksiyonu elde edilmiş olur.

Modal analiz; deneysel modal analiz ve operasyonel modal analiz olarak iki başlık altında incelenmektedir. Deneysel modal analizde darbe çekici veya sarsıcı gibi girdilerle ve yapının üzerinde bulunan sensörlerle yapının transfer fonksiyonu ve yapının frekans davranış fonksiyonu elde edilmektedir. Operasyonel modal analizde ise yapay herhangi bir uyarıcı girdi kullanılmaksızın yapının operasyonel girdileriyle ve sensörlerden alınan veriler ışığında yapının transfer fonksiyonuna ve dolayısıyla frekans yanıt fonksiyonuna gidilir. Frekans yanıt fonksiyonları yapılara verilen uyarı girdisine karşılık sistemin bu uyarı girdisine verdiği yanıt olarak tanımlanmaktadır.

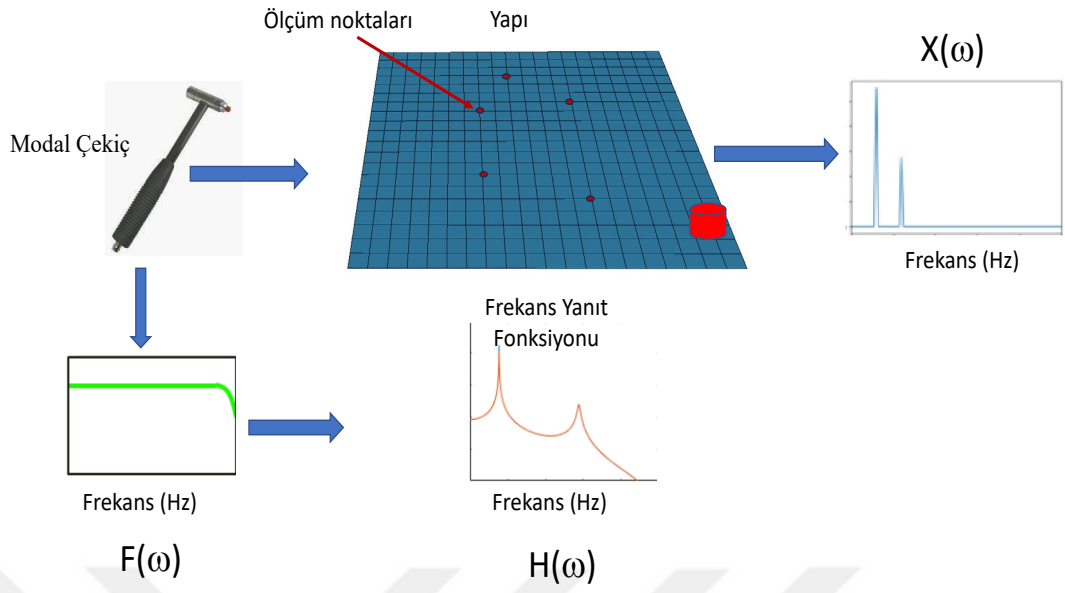
Bu tanım matematiksel olarak Denklem 36'deki gibi ifade edilebilir.

$$H(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (36)$$

Burada H(s) transfer fonksiyonu olup s yerine j ω ifadesi koyulduğunda elde edilen H(j ω) ifade frekansa bağlı bir kompleks fonksiyon olup frekans cevabı fonksiyonu adı verilir.

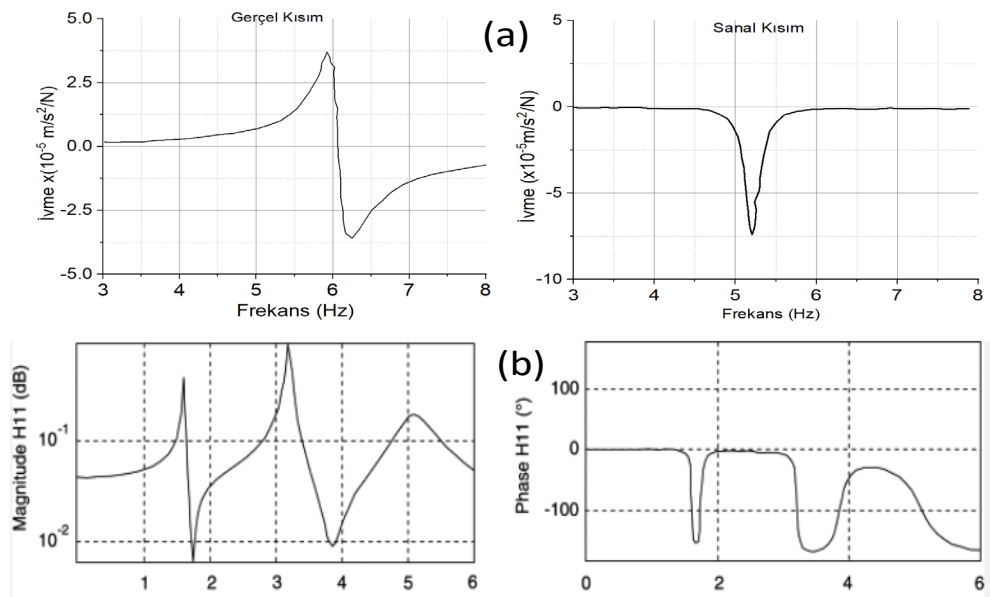
$$H(s) \Big|_{s=j\omega} = H(j\omega) = |H(\omega)| e^{j\angle H(j\omega)} \quad (37)$$

Frekans yanıt fonksiyonları yukarıda belirtildiği gibi karmaşık bir fonksiyon olduğundan kompleks sayılar gibi gerçek ve sanal bileşenleri vardır. Bu nedenle bu fonksiyonların grafiksel gösterimi üç farklı biçimde olmaktadır.



Şekil 17. Yapıların frekans davranış fonksiyonlarının elde edilmesiyle ilgili şematik gösterim

Bunlardan ilki gerçel ve sanal kısımlarının frekansa bağlı olarak ayrı ayrı gösterilmesi, diğeri frekans yanıt fonksiyonunun genliğinin ve faz grafiklerinin çizilmesi ve son olarak da Nyquist eğrileridir. Bu gösterimler arasında yaygın olarak kullanılan gösterim biçimi büyüklük faz formudur. Büyüklük faz gösterimlerinin özel bir biçimi ise Bode eğrileridir. Bode eğrilerinde yatay eksen olan frekans eksenini logaritmik olarak ölçeklenmiştir.



Şekil 18. Frekans davranış fonksiyonlarının gösterilmesi gerçel-sanal gösterim (a),

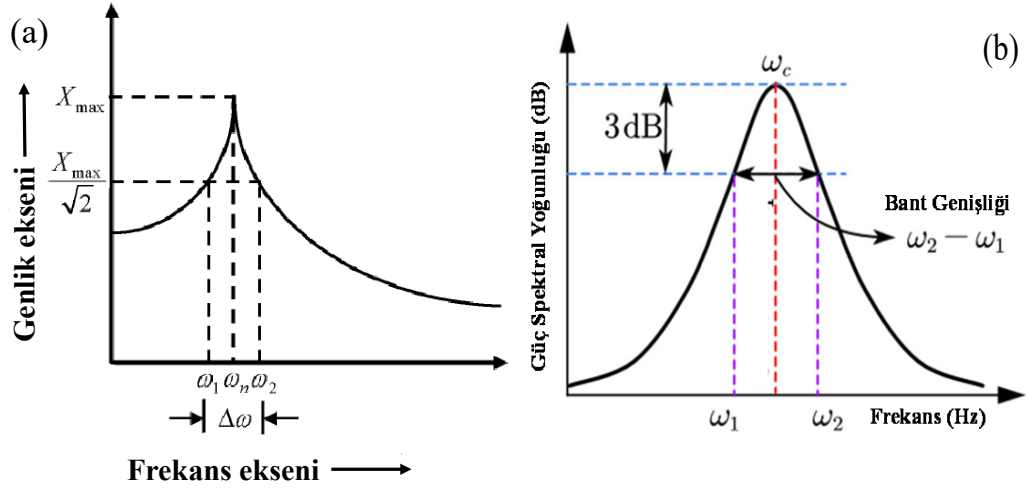
Sistemden alınan çıktı (hız, ivme, deplasman vb.) fonksiyonlarına göre transfer fonksiyonlarının isimleri değişebilmektedir. Tablo 2’de yaygın olarak kullanılan frekans tepki fonksiyonları formülasyonları verilmiştir.

Tablo 2. Frekans Tepki Cevapları Tipik Fonksiyonları (Türker, 2005)

Frekans Yanıt Fonksiyonu	Etki/Tepki
Reseptans	Yer değiştirme/Kuvvet
Mobilite	Hız/Kuvvet
Akselerans	İvme/Kuvvet
Dinamik Rijitlik	Kuvvet/Yer değiştirme
Mekanik Empedans	Kuvvet/Hız
Görünen Kütle	Kuvvet/İvme

Yarım güç bant genişliği yöntemi, bir yapının uygulanan kuvvete ya da zemin hareketine maruz kalması durumunda elde edilen frekans davranış fonksiyonu üzerinden sönüm oranını belirlemek için geliştirilmiş bir yöntemdir. Bu yöntem tek serbestlik dereceli sistemlere rahatlıkla uygulanmaktadır. Çok serbestlik dereceli sistemlerde modal frekanslar spektral tepe noktaları yeterli bir frekans marjı ile ayrılmalı yani tepe noktaları ve yöntemin uygulanacağı parametreler belirlenebilir olmalıdır. Yarım güç bant genişliği yöntemi Şekil 19a’da gösterilmiştir. Bu grafikten de görüldüğü gibi rezonans frekansı ω_n ’de oluşan titreşim genliği $X_{\max}$ ’tır. Bu değer $1/\sqrt{2}$ ’sine tekabül eden genlik değerler yarım güç noktaları olarak ifade edilir. Bu değerlere karşılık gelen alt ve üst frekanslar sırasıyla ω_1 ve ω_2 olarak görülmektedir.

Yarım güç bant genişliği, iki yarım güç noktası arasındaki frekans aralığının doğal frekansa oranı olarak tanımlanır. Bu titreşim modu için sönüm oranı aşağıdaki gibi ifade matematiksel ifade ile elde edilmektedir.



Şekil 19. Yarım- Güç Bant genişliği Yöntemi (Singh & Nanda, 2012) (a) ve 3 dB Bant Genişliği Yöntemi (S. Liu & Yu, 2022) (b),

$$\xi = \frac{\omega_2 - \omega_1}{2\omega_n} \quad (38)$$

Kayıp faktörü ise sönüm oranı kullanılarak şu şekilde ifade edilir.

$$\eta_s = \frac{\xi}{2\pi} \quad (39)$$

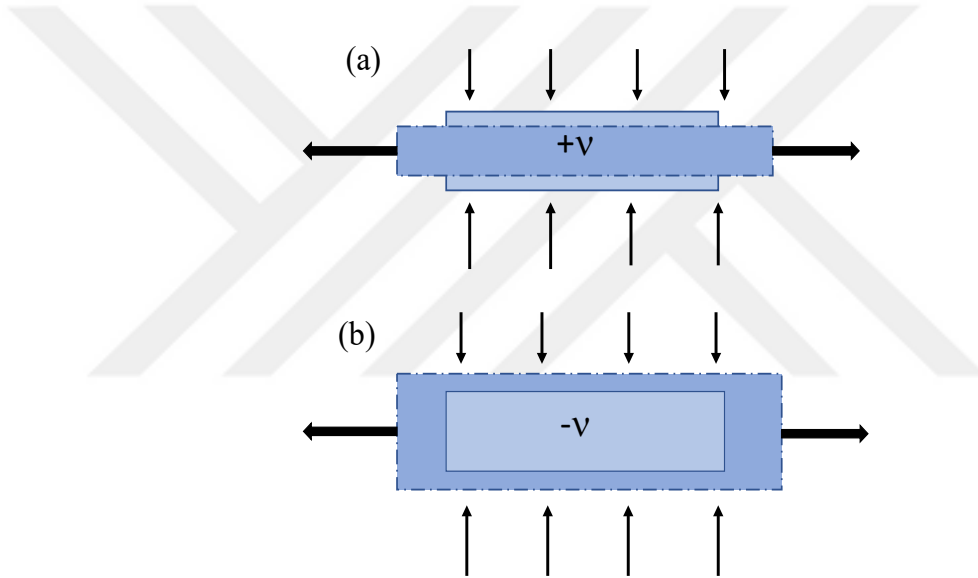
Modal testler neticesinde elde edilen frekans yanıt fonksiyonlarında Şekil 19b’da gösterildiği gibi düşey sütunu dB cinsinden verilmesi halinde 3 dB kuralı da uygulanabilir. Bu yöntemde rezonans frekansı ya da merkez frekansı olan ω_c ’ye karşılık gelen genlik değerinden 3 dB aşağı düşülerek bant genişliği oluşturulur. Bant genişliğinin sırasıyla alt ve üst frekans değerleri olan ω_1 ve ω_2 verileri okunur. Bu durumda sönüm faktörü aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$Q = \frac{\omega_c}{\omega_2 - \omega_1} \quad (40)$$

1.5. Ökzetik Yapılar

Doğada bulunan malzemelerin tamamına yakını, bir yönden uzadığında, enine bir daralma meydana gelmektedir. Bunun tersi de doğrudur yani malzemenin uzama yönünde bir daralma söz konusu ise enine bir daralma meydana gelmektedir (Şekil 20). Enine şekil değiştirmenin negatif değerinin boyuna şekil değiştirme oranına Poisson oranı adı verilmektedir. Bu oran matematiksel olarak Denklem 41’ deki gibi ifade edilmektedir.

$$\nu = -\frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x} \quad (41)$$



Şekil 20. Geleneksel (a) ve ökzetik yapıların (b) mekanik davranışı

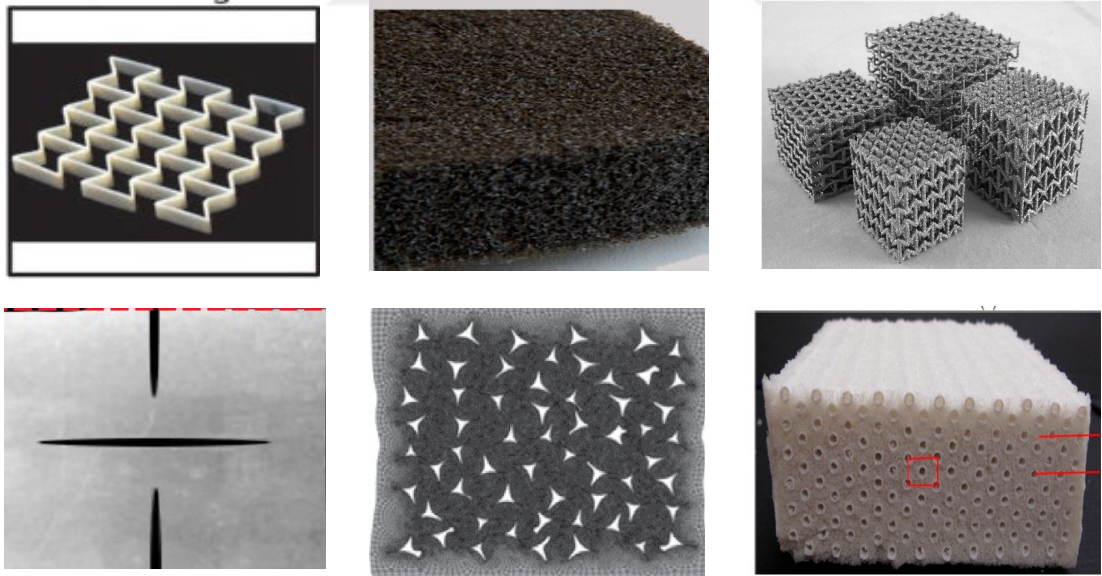
Burada ε_x ve ε_z , sırasıyla boyuna ve enine doğrultuda ortaya çıkan şekil değiştirme miktarlarıdır. Poisson oranı izotropik malzemelerde 0 ile 0.5 oranında değişmektedir (Evans & Alderson, 2000).

Genel olarak pozitif değerlerle alabilmesine karşılık 150 yılı aşkın bir süredir Poisson oranının negatif değerler alabildiği de görülmüştür (Love, 1944). Lakes (1987) tarafından açık hücreli köpüklerden negatif Poisson oranlı köpükler üretilmiş ve ürettiği köpüğün Poisson oranını -0.7 olarak belirlemiştir. Negatif Poisson oranına sahip malzemeler, kökeni Yunancadan gelmekte olan ve “genişleyebilen” anlamına gelen ökzetik (auxetoe) malzeme veya yapılar olarak isimlendirilmektedir (Evans, 1991). Zira bu malzemelerin aksel olarak uzaması sağlandığında; geleneksel malzemelerin aksine, Şekil 20b’de gösterildiği gibi enine

bir genleşme söz konusudur. Lakes (1991), malzemedeki anizotropik karakteristik özelliğin Poisson oranını tamamen etkilese de Poisson oranının sonuçlarının malzemedeki uzama ve kayma yönlerinde ortaya çıktığını ortaya koymuştur. Evans vd.,(1995) ise ökzetik moleküllerde (Wojciechowski, 1989) ve bal peteklerinde gövde mafsalı (body hinging), eğilme ve uzama olmak üzere meydana gelen üç farklı deformasyon mekanizmasının olduğunu öne sürmüştür. Alderson vd.,(1994) ise bir kıyaslama yaparak küçük yüklere maruz kalan ultra yüksek molekül ağırlıklı polietilen yapılarda, negatif Poisson oranına sahip olan moleküllerin sertlik bakımından daha üstün olduğunu ortaya koymuştur.

Ökzetik malzemelerin bir kısmını silikatlar (Lethbridge vd., 2005), silisyum zeolit (Sanchez-Valle vd., 2008) ve dikalkojenitler (Yu vd., 2017) gibi çeşitli moleküler ökzetik yapılar oluşturmaktadır. Bir diğer ökzetik yapı ise kedi, yılan ve semender kurbağası gibi çeşitli hayvanların derileri, kemiklerinde rastlandığı görülmüştür.

Doğal ökzetik malzemelerde negatif Poisson oranının sağladığı avantajlar nedeniyle bu alanda faaliyet gösteren araştırmacılar sonraki yıllarda negatif Poisson oranını değiştirebilecekleri özel malzemeler ve yapılar tasarlayarak bu malzemelerin ve yapıların mekanik performanslarını artırmayı amaç edinmiştir.



Şekil 21. Farklı tipteki ökzetik yapılar bal petekli yapılar(a), köpükler (b), üç boyutlu latis yapılar (c), delikli levhalar (d) ve mikro boşluklu yapılar

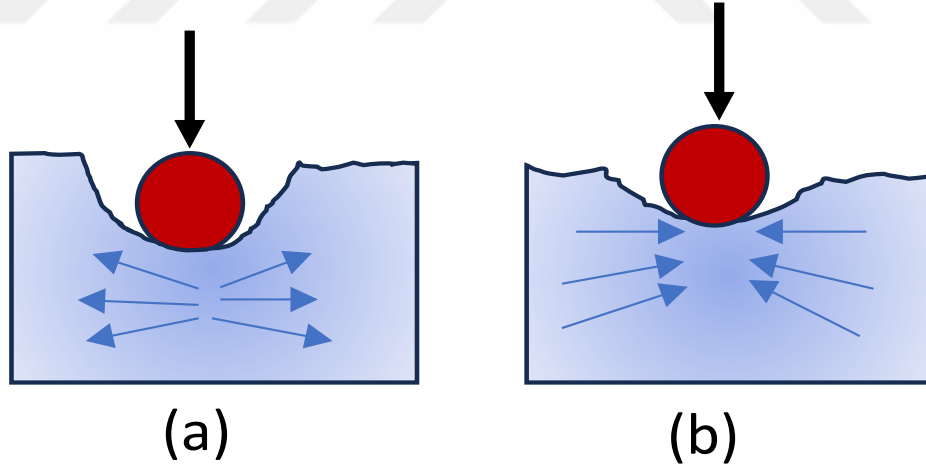
Özel olarak tasarlanarak üretilen bu yapılar yapay ökzetikler (Şekil 21) sınıfında olup; bal petekli yapılar (Carolina Sparavigna, 2014; Wagner vd., 2017), köpükler (Foster vd., 2018a; Zahra & Dhanasekar, 2017), kompozitler (Jiang & Hu, 2017), mikro-boşluklu yapılar (Taylor vd., 2014), delikli levhalar (Z. Wang vd., 2016), 3 boyutlu latis yapılar (Yang vd., 2015) bunlara örnek olarak verilebilirler.

Ökzetik yapıların özel olarak tasarlanabilme ve mekanik özelliklerinin kontrol edilebilme olanağı üretilen bu malzeme ve yapıların çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılabilmesine olanak sağlamıştır. Bu malzemelerin başlıca kullanım alanlarına örnek olarak, otomobillerin tamponları (Q. Gao vd., 2019; Y. Wang vd., 2018) ve özel cıvatalar söylenebilir (Ren vd., 2018). Biyomedikal malzeme anlamında yemek borusu kanseri için uygun PCL stentlerin geliştirilmesi (Ali vd., 2014; Ali & Rehman, 2011; Bhullar vd., 2014), yanma olaylarında işlevsiz hale gelen, başta yüz bölgesi olmak üzere insan vücudunun farklı bölgelerindeki yanık derisinin yerine, yeni deri düzeninin oluşturulması (Gupta vd., 2022; Kanapathy vd., 2021) ve buna benzer pek çok cerrahi operasyonda ökzetik malzemeler kullanım alanı bulmuştur. Bunun yanında köpük ve bal petekli yapılar ökzetik davranış gösterecek şekilde tasarlanarak, sıcaklık etkisi altında genleşip tekrar önceki halini alabilen şekil hafızalı malzemeler olarak düşünülmüş ve bu yapıların akıllı malzeme ve sensör uygulamalarında başarıyla kullanılabileceği görülmüştür (Assan & Carpa, 2009; Bianchi vd., 2010; Hassan vd., 2008; Jacobs vd., 2012). Öte yandan literatürde aktif titreşim kontrolü için enerji sönümleyici piezoelektrik ökzetik aktüatörler geliştirilmiş ve aktif titreşim kontrolü gerçekleştirmek amacıyla başarıyla uygulanmıştır. (Q. Li vd., 2017). Ayrıca belirli yönlerde ökzetik davranış gösterebilen, hacim merkezli, kübik manyeto elastik, galfenol alaşımlarının mekanik özellikleri manyetik alanla kontrol edilebildiğinden bu malzemelerin de eyleyici ve alıcı olarak başarılı mühendislik örnekleridir (Pne vd., 2018; Raghunath vd., 2016). Ökzetik yapıların hayatımıza girdiği bir başka alan ise sporcu ekipmanlarıdır. Bu ekipmanların amaçları sadece sporcuları sakatlanmalara karşı korumakla kalmayıp onların bireysel performanslarını da artırmaktır. Örneğin buz hokeyi, motor sporları, bisiklet yarışları, beyzbol ve Amerikan futbolu gibi spor dallarında sporcuların baş bölgesine gelebilecek darbeler sporcu sağlığı açısından hayati riskler taşır. Bu nedenle bu sporcuların kask kullanmaları son derece önemlidir (Foster vd., 2018b; Kis vd., 2004). bu kaskların içinde kullanılan köpüklerin tasarımında önceki yıllarda kullanılan açık hücreli köpüklerin yerini son yıllarda negatif Poisson oranlı köpüklere bırakmıştır (Foster vd., 2018b; Vanden Bosche vd., 2017). Sporcu kasklarından başka sakatlanmayı önleyen futbolcu tekmelikleri,

kriket, basketbol ve voleybol atletlerinin kullandığı uyluk ve dirsek pedlerinde kullanılan negatif Poisson oranlı köpükler bunlara örnek olarak verilebilir.

1.5.1. Ökzetik Yapıların Mekanik (Yapısal) Davranışları

Hüresel yapılar genel olarak kendi içlerinde köpükler ve bal petekli yapılar olarak iki farklı başlık altında incelenebilir. Negatif Poisson oranlı malzemeler darbe yüklerine karşı daha dirençlidirler. Örneğin geleneksel bir malzeme bir darbeye maruz kaldığında bu malzeme yanal doğrultularda hareket eder. Bu da malzemenin yoğunluğunun azalmasına ve direncinin düşmesine neden olur (Şekil 22a). Ökzetik bir malzeme, geleneksel malzemeden farklı olarak (Şekil 22b) darbeye maruz kaldığında malzeme hem girinti yönünde hem de lateral yönde daralma meydana gelmektedir (Evans & Alderson, 2000). Bununla birlikte daha yüksek akma mukavemeti ve daha az elastisite modülüne sahip re-entrant desene sahip köpüklerin darbe yüklerine karşı daha dirençli olduğu görülmüştür. Ayrıca köpüklerin kayma sertliğindeki artıştan dolayı darbe altında gerçekten de yoğunlaştığı kanıtlanmıştır (Smith vd., 1999).



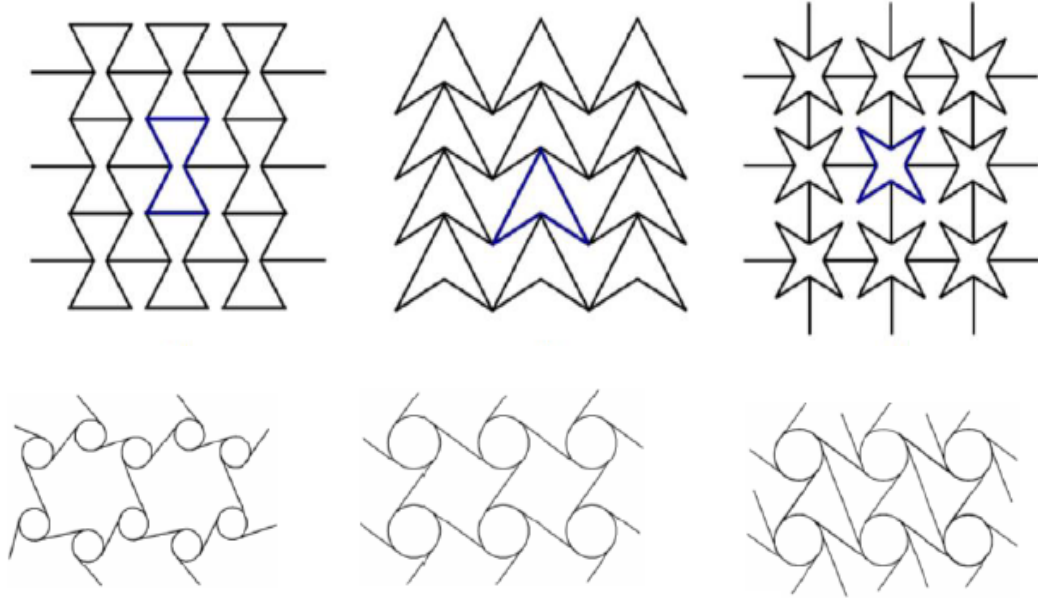
Şekil 22. Geleneksel (a) ve ökzetik (b) yapıların darbe direnci davranışları [138]

$$H \propto \left[\frac{E}{(1-\nu^2)} \right]^\gamma \quad (42)$$

Burada üniform basınç altında $\gamma=1$ hertzian indentetion altında ise $\gamma=2/3$ 'dür.

Klasik elastisite teorisine göre sertlik ve darbe direnci arasındaki ilişki Timoshenko ve Goodier tarafından Denklem 42'deki gibi tanımlanmıştır (Timoshenko & Goodier, 1970). Scarpa vd., (2002) gerçekleştirdikleri testler ile ökzetik köpüklerin darbe performansları geleneksel açık hücreli köpüklerle karşılaştırıldığında daha yüksek olduğunu ortaya koymuşlardır. Ayrıca bir başka çalışmada Scarpa vd. (2004) ise geleneksel açık hücreli ve ökzetik köpüklerin akustik direnç ve darbe sönümleme performanslarını karşılaştırmış ve ökzetik köpüklerin daha üstün olduğunu ortaya koymuşlardır. Bianchi vd., (2008) poliüretandan ürettikleri açık hücreli ökzetik köpükler üzerinde gerçekleştirdikleri çarpışma testlerinde enerji sönümleme karakteristikleriyle Poisson oranı ve son yarı çap parametreleri arasındaki ilişkiyi incelemişlerdir. Çalışmalarında negatif Poisson oranı ve son yarıçap parametrelerinin enerji sönümlemede oldukça önemli olduğunu ortaya koymuştur. Cadamagani vd., (2009) ökzetik açık hücreli poliüretan köpüklerin, hassas ürünlerin korunmasında ve paketlenmesinde oldukça başarılı olduğuna dikkat çekmiştir. Zhang vd., (2022) ısıyla şekillendirilmiş tek eksenli ökzetik köpükler üzerinde gerçekleştirdikleri statik basma testleri ökzetik köpüklerin tepe kuvvetini %40 oranında azaltabildiğini göstermiştir. Ayrıca ökzetik hücreli köpükler, ince cidarlı tüplerin içine yerleştirilerek tüplerin çarpma dayanıklılık performanslarını iyileştirmektedir. Örneğin Mohsenizadeh vd., (2015, 2016) gerçekleştirdikleri statik testlerle ve sayısal simülasyonlarla içi boş, geleneksel ve ökzetik köpük dolgulu ince cidarlı tüplerin çarpışma performanslarını karşılaştırmışlar ve ökzetik köpük dolgulu küplerin çarpışma performanslarının diğer iki yapıya göre daha üstün olduğunu göstermişlerdir. Hou vd., (2015) üç farklı geometrik özelliğe sahip ince duvarlı tüplerin darbe dayanım performansını artırmak için dolgu malzemesi olarak kullanılan köpükler için optimum Poisson oranı elde etmişlerdir. Ayrıca geliştirilen üç farklı yapının darbe dayanım performanslarını karşılaştırmışlardır.

Çarpışma, enerji absorpsiyonu, koruma gibi mühendislik uygulamalarında hücresel köpükler kadar bal petekli yapılar üzerinde de çeşitli çalışmalar ve uygulamalar gerçekleştirilmiştir. Farklı desen ve konfigürasyonlarda ökzetik bal petekli yapılar üzerinde çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiş ve bunlar geleneksel bal petekleriyle karşılaştırılmıştır.



Şekil 23. Farklı desenlerdeki bal petekli yapılar Re-entrant (a), Ok başı (b), Yıldız (c), Tri-Kiral (d), Tetra-kiral (e) ve Hekza-kiral (f)

Re-entrant desenli bal petekli yapılar bu alanda faaliyet gösteren araştırmacılar tarafından en çok üzerinde durulan desendir. Re-entrant desen dışında Şekil 23'te gösterilen ok başı, yıldız, tri kiral, tetra kiral ve hekza kiral desenler üzerinde de çeşitli çalışmalar mevcuttur.

Re-entrant desenli bal peteklerinin geleneksel, düzgün altıgen birim hücreye sahip bal petekleriyle karşılaştırıldığında bu desene sahip bal petekli yapılar daha üstün darbe performansı göstermelerine rağmen geleneksel bal petekli yapılara nispeten daha yüksek gerilmeler oluşturur (W. Liu vd., 2016). Ayrıca Hu vd.,(2019). Aynı hücresel yoğunluğa sahip geleneksel ve re-entrant desene sahip bal petekli yapılar karşılaştırıldığında geleneksel bal petekli yapıların çarpışma ve enerji sönmüleme probleminde darbe dirençlerinin önemli bir faktör olduğuna dikkat çekmiştir. Önemli bir faktör olan darbe dirençlerinin büyük deformasyonlar altında geleneksel bal petekli yapılar kadar yüksek olmadığı durumlar da ortaya çıkmıştır. Zhang vd., (2015) gerçekleştirdiği sayısal simülasyonlarla re-entrant bal peteklerinin belirli bir darbe hızındaki enerji absorbe edebilme kapasitelerinin negatif hücre açısı, bağıl yoğunluk ve matris malzemesi gibi parametrelerin artırılmasıyla geliştirilebileceğini öne sürmüştür. Ayrıca gerçekleştirdikleri simülasyonlarla plato gerilmesinin darbe hızının karesiyle orantılı olduğu sonucuna ulaşmışlardır. İki boyutlu re-entrant ökzetikler dışında üç boyutlu re-entrant ökzetik yapıların çarpışma performansları da

deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Yang vd.,(2013) üç boyutlu re-entrant yapıların tek eksenli sıkışma durumundaki davranışını analitik olarak inceleyerek mekanik özelliklerinin yapının birim hücresinin geometrik parametrelerini değiştirmek suretiyle değişebileceğini ileri sürmüştür. Rad vd.,(2019) üç boyutlu yapıların ve geleneksel üç boyutlu bal peteklerinin darbe performanslarını sayısal olarak karşılaştırılmış ve üç boyutlu re-entrant ökzetiklerin üç boyutlu latis yapıların enerji sönümleme performanslarının daha iyi olduğunu ortaya koymuş ve gerçekleştirdiği çarpışma testleriyle de bu sonuçları desteklemiştir. Üç boyutlu re-entrant yapıların deformasyon davranışlarını analitik ve sayısal olarak inceleyen Wang vd.,(2017) birim hücreyi oluşturan dikmelerin yeterince ince olması durumunda esas eğilme davranışının bu elemanlarda olacağı ve diğer deformasyon mekanizmalarının ihmal edilebileceğini göstermiştir. Bu dikmeler kalın ise hücrelerde eğilme ve kayma gibi durumlar ortaya çıkmıştır.

Geleneksel ve çeşitli ökzetik desenli bal petekli yapıların bir araya getirilmesiyle oluşturulan hibrid yapıların darbe nedeniyle ortaya çıkan kinetik enerjiyi sönümleme performanslarının daha üstün olduğunu kanıtlar nitelikte çalışmalar gerçekleştirmiştir. Wu vd.,(2020) re-entrant yapılarda açılı tabanlı bir gradyan bal peteği modelinin hücre duvar açısının büyüklüğü, hücre duvar kalınlığı gibi çarpma hızı gibi bazı kritik parametrelerin çarpışma performansı üzerindeki etkilerini deneysel ve sayısal olarak incelemişlerdir. Örneğin Ingrole vd.,(2017) öne sürdükleri hibrid yapıları basma dayanımlarını sayısal ve deneysel olarak incelemişler ve geleneksel ve re-entrant yapılarla karşılaştırmışlardır. Elde edilen sonuçlar hibrid yapıların bal peteklerine göre % 300, re-entrant bal peteklerine göre ise % 65 daha iyi olduğunu ortaya koymuştur. Li vd.,(2019) , geleneksel ve re-entrant desenleri bir araya getirerek tasarladıkları hibrid bal peteği modelinin tek eksenli ve iki eksenli darbe yükleri altındaki performanslarını geleneksel ve re-entrant bal petekleriyle karşılaştırmışlardır. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen sayısal simülasyonlar düşük çarpma hızlarında, hibrid bal petekli yapıda darbenin meydana geldiği doğrultuda basit çökme meydana gelirken bu doğrultuya dik doğrultuda ise bileşke bir hasar davranışı oluştuğunu göstermiştir. Ayrıca sayısal sonuçlar re-entrant bal peteğinin özgül enerji sönümlemenin geleneksel bal peteğine göre daha düşük olduğunu göstermiştir. An vd.,(2017) sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirdikleri sayısal simülasyonlarla hiyerarşik bal peteklerinin enerji sönümleme ve dinamik ezilme mukavemetinin geleneksel olanlardan daha yüksek olduğunu ortaya koymuştur. Tan vd.,(2019) ise re-entrant bal petekli yapılar üzerinde üçgensel ve altıgen olmak üzere iki farklı hiyerarşik bal peteği modeli oluşturularak

bu modellerin sayısal olarak çarpışma performanslarını belirlemişler ve hiyerarşik olmayan re-entrant bal petekleriyle karşılaştırmışlardır. Elde edilen sonuçlar kullanılan üçgen ve altıgen desenli hiyerarşik yapıların özgül enerji sönümleme değerlerinin sırasıyla %292 ve %105 attığını göstermiştir. Tajalsir vd., (2022) bir başka hibrid hiyerarşik bal peteği yaklaşımı geliştirmişler ve sonlu elemanlar yöntemiyle gerçekleştirilen sayısal simülasyonlar neticesinde meydana gelen pik değerlerini %85 oranında düşürmüştür. Re-entrant ince cidarlı tüpler düşük darbe hızlarında geleneksel tüplere göre daha yüksek özgül enerji sönümleme değerlerine ulaşmakta bununla beraber çarpışma anında meydana getirdiği yoğunlaşma nedeniyle darbe hızlarını önemli ölçüde yavaşlatmaktadır (W. Lee vd., 2019). Guo vd.,(2020) gerçekleştirdikleri çarpışma testleri ve sayısal simülasyonlar ile çekirdeğini Re-entrant latis yapının oluşturduğu sandviç tüplerin eksenel darbe etkisi altındaki özgül enerji sönümleme sadece re-entrant kafes yapının oluşturduğu bir ince cidarlı tüpe göre %25 daha fazla olduğunu ortaya koymuştur. Re-entrant yapılar enerji sönümleme ve darbe yükleri altındaki performansları değerlendirildiğinde diğer ökzetik konfigürasyonlarla kıyaslandığında daha esnek olduğu görülmüştür.

1.5.2. Ökzetik Yapıların Titreşim Davranışları

Ökzetik hücresel yapıların titreşim (Scarpa vd., 2005) ve akustik kontrol (Tee vd., 2008) uygulamalarında üstün performanslar gösterebilmesi nedeniyle bu konu, son yıllarda bir çok araştırmacı tarafından büyük ilgi görmüştür. Scarpa ve Tomlinson re-entrant hücre konfigürasyonlu ökzetik çekirdekli sandviç panellerin eğilme rijitliğini artırdığını ve dolayısıyla bu tür yapıların doğal frekanslarını artırdığını belirlemişlerdir (Scarpa & Tomlinson, 2000). Lira vd.,(2011). Re-entrant hücre konfigürasyonuna sahip ökzetik yapılarının geometrik parametrelerini optimize ederek bir uçak motoru kanatlarına başarıyla uygulamışlardır. Literatürde re-entrant hücre konfigürasyonunun dışında en çok kullanılan yapılardan biri de kiral konfigürasyondur. Bu hücre konfigürasyonu Spadoni vd. tarafından kirişlerde ve uçak kanadında uygulayarak bu yapıların titreşim sönümlemede başarılı olduğunu belirlemişlerdir. Ayrıca kiral hücre konfigürasyonun kullanılması durumunda kütlede herhangi bir artışa gidilmeden istenilen geometrinin oluşturulabileceğini öne sürmüşlerdir (Spadoni vd., 2006). Lim (Lim, 2014) Mindlin plaka teorisini kullanarak ökzetik davranan kalın bir plakanın doğal frekansları ve mod şekilleri üzerinde değişken kayma düzeltme faktörünün, dönme atalet momentinin farklı negatif Poisson oranlarının

etkilerini analiz etmiştir. Strek vd.,(2015) re-entrant ve dönen kare konfigürasyonlarına sahip ökzetik çekirdekli sandviç kompozit panellerin dinamik davranışını analiz etmişlerdir. Torabi vd.,(2017) petekli çekirdeğe sahip ankastre trapez plakaların süpersonik akış esnasında eğilme titreşim davranışı üzerinde akış esnasındaki basıncın, hücresel parametrelerin, mekanik sabitlerin etkilerini sayısal olarak analiz etmişlerdir.

Ökzetik malzemelerin üstün titreşim sönümleme özellikleri nedeniyle, bu tür malzemeleri veya yapıların titreşim kontrolünde önemli rol üstlenmelerini sağlamıştır. Scarpa vd.,(2005) ökzetik köpükler kullanarak titreşim önleyici eldiven tasarımı yapmışlar ve tasarımı ve üretimi gerçekleştirilen eldivenin statik ve titreşim önleme davranışlarını belirlemişlerdir. Biachi ve Scarpa (2013) ise poliüretan – polietilen (PU - PE) köpükten üretilmiş ökzetik köpük panellerin titreşim iletebilme özelliklerini gerçekleştirdikleri testler ile belirlemişlerdir. Shiyin vd.,(2015) ise trikiral hücre konfigürasyonlarının titreşim izolasyon kabiliyetlerini analiz etmek için Bloch teoremi ve sonlu elemanlar yönteminden yararlanmışlar ve trikiral konfigürasyonlu ökzetik yapıların zemine iletilen titreşim genliklerini önemli ölçüde düşürdüğünü belirlemişlerdir. Zhang vd.,(2016) ise re-entrant ökzetik hücre konfigürasyonunun titreşim izolasyon kabiliyetini gerçekleştirdikleri sayısal ve deneysel olarak belirlemişlerdir. Idczak ve Tomasz (2015) ise yıldız konfigürasyonlar üzerinde çalışmışlardır.

Ökzetik malzemelerin titreşim davranışını iyileştirebilmek için ise metalden malzemelerden yapılmış dahili rezonatör bilyelerden yararlanılmaktadır. Örneğin Baravelli ve Ruzzone (2013) alüminyum bir çerçevenin titreşim davranışını iyileştirmek için ökzetik yapılar ile beraber çelik küreler kullanarak 7.5 Hz frekans bandında 40 dB genlik düşüşü elde etmişlerdir. Abdeljaber vd.,(2015) ise bu çalışmadan farklı olarak kullanılan kiral konfigürasyonlu ökzetik yapının geometrik parametrelerini genetik algoritma kullanarak optimize etmişlerdir. Zhu vd., (2016) tetra-kiral yapıların titreşim iletim kabiliyetini artırmak için benzer bir yöntem kullanmışlardır. Rezonatörler dışında Ma vd., (2013) ise anti tetrakiral konfigürasyona sahip ökzetik yapıların titreşim davranışını hücrelere metal ruber partiküller takviye edildiğinde rezonans frekansının %10 oranında, sönüm oranını da % 50 oranında arttığını belirlemişlerdir.

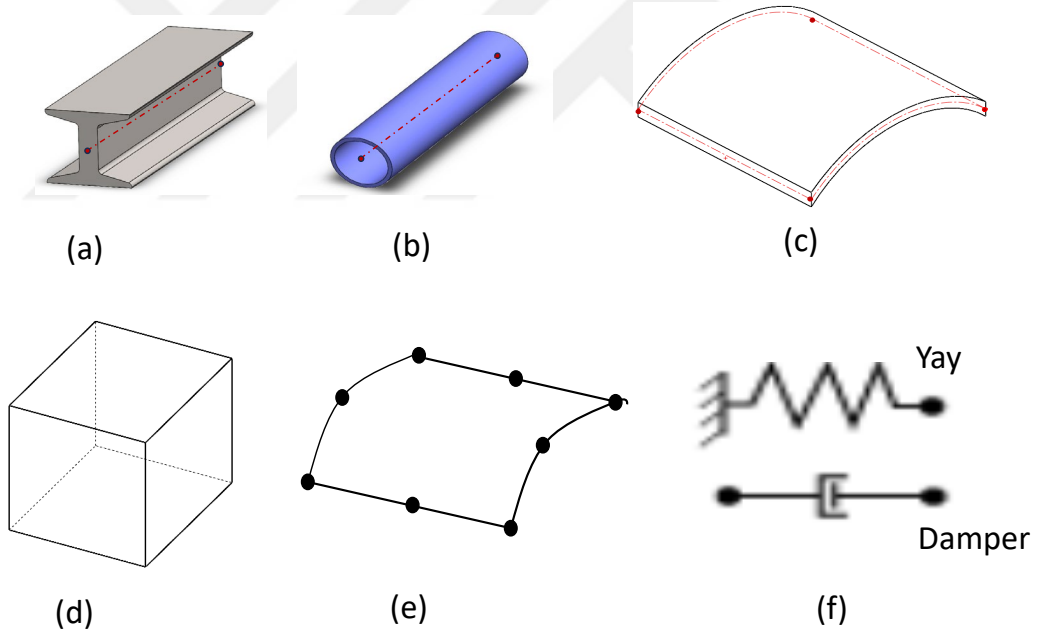
Ruzzone (2003, 2004) sonlu elemanlar yöntemi ile honeycomb, reentrant ve kafes hücre konfigürasyonlarının titreşim ve akustik davranışlarını analiz etmişlerdir. Elde ettikleri sonuçlar reentrant hücre konfigürasyonuna sahip sandviç kirişlerin titreşim ve ses yayılmasında önemli avantajları bulunduğuna işaret etmiştir. Ranjbar vd.,(2016) re-entrant

ve anti – tetrakiral hücre konfigürasyonlarına sahip ökzetik yapıların vibroakustik davranışlarını karşılaştırarak, düşük frekanslarda ökzetik hekzagonal konfigürasyonların ses yayılını önlemede daha iyi performans gösterdiğini yüksek frekanslarda ise anti – tetrakiral hücre konfigürasyonlarla benzer bir performans gösterdiğini ortaya koymuşlardır.

1.6. Sayısal Yöntemler

1.6.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi, mühendislikte yapısal (statik, dinamik), termal, akış, akustik, elektrik, elektromanyetik vb. gibi davranışların belirlenmesinde kullanılan yaygın bir sayısal bir yöntemdir. Bu yöntem ile mühendislikte karmaşık, çözümü zor veya zaman alan birçok problemin çözümü mümkün hale gelmektedir.



Şekil 24. Sonlu elemanlar yönteminde en çok kullanılan eleman tipleri; kiriş (a), tüp (b), kabuk (c), katı (d), Zar (e) ve yay ve damper gibi bağlantı elemanları (f)

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{\partial u_0}{\partial x} + z \frac{\partial \psi_x}{\partial x} \\
\varepsilon_y &= \frac{\partial v_0}{\partial y} + z \frac{\partial \psi_y}{\partial y} \\
\gamma_{xy} &= \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} + z \left(\frac{\partial \psi_x}{\partial y} + \frac{\partial \psi_y}{\partial x} \right) \\
\gamma_{yz} &= \frac{\partial w}{\partial y} + \psi_y \\
\gamma_{xz} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \psi_x
\end{aligned} \tag{43}$$

Sonlu elemanlar yönteminde, problemin boyut ve tipine göre yaygın olarak kullanılan eleman tipleri Şekil 24’ de gösterilmiştir.

Birinci mertbe kayma deformasyon teorisine (Mindlin – Reissner Teorisi) göre bir plakada meydana gelen yer değiştirme ifadeleri Denklem 2’de verilmiştir. Bu kayma teorisinden hareketle plakada meydana gelen şekil değiştirmeler ise Denklem 43’te ifade edilmiştir.

Burada ε_x ve ε_y sırasıyla plakada x ve y yönünde meydana gelen uzamalardır. Bununla birlikte, γ_{xy} , γ_{yz} ve γ_{xz} ise sırasıyla plakanın x-y, x-z ve x-z düzlemlerinde meydana gelen kaymaları ifade etmektedir. Denklem 43 vektörel formda yazılacak olursa,

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} \\ \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} \frac{\partial \psi_x}{\partial x} \\ \frac{\partial \psi_y}{\partial y} \\ \frac{\partial \psi_x}{\partial y} + \frac{\partial \psi_y}{\partial x} \end{bmatrix} \tag{44}$$

Denklem 43’teki enine kayma vektörü ise Denklem 45’teki gibi ifade edilmiştir.

$$\boldsymbol{\gamma}_s = \begin{Bmatrix} \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial w}{\partial y} + \psi_y \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \psi_x \end{Bmatrix} \tag{45}$$

Burada γ_s enine kayma vektörü olup bileşenleri γ_{yz} ve γ_{xz} ’ dir.

Plakada meydana gelen toplam şekil değiştirme enerjisi, düzlem içi şekil değiştirme enerjisiyle enine kayma şekil değiştirme enerjilerinin toplamı olarak Denklem 46’deki gibi ifade edilmiştir.

$$u = \frac{1}{2} \boldsymbol{\sigma}^T \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2} \boldsymbol{\sigma}_1^T (\boldsymbol{\varepsilon}_0 + z \boldsymbol{\kappa}) + \frac{1}{2} \boldsymbol{\sigma}_s^T \boldsymbol{\gamma}_s \quad (46)$$

Denklem 46’da elde edilen şekil değiştirme enerjisi, tüm plakanın şekil değiştirmesini hesaplayabilmek için plakanın hacmi boyunca integrali alınır,

$$U = \frac{1}{2} \iiint \boldsymbol{\sigma}^T \boldsymbol{\varepsilon} dV = \frac{1}{2} \iint \int_{-h/2}^{h/2} (\boldsymbol{\sigma}_1^T (\boldsymbol{\varepsilon}_0 + z \boldsymbol{\kappa}) + \boldsymbol{\sigma}_s^T \boldsymbol{\gamma}_s) dz dA \quad (47)$$

Denklem 47’ de yer alan düzlem içi uzamalar, eğrilikler ve kayma deformasyonları kalınlığa bağlı olmadığından bu denklem aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$U = \frac{1}{2} \iint \left(\boldsymbol{\varepsilon}_0 \int_{-h/2}^{h/2} \boldsymbol{\sigma}^T dz + \boldsymbol{\kappa} \int_{-h/2}^{h/2} \boldsymbol{\sigma}^T z dz + \boldsymbol{\gamma}_s \int_{-h/2}^{h/2} \boldsymbol{\sigma}_s^T dz \right) dA \quad (48)$$

Uzunluk başına gerilme değerleri ifade edilirse;

$$\int_{-h/2}^{h/2} \boldsymbol{\sigma} dz = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_x \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} dz = \begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} = \mathbf{N} \quad (49)$$

$$\int_{-h/2}^{h/2} \boldsymbol{\sigma} z dz = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_x \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} z dz = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = \mathbf{M} \quad (50)$$

$$\int_{-h/2}^{h/2} \boldsymbol{\sigma}_s dz = \int_{-h/2}^{h/2} \begin{Bmatrix} \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} \end{Bmatrix} dz = \begin{Bmatrix} Q_y \\ Q_x \end{Bmatrix} = \mathbf{Q} \quad (51)$$

Denklem 49-51’de elde edilen dış kuvvet ifadelerini Denklem 48’ deki toplam şekil değiştirme eşitliğinde yerine koyarsak dış kuvvetlere bağlı Denklem 52 elde edilir.

$$U = \frac{1}{2} \iint (\mathbf{N}^T \boldsymbol{\varepsilon}_0 + \mathbf{M}^T \boldsymbol{\kappa} + \mathbf{Q}_s \boldsymbol{\gamma}^T) dA \quad (52)$$

Burada $\mathbf{N}$, düzlem içi kuvvet vektörü, $\mathbf{M}$ düzlem içi moment vektörü $\mathbf{Q}_s$ ise enine kesme kuvvetlerinin oluşturduğu vektördür. Kompozit bir plakadaki gerilme şekil değiştirme ilişkileri Denklem 53 ve 54’ de gösterilmiştir.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{21} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 2Q_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12}/2 \end{Bmatrix} \quad (53)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{23} & 0 \\ 0 & G_{13} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \gamma_{23} \\ \gamma_{13} \end{Bmatrix} \quad (54)$$

Gerilme şekil değiştirme bağıntılarını kullanarak plakada meydana gelen şekil değiştirme enerjisini aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$U = \frac{1}{2} \iint (\mathbf{N}^T \boldsymbol{\varepsilon}_0 + \mathbf{M}^T \boldsymbol{\kappa} + \mathbf{Q}_s \boldsymbol{\gamma}^T) dA = \frac{1}{2} \iint \begin{Bmatrix} \varepsilon_0 \\ \boldsymbol{\kappa} \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_0 \\ \boldsymbol{\kappa} \end{Bmatrix} + \boldsymbol{\gamma}^T A_s \boldsymbol{\gamma} dA \quad (55)$$

Burada

$$\mathbf{A}_s = \begin{bmatrix} A_{44} & A_{45} \\ A_{45} & A_{55} \end{bmatrix} \quad (56)$$

Denklem 55 yeniden düzenlenirse,

$$U = \frac{1}{2} \iint \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\varepsilon} \\ \boldsymbol{\kappa} \\ \boldsymbol{\gamma}_s \end{Bmatrix}^T \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} & 0 \\ \mathbf{B} & \mathbf{D} & 0 \\ 0 & 0 & \mathbf{A}_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\varepsilon} \\ \boldsymbol{\kappa} \\ \boldsymbol{\gamma}_s \end{Bmatrix} dA \quad (57)$$

Plakanın öteleme (T_o) ve dönme kinetik (T_D) enerjisi ise sırasıyla Denklem 58 ve 59 ile hesaplanmaktadır. Plakanın toplam kinetik enerjisi (T_T) ise bu iki enerji denkleminin toplamıdır.

$$T_o = \frac{1}{2} \int_A \left\{ \int_{h/2}^{h/2} \rho \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] dz \right\} dA \quad (58)$$

$$T_D = \frac{1}{2} \int_A \left\{ J \left[\left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{\beta}}{\partial t} \right)^2 \right] \right\} dA \quad (59)$$

Hamilton enerji prensibine göre kompozit bir plakanın Denklem 60'ta verilen enerji eşitliğinde bu ifadeler yerine konursa;

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta U + \delta T - \delta W) dt = 0 \quad (60)$$

Burada U plakanın şekil değiştirme enerjisi, T ise plakanın kinetik enerjisi olarak ifade edilmektedir. Plakanın serbest titreşim davranışı belirlendiğinden, dış yükler tarafından yapılan iş sıfıra eşittir ($\delta W=0$). Bu durumda kompozit plakadaki her bir eleman için rijitlik (K_e) ve kütle (M_e) matrisleri sırasıyla Denklem 61 ve 62'de verilmiştir.

$$[K_e] = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [B]^T [D][B][J] d\xi d\eta \quad (61)$$

$$[M_e] = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [N]^T [m][N][J] d\xi d\eta \quad (62)$$

Plakadaki her bir elemana ait rijitlik (K_e) ve kütle matrisleri (M_e) kendi içlerinde bir araya getirildiğinde global rijitlik (K) ve kütle (M) matrisleri elde edilmektedir. Plakalardaki serbest titreşim problemini çözmek için gerekli öz değer problemi denklem 63' de ifade edilmiştir.

$$([K] - \omega^2 [M]) \{\phi\} = 0 \quad (63)$$

1.6.2. Rayleigh – Ritz Yöntemi

Rayleigh-Ritz yöntemi, dinamik, statik ve burkulma davranışını belirleyerek yapıların doğal frekansları, mod şekillerini, momentleri, gerilmeleri, kritik burkulma yüklerini araştırmak ve sınır değer problemlerini çözmek için yaygın olarak kullanılan sayısal bir yöntemdir. Bu yöntemde yer değiştirme fonksiyonu W , problemin sınır şartlarını sağlayan ϕ_i deneme fonksiyonu cinsinden seçilir. Deneme fonksiyonu polinom ya da ortagonal bir fonksiyon olarak seçilebilir. Deneme fonksiyonuna bağlı olarak W , Denklem 64'teki gibi ifade edilir.

$$W = \sum_{i=1}^N c_i \phi_i \quad (64)$$

Burada c_i keyfi katsayı olup N ise yer değiştirme fonksiyonu içindeki terim sayısıdır. Rayleigh- Ritz yönteminde enerji fonksiyonu F , maksimum kinetik enerji ve maksimum potansiyel enerji arasındaki fark olarak ifade edilmektedir. Deneme fonksiyonlarıyla beraber ifade edilen yapay katsayıların belirlenmesi için enerji fonksiyonu F 'nin deneme fonksiyonundaki her bir katsayıya göre kısmi türevi alınır.

$$\frac{\partial F}{\partial c_i} = 0 \quad (65)$$

Bilinmeyen katsayı kadar elde edilen denklem çözülür. Burada görüldüğü gibi bu yöntemin doğru ve stabil sonuç vermesi kullanılan deneme fonksiyonlarına bağlıdır (Young, 1950). Bu Rayleigh – Ritz yönteminin boşluklu plakaların serbest titreşim davranışlarının belirlenmesiyle ilgili ilk çalışma Lam vd., tarafından gerçekleştirilmiştir (Lam vd., 1989). Daha sonraki yıllarda Chai (1994), Rayleigh – Ritz yöntemiyle dört kenarı ankastre ve dört kenarı basit mesnetli sınır şartlarındaki boşluklu tabakalı kompozit plakaların serbest titreşim davranışlarını belirlemiştir. Elde edilen sonuçları gerçekleştirilen modal testlerle doğrulamıştır. Sakıyama vd.,(2003) kare şeklinde delik bulunduran kare bir tabakalı kompozit plakayı üniform olmayan kalınlığa sahip eş değer plakaya dönüştürerek Rayleigh – Ritz Yöntemini uygulayarak kalınlık etkisi delik pozisyonu ve büyüklüğü gibi farklı

parametrelerin plakanın modal davranışı üzerindeki etkilerini incelemiştir. Liew vd.,(2003) farklı sınır şartları altındaki ortası delikli tabakalı kompozit plakaların serbest titreşim analizinde bölgesel ayrıştırma yöntemi uygulayarak Rayleigh – Ritz yöntemi uygulamıştır. Elde edilen doğal frekans verilerini deneysel frekans ölçümler ve sonlu elemanlar yöntemi sonuçlarıyla doğrulamıştır. Torabi ve Azadi (2014) Rayleigh – Ritz yöntemiyle çeşitli sınır şartları dairesel delikli tabakalı kompozit kare plakaların doğal frekanslarını ve mod şekillerini elde etmiştir.

1.6.3. Navier Yöntemi

Navier Çözüm tekniği plakanın tüm kenarlarının basit mesnetli olması durumunda kullanılmaktadır. Bir başka ifadeyle, plakanın tüm kenarlarında herhangi bir çökme meydana gelmezken kenar boyunca dönmeler serbesttir. Denklem 66'daki gibi ifade edilen bir düzgün yayılı yük için;

$$q(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} q_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (66)$$

Burada a ve b plakanın boyutlarıdır q_{mn} ise koşullu bir fonksiyon olup denklem (1.42)'daki gibi ifade edilmektedir.

$$q_{mn} = \begin{cases} 0 & m \text{ ve } n \text{'den en az biri çift ise} \\ \frac{16}{\pi^2 mn} & m \text{ ve } n \text{ tek ise} \end{cases} \quad (67)$$

Üniform yayılı yük altında basit mesnetli bir plakanın statik çökme davranışı aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

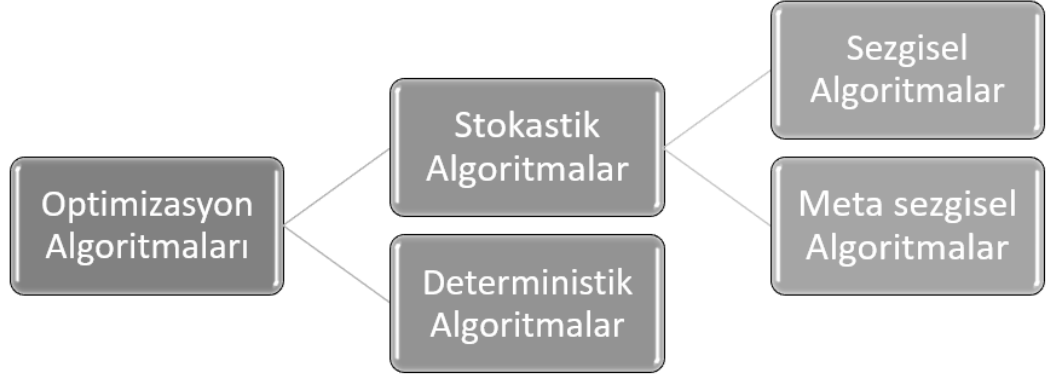
$$w(x, y) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} W_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \quad (68)$$

İzotropik bir plaka için çözüm gerçekleştirilirse denklem (1.43) aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$w(x, y) = \frac{16q_0b^4}{D\pi^6} \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{mn(m^2s^2 + n^2)^2} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi x}{b}\right) \quad (69)$$

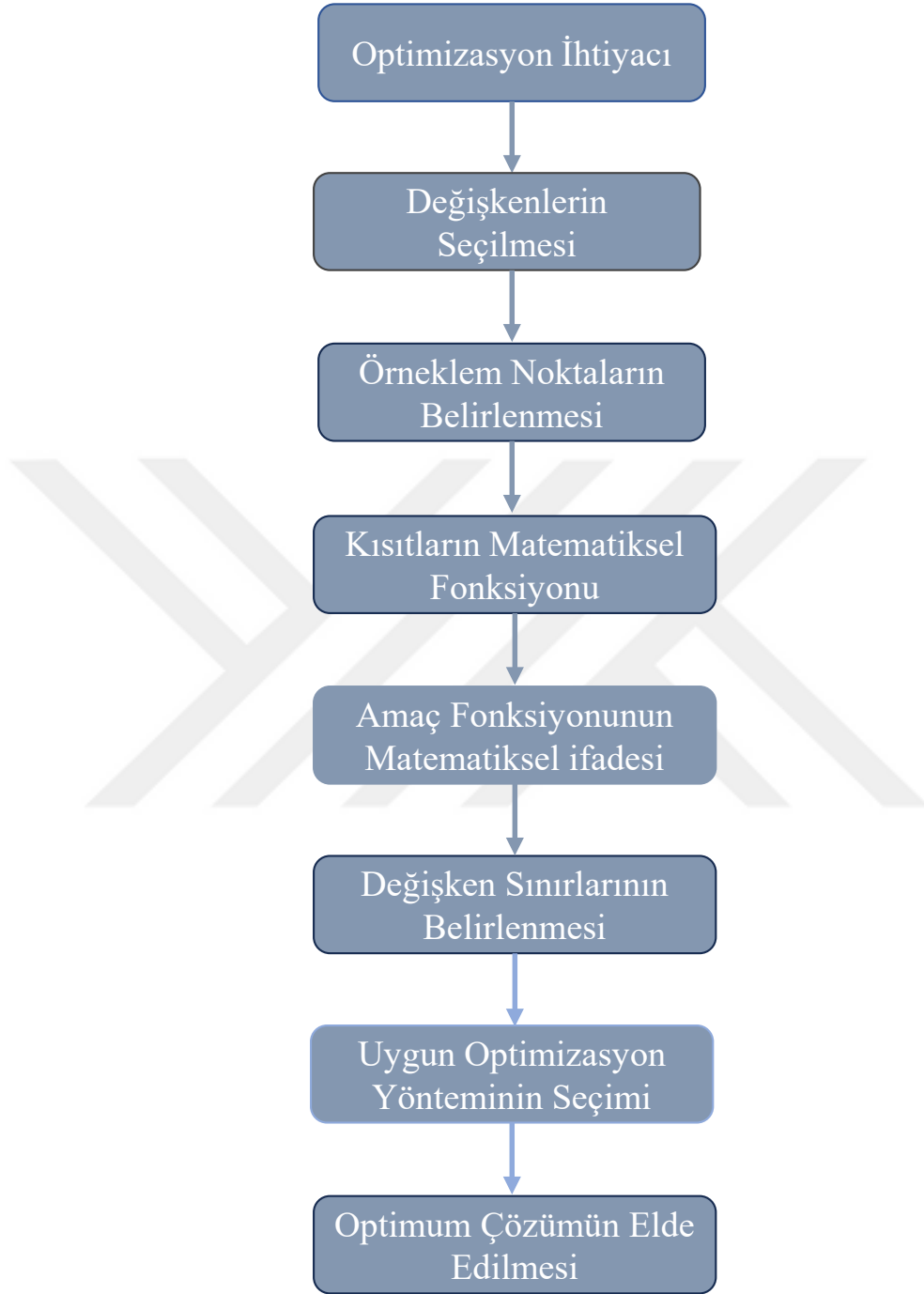
1.7. Optimizasyon Yöntemleri

Optimizasyon, Latince kökenli bir kelime olan optimum kelimesinden türetilmiş bir kelimedir. Optimum en iyi, en uygun anlamına gelmektedir. Optimizasyon ise bir sistemi en iyileme en uygun hale getirme manasına gelmektedir. Mühendislikte amaç, tasarlanan bir sistemin, yapının, vs. işler hale gelmesinden ziyade mümkün olan en iyi şekilde ve en düşük maliyetlerde çalışmasını sağlamaktır. Optimizasyon algoritması mevcut çözümleri karşılaştırılarak en iyi ve en uygun çözüme gitmeyi amaçlar. Gelişen bilgisayar ve yazılım teknolojisi sayesinde bu işlerin daha pratik ve daha hızlı hale gelmiştir. Optimizasyon yöntemleri ana hatlarıyla deterministik veya sezgisel yöntemler olarak iki ana başlık altında incelenmektedir (Şekil 1.25). Bu hiyerarşik şemada gösterilen optimizasyon sınıflandırmasının daha detaylı hali ise referans (S. Sharma & Kumar, 2022)'da gösterilmiştir.



Şekil 25. Optimizasyon algoritmalarının sınıflandırılması (Doğan, 2019)

Deterministik optimizasyon yaklaşımları önceden belirlenen şartlar çerçevesinde global bir çözüme gidilmek üzere problemin analitik alt yapısından yararlanır (A. Alderson vd., 2010; Kvasov & Mukhametzhano, 2018). Ayrıca deterministik optimizasyon yaklaşımlarında tasarım değişkenlerinden kaynaklanan belirsizlikler ihmal edilir (K. H. Lee & Park, 2001).



Şekil 26. Genel olarak bir optimizasyon yönteminin akış şeması

Deterministik optimizasyon yöntemleri arasında lokal arama (S. Gao vd., 2021) ve Tabu araması (Lin & Miller, 2004) sayılabilir. Dolayısıyla nihai çözümde elde edilen ilk elde edilen çözümünden farklı olabilmektedir. Bu optimizasyon yöntemleri teknikleri makul bir zaman içinde yüksek kalitede çözümler üretebilmektedir. Stokastik optimizasyon

yöntemleri de kendi içinde sezgisel algoritmalar ve meta sezgisel algoritmalar olmak üzere iki alt gruba ayrılmaktadır. Şekil 26’da bir optimizasyon probleminin ana hatlarıyla şematik olarak uygulanışı gösterilmiştir. Meta sezgisel optimizasyon algoritmaları da Evrimsel algoritmalar, sürü zekasına dayalı algoritmalar ve fizik-kimya tabanlı algoritmalar olmak üzere kendi içinde üç farklı kategoriye ayrılmaktadır (Doğan, 2019).

Evrimsel algoritmalar arasında en yaygın algoritma Genetik Algoritmadır. Sürü zekasına dayalı algoritmalar arasında yapay arı kolonisi optimizasyonu, arı kolonisi optimizasyonu gibi çok bilinen optimizasyon algoritmaları sayılabilir. Burada optimizasyon probleminin türü değişkenlerinin sürekli ya da ayrık oluşu, kısıtların özellikleri, amaç fonksiyonu gibi kritik parametreler seçilen optimizasyon yöntemini belirlemek açısından oldukça önemlidir.

1.7.1. Tasarım Değişkenleri

Optimizasyon problemine başlarken ilk adım tasarım değişkenlerinin tanımlanmasıdır. Burada değişkenlerden bazıları optimum sonuçları üzerinde daha çok etkiliyken bazıları daha az etkilidir. Duyarlılık analizlerinde hassas değişkenin değişmesi optimizasyon sonuçlarını daha çok etkileyecektir. Optimizasyon problemlerinde genel olarak sürekli ve ayrık olmak üzere iki farklı tasarım değişkeni mevcuttur. Sürekli tip tasarım değişkenleri, belirlenen bir değer aralığında herhangi bir değeri alabilen değişkenlerdir. Bu tip değişkenler belirlenen değer aralığında sonsuz tane değer alabilirler. Bir diğer değişken tipi olan ayrık tipte değişkenler ise sayılabilen değerler alırlar.

1.7.2. Kısıt Fonksiyonları

Optimizasyonda, kısıtlar çözüm uzayındaki her bir çözüm adayının sağlaması gereken koşullar olarak ifade edilmektedir. Başka bir ifadeyle çözüm uzayındaki her bir çözüm elemanı kısıtları sağlamalıdır. Optimizasyon problemlerinde kısıtlar eşitlik formunda veya eşitsizlik formunda olabilir. Örneğin bir yapıda doğal frekansların belirli bir değerde olması istenirken aynı anda yapıda meydana gelen çökmelerin maksimum değerlerinin her iki kısıt durumuna birer örnektir.

1.7.3. Amaç Fonksiyonu

Optimizasyon problemlerinin esas amacı, belirlenen tasarım değişkenlerinin belirlenen kısıtlar çerçevesinde amaç fonksiyonunun sağlanmasıdır. Mühendislikte optimizasyon problemlerine bakılırsa genel olarak üretim maliyetinin veya üretilen bir parçanın ağırlığının minimizasyonu istenir. Buna karşın parça hizmet ömrünün veya gerilmenin maksimizasyonu beklenmektedir. Mühendislikte tasarımcılar bazen birden fazla durumu optimize etmek isteyebilir. Örneğin üretilen bir parçanın ağırlığını minimize etmek isterken, maksimum gerilmesi artırılmak istenebilir. Bu tür problemler çok amaçlı optimizasyon problemleri olarak bilinmektedir. Bu tür durumlarda ise esas amacı ön planda tutarak diğer hedeflerin belirli sınırlar içerisinde kalması tarzında bir yaklaşıma gidilir. Çok amaçlı optimizasyon problemlerinde iki amaç için birbirinin zıttı isteniyorsa amaç fonksiyonlarından birinin çarpmaya göre tersi alınarak ifade etmek gerekir.

1.7.4. Değişken Sınırları

Optimizasyon sürecinin bir başka adımı ise değişken sınırlarının belirlenmesidir. Genel olarak bu adım birçok optimizasyon algoritması için bu sınırlar belirtilirken bazı optimizasyon yöntemleri için tasarım değişkenlerinin sınırları belirtilmez. Bu durumda çözüm uzayının tamamı için optimum arama gerçekleşir. Tasarım değişkenleri ve sınırları aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

$$x_i^{(l)} \leq x_i \leq x_i^{(u)}, i=1, 2, 3, \dots, N \quad (70)$$

Burada N adet tasarım değişkeni için verilen alt sınırlar $x_i^{(l)}$ ve üst sınırlar ise $x_i^{(u)}$ olarak ifade edilmektedir. Şekil 26'daki adımları tamamladıktan sonra optimizasyon modeli için gerekli matematiksel model aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

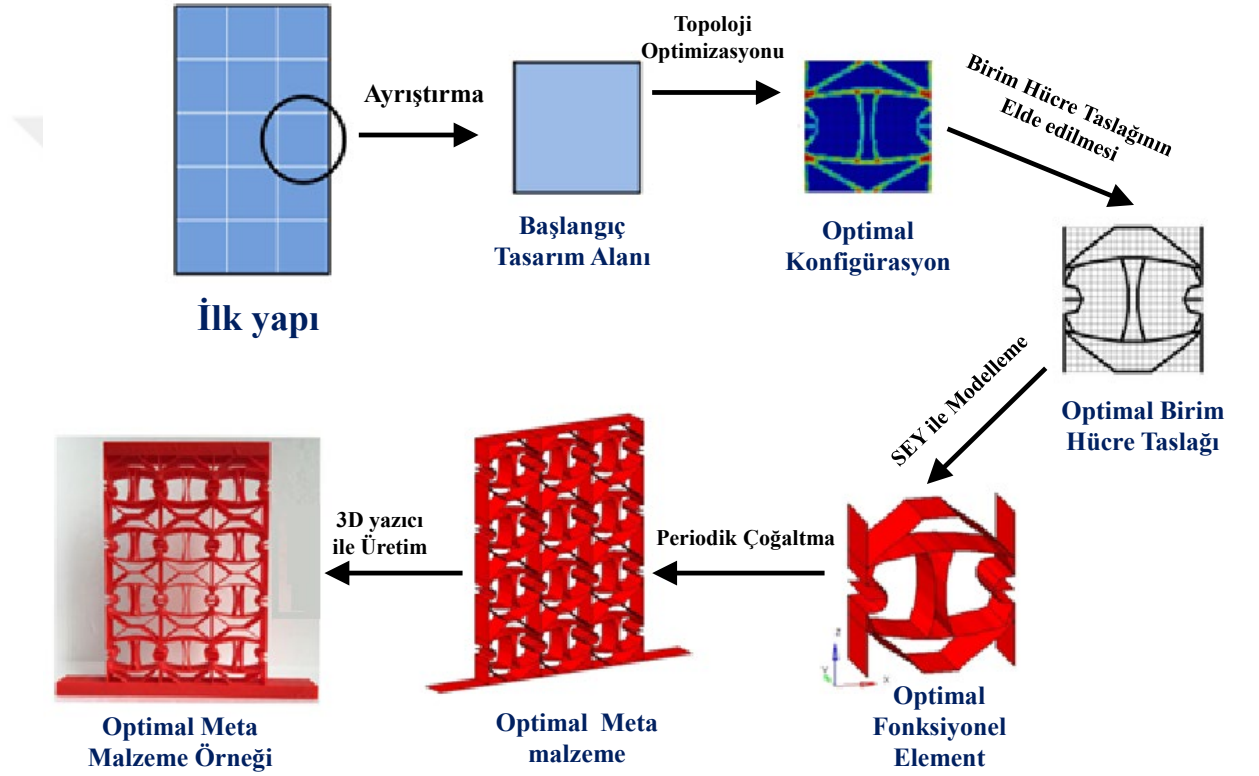
$$\begin{aligned} & \text{Min / Max } f(\mathbf{x}) \\ & g_j(\mathbf{x}) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, J \\ & h_k(\mathbf{x}) = 0 \quad k = 1, 2, \dots, K \\ & x_i^{(l)} \leq x_i \leq x_i^{(u)} \quad i = 1, 2, \dots, N \end{aligned} \quad (71)$$

1.7.5. Optimizasyon Algoritmaları

Literatürde birçok optimizasyon algoritması mevcuttur. Ancak bunların hiçbirisi bir problemi çözmede aynı derecede verimli değildir. Her birinin kendi içinde avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır. Genel olarak optimizasyon algoritmaları Şekil 27'deki gibi sınıflandırılmıştır. Ancak Sharma ve Kumar tarafından daha detaylı bir sınıflandırma farklı bir sınıflandırma yapmıştır (S. Sharma & Kumar, 2022). Klasik ve Deterministik algoritmalar Lagrange çarpanları gibi daha çok matematiksel olarak yaklaşırken, Meta-Sezgisel algoritmalar daha sezgisel ve daha karmaşık algoritmalarlardır. Optimizasyon mühendislikte tasarlanan ve üretilen parçaların operasyon koşullarında en iyi performansı vermesi için kullanılan bir yöntemdir.

Literatüre bakıldığında mühendislik uygulamalarında en çok kullanılan optimizasyon algoritmalarından biri genetik algoritmadır (GA). Bu algoritma evrimsel bir algoritma türü olup Darwin'in en uygun olanın hayatta kalması ilkesinden esinlenilerek geliştirilmiş bir algoritmadır. Javadi vd.,(2012) ökzetik yapılarda düğüm noktaları ve eleman boyutlarını sonlu elemanlar yöntemi ve genetik algoritma yardımıyla optimize etmiştir. Kaminakis vd.,(2015) evrimsel tabanlı güçlü bir hibrid algoritma kullanarak desen optimizasyonu ile ökzetik davranış gösterebilen yeni tip mikroyapı geliştirmişlerdir. Geliştirilen mikroyapının mekanik davranışını doğrulamak için birim hücre yöntemi kullanmışlardır. Optimizasyon algoritmaları yapıları titreşimden koruma ve titreşimin sönümlenmesi amacıyla da kullanılmaktadır. Örneğin Fallah ve Zamiri (2013) binalarda sismik titreşimlerin baskılanmasını sağlayan izolasyon sistemlerinin optimize edilmesi için çok amaçlı bir optimizasyon prosedürü uygulamıştır. Uygulanan optimizasyon prosedürü, genetik algoritma yardımıyla sürtünme katsayısı, geri getirme cihazı parametreleri, binanın kütlesi vs. gibi kritik parametreleri optimize etmişlerdir. Ranjbar vd., (2016) anti – tetrakiral ve ökzetik davranış gösterebilen birim hücre yapıların birim hücre geometrilerini optimize ederek 0-1000 Hz aralığında yayılan sesi ve titreşimi minimize etmeyi hedeflemiş ve bu iki yapının gürültü yayma özelliklerini karşılaştırmıştır. Elde edilen sonuçlar parametrelerin optimize edilmesiyle yayılan gürültünün önemli ölçüde azaltıldığını ve düşük frekanslarda hegzagonal birim hücre yapısının gürültüyü azaltmada oldukça etkili olduğunu buna karşın yüksek frekanslarda anti-tetra kiral yapıların daha başarılı olduğunu göstermiştir. Zhang & Yang (2016) re-entrant bal peteklerinin en iyi titreşim izolasyon performansını elde etmek için hücre açısı ve hücre kalınlığı parametrelerini optimize etmişlerdir. Deneysel ve sayısal

olarak yürüttükleri çalışmalar neticesinde Poisson oranındaki artışın re-entrant yapının titreşim izolasyon performansını artırırken hücresel bağıl yoğunluğun ise performansı olumsuz yönde etkilediğini sonucuna varılmıştır. Qin & Yang (2019), Şekil 27’de gösterildiği gibi desen optimizasyonu gerçekleştirerek ökzetik davranış gösterebilen optimum titreşim izolasyon performansına sahip fonksiyonel birim hücre elde etmiştir. Elde edilen fonksiyonel elementle gerçekleştirilen sayısal simülasyonlar neticesinde titreşim geçirgenliğinde % 65 oranında bir azalma sağlanmıştır.



Şekil 27. Desen optimizasyonu ile tasarlanmış optimal fonksiyonel element (Qin & Yang, 2019)

1.8. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tezin amaçlarından ilki literatürde rastlanmayan altıgen profilli sandviç yapıların çökme ve serbest titreşim davranışlarının hem birim hücre yöntemi hem de sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi ve karşılaştırılmasıdır. Diğer bir amaç ise tabakalı kompozit malzemelerde kütle ilave ve çıkarma gibi durumların serbest titreşim davranışına olan

etkilerin araştırılmasıdır. Son amaç ise özetik yapıların titreşim izolasyon davranışlarının ve optimizasyonlarının araştırılmasıdır.

Bu tez çalışmasının ilk bölümünde, altıgen profile sahip periyodik çekirdekli kompozit sandviç bir plakanın hücre açısının yapısal ve serbest titreşim davranışı üzerine olan etkileri birim hücre ve sonlu elemanlar yöntemleriyle incelenmiştir. İkinci bölümde Alüminyum (Al1100), Titanyum (TiGr5), Alüminyum ve Titanyum ultrasonik üretim yöntemiyle üretilen tabakalı metal kompozit (5TMK) ve karbon elyaf takviyeli polimer kompozitten (CFRP) oluşan plakada deneysel ve sayısal modal analizler gerçekleştirildi. Sayısal analizlerde ayrıca, plakalarda meydana getirilen boşluk ve kütle eklemenin yapının titreşim davranışı üzerine olan etkileri incelenmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. Çalışmanın üçüncü bölümünde ise 3B eklemeli imalat ile polipropilen malzemeden geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılar üretilmiştir. Üretilen bu bal petekli yapıların modal testleri ve sayısal analizleri gerçekleştirilmiş ve birbirleriyle karşılaştırılmıştır. İlave olarak, geleneksel ve re-entrant geometriye sahip hibrid bal peteği yapılar üç farklı geometride tasarlanmış, serbest titreşim ve zorlanmış titreşim davranışları sonlu elemanlar yöntemiyle belirlenmiştir. Bu yapıların titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verimliliği belirlenmiştir. Hibrid bal petekli yapılar için elde edilen veriler geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılarla karşılaştırılmıştır. Optimizasyon çalışmaları ile yapıların titreşim izolasyon performansları kalınlıklar değiştirilerek optimize edilmiştir.

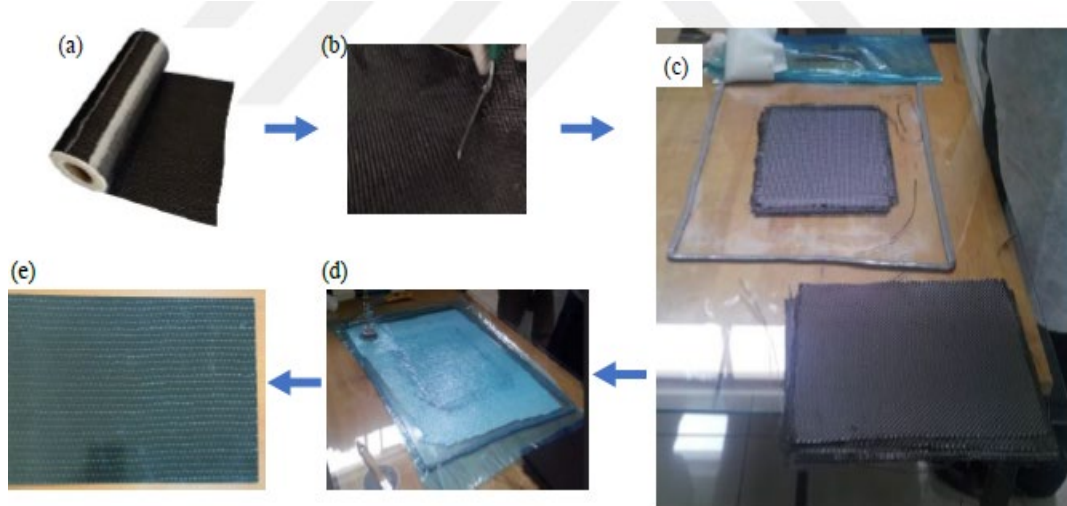
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

2.1. Deneysel Çalışmalar

Deneysel çalışmalar kapsamında, vakum torbalama yöntemiyle karbon elyafı takviyeli kompozit plakalar, ultrasonik eklemeli imalat yöntemiyle Al-Ti metallereinden oluşan tabakalı metal kompozitler ve üç boyutlu yazıcıyla polipropilen (PP) malzemeler üretilmiştir. Üretilen malzemelerin mekanik özelliklerini belirlemek için ASTM standartlarına uygun çekme testleri gerçekleştirilmiştir. Sonra karbon elyafı takviyeli kompozit plakaların, Al-Ti tabakalı metal kompozitlerin ve polipropilenden (PP) üretilmiş bal petekli yapıların modal testleri gerçekleştirilmiştir.

2.1.1. Tabakalı Kompozit Malzemelerin Üretilmesi

Vakum torbalama yöntemiyle 3K fiberli tek yönlü kumaş, MGS L160 reçine ve H160 sertleştirici kullanılarak kompozit plaka üretimleri gerçekleştirilmiştir. Plakaların üretimlerinde kullanılan sertleştirici reçine oranı yaklaşık olarak 1/5 gramdır.

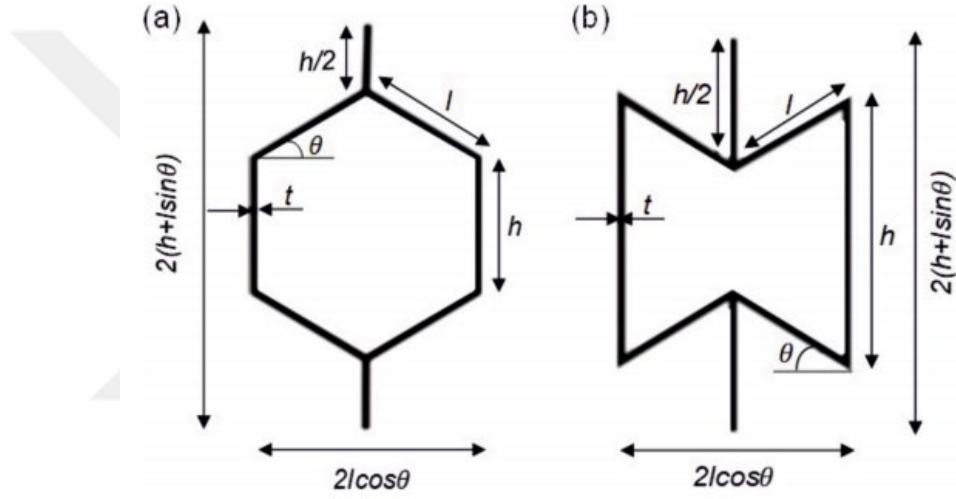


Şekil 28. Vakum torbalama yöntemiyle kompozit plaka üretim aşamaları: (a) tek yönlü kumaş, (b) kumaşın kesilmesi, (c) kumaşların dizilmesi ve reçine emdirilmesi, (d) vakum işlemi, (e) üretilmiş tek yönlü plaka

Vakum işleminden sonra kompozit plakalara 120 °C sıcaklıkta 2 saat boyunca kürleme işlemi gerçekleştirilmiştir (Şekil 28). Karbon elyaf takviyeli kompozit plakalar 1 mm (4 tabaka), 1.5 mm (6 tabaka) ve 2 mm (8 tabaka) kalınlığında üretilmiştir.

2.1.2. Eklemeli İmalat ile Bal Petekli Yapıların Üretilmesi

Eklemeli imalat yöntemiyle Şekil 29 gösterilen ökzetik davranış özellikleri gösteren re-entrant ve geleneksel desenli bal peteği yapılar üretilmiştir. Üretilen **bal** petekli yapıların hücresel yoğunlukları birbirlerine yakın seçilmiştir.



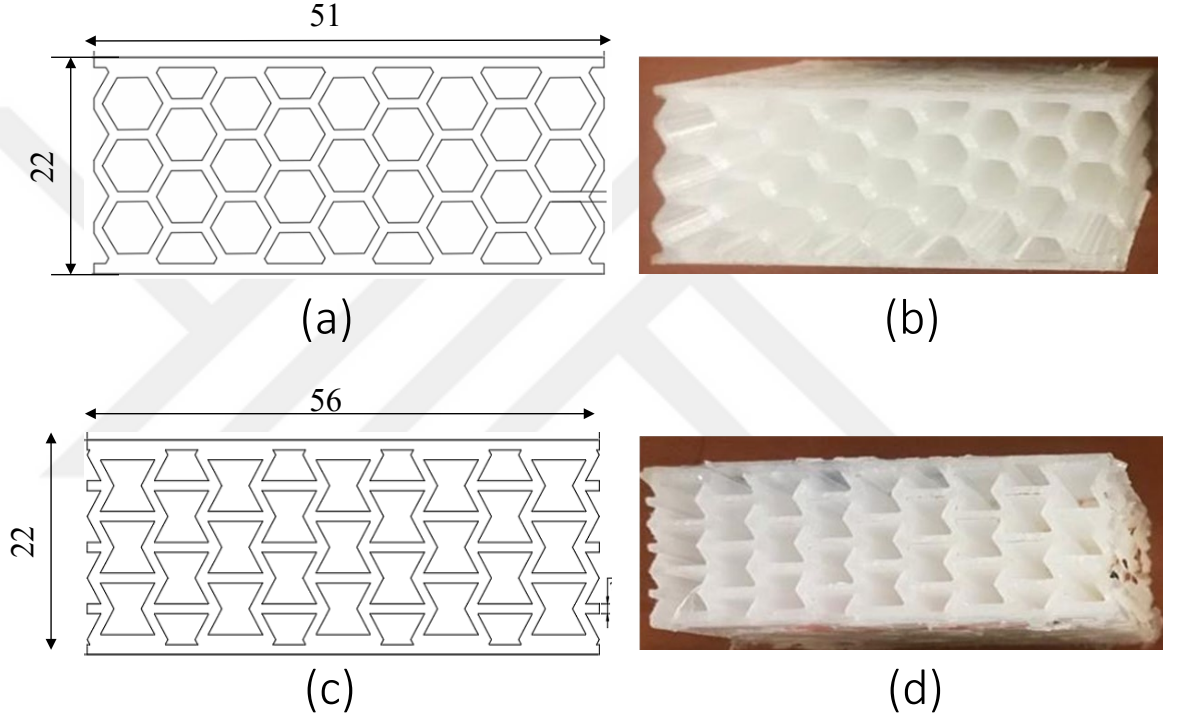
Şekil 29. Tasarlanan bal peteklerinin birim hücreleri, geleneksel altıgen bal petekli yapılar(a) ve re-entrant desenli bal petekli yapı (b)

Tablo 3. Geleneksel ve re-entrant bal peteklerinin birim hücrelerinin geometrik parametreleri

Geometrik Parametreler	Birim	Bal Peteği	Re-entrant
Hücre Duvar Uzunluğu (h)	mm	4	8
Hücre Duvar Uzunluğu (l)	mm	4	4
Hücre Duvar Kalınlığı (t)	mm	1	1
Hücre Duvar Açısı (θ) [°]	derece (°)	30	-30
Bağıl Yoğunluk	-	0.2	0.3

Bal peteki yapıların birim hücre parametrelerinin sayısal değerleri Tablo 3’ de verilmiştir. Tasarlanan bal petekli yapıların **bağıl** hücre yoğunluk hesaplamaları Denklem 72 kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

$$BY = \frac{t(\frac{h}{l} + 2)}{2 \cos \theta (\frac{h}{l} + \cos \theta)} \quad (72)$$



Şekil 30. Bal petekli yapılar. a) geleneksel bal petekli geometri b) üretilmiş bal petekli yapı c) re-entrantlı geometri d) üretilmiş re-entrantlı yapı

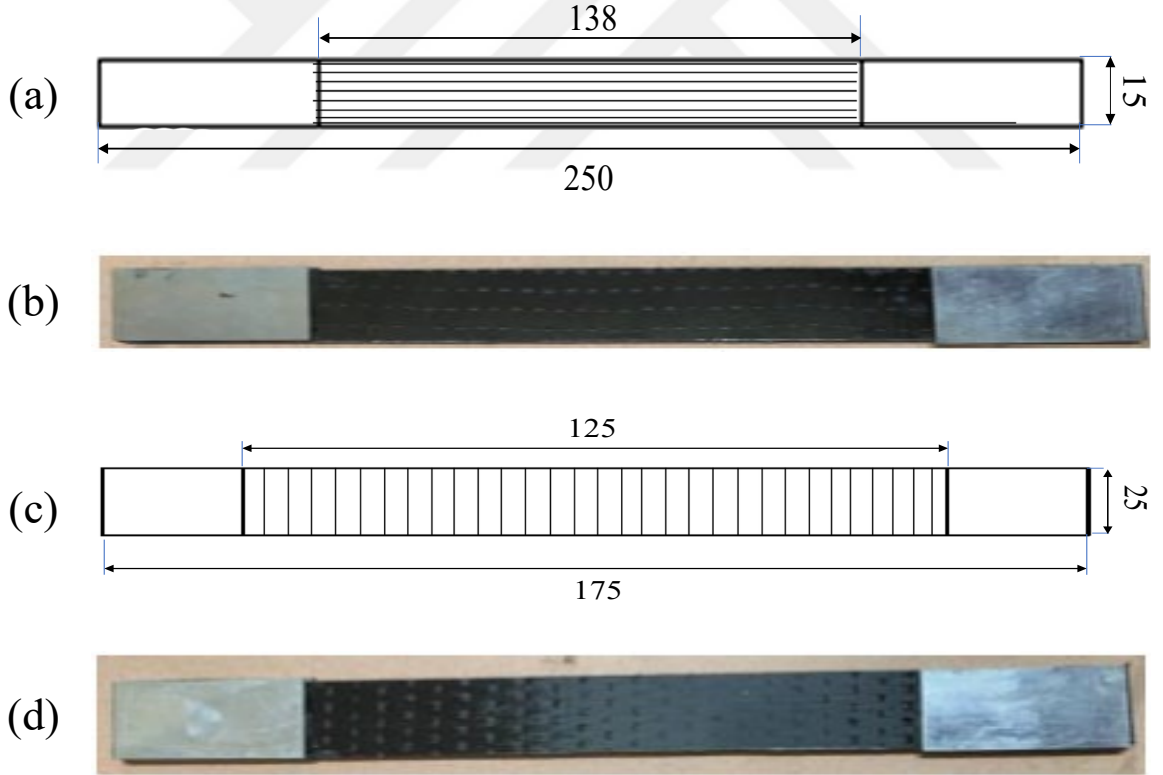
Modal testler için üretilmiş re-entrant ve geleneksel bal petekli yapıların tasarımları Solidworks’te çizilmiştir. Bu katı modeller kullanılarak 3B yazıcıda üretimleri gerçekleştirilmiştir (Şekil 30b d). Bal petekli yapıları üretmek için termoplastik bir polipropilen (PP) filament malzemesi kullanılmıştır. Bal peteği yapıların üretimlerinde kullanılan baskı hızı 20 mm/s olup diğer baskı parametreleri Tablo 4’te verilmiştir. Bal petekli yapıların üretimi esnasında yapılan baskı işlemi parçaların üretim yönünün normali olduğundan herhangi bir destek malzemesine gereksinim duyulmamıştır.

Tablo 4. Polipropilen malzemeler için baskı parametreleri

Parametreler	Birim	PP	Parametreler	Birim	PP
Baskı Sıcaklığı	[°C]	60	Dolgu Deseni	-	Eş merkezli
Yatak Sıcaklığı	[°C]	00	Dolgu Yoğunluğu	[%]	100
Nozul Çapı	[mm]	0.4	Akış hızı	[%]	100
Tabaka Kalınlığı	[mm]	0.1	Fan Hızı	[%]	20

2.1.3. Kompozit Malzemelerin Çekme Testleri

Tek yönlü karbon elyafı kumaştan vakum torbalama yöntemiyle üretilen karbon elyaf takviyeli kompozit (CFRP) plakanın mekanik özelliklerini belirlemek için ASTM D3039M ve ASTM D3518 standartlarına uygun çekme ve düzlem içi kayma test numuneleri hazırlanmıştır. Gerçekleştirilen testler sonucunda Tablo 5'te verilen mekanik sabitler belirlenmiştir.



Şekil 31. ASTM D3039 standardına göre hazırlanan çekme test numuneleri; Elyaf yönünde kesilmiş çekme numunesi ölçüleri (a), elyaf yöndeki numune (b), Elyaf yönüne dik olarak kesilmiş çekme numunesi ölçüleri (c) ve elyaf yönüne dik olacak şekilde kesilmiş numuneleri

Tablo 5. Kompozit plakalar için gerçekleştirilen testler

Özellik	Sembol (Birim)	Test Standardı
Elyaf Yönündeki Elastisite Modülü	E_1 (Pa)	D3039
Elyafa dik yöndeki Elastisite Modülü	E_2 (Pa)	
Poisson oranı	ν_{12}	
Kayma Modülü	G_{12} (Pa)	D3518



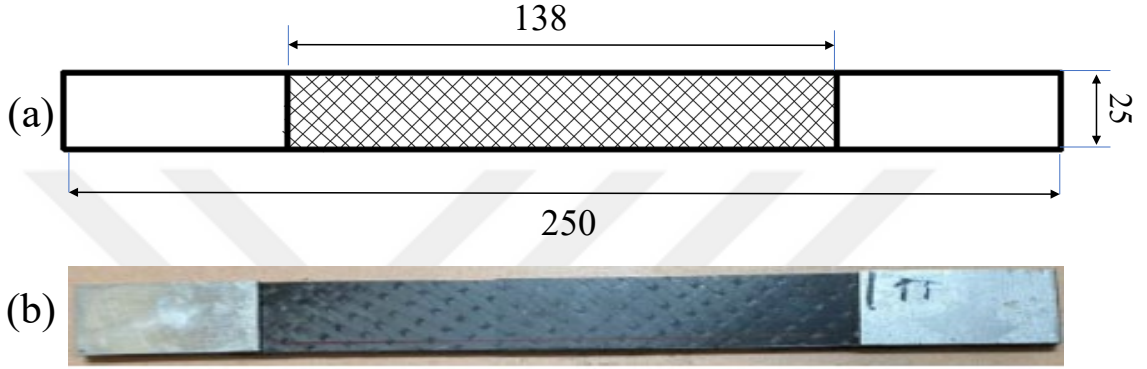
Şekil 32. Üniversal çekme testi makinası

Karbon elyafı takviyeli kompozit plakaların mekanik özelliklerini belirlemek için öncelikle çekme testleri gerçekleştirilmiştir. Çekme test numuneleri tek yönlü kompozit plakadan elyaf ve elyafa dik yönlerde kesilmiştir (Şekil 31). Bu testler Şekil 32’gösterilen Instron marka üniversal çekme test sisteminde gerçekleştirilmiştir.

Çekme deneyleri sonucunda elyaf yönünde kesilmiş numuneden elyaf yönündeki elastisite modülü (E_1), elyaf yönüne dik yöndeki elastisite modülü (E_2) ve Poisson oranı (ν_{12}) elde edilmiştir. Burada her iki yöndeki elastisite modülü değerleri (E_1 ve E_2), çekme testinden elde edilen gerilme-şekil değiştirme diyagramlarından belirlenmiştir. Malzemelerin elastisite modülleri belirlenirken şekil değiştirme ekseninde % 0.2’lik

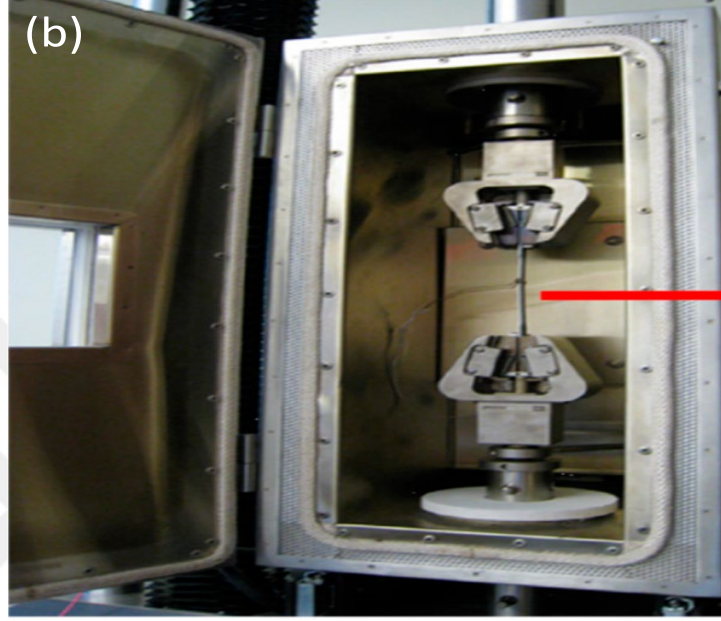
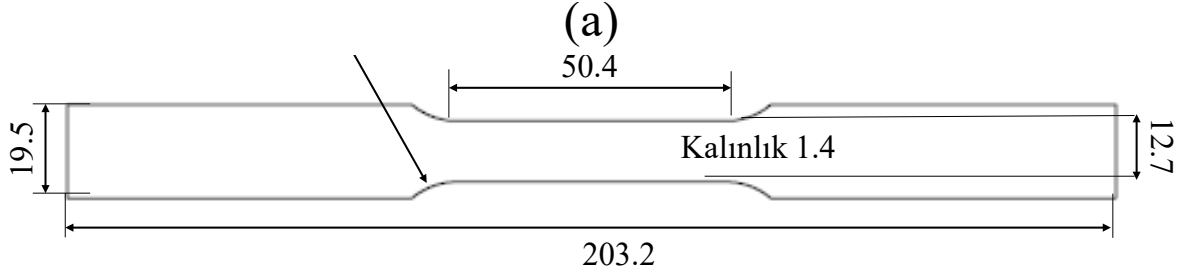
doğrusal sınır değere karşılık gelen noktadan, gerilme-şekil değiştirme eğrisinin doğrusal kısmına bir paralel çizilerek bulunmuştur.

Kompozit malzemenin kayma modülünü belirlemek için ASTM D 3518 standardı referans alınmıştır. Kayma modülü için numuneler $[0/90]_4$ elyaf dizilim açısına ve 2 mm kalınlığına sahip karbon elyafı takviyeli plakadan 45° açılarla kesilerek elde edilmiştir (Şekil 33). Gerçekleştirilen testler neticesinde kayma modülü (G_{12}) ve kayma dayanımı (S_c) elde edilmiştir.



Şekil 33. Düzleme içi kesme testleri için ASTM D3518 standardına uygun olarak hazırlanmış numune ölçüleri (a) ve hazırlanan test numunesi (b)

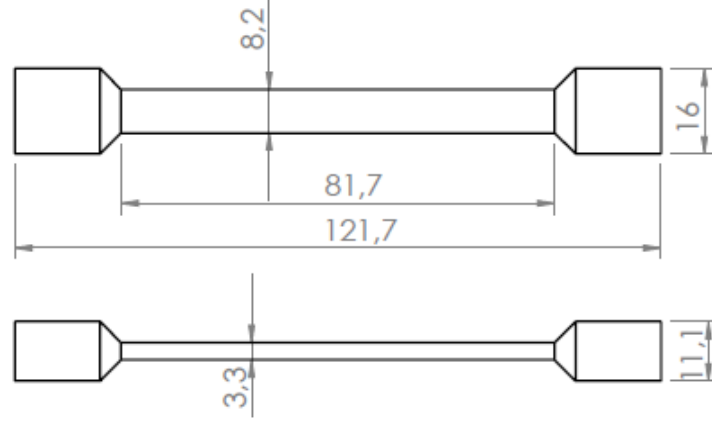
Tabakalı metal kompozit malzemelerin mekanik özelliklerini belirlemek için çekme testleri gerçekleştirilmiştir. Testler için numuneler, ASTM E8-04 standardına uygun şekilde ve Şekil 34a’da verilen geometrilerde 1.4 mm kalınlığındaki (0.127 mm x 11) plakadan hazırlanmıştır. Tek eksenli çekme testleri için 0.0013/s-0.013/s strain rate aralığında ve dört farklı sıcaklıkta fırınlama özelliği bulunan 10 kN kapasitesindeki elektromekanik çekme test sistemi kullanılmıştır. Hareketli kafanın yüksekliğini ölçmek için doğrusal değişken diferansiyel trafo kullanılmıştır (LVDT) (Omega Engineering Inc., Norwalk, CT, USA). Her bir çekme testi üç defa tekrarlanmış ve üç testin ortalama verileri raporlanmıştır (Şekil 34b).



Şekil 34. Al-Ti tabakalı metal kompozitlerin çekme numunesi örneği (a) ve Çekme testi sistemi (b)

2.1.4. Eklemeli İmalat ile üretilen Polipropilen Malzemelerin Çekme Testleri

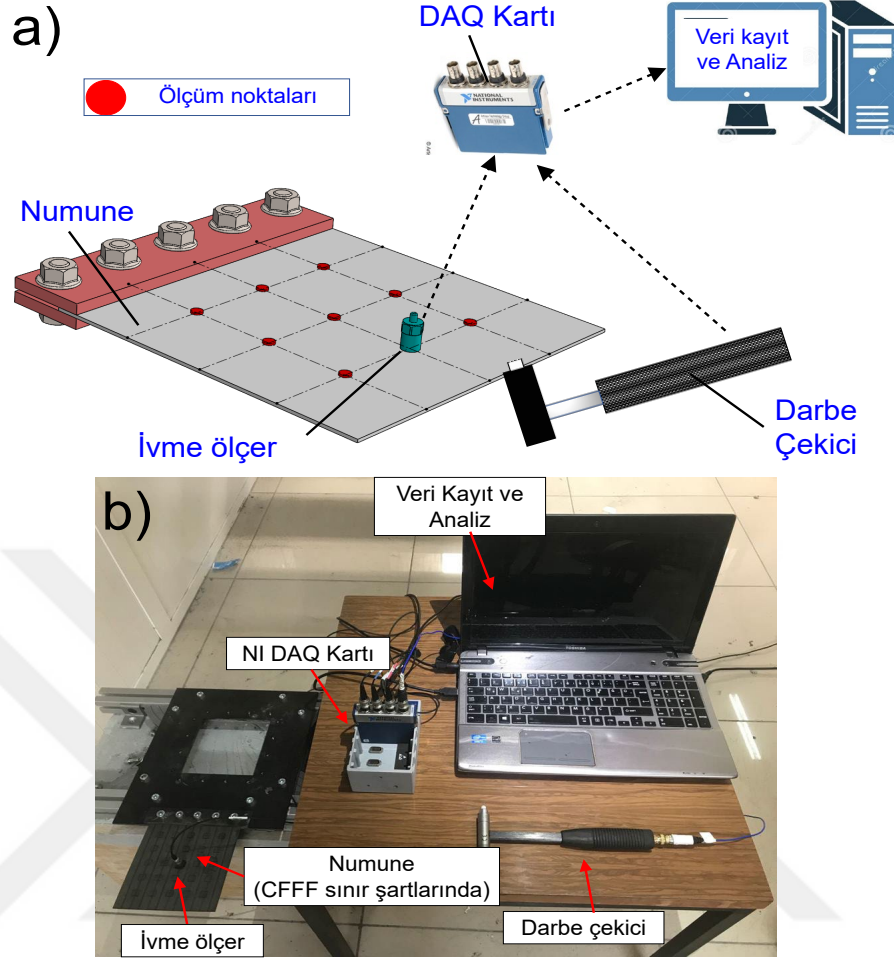
Bölüm 2.1.2’de üretim detayları verilen polipropilen malzemesinden Şekil 35’te geometrisi verilen numuneler hazırlanmıştır. Numunelerin ölçüm (gauge) bölgesi ISO 527 5a tip 3 standardına uygun olarak tasarlanmış ve üretilmiştir. Çekme testleri Karadeniz Teknik Üniversitesi Metalurji ve Malzeme Mühendisliği bölümünde bulunmakta olan 10 kN’ luk yük hücreli MTS 45 model universal test cihazında gerçekleştirilmiştir. Çekme testleri kafa hızı 5mm/dk ve üç tekrarlı olarak yapılmıştır.



Şekil 35. Propilen için çekme test numune geometrisi

2.1.5. Kompozit Plakaların Modal Testleri

Modal testler, alüminyum (Al1100), titanyum (Ti Gr5), tabakalı metal kompozit (5TMK) ve karbon elyaf takviyeli kompozit (CFRP) malzemelerinden üretilmiş, 150 mm x 150 mm x 1.5 mm ölçülerindeki plakalar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Modal testlerde plakalar, Şekil 36b’de verilen; beton blok üzerine 130x130 mm boyutlarında kare boşluk bulunan test sistemine bağlanmaktadır. Deneysel modal testler için gezer ivme ölçer tekniği kullanılmıştır (Lu vd., 2018). Bu teknik sayesinde Şekil 36a’da gösterilen plaka üzerinde belirlenen 9 noktanın birine üç eksenli ivme ölçer (BKSv 4524-B) yerleştirilmiş ve diğer 8 noktada plakaya darbe çekiciyle titreşim hareketi verilmiştir. Modal testler gerçekleştirilirken yapıya titreşim hareketi vermek amacıyla (PCB) IEPE tipi darbe çekici (PCB 086C03) kullanılmıştır. Kuvvet ve ivme ölçer verilerinin okunması ve analiz edilmesi için National Instrument (NI) firmasının veri toplama sistemi (NI-9234) kullanılmıştır. Veri toplama sistemi vasıtasıyla toplanan kuvvet ve ivme verilerine, MATLAB ortamında alçak geçiren filtre ve pencereleme gibi sinyal işleme prosedüründen sonra hızlı Fourier dönüşümü (FFT) yapılarak frekans yanıt fonksiyonları (FRF) elde edilmiştir. Yanıt fonksiyonları neticesinde plakalar için mod frekansları, mod şekilleri ve modal sönüm oranları belirlenmiştir. Plakaların modal sönüm oranları belirlenirken yarım güç bant kalınlığı yöntemi kullanılmıştır (de Silva, 2006; Papagiannopoulos & Hatzigeorgiou, 2011).

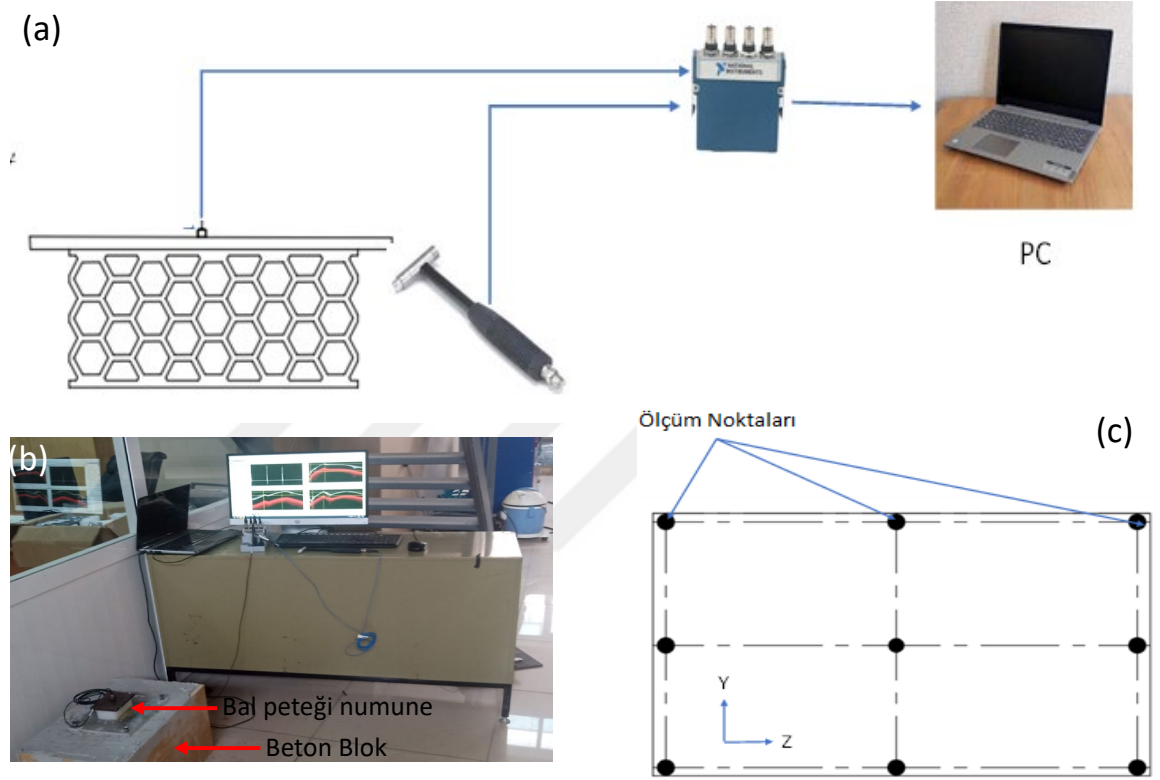


Şekil 36. Plakaların modal testleri için deney sisteminin şematik görünüm (a) ve test sistemi (b)

2.1.6. Eklemeli İmalat ile Üretilen Bal Petekli Yapıların Modal Testleri

Geleneksel ve ökzetik bal petekli malzemelerin modal testleri, Şekil 37’de verilen sistemde gerçekleştirilmiştir. Deney sırasında titreşimlerin önüne geçebilmek için sistem 40cm x30cmx50cm ebatlarında bir beton blok üzerine kurulmuştur. Bu beton bloğun üzerine, geleneksel ve ökzetik bal peteği numunelerin kolaylıkla yapışabilmesi için 20 cm x 25 cm x 1 cm kalınlığında bir alüminyum plaka 4 adet M8’lik cıvata ile sabitlenmiştir. Geometrisi Şekil 30’ da verilen her iki tip bal peteği de bu alüminyum plaka üzerine yapıştırılmıştır. Bal peteği numunelerin üst yüzeyine ise çelik malzemeden yapılmış 118 mm x 88 mm x 9.5 mm boyutlarında bir çelik plaka yapıştırılmıştır (Şekil 37b). Testlerde yapıya titreşim hareketi vermek amacıyla PCB firması tarafından üretilen IEPE tipi darbe çekici (PCB 086C03) kullanılmıştır (Şekil 37a). Yapının dinamik cevabını elde etmek için ise B&K firması tarafından üretilen üç eksenli bir ivme ölçer (BKSV 4524-B) kullanılmıştır. Kuvvet

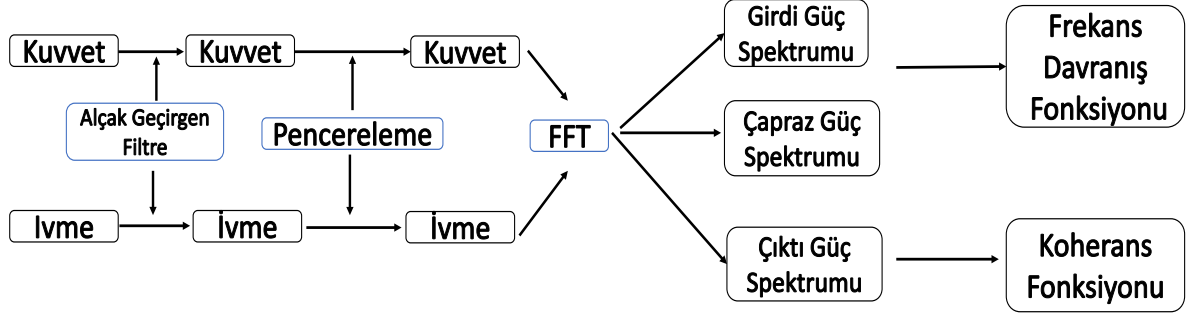
ve ivme ölçer verilerinin toplanıp bilgisayar ortamına aktarılabilmesi için NI firmasının veri toplama (NI-9234) kartından yararlanılmıştır. İlgilenilen frekans bandı 0-500 Hz olarak seçilmiştir. Elde edilen ölçümler esnasında örnekleme frekansı olarak 2000 Hz seçilmiştir. Geleneksel bal peteği ve re-entrant numunelerin modal testleri gerçekleştirilmeden önce çelik plaka üzerinde Şekil 37’de gösterilen noktalar işaretlenmiştir.



Şekil 37. Geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılar için kurulan modal test düzeneği (a) ve test sisteminin şematik gösterimi (b)



Testlerde çelik plaka üzerindeki işaretlenen her bir noktaya darbe çekici ile vurulup veriler okunmuştur. Elde edilen kuvvet-zaman ve ivme-zaman sinyalleri MATLAB ortamında Şekil 38’deki akış şemasına göre işlenmiştir. Akış şemasına göre elde edilen frekans yanıt fonksiyonları yardımıyla geleneksel ve re-entrant bal peteklerinin mod frekansları ve modal sönüm oranları elde edilmiştir.



Şekil 38. Modal Testlerde gerçekleştirilen sinyal işleme adımları

2.2. Sayısal Çalışmalar

2.2.1. Sandviç Yapının Birim Hücre Yöntemiyle Analizi

Tabakalı kompozit malzemeden üretilmiş sandviç yapıların eğilme davranışının elde edilmesi için eşdeğer plaka yaklaşımı yapılmıştır. Bu yaklaşımda tabakalı kompozit malzeme için kullanılan temel matematiksel ifade Denklem 73’te verilmiştir (Martinez vd., 2007).

$$\begin{bmatrix} N \\ M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [A] & [B] \\ [B] & [D] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_0 \\ \kappa \end{Bmatrix} \quad (73)$$

Burada $[N]$ düzlem içi kuvvet vektörü, $[M]$ eğilme – burulma moment vektörü, $[\varepsilon_0]$ orta düzlem gerilme vektörü, $[\kappa]$ eğilme burulma eğrilik vektörü, $[A]$ düzlem içi uzama ve kayma rijitlik matrisi, $[B]$ uzama eğilme bileşke matrisi ve $[D]$ ise eğilme- burulma bileşke matrisidir.

Sandviç panelin her bir tabakası için $[A]$, $[B]$ ve $[D]$ matrisleri Denklem 74’deki gibi hesaplanmıştır (Kaw, 2005):

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} A_{ij} & B_{ij} & D_{ij} \end{bmatrix} &= \int_{-\frac{t}{2}}^{\frac{t}{2}} (\bar{Q}_{ij}^e) \begin{bmatrix} 1 & z & z^2 \end{bmatrix} dz \\
&= \sum_{k=1}^N (\bar{Q}_{ij}^e) \left[z_k - z_{k-1} \quad \frac{(z_k - z_{k-1})^2}{2} \quad \frac{(z_k - z_{k-1})^3}{3} \right]
\end{aligned}
\tag{74}$$

Burada

$(\bar{Q}_{ij}^e)_k$: k'ıncı tabakanın rijitlik matris elemanları, t her bir tabakanın kalınlığı, N

tabakalı kompozit yapıda bulunan tabaka sayısı,

z_k : tabakalı plakanın orta düzleminden k'ıncı tabakanın tepesine kadar olan mesafe,

z_{k-1} : tabakalı plakanın orta düzleminden (k-1) inci tabakanın tepesine kadar olan mesafe,

Birim hücredeki her bir eleman için deformasyon vektörü $\{D\}^{(e)}$ ve birim hücre deformasyon matrisi arasındaki ilişki Denklem 75' de verilmiştir.

$$\{D\}^{(e)} = [T_D]^{(e)} \{D\}^{(e)} \tag{75}$$

Burada, $[T_D]^{(e)}$ global koordinatlar ve yerel koordinatlar arasındaki dönüşüm matrisi olarak ifade edilmektedir. Üst ve alt plakalar için dönüşüm matrisi;

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \mp \frac{d}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \mp \frac{d}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \mp \frac{d}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \tag{76}$$

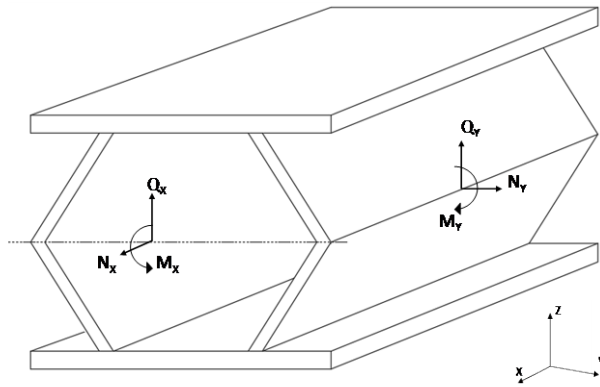
Sol ve sağ üst gövdeler için dönüşüm matrisi;

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \frac{d_c}{2} - \bar{y}s & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & c^2 \left(\frac{d_c}{2} - \bar{y}s \right) & 0 \\ 0 & 0 & \pm c & 0 & 0 & \pm c \left(\frac{d_c}{2} - \bar{y}s \right) \\ 0 & 0 & 0 & \pm c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \pm c^3 \pm 2cs^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (77)$$

Sol ve sağ alt gövdeler için dönüşüm matrisi;

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \bar{y}s - \frac{d_c}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & c^2 \left(-\bar{y}s - \frac{d_c}{2} \right) & 0 \\ 0 & 0 & \pm c & 0 & 0 & \pm c \left(-\bar{y}s - \frac{d_c}{2} \right) \\ 0 & 0 & 0 & \pm c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \pm c^3 \pm 2cs^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{x0} \\ \varepsilon_{y0} \\ \gamma_{xy0} \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{Bmatrix} \quad (78)$$

Burada c ve s, sırasıyla $\cos\theta$ ve $\sin\theta$ için kısaltmalardır. Denklem 76'da verilen matris eşitliğinde üst plaka için (+) ve alt plaka için (-) işareti kullanılmıştır. Denklem 77 ve 78'da verilen denklemler için ise birim hücrenin sağ taraf için (+) ve sol taraf için (-) kullanılmıştır.



Şekil 39. Birim hücreye etki eden kuvvetler ve momentler

Şekil 39'de verilen birim hücreye etki eden dış yükler ve birim hücrede meydana gelen deformasyonlar arasındaki ilişki Denklem 79'da verilmiştir. A_{44} ve A_{55} eşdeğer plakanın

genel rijitlik matrisindeki enine kayma terimleridir. $[N_{x, y, xy}]$ birim düzlem içi normal ve kayma vektörleri, $[M_{x,y,xy}]$ birim eğilme ve burulma momentleri, $[Q_{y,x}]$ enine kayma vektörleridir.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ Q_y \\ Q_x \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{16} & 0 & 0 & B_{11} & B_{12} & B_{16} \\ A_{12} & A_{22} & A_{26} & 0 & 0 & B_{12} & B_{22} & B_{26} \\ A_{16} & A_{26} & A_{66} & 0 & 0 & B_{16} & B_{26} & B_{66} \\ 0 & 0 & 0 & A_{44} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & A_{55} & 0 & 0 & 0 \\ B_{11} & B_{12} & B_{16} & 0 & 0 & D_{11} & D_{12} & D_{16} \\ B_{12} & B_{22} & B_{26} & 0 & 0 & D_{12} & D_{22} & D_{26} \\ B_{16} & B_{26} & B_{66} & 0 & 0 & D_{16} & D_{26} & D_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial u_0}{\partial x} \\ \frac{\partial v_0}{\partial y} \\ \frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \\ \bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \alpha + \frac{\partial w}{\partial x} \\ \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial x} \\ \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial x} \\ \frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{\beta}}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (79)$$

Burada, u_0 , v_0 , ve w , sırasıyla x , y ve z doğrultularında orta düzlem yer değiştirme vektörleridir, α ve β enine normalin sırasıyla y ve x eksenini etrafındaki rotasyonlardır. Eşdeğer plakanın A , B ve D rijitlik matrisini elde etmek için birim hücredeki her bir elemanın şekil değiştirme enerjileri Denklem 80'deki gibi hesaplanır.



$$\begin{aligned} U^M &= \frac{1}{2}(2p) \left(\{D\}^M \right)^T [K] \{D\}^M \\ &= \sum_{e=1}^6 U^{(e)} \end{aligned} \quad (80)$$

Her bir birim hücrenin rijitlik matrisi $[K]$ Denklem 81'deki gibi hesaplanır;

$$\begin{aligned} [K] &= \sum_{e=1}^6 K^{(e)} \\ [K] &= \frac{1}{2p} \sum_{e=1}^6 \int_0^L \left(T_D^{(e)} \right)^T [K]^{(e)} \left(T_D^{(e)} \right) d\bar{y} \end{aligned} \quad (81)$$

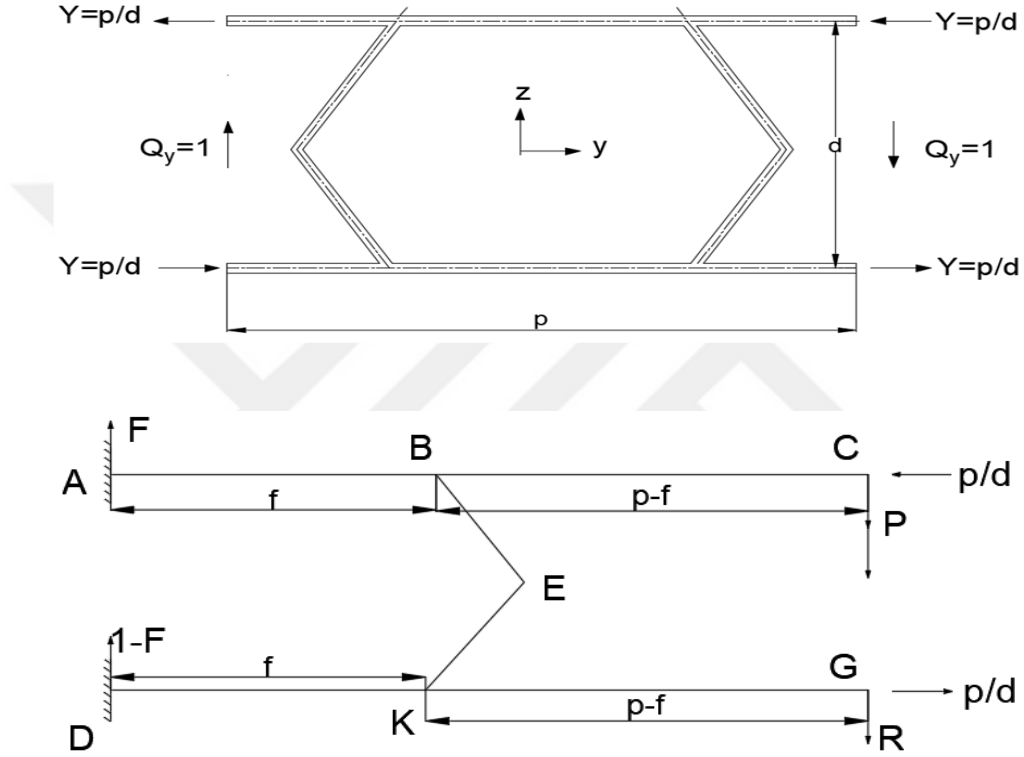
Denklem 82' de verilen birim hücre için elde edilen rijitlik matrisi; düzlem içi uzama matrisi $[A]$, uzama– eğilme etkileşim matrisi $[B]$ ve eğilme – burulma matrisinden $[D]$ oluşur



$$[K] = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} \quad (82)$$

Çalışmada eşdeğer kompozit plaka için A_{44} ve A_{55} sabitleri belirlenirken, (Boorle & Mallick, 2016a; Martinez vd., 2007) referanslarından ve yararlanılmıştır.

Şekil 40a'da verildiği gibi birim hücreye y doğrultusunda birim kesme kuvveti $Q_y=1$ uygulanırsa, yatay kuvvet moment dengesinden dolayı $Y=p/d$ olarak elde edilir.



Şekil 40. Birim hücredeki kuvvet dengesi (a) ve yarım hücredeki serbest cisim diyagramı(b)

Şekil 40b'de ise uygulanan $Q_y=1$ ve Y kuvvetleri nedeniyle birim hücre elemanlarındaki deformasyonlar gösterilmiştir. X - Z düzlemindeki simetriden dolayı birim hücrenin kuvvetlerinin ve deformasyonlarının yarısı dikkate alınmıştır. A ucu serbestken D , rijit cisim yer değiştirmesi sabittir. BE ve EG' nin birim hücre elemanları sırasıyla B ve G noktalarında üst ve alt plakaya bağlanmıştır. Birim kesme kuvveti Q_y , P ve R reaksiyon kuvvetine ($P+R=1$) ayrılmıştır.

Uygulanan kuvvetlerin neden olduğu deformasyonlar hesaplanırken sadece bu kuvvetlerin eğilme etkileri dikkate alınmış, kesme ve eksenel etkiler göz ardı edilmiştir (Denklem 83).

$$U_s = \frac{1}{2} D_{11}^{(1)} \left\{ \int_0^f (F\bar{y})^2 d\bar{y} + \int_0^{p-f} (P\bar{y})^2 d\bar{y} \right\} + \frac{1}{2} D_{11}^{(3)} \int_0^s \left\{ Ff + (p-f)P + [(F-P)\cos\theta - (p/d)\sin\theta] \bar{y} \right\}^2 d\bar{y} + \frac{1}{2} D_{11}^{(2)} \left\{ \int_0^f ((1-F)\bar{y})^2 d\bar{y} + \int_0^{p-f} (R\bar{y})^2 d\bar{y} \right\} + \frac{1}{2} D_{11}^{(3)} \int_0^s \left\{ (1-F)f + (p-f)R + [(1-F-R)\cos\theta - (p/d)\sin\theta] \bar{y} \right\}^2 d\bar{y} \quad (83)$$

P ve F kuvvetlerinin etkilerinden ötürü meydana gelen yer değiştirmelerin hesaplanması için Denklem 84' de verilen Castigliano teoremi kullanılmıştır.

$$\delta_i = \frac{\partial U_i}{\partial F_i} \quad (84)$$

Burada U toplam deformasyon enerjisini, δ_i kuvvetten dolayı meydana gelen çökmeyi göstermektedir. Şekil 40'ta gösterilen serbest cisim diyagramında A ve D noktası sabit olduğundan bu noktada çökme meydana gelmez. Diğer taraftan C ve G noktalarında sırasıyla uygulanan P ve R kuvvetleri eşit kabul edildiğinde sınır şartları Denklem 85'teki gibi ifade edilebilir.

$$\begin{aligned} \delta_z^A &= \frac{\partial U_s}{\partial F} = 0 \\ \delta_P^z &= \delta_R^z \therefore \frac{\partial U_s}{\partial P} = \frac{\partial U_s}{\partial R} \end{aligned} \quad (85)$$

Birim kesme kuvveti Q uygulandığında, birim hücrenin yarısında meydana gelen kayma deformasyonu Denklem 86'daki gibi elde edilir.

$$\gamma_y = \frac{\delta_y}{p} + \frac{\delta_z}{d} \quad (86)$$

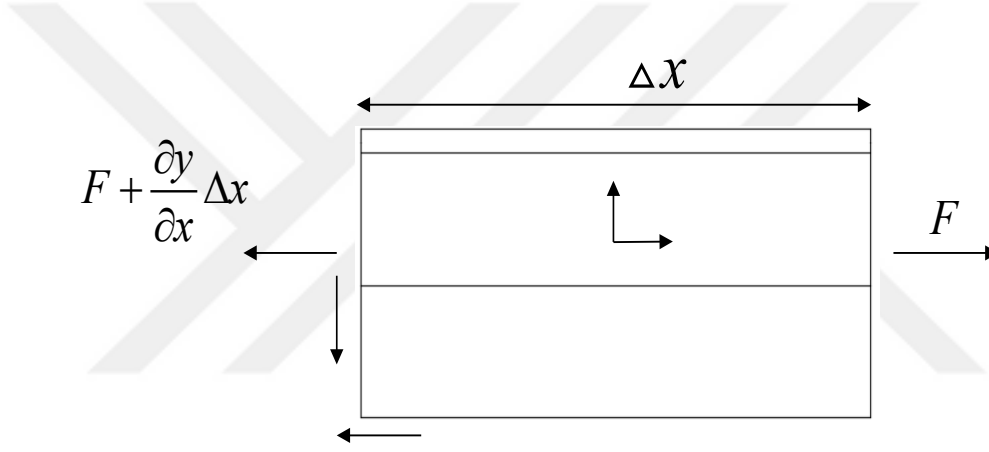
Burada yatay ve dikey yer değiştirmeler sırasıyla δ_y ve δ_z .

$$\begin{aligned} \delta_y &= \delta_y^G + \delta_y^C \\ \delta_z &= \delta_z^G = \delta_z^C \end{aligned} \quad (87)$$

Bu durumda, kayma terimi A_{44} .

$$A_{44} = \frac{Q_y}{\gamma_y} = \frac{1}{\frac{\delta_y}{d} + \frac{\delta_z}{p}} = \frac{1}{\frac{\delta_y^C + \delta_y^G}{d} + \frac{\delta_z}{p}} \quad (88)$$

Şekil 41’de gösterildiği gibi, Q_x 'e bağlı elemanlarda kayma gerilimi, birim hücrenin uzunluğu Δx olan bir elemanın kuvvet dengesi dikkate alınarak belirlenmiştir. x yönünde kuvvet dengesi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.



Şekil 41. Δx uzunluğundaki küçük bir elemana etki eden kayma gerilmeleri

$$\left(F + \frac{\partial F}{\partial x} \Delta x - F \right) + 2 \left[\tau_{zx} \Delta x \left(\frac{t_c}{\sin \theta} \right) \right] = 0 \quad (89)$$

Burada, $\sin \theta = \frac{dc}{2s}$ olduğundan

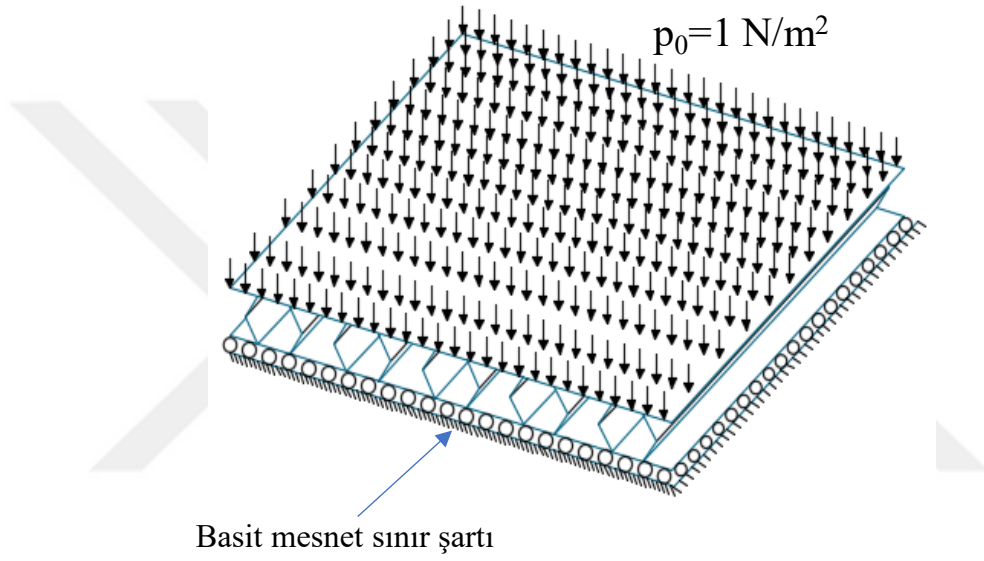
$$2 \left[\tau_{zx} \left(\frac{t_c s}{d} \right) \right] = \left(-\frac{\partial F}{\partial x} \right) \quad (90)$$

$$\tau_{zx} = \tau_{\bar{y}\bar{y}} \sin \theta \quad (91)$$

$$\tau_{\bar{y}\bar{y}}(\bar{y}) = -Q_x \left(\frac{d}{2st_c \sin \theta} \right) \left[pdA_{11}^{(1)} \left(\frac{dc}{2} \bar{y} - \frac{\bar{y}^2}{2} \sin \theta \right) + pdA_{11}^{(1)} \left(-\frac{dc}{2} \bar{y} + \frac{\bar{y}^2}{2} \sin \theta \right) \right] \quad (92)$$

$$U_s = \frac{1}{2} \frac{t_c}{p} \int_0^s \frac{(\tau_{xy})^2}{G_{xy}} d\bar{y} = \frac{Q_x^2}{2A_{55}} \quad (93)$$

Altıgen hücresel profile sahip sandviç panelde meydana gelen çökmeler minimum potansiyel enerji prensibi kullanılarak hesaplanmıştır. Kompozit sandviç yapının, Şekil 42’de verildiği gibi tüm kenarlarında basit mesnete ve üst yüzeyinden homojen birim basınca ($p_0 = 1 \text{ N/m}^2$) maruz kaldığı varsayılmıştır.



Şekil 42. Kompozit sandviç plaka için yükleme ve sınır şartları

Sandviç yapı için potansiyel enerji denklemi aşağıdaki gibi ifade edilmiştir.

$$\Pi = \iint_A (U - W) dA \quad (94)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \iint_A \left[\begin{aligned} &A_{11} \left(\frac{\partial u_0}{\partial x} \right)^2 + 2A_{12} \frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \bar{\alpha}_0}{\partial y} + 2A_{16} \frac{\partial u_0}{\partial x} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + A_{22} \frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} + 2A_{26} \frac{\partial v_0}{\partial y} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + A_{66} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right)^2 \\ &+ D_{11} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + D_{12} \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right) + D_{22} \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \right)^2 + D_{66} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + 2D_{16} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + 2D_{16} \frac{\partial \beta}{\partial y} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) \\ &+ A_{44} \left(\beta + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + A_{55} \left(\alpha + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - pw \end{aligned} \right] dA \quad (95)$$

Tüm kenarlarda basit mesnetli sınır koşulları altında x-y yönlerinde boyutları sırasıyla a ve b olan bir levhanın yer değiştirme ve dönme bileşenleri için genel çözümler Denklem 96 kullanılarak hesaplanır.

$$\begin{aligned}
 u(x,y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N U_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \\
 v(x,y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N V_{mn} \cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \\
 w(x,y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N W_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \\
 \alpha(x,y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N RTX_{mn} \cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \\
 \beta(x,y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N RTY_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right)
 \end{aligned} \tag{96}$$

Plakaya uygulanan homojen basınç yükü, plaka boyutuna bağlı olarak Navier'in iki boyutlu serisi (Reddy, 2006) Denklem 97 kullanılarak belirlenir.

$$p_0(x,y) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N P_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \tag{97}$$

Burada, m ve n tek ise, $P_{mn} = \frac{16p_0}{\pi^2 mn}$, diğer durumlarda P_{mn} , sıfıra eşittir. Homojen yük koşulları altında, genel enerji denklemindeki (Denklem 95) U_{mn} , V_{mn} , W_{mn} , RTX_{mn} , RTY_{mn} katsayıları, her m-n kombinasyonu için minimum potansiyel enerji ilkesi kullanılarak belirlenmiştir. Bu prensibe göre elde edilen enerji denklemi Π Fourier katsayılarından türetilmiştir.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial U_{mn}} = 0, \frac{\partial \Pi}{\partial V_{mn}} = 0, \frac{\partial \Pi}{\partial W_{mn}} = 0, \frac{\partial \Pi}{\partial RTX_{mn}} = 0, \frac{\partial \Pi}{\partial RTY_{mn}} = 0 \tag{98}$$

Denklem 98 ifade edilen kısmi türevli beş bilinmeyenli beş denklem çözülmüş ve MATLAB yazılımı kullanılarak Fourier katsayıları elde edilmiştir.

Bir yapının özdeğer problemi için Denklem 99'daki matematiksel ifade kullanılır.

$$([K] - [M]\lambda)\{X\} = 0 \quad (99)$$

K ve M sırasıyla rijitlik ve kütle matrisleridir. Bu matrisleri elde etmek için çalışmada Hamilton ilkesine göre toplam enerji denklemi türetilmiştir. Eşdeğer plakanın potansiyel enerjisi ise dört adet potansiyel enerjinin toplamı olacak şekilde Denklem 100'deki gibi ifade edilmiştir.

$$U = U_s + U_B + U_{TS} + U_{BS} \quad (100)$$

Burada U_s , uzama nedeniyle plakada meydana potansiyel enerji

$$U_s = \frac{1}{2} \iint_A \left\{ A_{11} \left(\frac{\partial u_0}{\partial x} \right)^2 + 2A_{12} \frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \bar{\alpha}_0}{\partial y} + 2A_{16} \frac{\partial u_0}{\partial x} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + A_{22} \frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} + 2A_{26} \frac{\partial v_0}{\partial y} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + A_{66} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right)^2 \right\} dA \quad (101)$$

U_B , eğilme nedeniyle plakanın uzama enerjisi,

$$U_B = \frac{1}{2} \iint_A \left\{ D_{11} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + D_{12} \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right) + D_{22} \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \right)^2 + D_{66} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + 2D_{16} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + 2D_{16} \frac{\partial \beta}{\partial y} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) \right\} dA \quad (102)$$

U_{TS} , enine kayma nedeniyle plakanın deformasyon enerjisi,

$$U_{TS} = \frac{1}{2} \iint_A \left\{ A_{44} \left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + A_{55} \left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + A_{45} \left(\bar{\beta} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \left(\bar{\alpha} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right\} dA \quad (103)$$

U_{BS} , bileşke uzama eğilme etkileri nedeniyle plakada meydana gelen deformasyon enerjisi,

$$U_{BS} = \frac{1}{2} \iint_A \left\{ 2B_{12} \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \beta}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right) \right] + 2B_{22} \left[\frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right] + 2B_{16} \left[\frac{\partial u_0}{\partial x} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) \right] + 2B_{11} \left[\frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right] + 2B_{66} \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) \right] + 2B_{26} \left[\frac{\partial v_0}{\partial y} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + \frac{\partial \beta}{\partial y} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) \right] \right\} dA \quad (104)$$

Dönme ve öteleme kinetik enerjilerinin toplamı Denklem 105'teki gibi yazılabilir;

$$T_{Toplam} = T_{Öteleme} + T_{Dönme} \quad (105)$$

Levhanın öteleme serbestlik derecesi u, v ve w' nin her bir terimi göz önüne alındığında, plakanın öteleme kinetik enerjisi Denklem 106'daki gibi elde edilir.

$$T_{Öteleme} = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \left\{ m \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] \right\} dx dy \quad (106)$$

Burada m, birim hücreyi oluşturan her bir elemanın kütlelerinin toplamı olarak ifade edilmektedir.



$$m = \rho \left(\frac{((a.b.t_{TF}) + (a.b.t_{BF}) + n(a.s.t_c))}{(a.b)} \right) \quad (107)$$

$$m = \rho \left(t_{TF} + t_{BF} + n \frac{s.t_c}{b} \right)$$

Burada; ρ : kütle yoğunluğu (kg/m^3) a ve b plaka ölçüleri ve n birim hücre sayısıdır. Plakanın dönme kinetik enerjisi Denklem 108'deki gibi hesaplanır.

$$T_{Rotational} = \frac{1}{2} \int_{\Omega} \left\{ J_{eş} \left[\left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{\beta}}{\partial t} \right)^2 \right] \right\} dx dy \quad (108)$$

Burada J_{eq} , plakanın dönme kinetik enerjisi olarak ifade edilmektedir.

$$J_{eş} = \rho_{eş} \frac{dc^3}{12} \quad (109)$$

Burada ρ_{eq} eşdeğer kütle yoğunluğu aşağıda Denklem 110'deki gibi ifade edilmiştir.

$$\rho_{eş} = \frac{\rho \left(t_{TF} + t_{BF} + \frac{n s t_c}{b} \right)}{d} \quad (110)$$

Hamilton prensibine göre toplam enerji Denklem 111'deki gibi ifade edilmiştir.

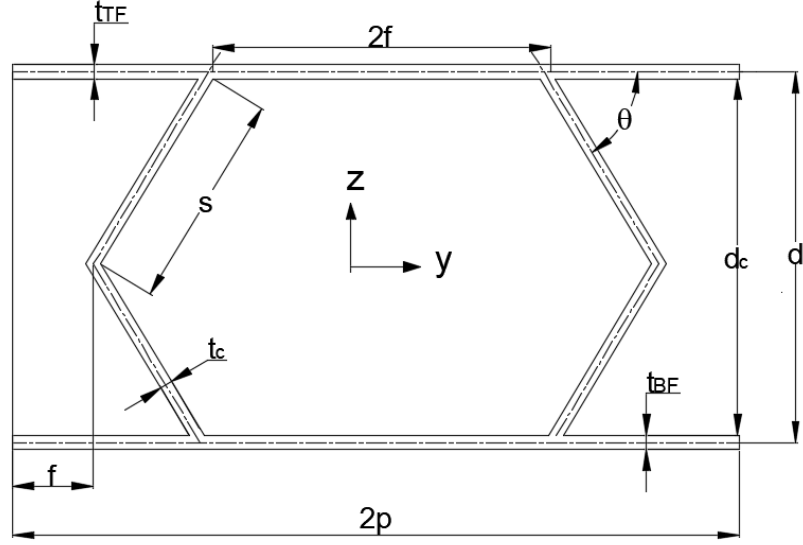
$$\Pi = \frac{1}{2} \iint_A \left\{ \begin{aligned} & A_{11} \left(\frac{\partial u_0}{\partial x} \right)^2 + 2A_{12} \frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial v_0}{\partial y} + 2A_{16} \frac{\partial u_0}{\partial x} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + A_{22} \frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} + 2A_{26} \frac{\partial v_0}{\partial y} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + A_{66} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right)^2 \\ & + D_{11} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right)^2 + D_{12} \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \right) \left(\frac{\partial \alpha}{\partial x} \right) + D_{22} \left(\frac{\partial \beta}{\partial y} \right)^2 + D_{66} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right)^2 + 2D_{16} \frac{\partial \alpha}{\partial x} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + 2D_{16} \frac{\partial \beta}{\partial y} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) \\ & + A_{44} \left(\beta + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + A_{55} \left(\alpha + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + A_{45} \left(\beta + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \left(\alpha + \frac{\partial w}{\partial x} \right) + 2B_{12} \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \beta}{\partial y} \right) + \left(\frac{\partial v_0}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right) \right] + 2B_{22} \left[\frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right] \\ & + 2B_{16} \left[\frac{\partial u_0}{\partial x} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + \frac{\partial \alpha}{\partial x} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) \right] + 2B_{11} \left[\frac{\partial u_0}{\partial x} \frac{\partial \alpha}{\partial y} \right] + 2B_{66} \left[\left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) + \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) \right] \\ & + 2B_{26} \left[\frac{\partial v_0}{\partial y} \left(\frac{\partial \alpha}{\partial y} + \frac{\partial \beta}{\partial x} \right) + \frac{\partial \beta}{\partial y} \left(\frac{\partial u_0}{\partial y} + \frac{\partial v_0}{\partial x} \right) \right] + P \left[\left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 \right] + J_{eq} \left[\left(\frac{\partial \bar{\alpha}}{\partial t} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{\beta}}{\partial t} \right)^2 \right] - pw \end{aligned} \right\} dA \quad (111)$$

Serbest titreşim analizlerinde, dış yük olmadığından, Denklem 111'deki yer alana dış yük terimi sıfıra eşit olacaktır.

$$\begin{aligned} u(x, y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N U_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) e^{i\omega t} \\ v(x, y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N V_{mn} \cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) e^{i\omega t} \\ w(x, y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N W_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) e^{i\omega t} \\ \alpha(x, y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N RTX_{mn} \cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right) e^{i\omega t} \\ \beta(x, y) &= \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N RTY_{mn} \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (112)$$

Üç öteleme (u, v, w) ve iki dönme (α ve β) serbestlik derecesi Fourier serileri cinsinden Denklem 112'deki'deki gibi ifade edilmiştir.

Bu çalışmada kullanılan sandviç panelin birim hücre geometrisi Şekil 43'te gösterilmiştir.



Şekil 43. Birim hücreye ait geometrik parametreler

Birim hücre geometrisi kullanılarak yapılan analizde kullanılan bazı parametreler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$dc = d - \frac{t_{TF}}{2} - \frac{t_{BF}}{2} \quad (113)$$

$$s = \frac{dc}{\sin \theta} \quad (114)$$

$$f = \frac{1}{2} \left(p - \frac{1}{2} \frac{d}{\tan \theta} \right) \quad (115)$$

$$A_{\theta} = 2p(t_{TF} + t_{BF}) + 2dc \frac{t_c}{\sin \theta} \quad (116)$$

Burada $2p$, d , t_{TF} , t_{BF} , t_c , θ , dc , s , f ve A_{θ} parametreleri sırasıyla birim hücre adımı, yüzey merkez mesafesi, üst plaka kalınlığı, alt plaka kalınlığı, gövde kalınlığı, gövde açısı, alt yüzeyin her iki tarafında çekirdek derinliği, gövde uzunluğu, gövde konumu ve θ açısına bağlı kesit alanıdır. Analizlerde birim hücrenin p ve d geometrik parametrelerinin 30 mm'ye eşit olduğu ve alt plaka, üst plaka ve çekirdek bileşenindeki kalınlıklarının eşit olduğu varsayılmıştır ($t_{TF} = t_{BF} = t_c = t$). Gövde açısı $\theta=90^{\circ}$ olması durumunda yapının bütün kalınlıklarının 1 mm'ye eşit olduğu kabul edilmiş ve bu durumda da kesit alanı 178 mm^2

olarak hesaplanmıştır. Diğer gövde açıları 45° , 60° ve 75° için ise kalınlık değerlerinin belirlenebilmesi için Denklem 117 kullanılmıştır.

$$A_{90} = A_\theta = 178 \text{ mm}^2$$

$$A_\theta = 4pt + \frac{2t}{\sin \theta}(d - t) \quad (117)$$

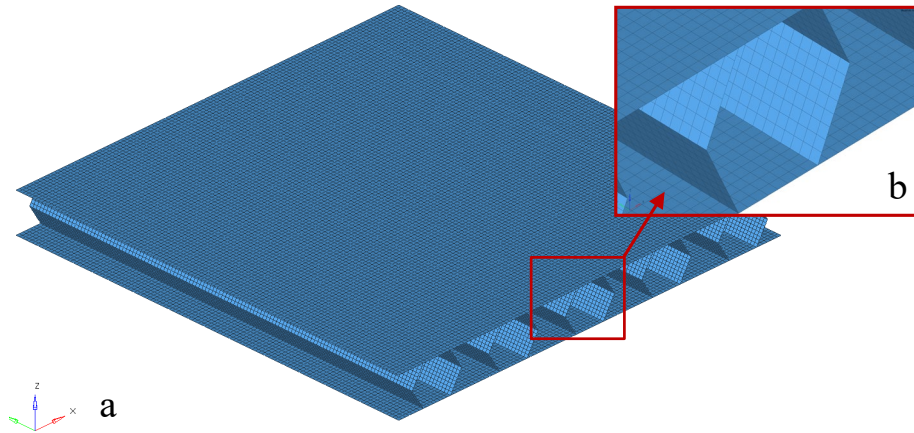
Tablo 6 Kompozit malzemenin mekanik sabitleri (Boorle & Mallick, 2016a)

E_1 (GPa)	E_2 (GPa)	G_{12} (GPa)	ν_{12}	ρ (kg/m ³)
138	9	6,9	0,3	1800

Çalışmada, Şekil 42’te verilen 300x300x30mm ölçülerine sahip sandviç bir panelin karbon elyaf takviyeli kompozit malzemeden üretildiği varsayılmıştır. Hesaplamalarda kullanılan elastik mekanik sabitler Boorle & Marlick (2016a) tarafından gerçekleştirilmiş olan çalışmadan alınarak Tablo 6’deki gibi verilmiştir. Kompozit yapı için tabaka kalınlığı eşit ve elyaf dizilim açısı $[0/90]_s$ olarak seçilmiştir. Sandviç panelin tüm kenarlarının basit mesnetli ve 1 N/m^2 homojen bası yükü altında olduğu varsayılmıştır.

2.2.2. Sandviç Kompozit Yapının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi

Kompozit sandviç panelin statik eğilme ve serbest titreşim analizleri sonlu elemanlar yöntemini kullanan Altair/Hyperworks paket programından yapılmıştır.



Şekil 44. Sandviç yapının sonlu elemanlar modeli (a) ve detay görünümü (b)

Sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak gerçekleştirilen modelde p, d, θ ve f gibi sandviç panel için geometrik parametreler, birim hücre yaklaşımı ile aynı olduğu varsayılmıştır. Sandviç panellin tüm yüzeyleri için ağ yapısı, altı serbestlik dereceli dört düğüm noktalı CQUAD4 kabuk elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur (Şekil 44).

Sandviç yapının titreşim analizleri, sonlu elemanlar yöntemini kullanan Hyperworks/Optistruct paket yazılımında gerçekleştirilmiştir. Analizlerde kullanılan malzeme özellikleri Tablo 6’da, eleman ve düğüm noktaları sayıları Tablo 7’de verilmiştir. Sayısal analizlerde sandviç yapı için üst ve alt plakanın dört kenarına basit mesnetli sınır şartı uygulanmıştır. Sandviç yapının serbest titreşim davranışını belirlemek için Lanchoz yöntemi (EIGRL) kullanılmıştır. Sandviç yapı üzerinde farklı ağ açıları için ilk beş modal frekans ve mod şekilleri belirlenmiştir.

Sandviç yapının eğilme analizleri, modelin üst yüzeyine 1 N/m² homojen basınç yükü uygulanarak gerçekleştirilmiştir.



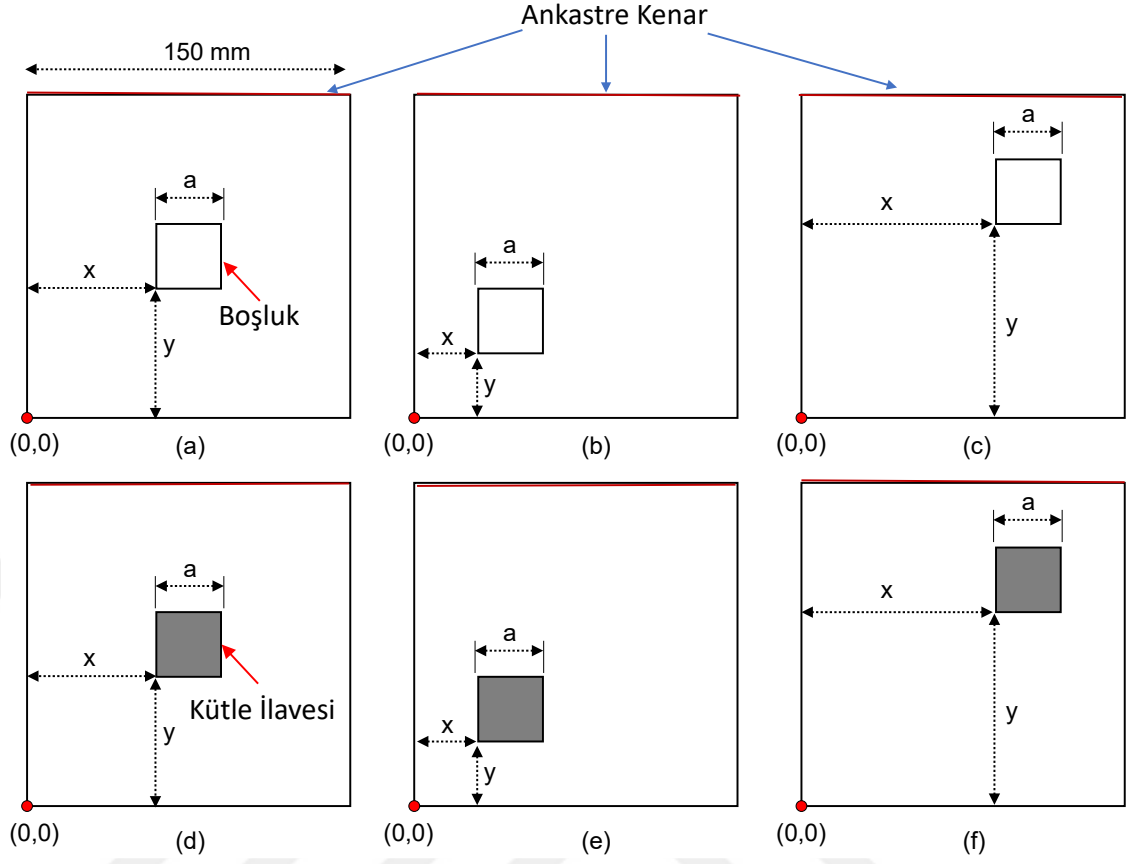
Tablo 7. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan eleman ve düğüm noktaları sayısı

	Yüzey Plakaları		Eğim Açısına Göre Eleman Sayısı			
	ÜP ¹	AP ²	45°	60°	75°	90°
Eleman Sayısı	14400	14400	19200	16800	14400	14400
Düğüm Sayısı	14641	14641	20570	18150	15370	15370
¹ Üst Plaka, ² Alt Plaka						

2.2.3. Tabakalı Kompozit Plakaların Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi



Bu kısımda 150 x 150 mm boyutlarındaki tabakalı kompozit plaka üzerinde oluşturulan kare biçimindeki boşluk ve kütle ilavesinin doğal frekans ve mod şekilleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 45’te plakalarda oluşturulan kare boşluk ve kütle ilavesinin geometrik konumları ve Tablo 8’de koordinatları verilmiştir.



Şekil 45. Sayısal analiz için plakalar üzerinde gerçekleştirilen işlemlerin görüntülenmesi
CH (a), EH1 (b), EH2 (c), CM(d), EM1(e), EM2(f)

Plakaya karesel boşluk ve kütle ilave koordinatları, kare kenar uzunluğuna bağlı olarak Denklem 118'deki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned}
 x &= y = \frac{150 - a}{2} \\
 x &= y = \frac{75 - a}{2} \\
 x &= y = \frac{75 + a}{2}
 \end{aligned}
 \tag{118}$$

Plaka üzerindeki farklı boyutlarda oluşturulan kare boşluk ve kütle ilavesinin titreşim davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bunun için plaka üzerinden kare kenarlarının (a) 10, 30 ve 50 mm olacağı varsayılmıştır. Sayısal çalışmalar Tablo 9'daki geometriler ve numune tipleri için gerçekleştirilmiştir.

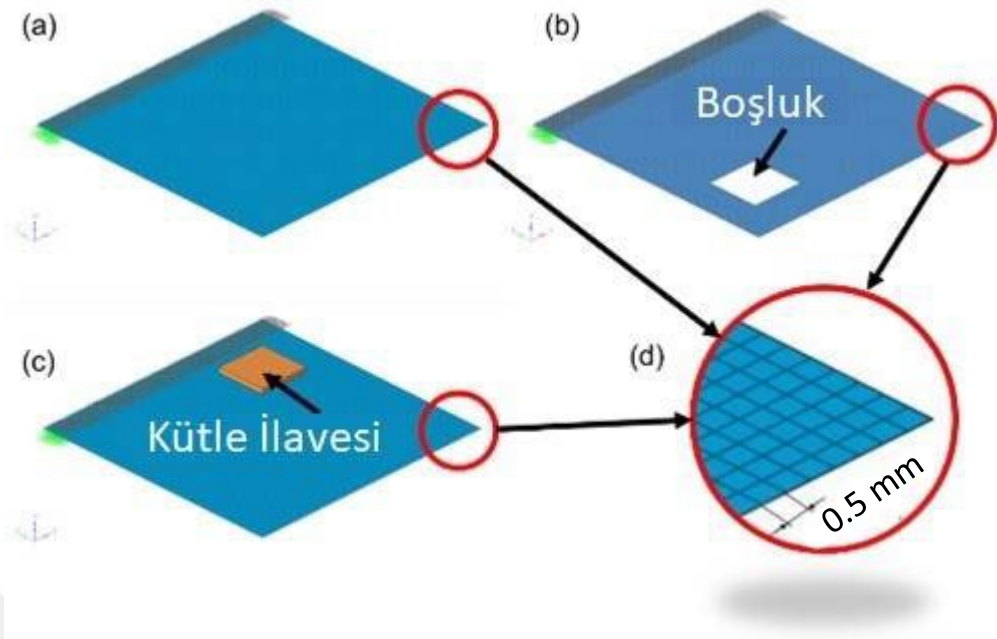
Tablo 8. Plaka üzerindeki boşluk ve kütle ilavenin koordinatları ve tanımlamaları

Koordinatlar		Numune	Açıklama	a
x (mm)	y (mm)	tipi		(mm)
60	60	CH	Boşluklu	30
		CM	Kütle ilaveli	30
32.5	32.5	EH1	Boşluklu	30
		EM1	Kütle ilaveli	30
97.5	97.5	EH2	Boşluklu	30
		EM2	Kütle ilaveli	30

Tablo 9. Boşluklu plakalarda kare kenar büyüklükleri ve koordinatları

Koordinatlar		Numune tipi	Açıklama	a (mm)
x (mm)	y (mm)			
70	70	CH	Boşluklu	10
60	60			30
50	50			50
32.5	32.5	EH1	Boşluklu	10
22.5	22.5			30
12.5	12.5			50
107.5	107.5	EH2	Boşluklu	10
97.5	97.5			30
87.5	87.5			50

Bölüm 2.1.5’de modal testleri gerçekleştirilen (Al1100), Titanyum (TiGr5), tabakalı metal kompozit (5TMK) ve Karbon elyaf takviyeli kompozitlerin (CFRP) malzeme özellikleri kullanılarak sonlu eleman analizleriyle mod frekans ve mod şekilleri elde edilmiştir.



Şekil 46. Plakanın sonlu elemanlar modeli

Analizlerde kullanılan Al1100 ve TiGr5 malzemeleri için mekanik özellikler Tablo 10'da verilmiştir. Karbon elyaf kompozit malzemeler ise 6 tabakadan olup $[0/90]_{3s}$ elyaf açısı dizilimine sahiptir. Titanyum -alüminyum malzemelerinden oluşturulmuş 5TMK tabakalı kompozit malzemesi ise 6 alüminyum folye (0.127 mm) arasına 5 titanyum folye (0.127 mm) ultrasonik yöntemle birleştirilerek üretilmiştir.

Tablo 10. Al1100 ve TiGr5 malzemelerin özellikleri

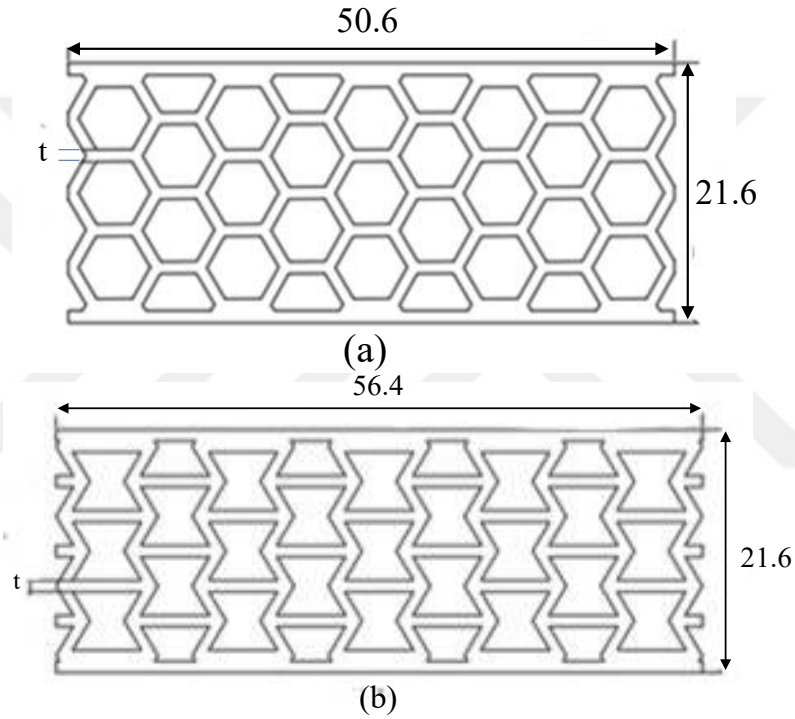
Malzeme	E (GPa)	ν	ρ (kg/m ³)
Al1100	68.9	0.33	2850
TiGr5	102.5	0.34	4510

Sayısal analizlerde Al1100 ve TiGr5 malzemeleri için izotropik malzeme modeli seçilmiş, elastisite modülü ve Poisson oranları çekme deneylerinden belirlenmiştir. Bu malzemeler için malzeme özellikleri Tablo 10'da verilmiştir. Plakanın sonlu elemanlar modeli Şekil 46'da gösterilmiştir. Tablo 8 ve 9'da verilen ölçülerde plaka geometrisi hazırlanmış farklı ağ boyutları için serbest titreşim analizleri gerçekleştirilmiş ve 2.5 mm ağ boyutu seçilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Plakaların sayısal modellenmesinde dört kenarlı, dört düğüm noktalı ve 6 serbestlik dereceli kabuk eleman (CQUAD4) kullanılmıştır.

2.2.4. Geleneksel ve Re-entrant Bal Petekli Yapıların Serbest ve Zorlanmış Titreşim Analizleri

Geleneksel ve re-entrant bal petekli yapıların (Şekil 47) serbest ve zorlanmış titreşim davranışları sonlu elemanları yöntemi kullanılarak sayısal gerçekleştirilmiştir.

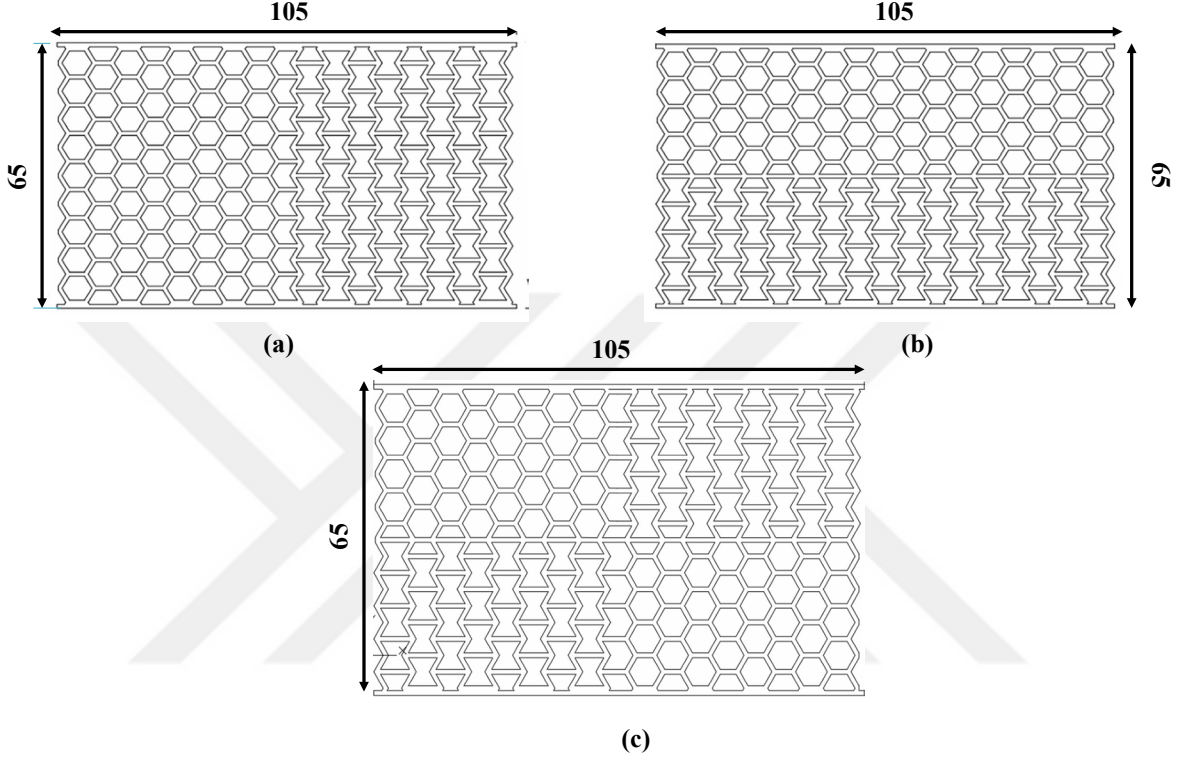


Şekil 47. Geleneksel (a) ve re-entrant bal petekli yapılar (b)

Geleneksel ve re-entrant bal petekli yapının tüm bileşenleri için dört düğüm noktalı kabuk elemanlar (CQUAD4) kullanılmıştır. Her iki desene sahip bal petekli yapılar için hücre duvar kalınlıkları 1 mm olarak alınmıştır. Her iki tip bal peteği için ağ yakınsaması analizleri yapılarak deneysel sonuçlara en yakın ağ boyutunun 0.5 mm x 0.5 mm olduğu belirlenmiştir. Modelde **bu** ağ boyutu için geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılar için sırasıyla 94200 ve 133200 eleman sayıları elde edilmiştir.

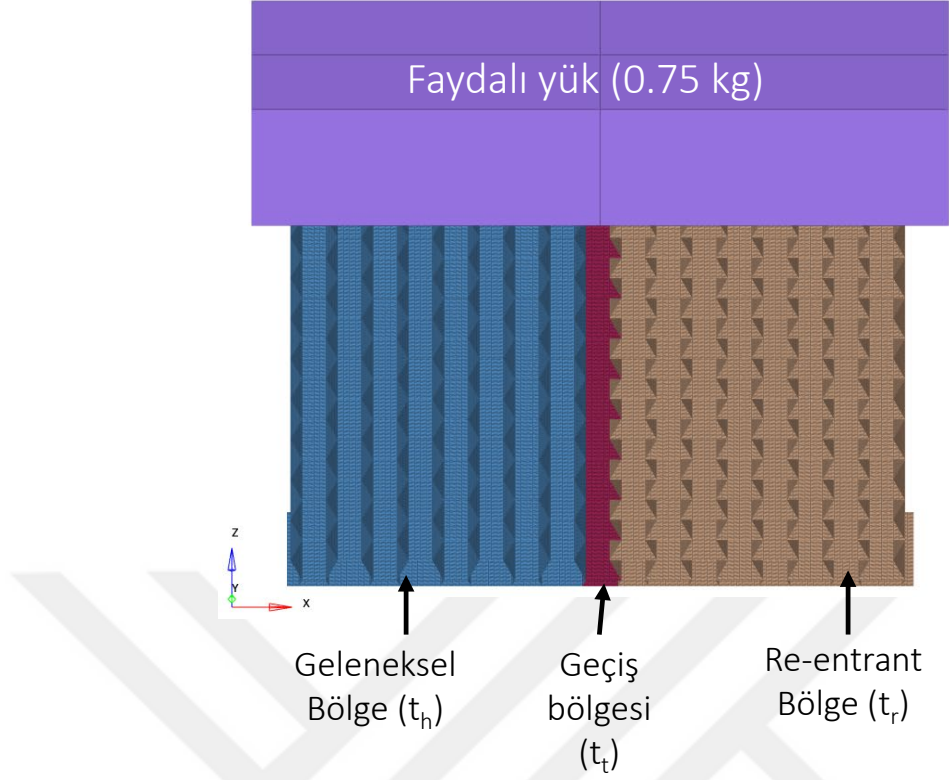
Hibrit desene sahip (Şekil 48) bal petekli yapıların titreşim performansları da incelenmiştir. Bunun için hibrid desene sahip bal petekli yapılar, geleneksel ve ökzetik bal

petekli yapıların farklı pozisyonlarda bir araya getirilmesiyle oluşturulmuştur. Tasarımları gerçekleştirilen bal petekli yapıların üç boyutlu modelleri SOLIDWORKS ortamında hazırlanmış ve sonlu elemanlar analizinin yapılacağı ALTAIR/Hyperworks yazılımına aktarılmıştır.



Şekil 48. Hibrid desenli bal petekli yapılar: Hibrid 1 (a) Hibrid 2 (b) Hibrid 3 (c)

Bal petekli yapıların sayısal analizlerindeki malzeme modeli olarak izotropik malzeme modeli seçilmiştir. Tasarlanan geleneksel re-entrant ve üç adet hibrid bal peteği polipropilen malzemeden üretildiği varsayılmıştır. Polipropilen malzeme özelliklerini belirlemek için çekme testleri gerçekleştirilmiştir. Serbest titreşim analizlerinde hem geleneksel hem re-entrant desene sahip bal peteklerinin alt yüzeyleri bütün yönlerden kısıtlanmıştır ($U_{Tx,y,z}=0$, $U_{Rx,y,z}=0$). Faydalı yük ve bal peteği arasında temas algoritması oluşturularak iki bileşen arasında etkileşim sağlanmıştır. Geleneksel, re-entrant desenli ve hibrid bal petekli yapıların serbest titreşim analizleri için Lanchoz yöntemi kullanılmıştır.



Şekil 49. Hibrid desenli bal petekli yapının sonlu elemanlar modeli

Zorlanmış titreşim analizlerinde; geleneksel ve re-entrant bal peteklerinden üretilen ve çeşitli varyasyonları Şekil 48’de verilen hibrid bal petekli yapıların zeminden gelen harmonik titreşimler karşısında titreşim geçirgenlik eğrileri elde edilmiştir. Elde edilen bu eğriler yardımıyla bal petekli yapıların titreşim izolasyon verimleri hesaplanmıştır.

Şekil 49’de geleneksel ve ökzetik desenli bal petekli hibrit bir yapının sonlu elemanlar modeli verilmiştir. Bu modelde $118 \times 88 \times 20 \text{ mm}^3$ ölçülerinde ve 0.75 kg kütleli çelikten yapılmış bir plaka, $105 \times 65.4 \times 60 \text{ mm}^3$ ölçülerindeki bir pal peteği yapının üzerine yapıştırılmıştır. Titreşim geçirgenliği belirlenecek olan bal petekli yapılar Şekil 49’da görüldüğü gibi üç farklı bölgeden oluşmuştur. Bu bölgeler; geleneksel (t_h), re-entrant (t_r) ve bölgeler arasında yer alan geçiş bölgesi (t_t) şeklindedir.

Sayısal analizlerde tüm bölgelerin kalınlıkları birbirine eşit ve 1 mm olarak seçilmiştir. Zemin titreşim analizleri için frekans taramaları $10\text{-}100 \text{ Hz}$ aralığında yapılmıştır. Titreşim geçirgenlik analizlerinde kompozit bal peteğinin alt yüzeyi z yönünde öteleme hariç tüm yönlerden tutulmuştur. z yönünde $0.25g$ (2.45 m/s^2) şiddetinde bir ivme ile yüklenmiştir.

2.2.5. Geleneksel ve Ökzetik Bal Petekli Yapılar için Optimizasyon Çalışmaları

Optimizasyon çalışmaları ile tasarlanan üç farklı hibrid bal petekli yapının (Şekil 48), Şekil 49’da gösterildiği gibi birim hücrelerindeki et kalınlıkları parametrik değiştirilerek titreşim izolasyon performansları incelenmiştir. Hibrid bal peteğindeki geleneksel bölgenin kalınlığı (t_h) ve re-entrant bölgenin kalınlığı (t_r) seçilmiştir. Burada geçiş bölgesinin kalınlığı (t_t) ise geleneksel bal peteği ve re-entrant bal peteği bölgelerinin aritmetik ortalaması olarak alınmıştır.

$$t_t = \frac{t_h + t_r}{2} \quad (119)$$

Hibrit bal peteği yapıların titreşim izolasyon performanslarını iyileştirmek için Denklem 120’deki değişkenler kullanılmıştır. Bu optimizasyon çalışmalarında bal petekli yapıların kütlesi minimize edilmeye çalışılmıştır (X. W. Zhang & Yang, 2016).



Değişkenler t_h ve t_r

min (Mass)

$$\delta \leq 0.5\text{mm}$$

$$\text{Kısıtlar: } f_5 \leq 30 \text{ Hz}$$

$$a_{f100} \leq 0.3 \text{ m/s}^2$$

$$0.1\text{mm} \leq t_h \leq 1.2\text{mm}$$

$$0.1\text{mm} \leq t_r \leq 1.2\text{mm}$$

(120)

Burada δ , üzerinde bulunan faydalı yükün ağırlığından ötürü meydana gelen maksimum çökmedir. Optimizasyon modelinde δ çökme değerinin 0.5 mm büyük olması istenmemiştir. Diğer taraftan f_5 ise izolatörün beşinci moduna ait doğal frekans ve a_{f100} ise zorlayıcı frekansın 100 Hz olması durumunda faydalı yük üzerinde belirlenen noktadaki ivme değeridir. Yapının bir frekanstaki titreşim geçirgenliği, Denklem 121 ile hesaplanmaktadır.

$$TR = \frac{Y}{X} \quad (121)$$

Burada X yapıya uygulanan yer değiştirme veya hız veya ivme gibi girdilerin genliği, Y ise sistemden alınan yer değiştirme veya hız veya ivme genliğidir. Bu durumda izolatörün o frekanstaki verimi ise Denklem 122'deki gibi elde edilir.

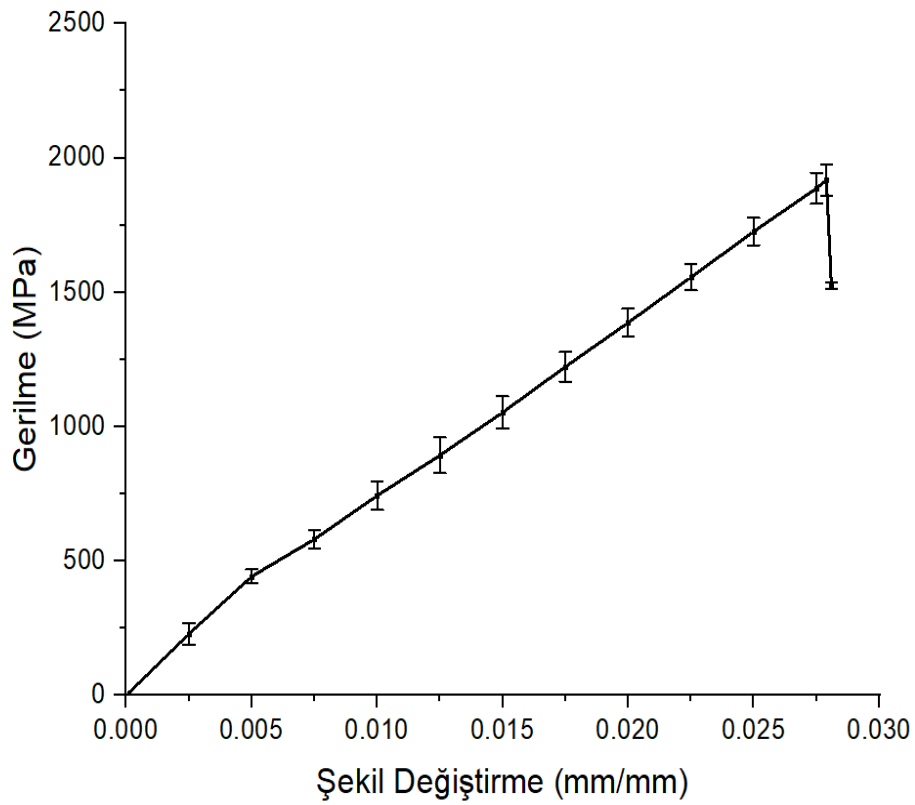
$$\eta = (1 - TR)\%100 \quad (122)$$



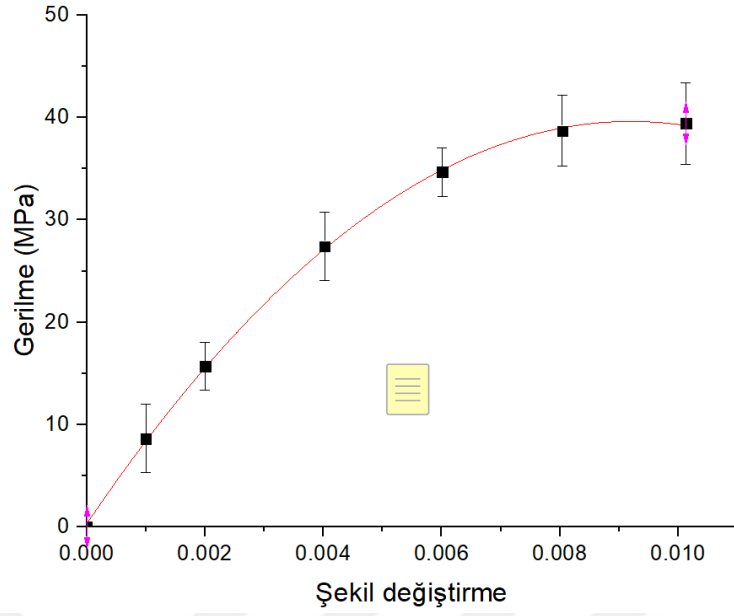
3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Tabakalı Kompozit Malzemelerin Çekme Test Bulguları

Vakum torbalama yöntemiyle üretilen karbon elyafı takviyeli polimer kompozit plakalarda ASTM D3039 ve ASTM D 3518 standartlarına göre sırasıyla çekme ve düzlem içi kayma testleri gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen testler neticesinde elyaf takviyeli kompozit malzemeye ait mekanik özellikler belirlenmiştir. Şekil 50 ve 51’de sırasıyla karbon elyafı takviyeli polimer kompozitlerin elyaf yönü ve elyafa dik yöndeki çekme testi sonuçları verilmiştir. Sonuçlardan görülebileceği gibi standart sapma değerleri düşüktür.

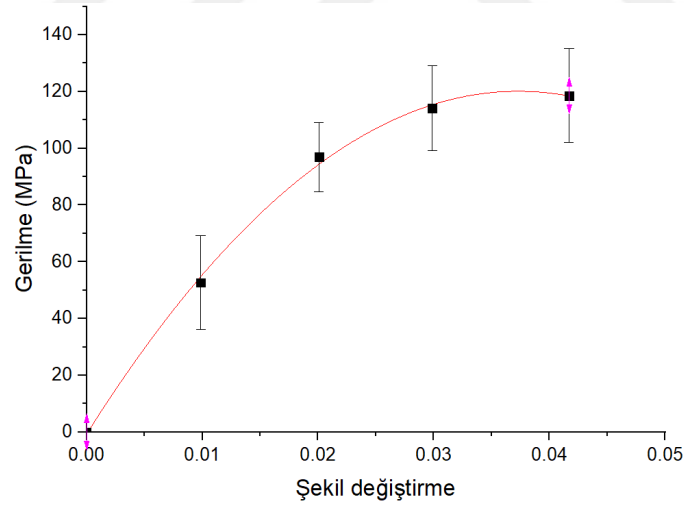


Şekil 50. Elyaf yönündeki kompozit numune için gerilme-şekil değişirme grafiği



Şekil 51. Elyafa dik yöndeki kompozit numune için gerilme-şekil değiştirme grafiği

Tek yönlü karbon elyafı takviyeli kumaştan üretilmiş numuneler için düzlem içi kesme testleri neticesinde elde edilen gerilme – şekil değiştirme grafiği Şekil 52’de gösterilmiştir.



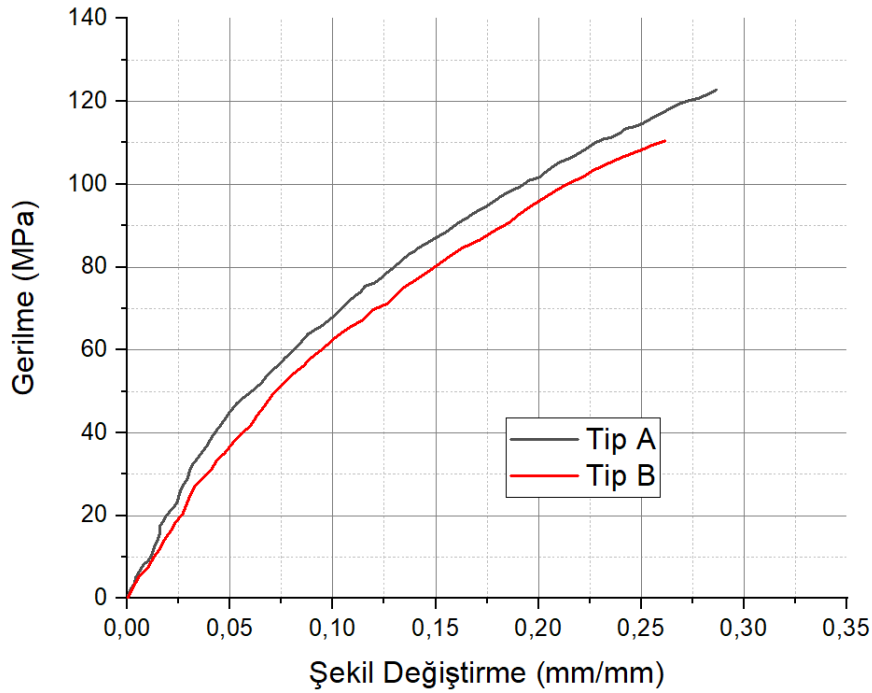
Şekil 52. Kesme testinden elde edilen gerilme-şekil değiştirme grafiği

Tablo 11’de karbon elyafı takviyeli kompozit plakalarda ASTM D 3039 ve ASTM D 3518 standartlarına göre gerçekleştirilen çekme ve düzlem içi kesme testlerinden elde edilen mekanik özellikler verilmiştir.

Tablo 11. Kompozit malzeme (CFRP) için elde edilen ortotropik malzeme özellikleri

Malzeme	E_1	E_2	G_{12}	ν_{12}	ρ
	(GPa)	(GPa)	(GPa)		(kg/m ³)
CFRP	117	7.8	6	0.3	2000

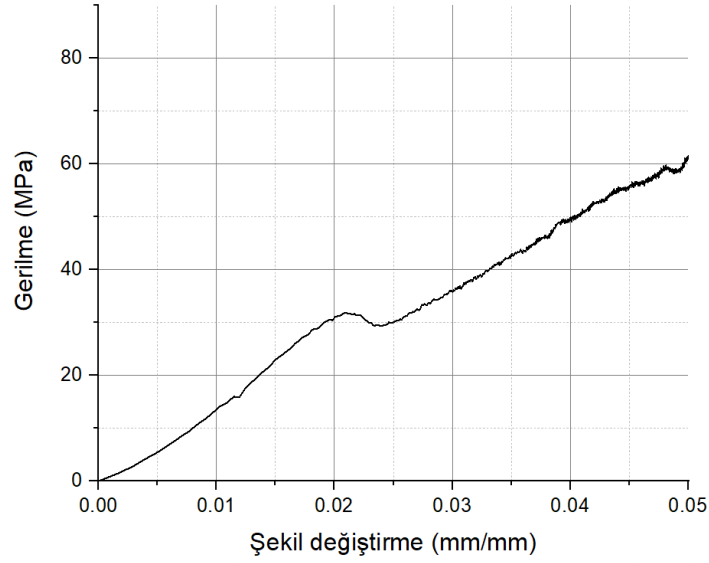
Şekil 53’ de tabakalı metal kompozit malzeme (5TMK) için haddeleme (Tip A) ve haddelemeye dik (Tip B) yöndeki çekme testlerin sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 53. Tabakalı metal kompozitler için gerilme-şekil değiştirme grafiği. Tip A: Hadde yönü ve Tip B: Haddelemeye dik yön

3.1. Eklemeli İmalat ile Üretilen Polipropilen Malzemelerin Çekme Test Bulguları

Şekil 54’te ISO 527 a standartlarına göre çekme testleri gerçekleştirilen polipropilen numuneler için gerilme-şekil değiştirme eğrileri gösterilmiştir. Testlerden polipropilen numunenin elastik modülü 1.5 MPa ve Poisson oranı 0.4 olarak belirlenmiştir. Elde edilen bu veriler sayısal analizlerde kullanılmıştır.



Şekil 54. Eklemeli imalat yöntemiyle üretilen polipropilen numunelerin çekme testi eğrisi

3.1. Sandviç Plakalar İçin Elde Edilen Çökme Bulgularının Karşılaştırılması

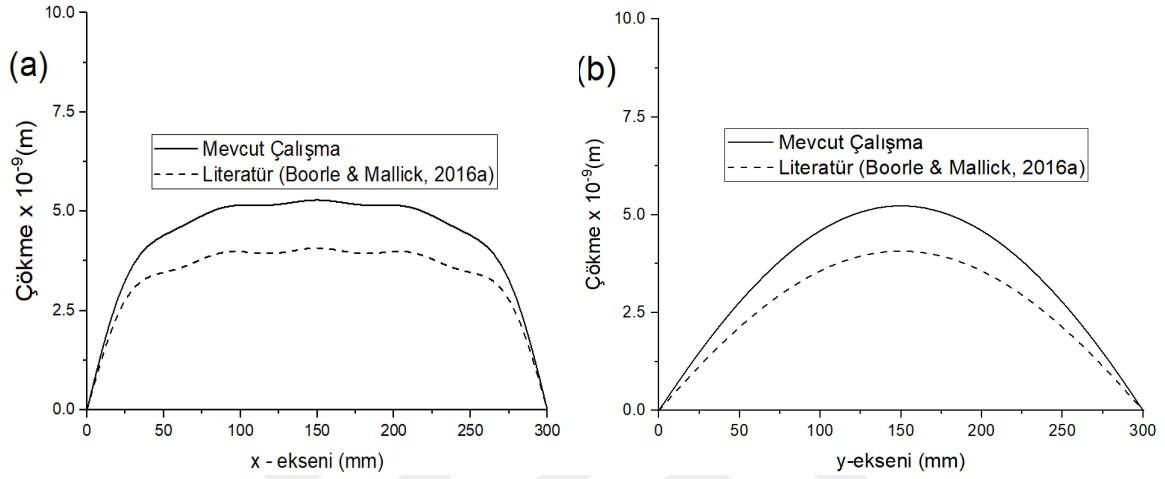
Bu bölümde Birim Hücre Yöntemiyle (BHY) hücre açısının 90° olması durumunda elde edilen sonuçları (A, B ve D matrisleri), Boorle ve Mallick tarafından gerçekleştirilen çalışmadaki sonuçlarla (A, B ve D matrisleri) karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar Tablo 12’te verilmiştir. Bu çalışmada elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla aynı elde edilmiştir.

Tablo 12. BHY yönteminden elde edilen A, B ve D matrislerinin karşılaştırılması

	A				B		D		
M.Ç ¹	2,2e8	5.43e6	4.6e-10	0	1.1e-28	-4.9e-29	3.8e4	1.2e3	1.0e-13
	5.43e6	1.5e8	7.5e-9	0	0	0	1.2e3	3.3e4	1.7e-12
	4.6e-10	7.5e-9	1.38e7	0	-3.0e-60	2.7e-28	1.0e-13	1.7e-12	3.1e3
Literatür ²	2,2e8	5.43e6	4.6e-10	0	0	0	3.8e4	1.2e3	1.0e-13
	5.43e6	1.5e8	7.5e-9	0	0	0	1.2e3	3.3e4	1.7e-12
	4.6e-10	7.5e-9	1.38e7	0	0	0	1.0e-13	1.7e-12	3.1e3

¹ Mevcut Çalışma - ² (Boorle & Mallick, 2016a)

Şekil 55’de ise sandviç yapı için çalışmada elde edilen çökme değerlerinin literatürle karşılaştırılması (Boorle & Mallick, 2016a) verilmiştir. Şekilden görülebileceği gibi maksimum hata %8 nin altında elde edilmiştir. Bu farkın nedeni A_{44} ve A_{55} matris değerlerinden kaynaklanmaktadır.



Şekil 55. Eşdeğer plaka için x eksenine göre çökme değerlerinin değişimi

Şekil 56, eğim açısı 45° ’de kompozit panel için sonlu elemanlar yöntemi (SEY) kullanılarak elde edilen çökme dağılımı (Şekil 56a) ve $y=150$ mm’de x eksenı boyunca çökme eğrilerini (Şekil 56b) göstermektedir.

Tablo 13. $\theta=45^\circ$ eğim açısı için SEY ile üst ve alt plakada elde edilen çökme değerleri

Üst Plaka			Alt Plaka			Çökme
Örneklem Noktalar	Koordinatlar (x, y, z) [mm]	Çökme [10^{-9} m]	Örneklem Noktalar	Koordinatlar (x, y, z)[mm]	Çökme [10^{-9} m]	Farkı ¹ [10^{-9} m]
A _{1_45}	60,150,30	8.75	B _{1_45}	60,150,0	5.54	3.25
A _{2_45}	120,150,30	8.95	B _{2_45}	120,150,0	5.78	3.17
A _{3_45}	180,150,30	8.95	B _{3_45}	180,150,0	5.78	3.17
A _{4_45}	240,150,30	8.75	B _{4_45}	240,150,0	5.54	3.25
C _{1_45}	90,150,30	7.35	D _{1_45}	90,150,0	4.82	2.53
C _{2_45}	150,150,30	7.39	D _{2_45}	150,150,0	4.89	2.5
C _{3_45}	210,150,30	7.35	D _{3_45}	210,150,0	4.82	2.53

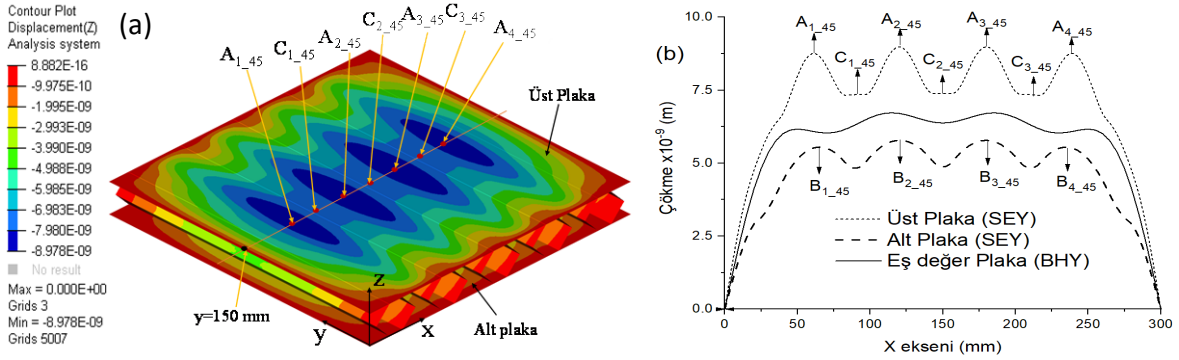
¹ Üst ve alt plakada aynı x, y koordinatlarına karşılık gelen noktalarda meydana gelen çökme değerlerinin farkı (A_{1_45}- B_{1_45})

Şekil 56b'de görülebileceği gibi, BHY ile elde edilen çökmeler, SEY' deki üst ve alt plakaların çökmeleri arasındadır. BHY'de eşdeğer tek plaka kullanıldığından çökmeler ortalama formda elde edilmiştir. Ayrıca SEY ile elde edilen çökmeler üst ve alt plaka için ayrı ayrı elde edilmiştir.

Tablo 14. $\theta=45^\circ$ eğim açısıyla BHY ile eşdeğer plakada elde edilen çökme değerleri

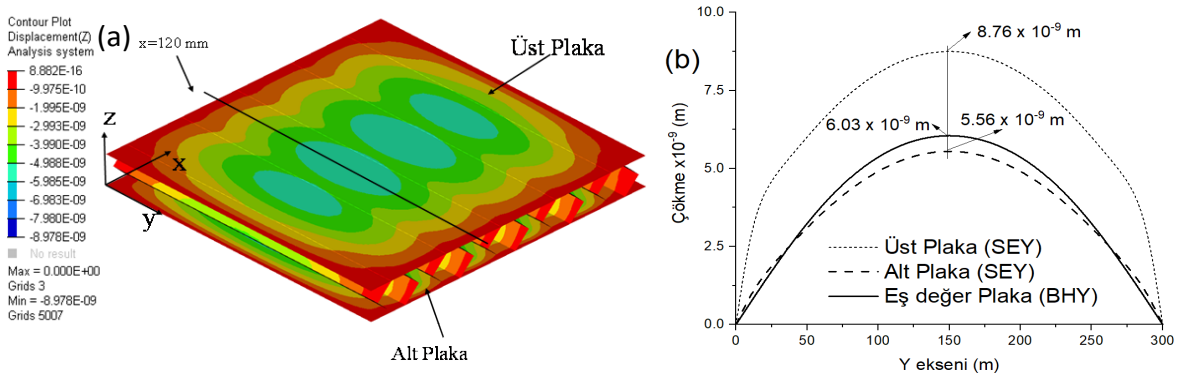
Örneklem	Koordinatlar	Çökme	Çökme Farkı ²	Çökme Farkı ³
Noktalar	(x, y, z) [mm]	[10^{-9} m]	[10^{-9} m]	[10^{-9} m]
M _{45_1}	60,150	6.09	2.66	0.59
M _{45_2}	120,150	6.70	2.25	0.92
M _{45_3}	180,150	6.70	2.25	0.92
M _{45_4}	240,150	6.09	2.66	0.59
M _{45_5}	90,150	6.32	1.03	1.5
M _{45_6}	150,150	6.38	1.01	1.56
M _{45_7}	210,150	6.32	1.03	1.5
² Üst ve eşdeğer plakada aynı x, y koordinatlarına karşılık gelen noktalarda meydana gelen çökmeler arasındaki farktır.				
³ Üst ve eşdeğer plakada aynı x, y koordinatlarına karşılık gelen noktalarda meydana gelen çökmeler arasındaki farktır. (B _{1_45} –M _{45_1})				

Genel olarak üst plakadaki SEY değerleri alt plakadaki değerlerden daha yüksek olduğu görülmektedir. Şekil 56b ve Tablo 13'ten de görüldüğü gibi üst plakadaki maksimum çökme değerleri A_{2_45} ve A_{3_45} noktalarında 8.95×10^{-9} m olarak elde edilmiştir. Üst plakadaki diğer çökmeler A_{1_45} ve A_{4_45}'te ise 8.75×10^{-9} m olarak belirlenmiştir. Ayrıca C_{1_45} ve C_{3_45} noktaları için çökme 7.35×10^{-9} m ve C_{2_45} için 7.39×10^{-9} m olarak elde edilmiştir. Benzer şekilde, alt plakada maksimum çökme B_{2_45} ve B_{3_45}'te 5.75×10^{-9} m olarak elde edilmiştir. B_{1_45} ve B_{4_45} noktalarındaki çökmeler ise eşit ve 4.82×10^{-9} m olarak hesaplanmıştır. Ayrıca üst ve alt plakalar için hesaplanan çökme değerleri arasındaki farklar Tablo 13'de verilmiştir. Örneğin A_{1_45} ve B_{1_45} noktaları arasındaki çökme farkı 3.25×10^{-9} m olarak belirlenmiştir. BHY ve SEY ile elde edilen çökme değerleri Tablo 14'te listelenmiştir. Örneğin M_{45_1}'de meydana gelen çökme 6.05×10^{-9} m olarak belirlenmiştir. Aynı koordinatlarda üst plakada ve alt plakadaki çökme miktarları sırasıyla 8.75×10^{-9} m ve 5.54×10^{-9} m olarak belirlenmiştir (Tablo 13 ve Tablo 14). Bu noktada üst plaka (A_{1_45}) ile çökme farkı 2.66×10^{-9} m, alt plakada (B_{1_45}) ise 0.59×10^{-9} m olarak belirlenmiştir.



Şekil 56. $\theta=45^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen kontur grafiği (a) ve $y = 150$ mm'de x ekseni boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)

Şekil 57a, $\theta=45^\circ$ eğim açısında kompozit sandviç panel için SEY kullanılarak elde edilen çökmelerin dağılımını gösterirken, Şekil 57b'de $x=120$ mm'de y ekseni boyunca hem BHY hem de SEY ile elde edilen çökme eğrilerini göstermektedir. Şekil 57b'de maksimum çökme değerlerinin $x=120$ doğrusu boyunca üst, alt ve eşdeğer plaka için sırasıyla 8.76×10^{-9} m, 5.56×10^{-9} m, 6.03×10^{-9} m olarak elde edilmiştir. Üst ve alt plakalar arasındaki çökme farkı $x=150$ mm'de 3.44×10^{-9} m, üst ve eşdeğer plaka arasındaki çökme farkı $x=150$ mm'de 2.7×10^{-9} m olarak elde edilmiştir.



Şekil 57. $\theta=45^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve BHY ve SEY ile $x=120$ mm'de y ekseni boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)

Tablo 15. $\theta=60^\circ$ eğim açısı için SEY ile üst ve alt plakada elde edilen çökme değerleri

Üst Plaka			Alt Plaka			Çökme
Örneklem Noktalar	Koordinatlar (x, y, z) [mm]	Çökme [10^{-9} m]	Örneklem Noktalar	Koordinatlar (x, y, z) [mm]	Çökme [10^{-9} m]	Farkı ⁴ [10^{-9} m]
A _{1_60}	60,150,30	5.91	B _{1_60}	60,150,0	5.02	0.88
A _{2_60}	120,150,30	6.15	B _{2_60}	120,150,0	5.21	0.94
A _{3_60}	180,150,30	6.15	B _{3_60}	180,150,0	5.21	0.94
A _{4_60}	240,150,30	5.9	B _{4_60}	240,150,0	5.02	0.88
C _{1_60}	90,150,30	5.47	D _{1_60}	90,150,0	4.74	0.73
C _{2_60}	150,150,30	5.54	D _{2_60}	150,150,0	4.84	0.7
C _{3_60}	210,150,30	5.47	D _{3_60}	210,150,0	4.74	0.73
⁴ Üst ve alt plakada aynı x, y koordinatlarına karşılık gelen noktalarda meydana gelen çökmeler arasındaki fark (A _{1_60} - B _{1_60})						

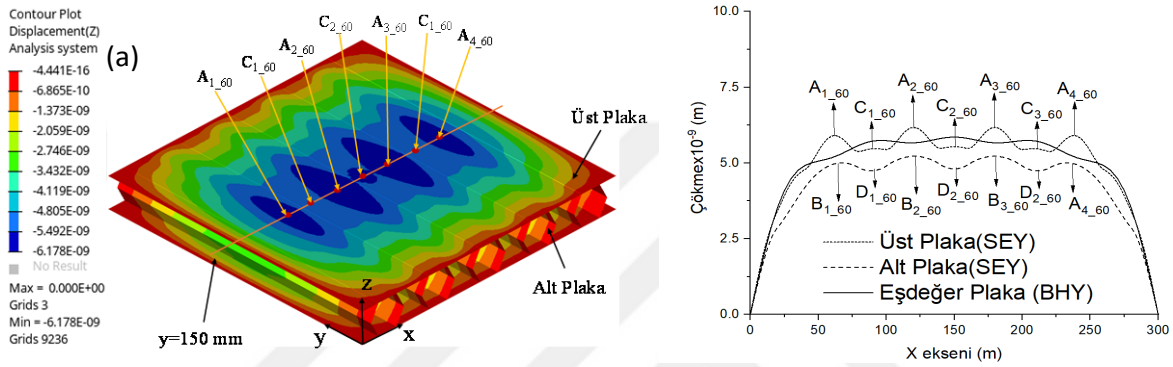
Şekil 58a, $\theta=60^\circ$ eğim açısında kompozit panel için SEY kullanılarak elde edilen çökmelere ait kontur dağılımını gösterirken, Şekil 58b, BHY ve SEY ile $y=150$ mm'de x eksenini boyunca elde edilen çökme eğrilerini göstermektedir.

Tablo 16. $\theta=60^\circ$ eğim açısıyla BHY ile eşdeğer plakada elde edilen çökme değerleri

Örneklem Noktaları	Koordinatlar (x, y), [mm]	Çökme [10^{-9} m]	Çökme Farkı ⁵ [10^{-9} m]	Çökme Farkı ⁶ [10^{-9} m]
M _{60_1}	60,150	5.18	0.72	0.16
M _{60_2}	120,150	5.66	0.52	0.45
M _{60_3}	180,150	5.66	0.52	0.45
M _{60_4}	240,150	5.18	0.72	0.16
M _{60_5}	90,150	5.73	0.26	0.99
M _{60_6}	150,150	5.86	0.32	1.02
M _{60_7}	210,150	5.73	0.26	0.99
⁵ Üst ve eşdeğer plakada aynı x, y koordinatlarına karşılık gelen noktalarda meydana gelen çökmeler arasındaki fark				
⁶ Üst ve eşdeğer plakada aynı x, y koordinatlarına karşılık gelen noktalarda meydana gelen çökmeler arasındaki fark (B _{1_60} - M _{60_1})				

Şekil 58b ve Tablo 15'ten, üst plakadaki çökmeler A_{2_60} ve A_{3_60} noktaları için 6.15×10^{-9} m olarak belirlenirken, bu değerler A_{1_60} ve A_{4_60} noktaları için 5.91×10^{-9} m olarak aynı

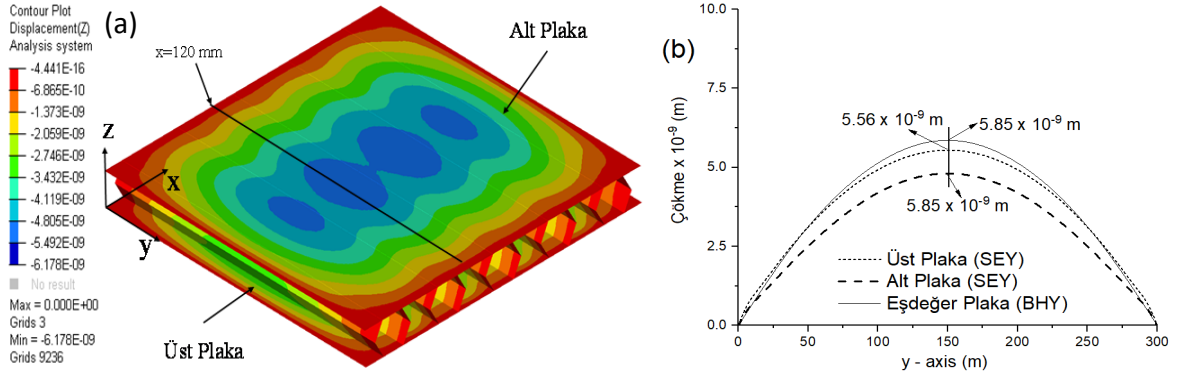
belirlenmiştir. Tablo 15'te $\theta=60^\circ$ eğim açısı SEY ile üst ve alt plakada elde edilen çökme değerleri verilmiştir. Alt plakadaki çökme değerleri sırasıyla B_{1_60} , B_{2_60} , B_{3_60} ve B_{4_60} noktaları için 5.02×10^{-9} m, 5.21×10^{-9} m, 5.21×10^{-9} m, 5.02×10^{-9} m olarak belirlenmiştir. Ayrıca A_{1_60} ile B_{1_60} arasındaki çökme farkı 0.88×10^{-9} m, A_{2_60} ile C_{1_60} arasındaki fark ise 0.68×10^{-9} m olarak hesaplanmıştır. Genel olarak, Tablo 15'ten görülebileceği gibi $\theta = 60^\circ$ eğim açısı için elde edilen çökme değerleri, $\theta = 45^\circ$ 'deki çökmelerden daha düşük elde edilmiştir.



Şekil 58. $\theta=60^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve BHY ve SEY ile $y = 150$ mm'de x eksenı boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)

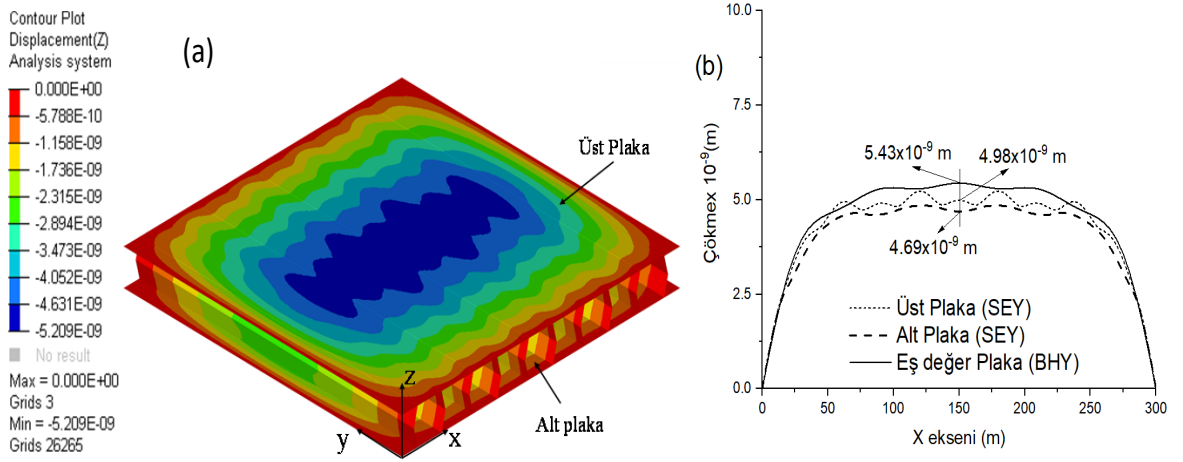
Tablo 16, üst ve alt plakalarda aynı koordinatlara (x, y) sahip noktalar için BHY ile elde edilen çökme değerlerini vermektedir. 60° eğim açısı için eşdeğer plakadaki çökmeler sırasıyla M_{60_1} , M_{60_2} , M_{60_3} noktalarında 5.73×10^{-9} m, 5.86×10^{-9} m ve 5.73×10^{-9} m olarak elde edilmiştir. Eşdeğer plakadaki çökmeler, bu koordinatlarda üst plakanınkinden daha büyük elde edilmiştir. Buna karşılık, diğer dört noktada, eşdeğer plakadaki çökmeler üst plakanınkinden daha düşük elde edilmiştir.

Şekil 59a, $\theta=60^\circ$ eğim açısında kompozit sandviç panel için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen çökme dağılımları grafiği, Şekil 59b'de ise, $x=120$ mm'de y eksenı boyunca hem BHY ile hem de SEY ile elde edilen çökme eğrileri gösterilmiştir. Bu grafikten de görüldüğü gibi BHY için elde edilen maksimum çökme değeri 5.85×10^{-9} m, SEY ile üst plaka için 5.56×10^{-9} m ve alt plakada için ise 4.81×10^{-9} m olarak elde edilmiştir. Bu eğim açısındaki sandviç yapı için elde edilen çökmelerin Şekil 57b'da gösterilen 45° açı konfigürasyonunda elde edilen çökme değerlerinden beklendiği gibi daha düşük oldukları görülmektedir.



Şekil 59. $\theta=60^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve BHY ve SEY ile $x=120$ mm'de y eksenini boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)

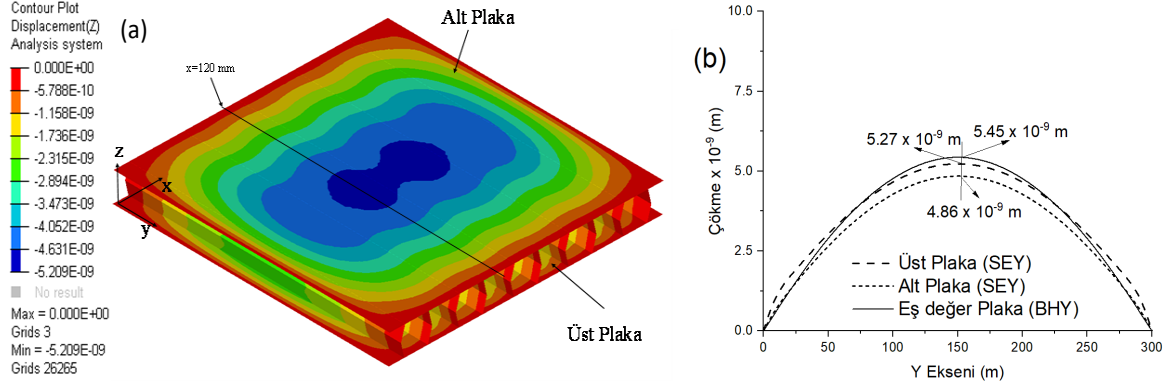
Şekil 60a, $\theta=75^\circ$ eğim açısında kompozit panel için SEY kullanılarak elde edilen çökmelere ait dağılımı gösterirken, Şekil 60b, BHY ve SEY ile elde edilen $y=150$ mm'de x eksenini boyunca çökme eğrilerini göstermektedir. Bu grafikten BHY ile maksimum çökme $x=150$ mm'de 5.43×10^{-9} m iken, SEY ile üst ve alt plakalar için maksimum çökme değerleri sırasıyla 4.98×10^{-9} m ve 4.69×10^{-9} m olarak hesaplanmıştır.



Şekil 60. $\theta=75^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile x eksenini boyunca $y=150$ mm'de elde edilen çökme eğrileri (b)

75° eğim açısında hem SEY hem de BHY ile elde edilen çökmeler, 45° ve 60° eğim açılarında kıyaslandığında birbirine daha yakın olduğu görülmektedir. Şekil 58b, 59b ve 60b'deki çökme eğrilerine bakıldığında kompozit sandviç plakada hücre eğim açısının

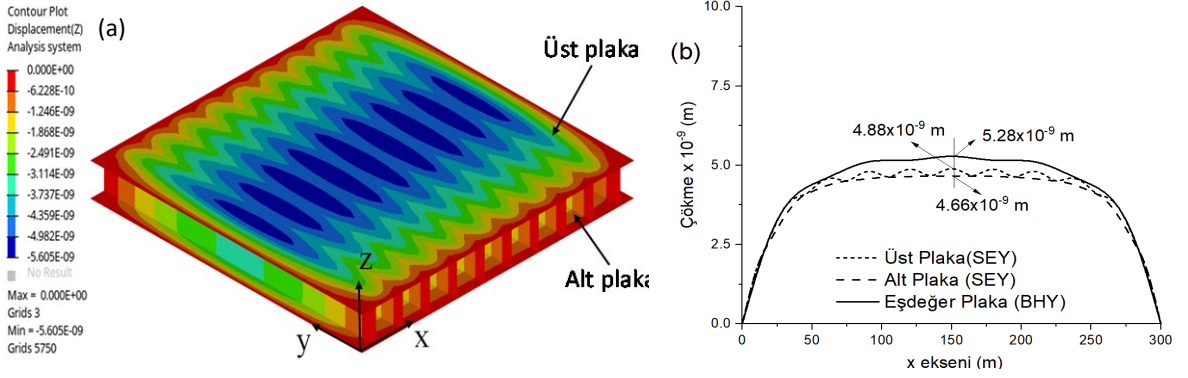
artmasıyla plakada çökme değerleri azalmaktadır. Bunun nedeni hücre eğim açısının artmasıyla yapının rijitliğinin artmasıdır.



Şekil 61. $\theta=75^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile $x=120$ mm'de y eksenini boyunca elde edilen çökme eğrileri (b)

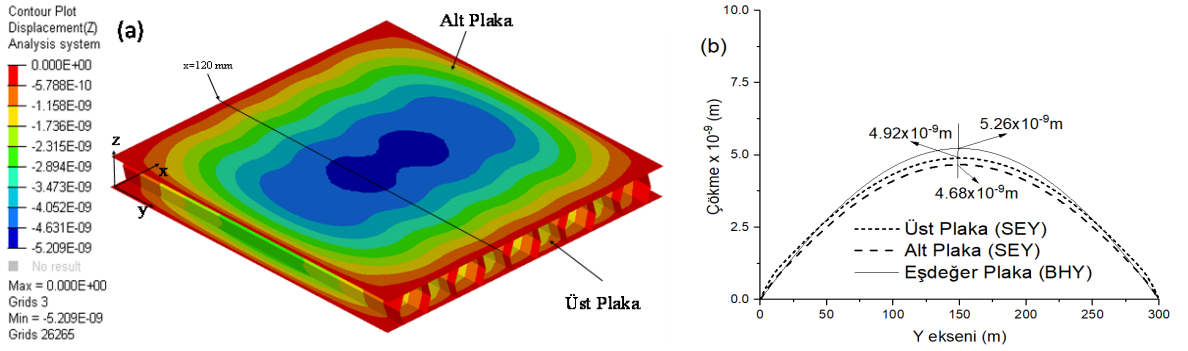
Şekil 61a, $\theta=75^\circ$ eğim açısında kompozit sandviç panel için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen çökmelere ait dağılımı gösterirken, Şekil 61b, y eksenini boyunca hem BHY hem de SEY ile $y = 150$ mm'de x eksenini boyunca çökme eğrisini göstermektedir. Grafikten $y = 150$ mm'de BHY ile hesaplanan eşdeğer plakadaki maksimum çökmeler ile üst ve alt plakalar için maksimum çökmeler sırasıyla 5.45×10^{-9} m, 5.27×10^{-9} m ve 4.86×10^{-9} m olarak elde edilmiştir.

Şekil 62a, $\theta= 90^\circ$ eğim açısında kompozit panel için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen çökme dağılımını gösterirken, Şekil 62b, birim hücre yöntemi ve SEY ile elde edilen $y=150$ mm'de x eksenini boyunca çökme eğrilerini göstermektedir. Şekil 62b'deki grafikten, en yüksek maksimum çökme değeri BHY ile elde edildiği görülmektedir. Birim hücre yöntemi ile maksimum çökme 5.28×10^{-9} m olarak elde edilirken, üst ve alt plakalar için maksimum değerler 4.88×10^{-9} m ve 4.66×10^{-9} m olarak hesaplanmıştır. Şekil. 56b, 58b, 60b ve 62b'de tüm hücre eğim açısı varyasyonları için belirlenen çökme eğrileri karşılaştırıldığında sandviç panelin rijitliği eğim açısıyla arttığından, en küçük çökmeler beklendiği gibi $\theta=90^\circ$ için elde edilmiştir.



Şekil 62. $\theta=90^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile x eksenini boyunca $y = 150$ mm'de elde edilen çökme eğrileri (b)

Şekil 63a, $\theta=90^\circ$ eğim açısında kompozit sandviç panel için SEY kullanılarak elde edilen çökmelere ait dağılım grafiğini gösterirken, Şekil 63b hem BHY hem de SHY ile elde edilen $x = 120$ mm'de y eksenini boyunca çökme eğrilerini göstermektedir. Şekil 63b'den, SEY ile üst plakanın ve eşdeğer plakanın çökmelerin birbirine yakın olduğu görülmektedir. Eşdeğer, üst ve alt plakalar için maksimum çökme değerleri $y = 120$ mm'de sırasıyla 5.43×10^{-9} m, 5.23×10^{-9} m ve 4.82×10^{-9} m olarak elde edilmiştir.



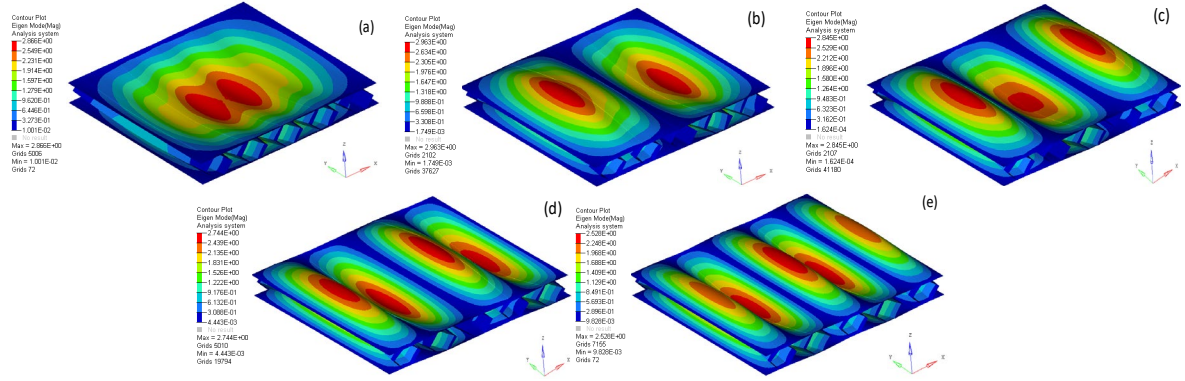
Şekil 63. $\theta=90^\circ$ eğim açısında, kompozit sandviç panelin SEY ile elde edilen çökme dağılımı (a) ve birim hücre yöntemi ve SEY ile x eksenini boyunca $y = 120$ mm'de elde edilen çökme eğrileri (b)

3.2. Sandviç Plakalar İçin Birim Hücre ve Sonlu Elemanlar Yöntemleriyle Elde Edilen Serbest Titreşim Bulgularının Karşılaştırılması

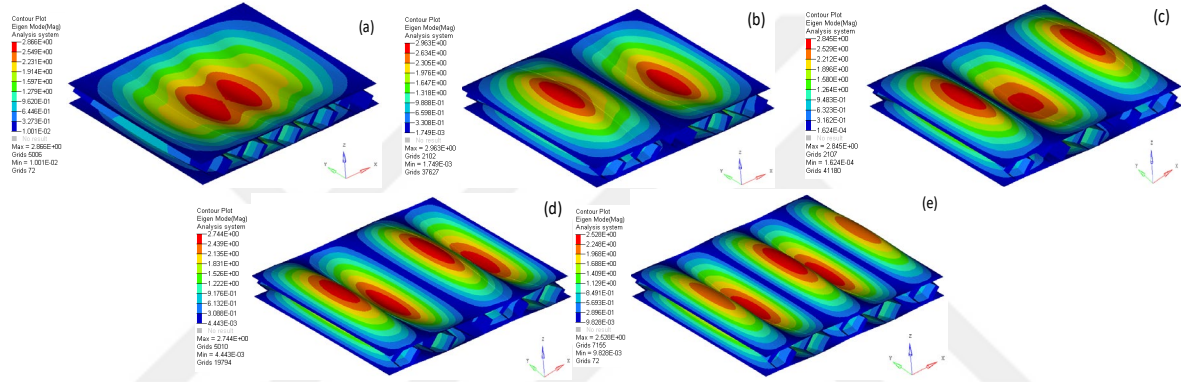
Sandviç kompozit plakaların BHY ve SEY ile gerçekleştirilen serbest titreşim analizleri neticesinde elde edilen doğal frekans değerleri Tablo 17’de verilmiştir. Şekil 64, 65, 66 ve 67’de ise SEY ile dört farklı hücre eğim açısı ($\theta=45^\circ$, 60° , 75° ve 90°) için elde edilen mod şekilleri gösterilmiştir. Tablodan görülebileceği gibi hücre eğim açısının artmasıyla, her iki yöntemle (BHY ve SEY) elde edilen tüm modlardaki doğal frekansların arttığı görülmektedir. Örneğin 45° , 60° , 75° ve 90° eğim açılı sandviç yapıların SEY sonucundaki birinci mod frekansları 963.8 Hz, 1073 Hz, 1129.1 Hz ve 1147 Hz ve 953.9 Hz, 1049 Hz, 1105.3 Hz olarak elde edilmiştir. Aynı modda aynı eğim açıları için BHY ile belirlenen frekanslar ise sırasıyla 953.9 Hz, 1049 Hz, 1105.3 Hz ve 1129 Hz olarak belirlenmiştir. Birim hücre yöntemi ile SEY sonuçları arasındaki maksimum fark, ilk titreşim modları için maksimum %1.59 olarak elde edilmiştir. Burada Tablo 17’den, mod mertebelerinin artmasıyla (birinci moddan beşinci moda doğru) BHY ve SEY sonuçları arasındaki sapma oranları artmıştır. Birinci titreşim modu için BHY ve SEY sonuçları arasındaki farklar 45° , 60° , 75° ve 90° hücre eğim açıları için sırasıyla %1.03, %2.29, %2.15 ve %1.59 olarak elde edilmiştir. Beşinci mod için ise bu sapmalar sırasıyla %2.51, %12.19, %9.3 ve % 5.7 olarak elde edilmiştir.

Tablo 17. BHY ve SEY analizleriyle elde edilen mod frekansları

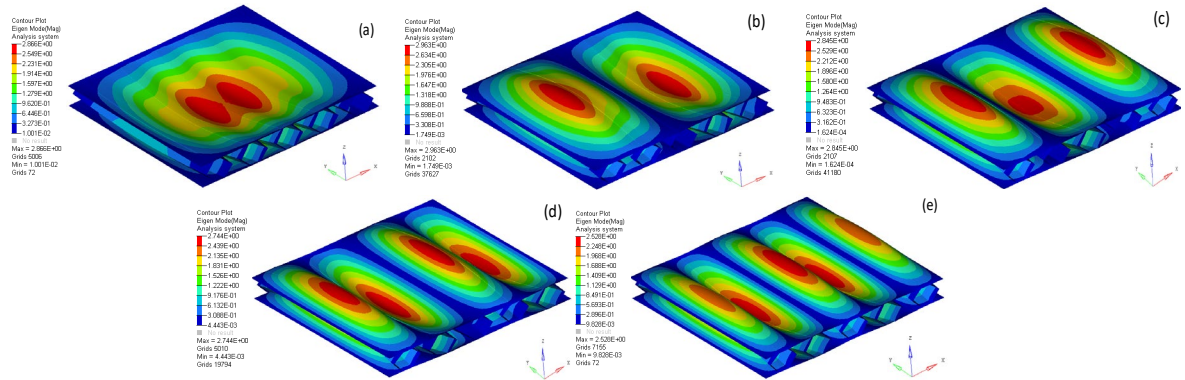
	$\theta=45^\circ$		$\theta=60^\circ$		$\theta=75^\circ$		$\theta=90^\circ$	
Mod	BHY (Hz)	SEY (Hz)	BHY (Hz)	SEY (Hz)	BHY (Hz)	SEY (Hz)	BHY (Hz)	SHY (Hz)
1	953.9	963.8	1049	1073	1105.3	1129.1	1129	1147
2	1017.9	1027.4	1135.1	1155.2	1211.7	1224.3	1254.7	1248.4
3	1098.4	1137.6	1247.4	1296	1353.4	1384.5	1423.6	1416.8
4	1261	1286.9	1368	1480.6	1509.3	1592.6	1611.2	1635.4
5	1399	1434.2	1490.3	1672	1670.4	1826.3	1806.9	1910



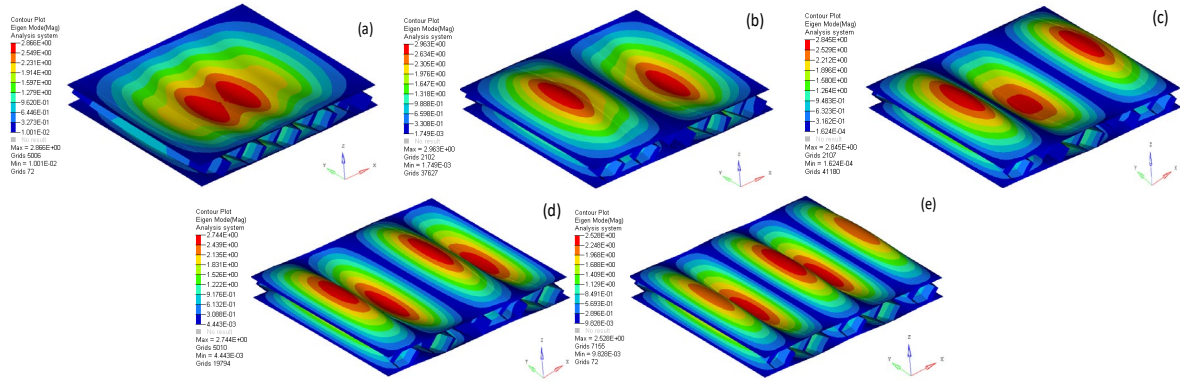
Şekil 64. $\theta=45^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e)



Şekil 65. $\theta=60^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e)



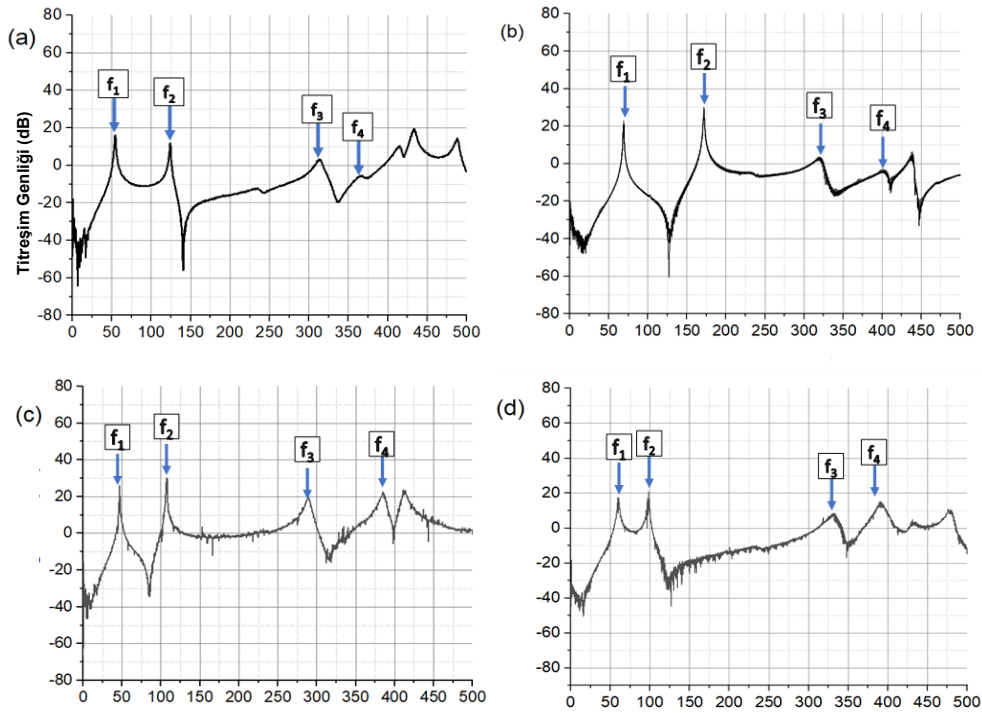
Şekil 66. $\theta=75^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e)



Şekil 67. $\theta=90^\circ$ eğim açısı için SEY ile tarafından elde edilen mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d); 5. Mod (e)

3.3. Plakaların Serbest Titreşim Analizlerinin Modal Testlerle Karşılaştırılması

Şekil 68’de; AA1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemelerinden üretilmiş bir kenarı ankastre (CFFF) plakaların 0-500 Hz frekans aralığında modal testleri sonucunda frekans yanıt fonksiyonları (FRF) gösterilmiştir.



Şekil 68. A11100, TiGr5, TMK ve CFRP malzemeler için modal testlerin frekans davranış fonksiyonları

Şekillerdeki eğrilerin tepe noktaları belirlenerek ankastre plakların mod frekansları belirlenmiştir. Sönüm oranının belirlenmesinde yarım güç bant kalınlığı yöntemi kullanılmıştır (De Silva, 2006; Papagiannopoulos & Hatzigeorgiou, 2011). Tablo 18’de Al1100, TiGr5 ve 5TMK ve CFRP malzemeleri için deneysel ve sayısal sonuçlar verilmiştir. CFRP’ den üretilmiş plakaların mod frekansları, diğer üç malzemeden yapılmış plaklardan elde edilen mod frekanslarının daha yüksek elde edilmiştir. CFRP malzemeler için birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü mod frekansları sırasıyla 60.2 Hz, 99.2 Hz, 330.2 Hz ve 391.5 Hz olarak belirlenmiştir. Alüminyum ve titanyum malzemeleri kullanılarak ultrasonik yöntemlerle üretilen tabakalı metal kompozit plakların (5TMK) sıralı mod frekansları sırasıyla 46.6 Hz, 107 Hz, 289.2 Hz ve 357.4 Hz olarak elde edilmiştir. Modal sönüm oranı en yüksek sönüm oranı karbon elyaf takviyeli kompozit (CFRP) plakada, ikinci sönüm oranı 5TMK plakada elde edilmiştir.

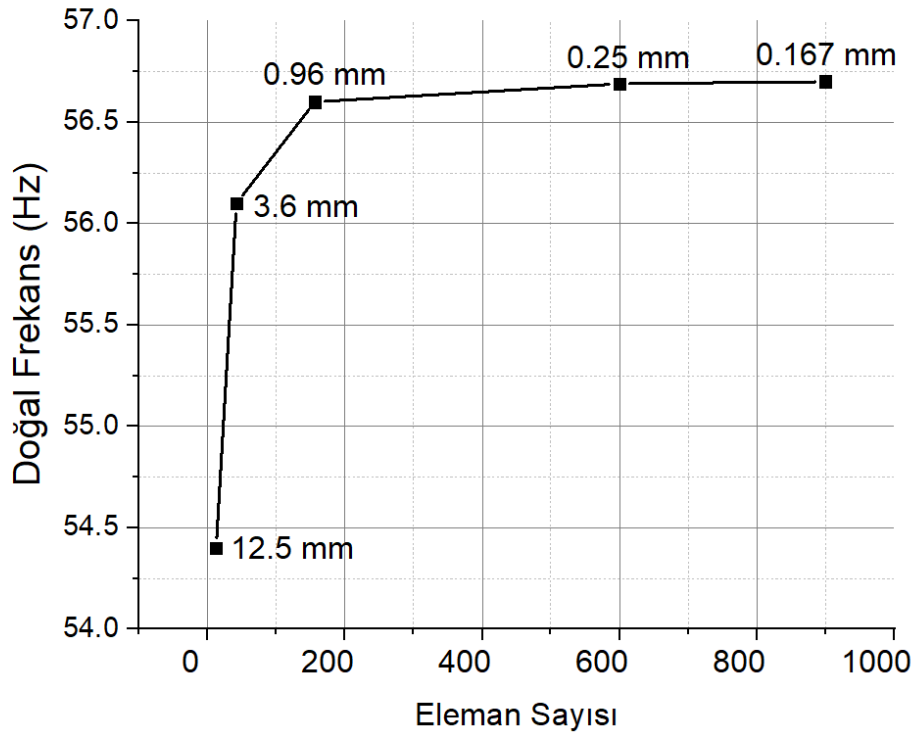
Tablo 18. Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemeler için mod frekansları

Mod Mertebesi	Modal Parametreler	Al1100	TiGr5	5TMK	CRFP
Mod 1 (f_1)	Den. Frekanslar (Hz)	54.7	51	46.6	60.2
	Say. Frekanslar (Hz)	56.7	54.4	50.1	62.1
	Modal Sönüm oranı (ζ)	0.023	0.018	0.018	0.036
Mod 2 (f_2)	Den. Frekanslar (Hz)	125.5	124.2	107	99.7
	Say. Frekanslar (Hz)	129.9	127.2	114.6	98.7
	Modal Sönüm oranı (ζ)	0.0174	0.005	0.013	0.22
Mod 3(f_3)	Den. Frekanslar (Hz)	315.9	292.5	289.2	330.2
	Say. Frekanslar (Hz)	339.7	329	301.2	357
	Modal Sönüm oranı (ζ)	0.017	0.015	0.01	0.02
Mod 4 (f_4)	Den. Frekanslar (Hz)	378.7	372.5	357.4	391.5
	Say. Frekanslar (Hz)	403.1	401.3	371.5	402.8
	Modal Sönüm oranı (ζ)	-	0.01	0.012	0.017

Alüminyum (Al1100) plaka için deneysel mod frekansları ile sonlu elemanlar analizleri ile elde edilen mod frekansları arasındaki hatalar sırasıyla %2.38, %4.9, % 5.8 ve

% 8.3 olarak belirlenmiştir. Titanyum (TiGr5) plakalarda birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü titreşim modları için deneysel ve sayısal frekanslar arasındaki hata değerleri sırasıyla %4.6, % 6, % 8.76 ve % 9 olarak hesaplanmıştır. Alüminyum ve Titanyum plakaların birleştirilmesiyle üretilen 5TMK plakalar için hata değerleri ise % 7.5, % 9.43, % 4.4 ve % 3.9 olarak belirlenmiştir. CFRP'den üretilmiş plakalar için belirlenen hata değerleri de sırasıyla, %3.15, %1, %8.11 ve % 5.2'dir.

Şekil 69', sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan modal frekans analizlerinde ağ yakınsama grafiğini göstermektedir. Yakınsama grafiğinden görülebileceği gibi birinci doğal frekans için eleman sayısı 12 için 54.5 Hz elde edilirken 900 kabuk eleman için 56.7 Hz olarak elde edilmiştir. Grafikten yararlanılarak bütün analizlerde 900 kabuk elemanlı ağ yapısı kullanılmıştır.

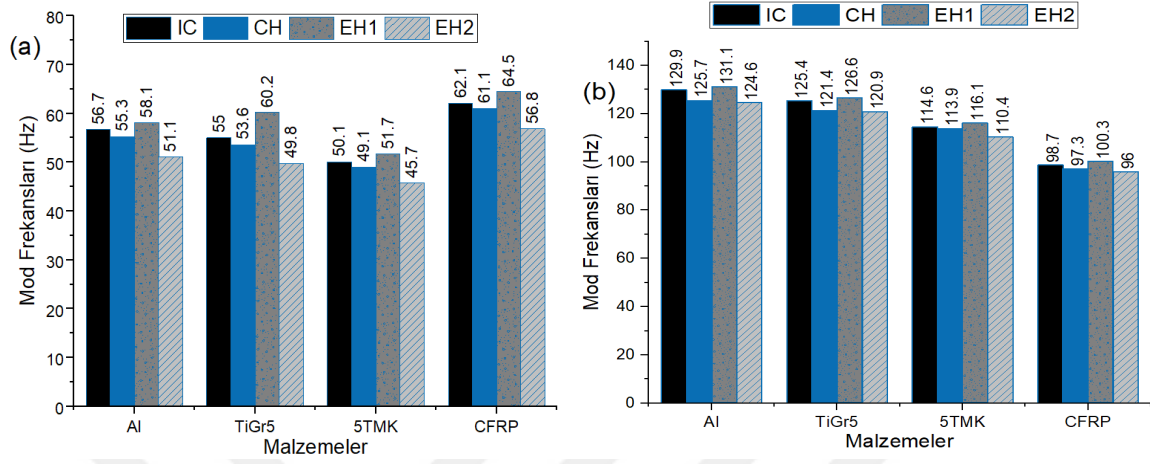


Şekil 69. Plakaların SEY ile yapılan serbest titreşim analizlerinde ağ yakınsama grafiği

3.4. Farklı Koordinatlarda Kare Boşluk ve İlave Kütle Oluşturulan Plakalar için Serbest Titreşim Davranışlarının Karşılaştırılması

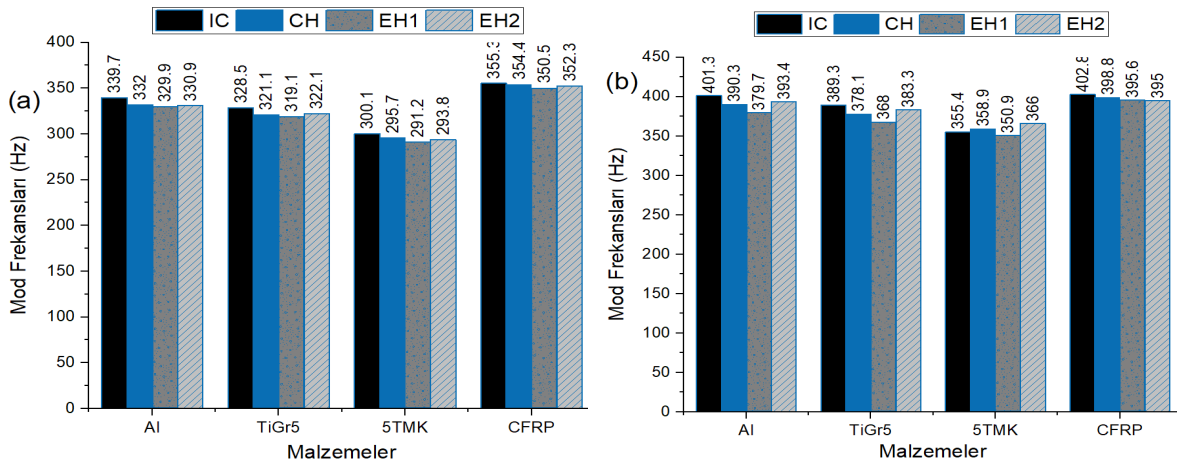
Farklı malzemelerden üretiliş ve farklı koordinatlara konumlandırılmış 30x30 mm kare boşluk açılmış plakanın serbest titreşim analizleri sayısal olarak yapılmıştır. Oluşturulan boşlukların koordinatları ve kodlamaları Tablo 8’de verilmiştir. Plakalar üzerinden oluşturulan kütlelerini ve rijitliğini düşürecektir. Şekil 70’teki sütun grafikleri; **Hata! Başvuru kaynağı bulunamadı.**’te gösterilen konfigürasyonlara uygun olarak, ankastre plakanın üç farklı bölgesinde oluşturulan kare boşluğun birinci ve ikinci frekanslar üzerindeki etkilerini göstermektedir. Plakadaki boşluğun geometrik merkezde olması (CH) durumunda, Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP’ den üretilmiş plakaların birinci mod frekansları sırasıyla 55.3 Hz, 53.6 Hz, 49.1 Hz ve 61.1 Hz olarak elde edilmiştir (Şekil 70a). Bu konumda boşluğun birinci mod frekanslarındaki değişimleri sırasıyla %2.4, %2.5, %2 ve 1.6 olarak belirlenmiştir. Bunun nedeni, plakalardaki (CH) rijitlikte meydana gelen düşme, kütledeki azalmadan daha fazla olmasından kaynaklanmıştır. Elde edilen bu sonuç literatürdeki aynı sınır şartından plakanın geometrik merkezinde oluşturulmuş yuvarlak ve eliptik şekilli boşluklar için de benzer elde edilmiştir (Pavan Kishore vd., 2019). Plaka üzerindeki boşluğun Şekil 45b’deki gibi plakanın serbest kenarına yakın olması (EH1) durumunda hesaplanan birinci mod frekansları 58.1 Hz, 60.2 Hz, 51.6 Hz ve 64.5 Hz olarak elde edilmiştir. Boşluksuz plakayla karşılaştırıldığında birinci mod frekansındaki değişimler sırasıyla %2.5, %9.5, %3.1 ve %3.9 belirlenmiştir. Boşluğun diğer bir pozisyonda (EH2) (Şekil 45c) ise elde edilen temel frekanslar sırasıyla 51.1 Hz, 49.8 Hz, 45.7 Hz ve 56.8 Hz olarak elde edilmiştir. Mod frekanslarındaki değişimler ise sırasıyla %10.9, %10.4 ve %8.9 ve %8.5 olarak hesaplanmıştır. Genel olarak CH ve EH2 pozisyonlarında plakanın temel (mod) frekanslarında bir azalma meydana gelmişken EH1 pozisyonunda artış meydana gelmiştir. Denklem 29’a göre plakada boşluk oluşturma ile kütlede bir azalma ve dolayısıyla da mod frekanslarında bir artış beklenebilir. Buna karşın Şekil 70a ve 70b’de plakaların geometrik merkezinden oluşturulan boşlukla mod frekansları, orijinal (boşluksuz) plakadan daha düşük olmuştur. Bunun nedeni boşaltılan plakanın rijitliğindeki düşüşün, plakanın kütlelerine kıyasla daha fazla etkili olması olarak gösterilebilir. Şekil 70a ve b’den, EH1 pozisyonunda boşluklu plakanın kütledeki düşüş, plakanın rijitliğinde meydana gelen düşüşten fazla olduğundan mod frekansları artmıştır. EH2 pozisyonundaki boşluklu plakada, rijitlik kaybı CH pozisyonunda meydana gelen kayıptan fazla olduğundan, birinci ve ikinci

mod frekansları daha düşük çıkmıştır. Elde edilen bu sonuçlar literatürdeki çalışmalarla da benzerlik göstermektedir (Dewangan, Panda, & Sharma, 2020).



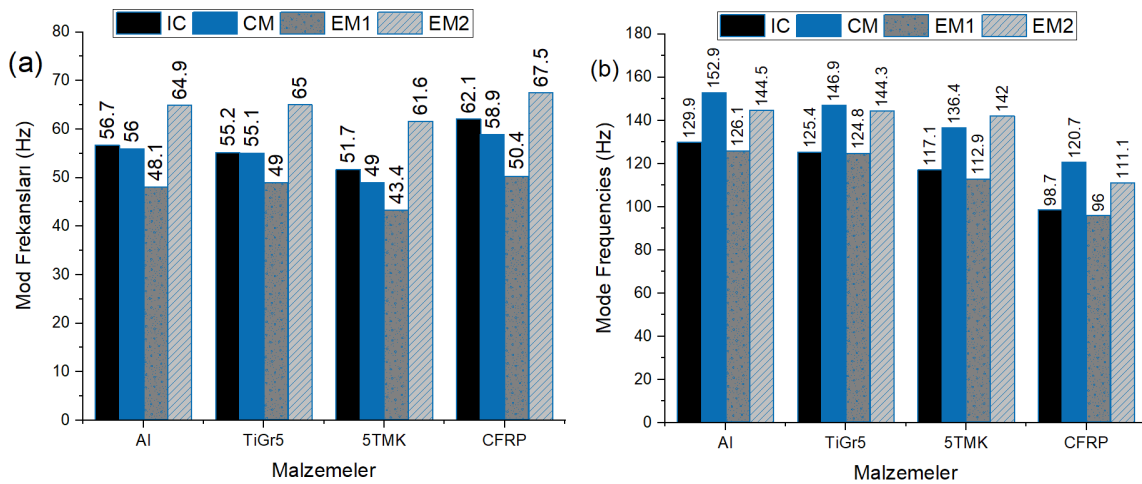
Şekil 70. Dört farklı malzemede boşluk bölgesine göre plakadaki birinci (a) ve ikinci mod frekanslarındaki değişim bar grafiği

Şekil 71, plakalardaki boşluğun üçüncü ve dördüncü mod frekansları üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Grafiklerden de görüldüğü gibi alüminyum plakalar için orijinal halde (IC) üçüncü ve dördüncü mod frekansları sırasıyla 339.7 Hz ve 401.3 Hz olarak elde edilmiştir. Kare boşluklu plakanın geometrik merkezinde (CH) olması durumunda bu frekanslar sırasıyla 332 Hz ve 390.3 Hz'dir. Plaka EH1 ve EH2 durumunda ise frekanslar sırasıyla 329.9 Hz ve 376.9 Hz ve 333.4 Hz ve 395.4 Hz olarak elde edilmiştir.



Şekil 71. Dört farklı malzemede eklenen kütlenin üç farklı bölgeye göre plakadaki üçüncü (a) ve dördüncü mod frekanslarındaki değişim bar grafiği

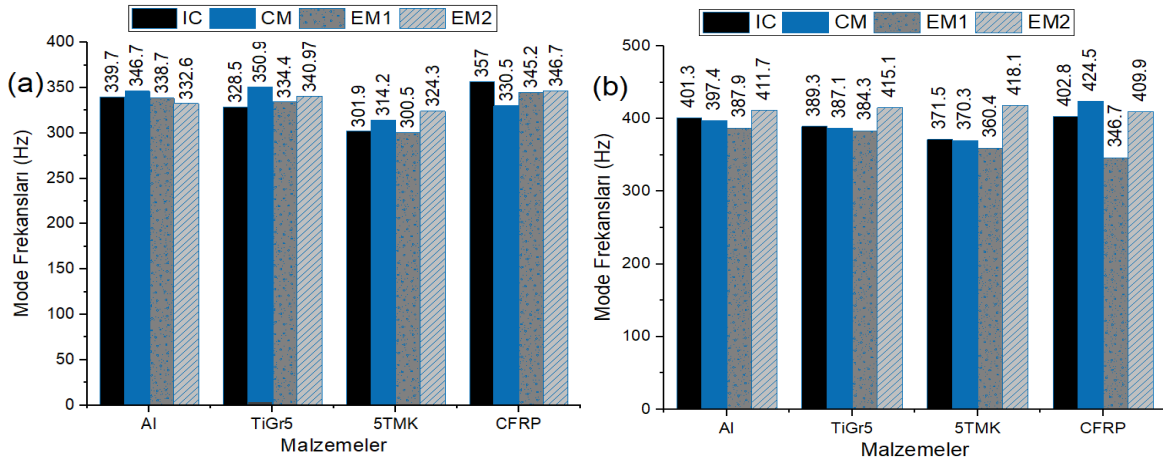
Şekil 72, Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP' den üretilmiş plakaların üzerine boyutları 30 x 30 mm ve kalınlığı 3 mm olan ilave kütle farklı koordinatlarda bir plakaya eklenerek plakaların titreşim frekansları üzerindeki etkilerini göstermektedir. İlave kütle plakanın geometrik merkezinde olması (CM) halinde, Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP' den üretilmiş plakaların birinci titreşim frekansları sırasıyla 56 Hz, 55.1 Hz, 49.4 Hz ve 58.9 Hz olarak belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlara bakıldığında farklı koordinatlarda ilave kütleden ötürü bütün malzemede ilk titreşim frekansları hafif azalmaktadır. Bu azalmalar Al, TiGr5, 5TMK ve CFRP için sırasıyla % 1.2, % 0.18, % 3.3 ve % 5.5 olarak belirlenmiştir (Şekil 72a). Çelikten yapılmış kütle Şekil 45e'deki gibi konuma yerleştirildiğinde (EM1) birinci malzemeler için elde edilen birinci titreşim frekansları Şekil 72a'da olduğu gibi sırasıyla 48.1 Hz, 49 Hz, 46.6 Hz ve 50.4 Hz olarak belirlenmiştir. Bu sonuçlar plakaların kütlesiz haliyle karşılaştırıldığında Al, TiGr5, 5TMK ve CFRP için sırasıyla %15, %11.2, %16 ve %18.8 olarak daha az elde edilmiştir. Bunun nedeni plaka üzerindeki kütlenin EM1 pozisyonunda olması halinde plakanın rijitliğindeki azalmayla açıklanabilir. EM2 olarak isimlendirilen pozisyona (Şekil 45f) kütle yerleştirildiğinde Şekil 72'teki gibi her bir malzeme için doğal frekansların arttığı görülmüştür. Örneğin plaka üzerine ilave edilen kütle EM2 konumundayken Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP plakalar için elde edilen birinci doğal frekanslar 58.1 Hz, 60.2 Hz, 51.6 Hz ve 64.5 Hz olarak elde edilmiştir. Şekil 72b'den, CM pozisyonuna kütle eklenmesi halinde elde edilen ikinci mod frekansları, plakaların kütle ilavesiz halleri için elde edilen frekanslardan daha yüksek olmuştur.



Şekil 72. Dört farklı malzemede ilave kütle bölgesine göre plakadaki birinci (a) ve ikinci mod frekanslarındaki değişim bar grafiği

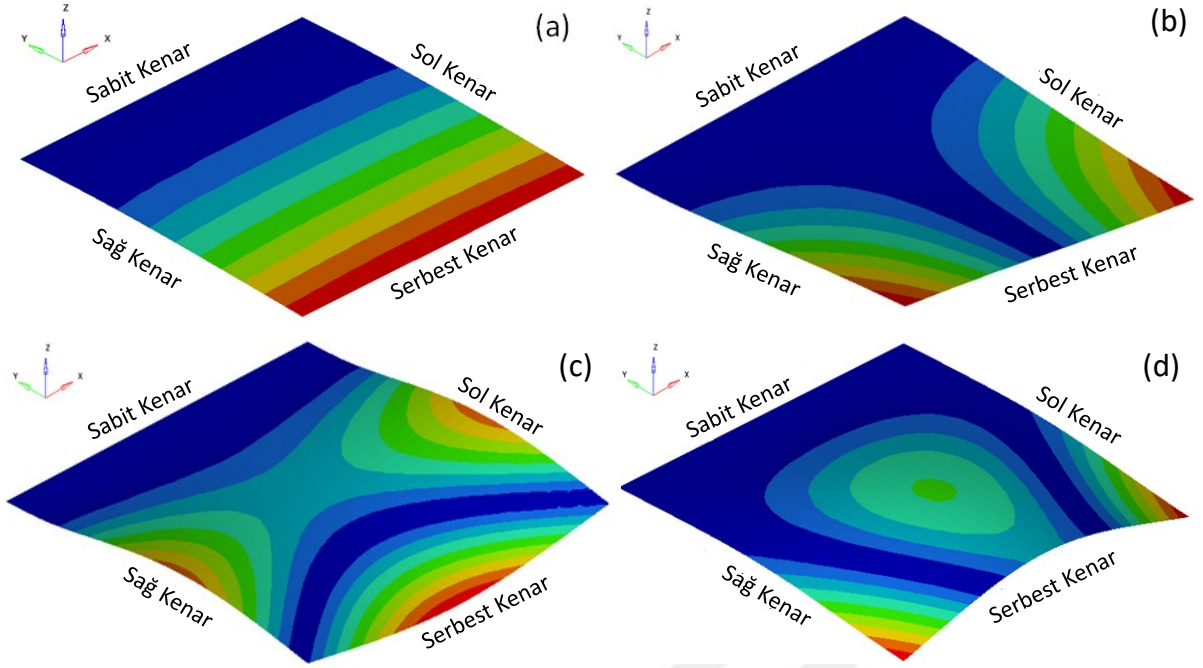
Örneğin, CM pozisyona kütle yerleştirildiğinde Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP plakaların ikinci titreşim frekanslarındaki artışlar sırasıyla %23, %17.4, %14.1 ve %18.2 olarak belirlenmiştir.

Şekil 72b’de gösterilen sütun grafiğine bakarak plaka üzerindeki kütlenin EM1 pozisyonuna yerleştirilmesi durumunda elde edilen frekanslar başlangıç durumuna göre düşmüştür. Bu frekans düşüşleri Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP için sırasıyla %2.92, %0.0195, %3.93 ve %2.73 olarak hesaplanmıştır. Plakalar üzerindeki kütle Şekil 45f’deki gibi EM2 pozisyonuna yerleştirildiğinde ise ikinci mod şekillerine ait frekanslar sırasıyla 144.5 Hz, 144.3 Hz, 142 Hz ve 111.1 Hz olarak elde edilmiştir. Şekil 73’te ise Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemeli, farklı konumda ilave kütleli plaka için plakaların üçüncü ve dördüncü mod frekans değerleri verilmiştir. Şekilden üçüncü mod frekanslarındaki değişimlere bakıldığında en yüksek frekanslar kütle plakasının geometrik merkezine (CM) yerleştirilmesi durumunda Al1100 ve TiGr5 malzemelerinden üretilmiş plakaların, kütlenin diğer pozisyonlarıyla kıyaslandığında en yüksek titreşim frekanslarına sahip olduğu görülmektedir.

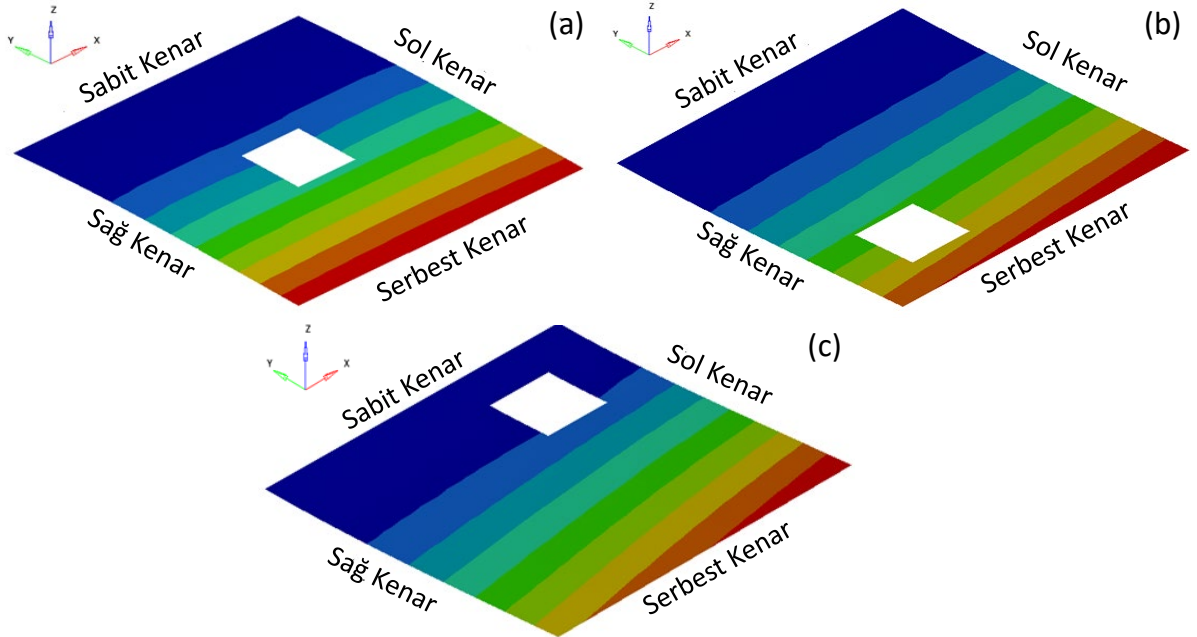


Şekil 73. Dört farklı malzemede ilave kütle bölgesine göre plakadaki üçüncü (a) ve dördüncü mod frekanslarındaki değişim bar grafiği

Şekil 74’te sonlu elemanlar yöntemiyle serbest titreşim analizleri gerçekleştirilen ankastre sınır şartları altındaki Al1100’den üretilmiş orijinal plakaların mod şekilleri gösterilmiştir. Mod şekilleri, Xing ve Wang (G. Li vd., 2021) ve Belarbi vd.(Belarbi vd., 2017) tarafından gerçekleştirilen çalışmalardaki mod şekilleriyle uyumlu elde edilmiştir.



Şekil 74. AA1100'den üretilmiş orijinal plakanın SEY ile elde edilen ilk dört mod şekli; 1.Mod (a), 2. Mod (b), 3.Mod (c) ve 4. Mod (d)

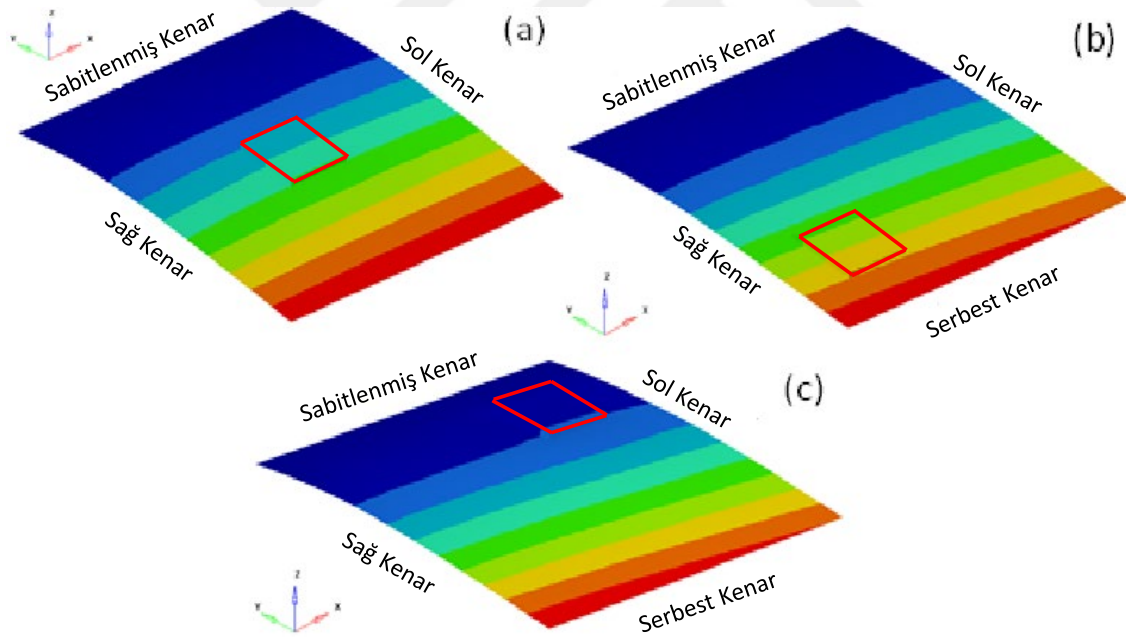


Şekil 75. AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerinde boşluk bulunan plakaların birinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c)

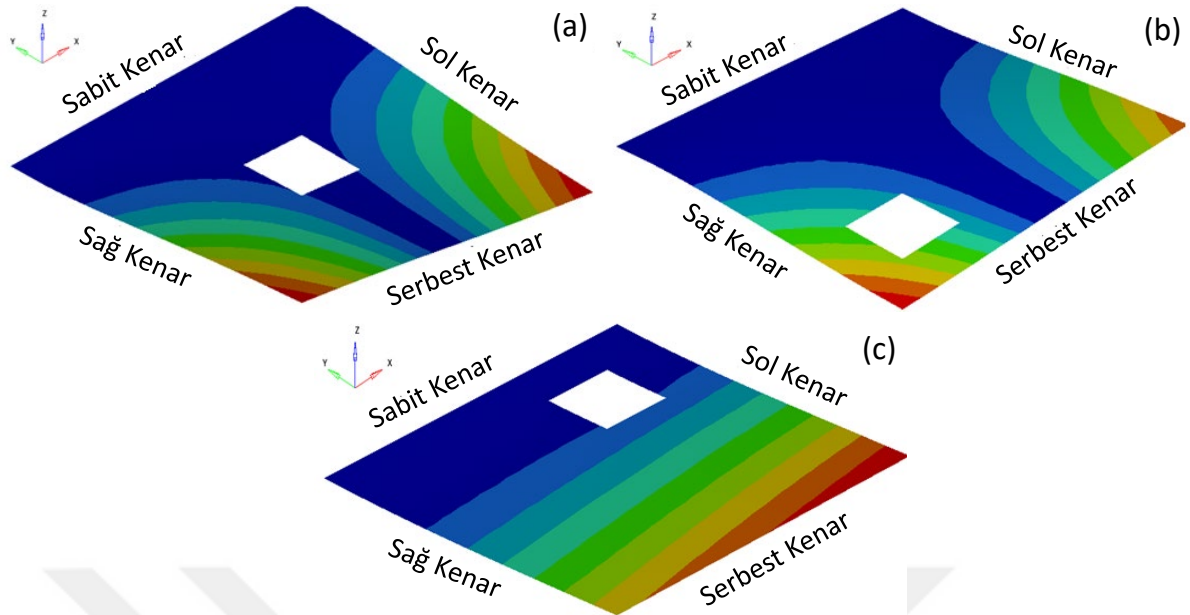
Şekilde gösterilen mod şekillerine bakılarak; ankastre plakanın birinci titreşim modunda, birinci eğilme modu oluşmuş, ikinci eğilme modunda ise plaka burulma davranışı

göstermiştir. Plakanın üçüncü ve dördüncü titreşim modlarında ise sırasıyla ikinci ve üçüncü mertebe eğilme modları elde edilmiştir.

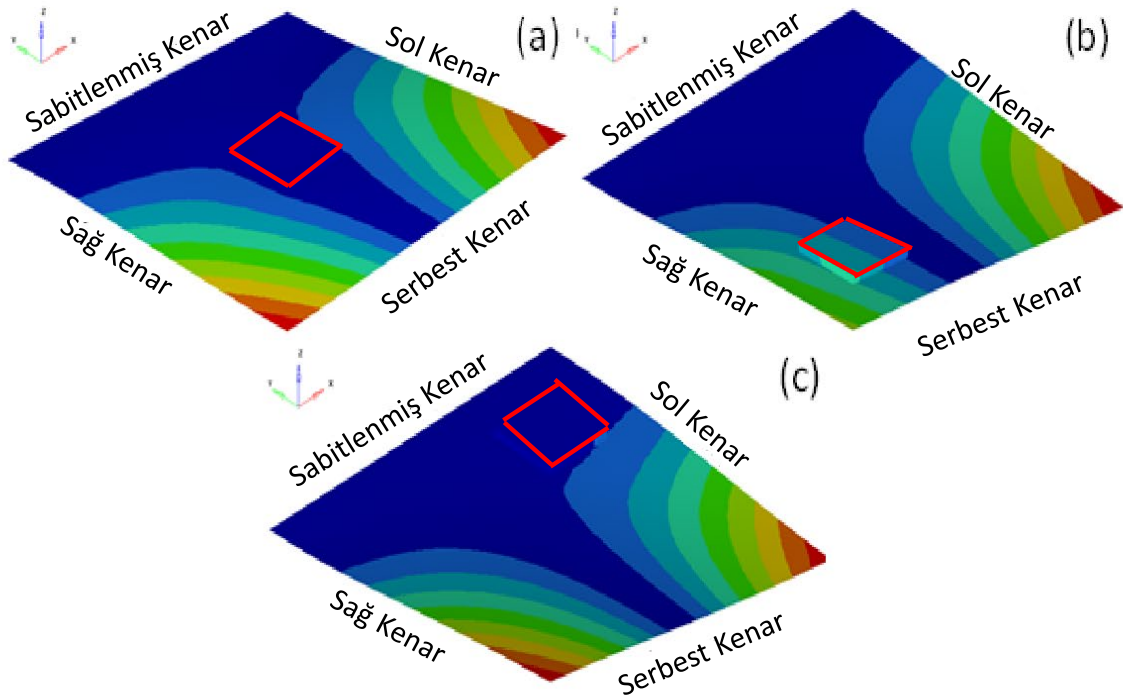
Şekil 75'te A11100'dan üretilmiş boşluklu plakaların birinci titreşim modu gösterilmiştir. Bu mod şekilleri, Şekil 74'te gösterilen A11100'den üretilmiş orijinal plakaların mod şekilleriyle karşılaştırıldığında, geometrik merkezinde boşluk (CH) meydana getirilmiş plaka tıpkı orijinal plakalar gibi aşağı doğru sehim göstermiş, buna karşın geometrik merkezlerinden kaçık (EH1 ve EH2) boşluklu plakalar da ise yukarı doğru sehim yapmıştır. Şekil 76'da ise kütle ilave edilmiş A11100'den üretilmiş plakaların birinci mod şekilleri gösterilmiştir. Bu mod şekilleri Şekil 74'te gösterilen orijinal plakanın birinci mod şekliyle karşılaştırıldığında, çelikten yapılmış kütlenin her üç pozisyona da ayrı ayrı eklenmesi durumunda belirlenen mod şekillerinin orijinal plakanın mod şekillerinde olduğu gibi aşağı doğru sehim yaptığı görülmüştür.



Şekil 76. AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin birinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c)

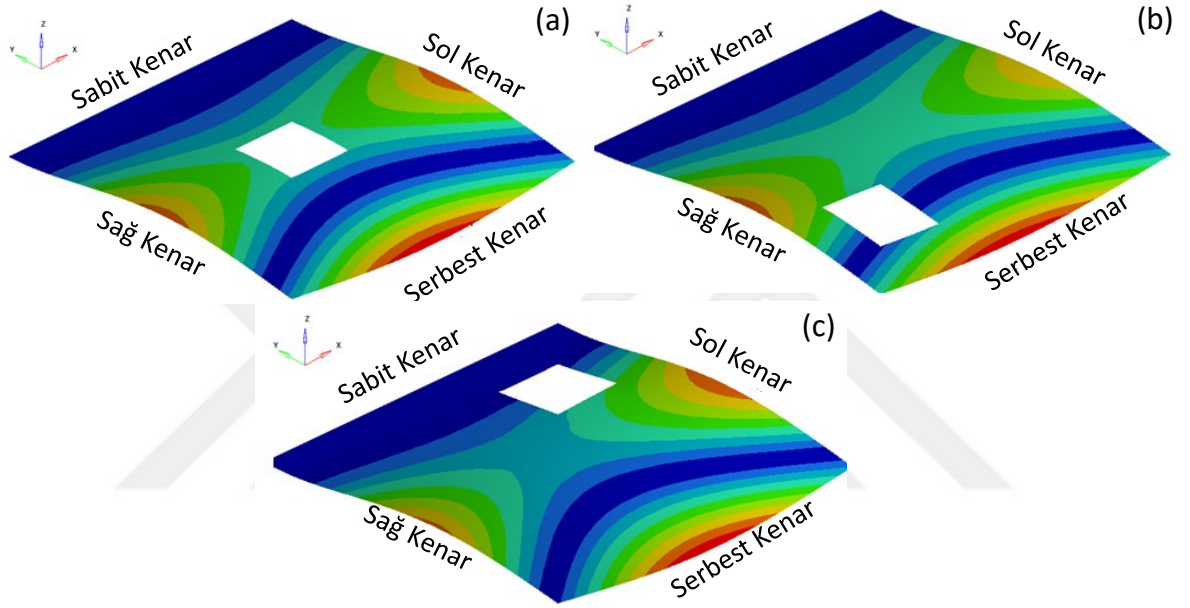


Şekil 77. AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerinde kesik bulunan plakaların ikinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c)



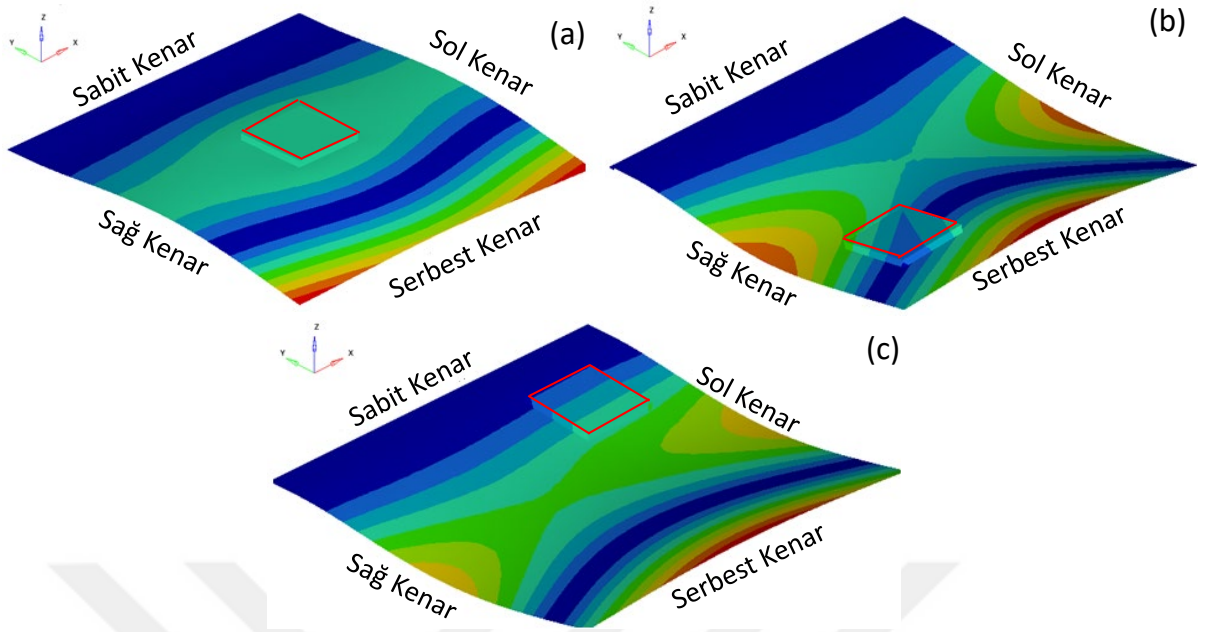
Şekil 78. AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin ikinci mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c)

Plaka üzerine ilave edilen kütlenin mod şekilleri üzerindeki etkilere bakılınca; kütle plakanın geometrik merkezine eklendiğinde (CM), tıpkı boşaltma işleminde olduğu gibi plaka sağa doğru burulma davranışı göstermiştir (Şekil 78a). Buna benzer bir durum kütlenin plakanın mesnetli kenarına yakın pozisyona eklendiği takdirde (EM2) tıpkı bu pozisyondaki boşaltma işleminde olduğu gibi plaka sol kenarına doğru burulmuştur (Şekil 78c). Plakanın serbest kenarına kütle eklenmesi işleminde (EM1) ise Şekil 78b’de görüldüğü gibi burulma hareketi plakanın soluna doğru olmaktadır.

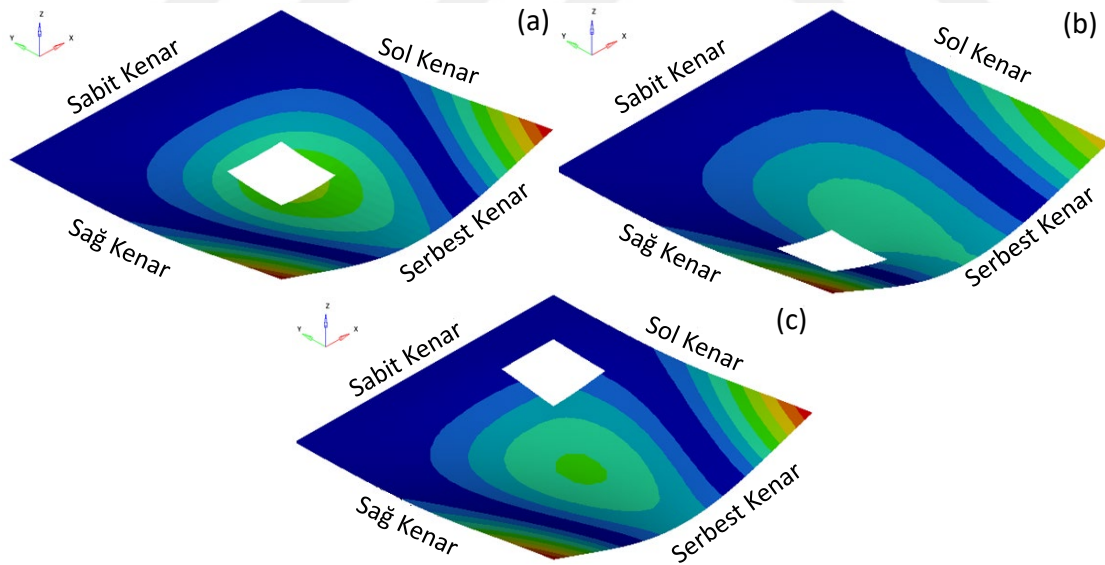


Şekil 79. AA1100’den üretilmiş farklı bölgelerinde kesik bulunan plakaların üçüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c)

Orijinal plaka ve boşluklu plakaların mod şekilleri incelendiğinde, plakalarda parça boşaltma işleminin plakanın ikinci mod şekli üzerinde bir değişiklik yapmadığı görülmüştür (Şekil 79).



Şekil 80. AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin üçüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c)

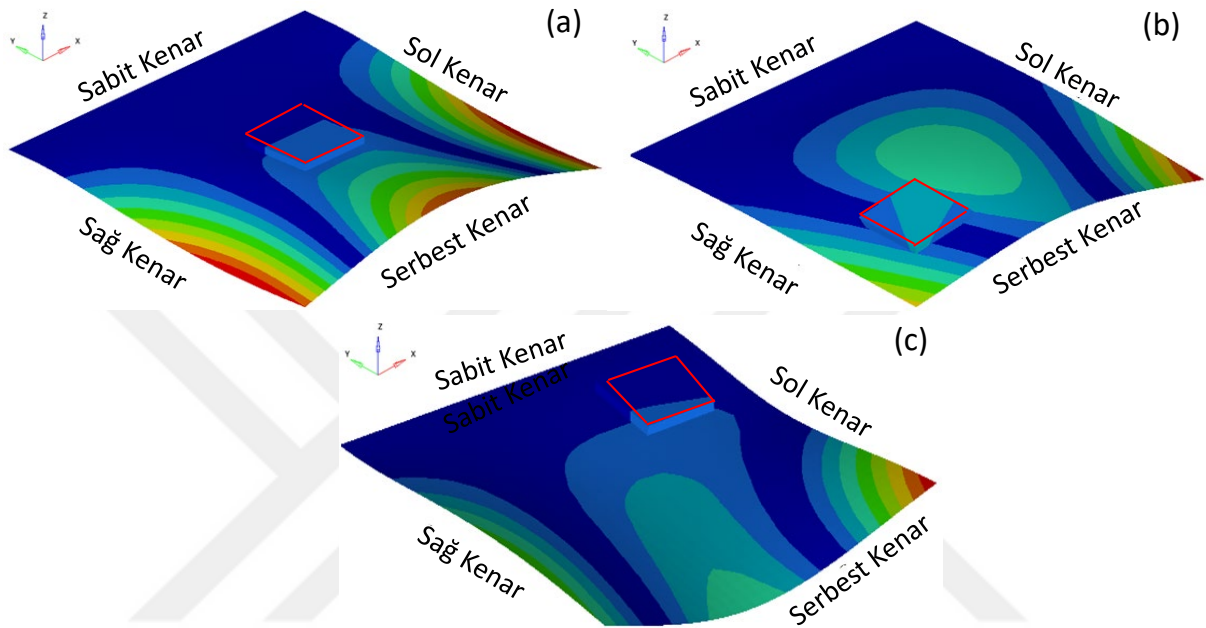


Şekil 81. AA1100'den üretilmiş farklı bölgelerinde kesik bulunan plakaların dördüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CH (a), EH1 (b), EH2 (c)

Kütle eklemenin plakanın mod şekilleri üzerindeki etkileri incelendiğinde ise geometrik merkezine kütle eklenmesi durumunda (Şekil 80a), Şekil 74c'de gösterilen plakanın orijinal mod şekliyle benzediği görülmüştür. Buna karşın EM1 ve EM2 ile

kodlanan plaka üzerine kütle ekleme işlemleri neticesinde plakalar aşağı doğru çökme yapmıştır (Şekil 80b ve c).

Şekil 81’te plakalar üzerinde gerçekleştirilen işlemler sonucunda dördüncü modları görülmektedir. Orijinal plakanın ve merkezde boşluk bulunan plakanın mod şekillerinin birbirine yakın olduğu görülmektedir.

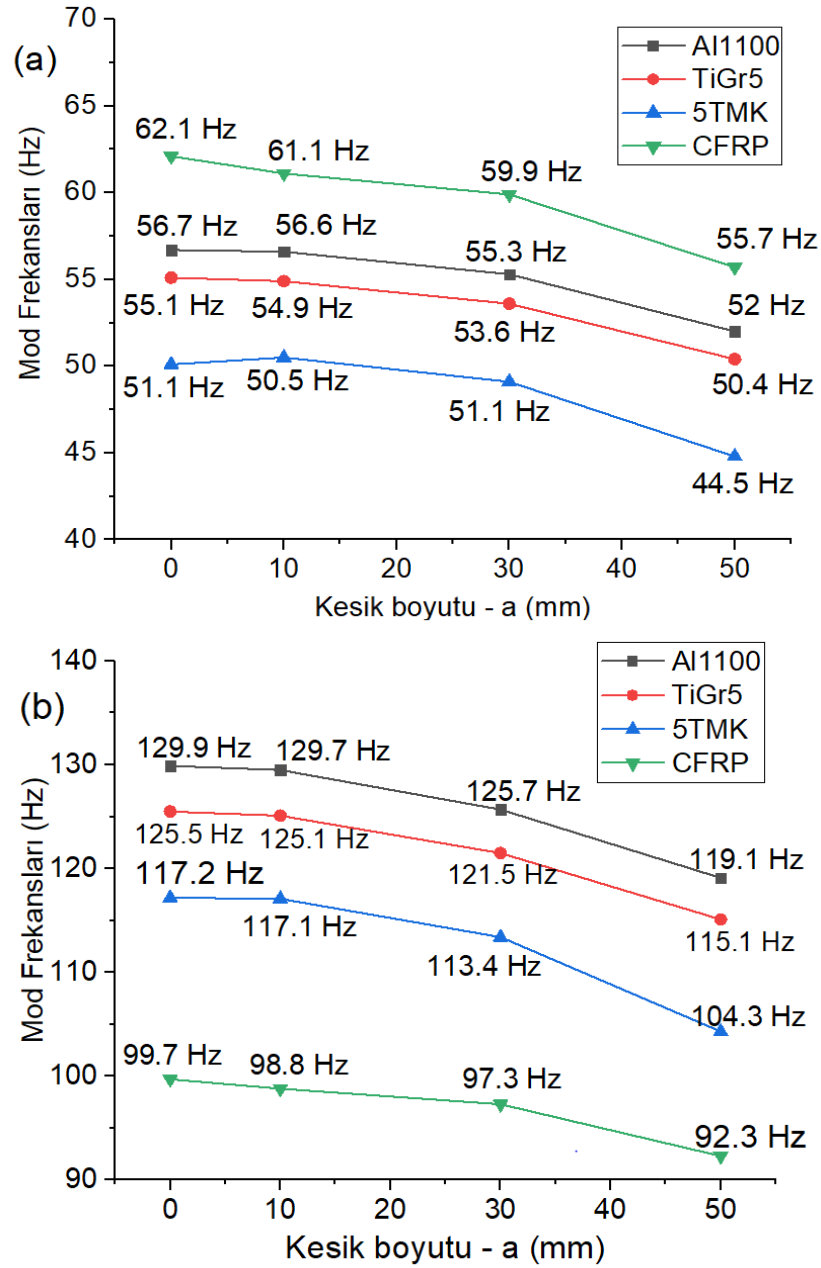


Şekil 82. AA1100’den üretilmiş farklı bölgelerine eklenen kütlelerin dördüncü mod şekillerinin karşılaştırılması; CM (a), EM1 (b), EM2 (c)

3.5. Farklı Koordinatlarda ve Büyüklüklerde Kare Boşluk oluşturulan Plakalar için Serbest Titreşim Davranışlarının Karşılaştırılması

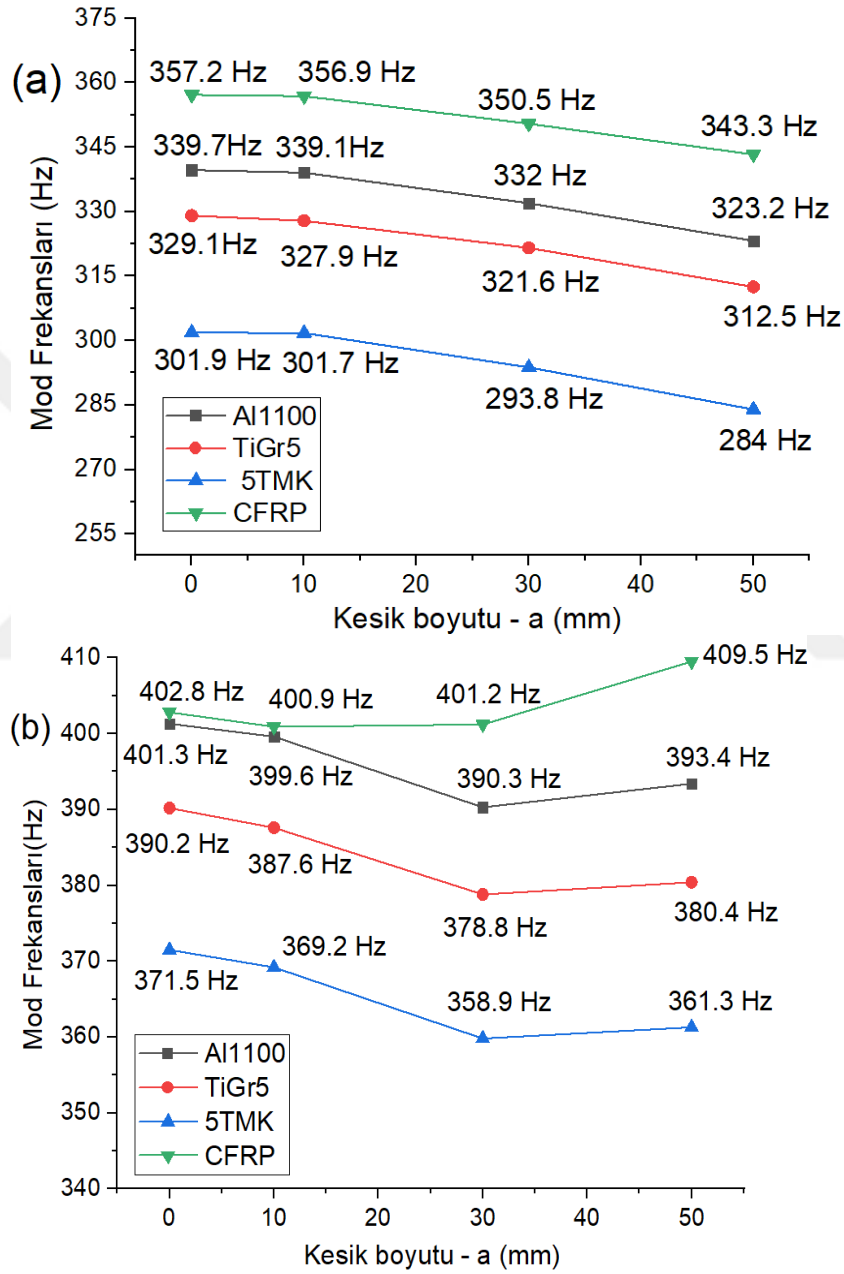
Plaka üzerinde üç farklı bölgede (CH, EH1 ve EH2) oluşturulan boşluk boyutunun (10x10 mm, 30x30 mm ve 50x50 mm) titreşim frekansları üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 83’te Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemeli plakalar için geometrik merkezdeki (CH) boşluk büyüklüğünün plakanın titreşim frekansları üzerindeki etkileri verilmiştir. Şekil 83a ve b’deki grafiklerden boşluk boyutunun büyümesiyle doğal frekanslarda bir azalma meydana gelmiştir. Örneğin herhangi bir boşluğu olmayan bir AA1100 plakada ilk doğal frekans 56.7 Hz iken boşluk boyutu 10x10 mm, 30x30 mm ve 50x50 mm olması durumunda doğal frekanslar sırasıyla 55.3 Hz ve 52 Hz olmuştur (Şekil 83a). Birinci titreşim modundaki

benzer davranış diğer modlarda da görülmüştür (Şekil 83b). Örneğin Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP plakaların boşluksuz durumdaki ikinci titreşim mod frekansları sırasıyla 129.9 Hz, 129.7 Hz, 125.7 Hz ve 119.1 Hz iken boşluk boyutu 50 x 50 mm olması durumunda bu frekanslar sırasıyla 119.1 Hz, 115.1 Hz, 104.3 Hz 92.3 Hz olmuştur.



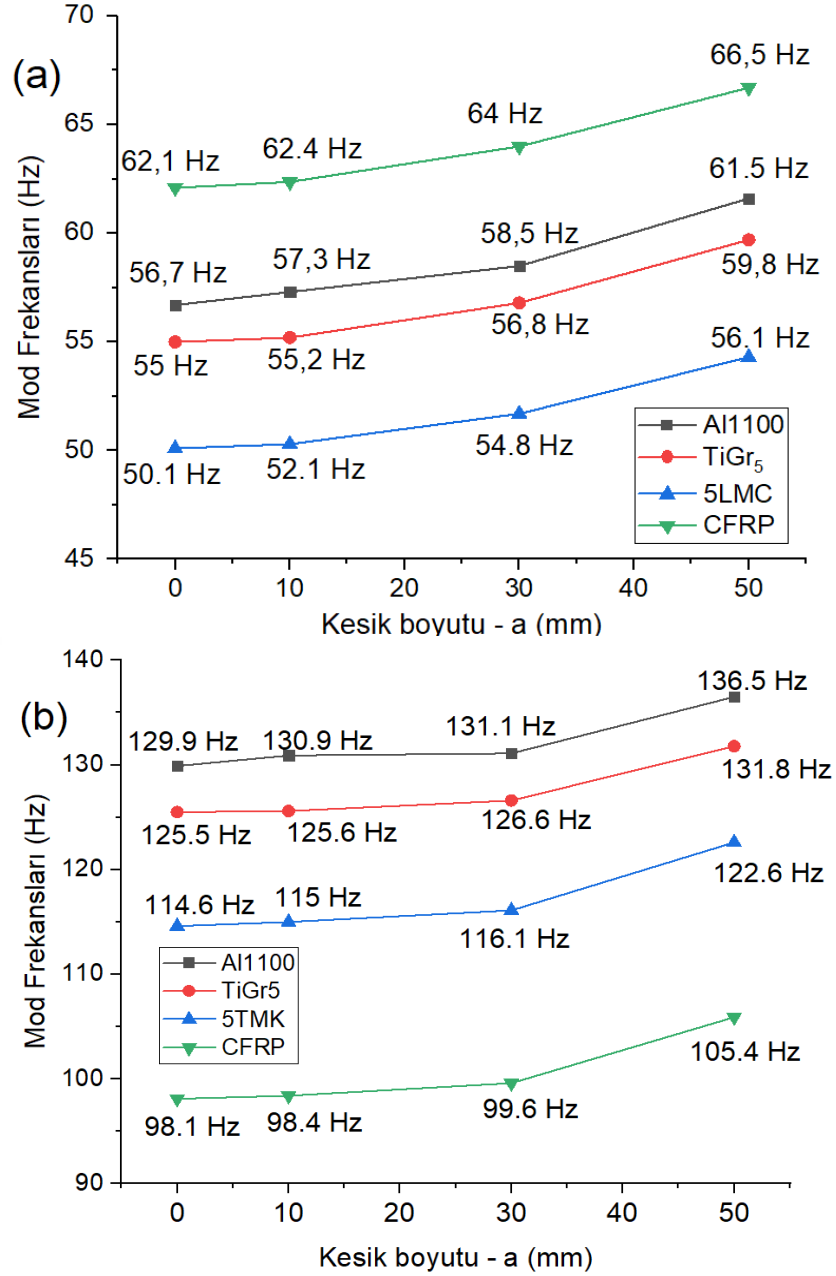
Şekil 83. CH konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 1. Mod (a), 2. Mod (b)

Şekil 84'te plakaların merkezindeki boşluk boyutunun 3. ve 4. mod frekansları üzerindeki değişimleri verilmiştir. Şekil 84a'dan görülebileceği gibi artan boşluk boyutuyla 3. mod frekans değerleri azalmaktadır. Buna karşın dördüncü mod frekansı farklı bir davranış sergilemiştir (Şekil 84b).



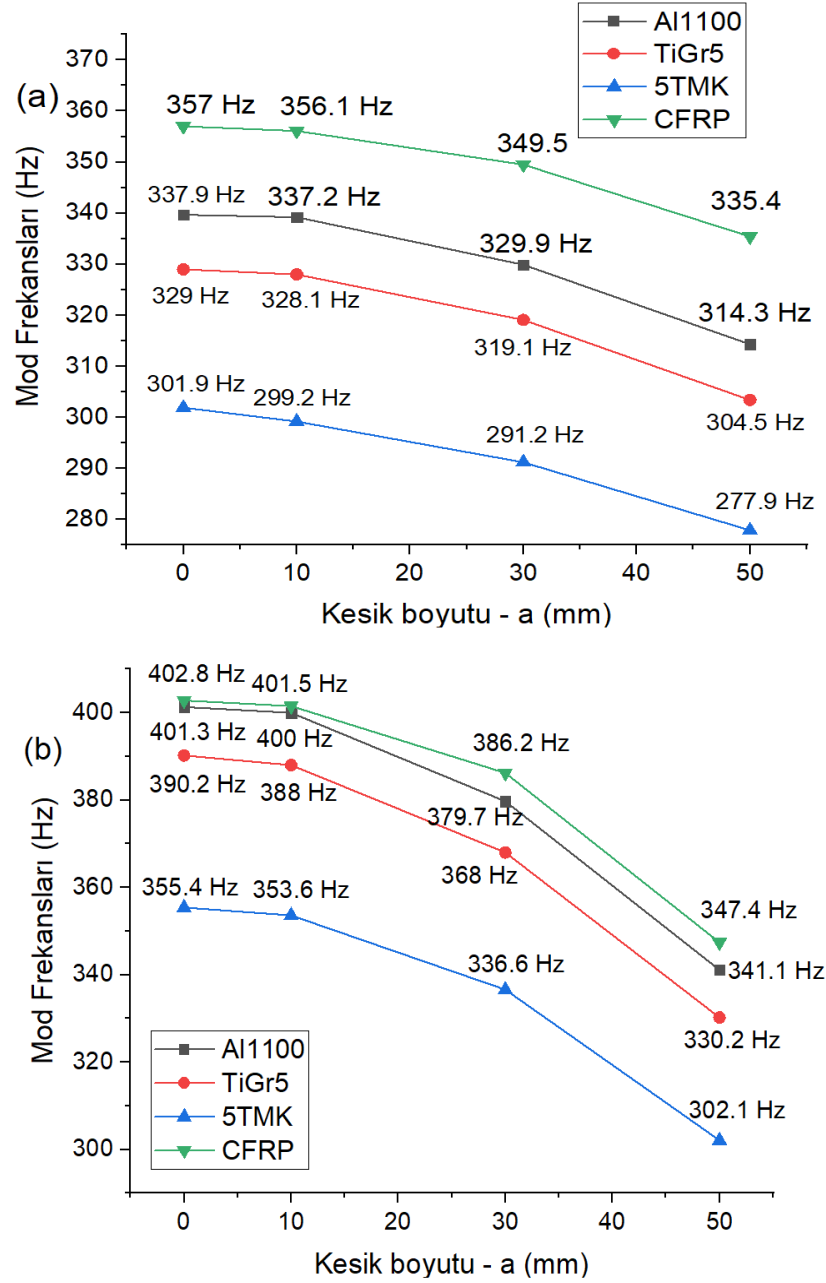
Şekil 84. CH konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 3. Mod (a), 4. Mod (b)

Bu grafikten belirli bir kritik boşluk büyüklüğüne kadar mod frekansları azalırken ve bu kritik büyüklükten sonra tekrar artmaktadır. Kritik boşluk büyüklüğü Al1100, TiGr5 ve 5TMK'den üretilmiş plakalar için $a=30$ mm iken, CFRP kompozit plaka için $a=10$ mm olarak belirlenmiştir.



Şekil 85. EH1 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 1. Mod (a), 2. Mod (b)

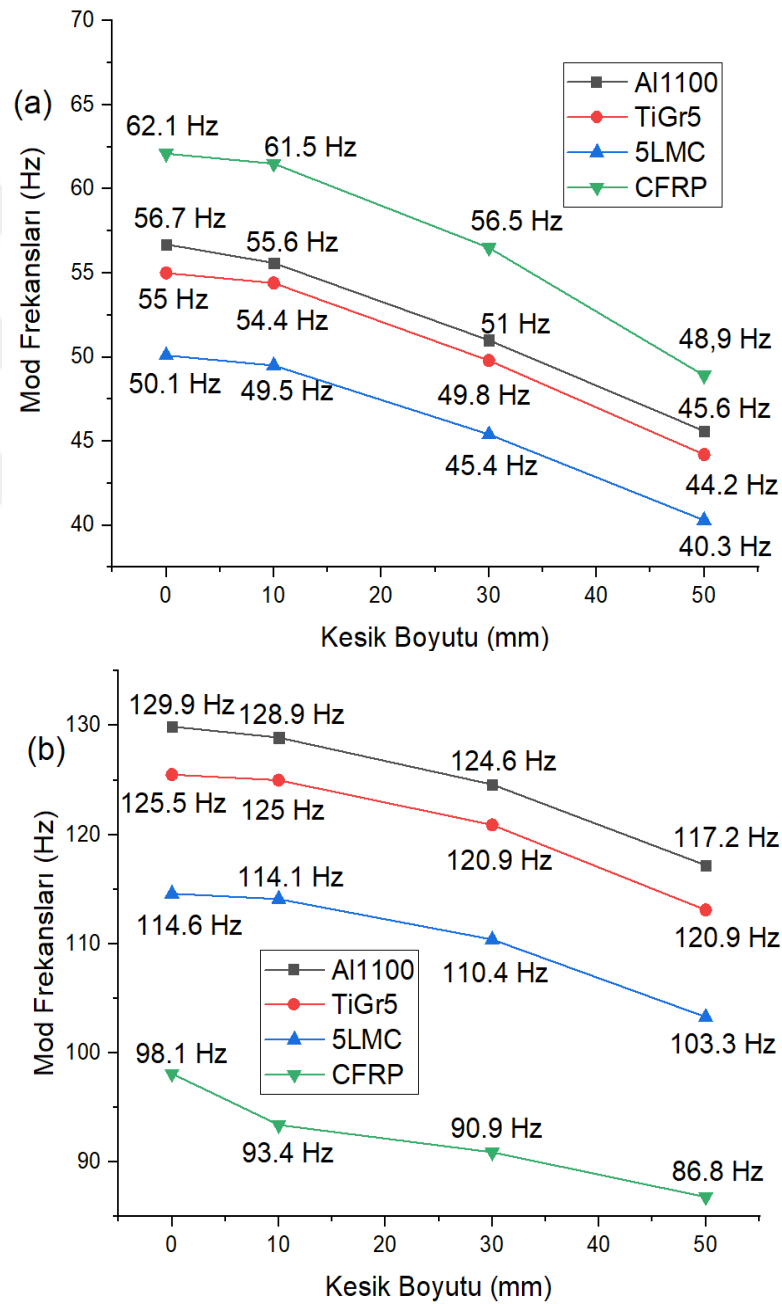
Şekil 85'te boşluk koordinatının EH1'de olması durumunda boşluk büyüklüğünün 1. ve 2. mod frekansları üzerindeki etkileri verilmiştir. Şekil 85'ten boşluk büyüklüğünün artmasıyla 1. ve 2. mod frekans değerlerinin, merkezde boşluk (CH1) bulunan plakalardan farklı olarak, arttığı görülmüştür.



Şekil 86. EH1 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği 3. Mod (a), 4. Mod (b)

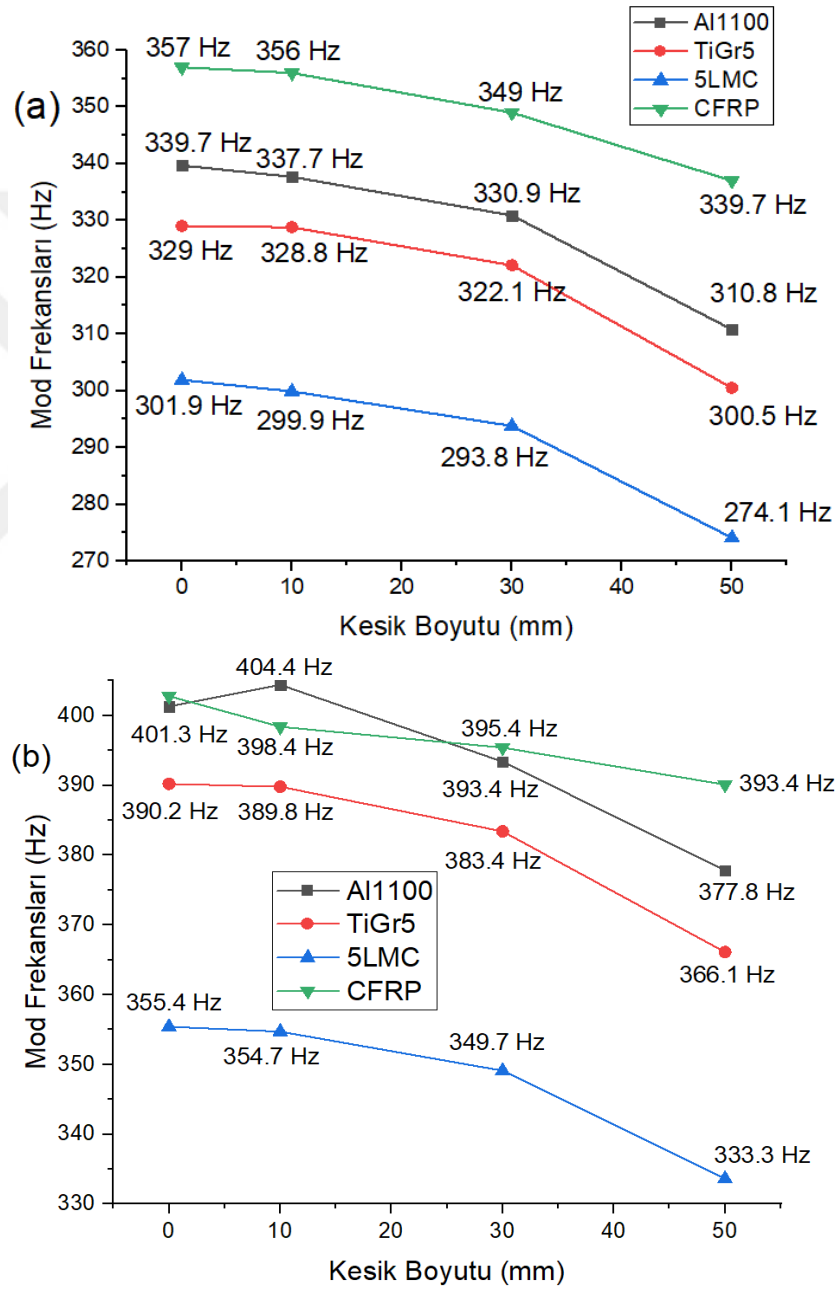
Örneğin Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemeden yapılmış plakalar için boşluksuz ve 50x50 mm boşluklu durumlar için 1. Mod frekans (Hz) artışları sırasıyla 50.1 den 56.1, 55

den 59.8, 56.7 den 61.5 ve 62.1 den 66.5 olarak elde edilmiştir. Şekil 86, EH1 deki boşluklu plakada boşluk boyutuna göre üçüncü ve dördüncü mod frekanslarındaki değişimleri göstermektedir. Bu grafiklerden, plakalar üzerindeki boşluk büyüklüğünün artması ile mod frekanslarının düştüğü görülmektedir. Boşluk boyutunun 10mm x 10 mm olduğu durumda bütün malzemeli plakalar için üçüncü ve dördüncü mod frekansında çok az bir değişimin ($<1\%$) olduğu görülmektedir.



Şekil 87. EH2 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 1. Mod (a), 2. Mod (b)

Plaka üzerindeki boşluğun 50 x 50 mm² olması durumunda Al1100, TiGr5, 5LMC, CFRP malzemeli plakalar için üçüncü ve dördüncü mod frekanslarındaki azalmalar sırasıyla için %7 ve %15, %7.5 ve % 18, %8 ve % 15 ve % 6.1 ve % 13.8 olarak elde edilmiştir. Görülebileceği gibi dördüncü frekans değerlerindeki düşüş üçüncü frekans değerlerinin ki katı kadar olmuştur.

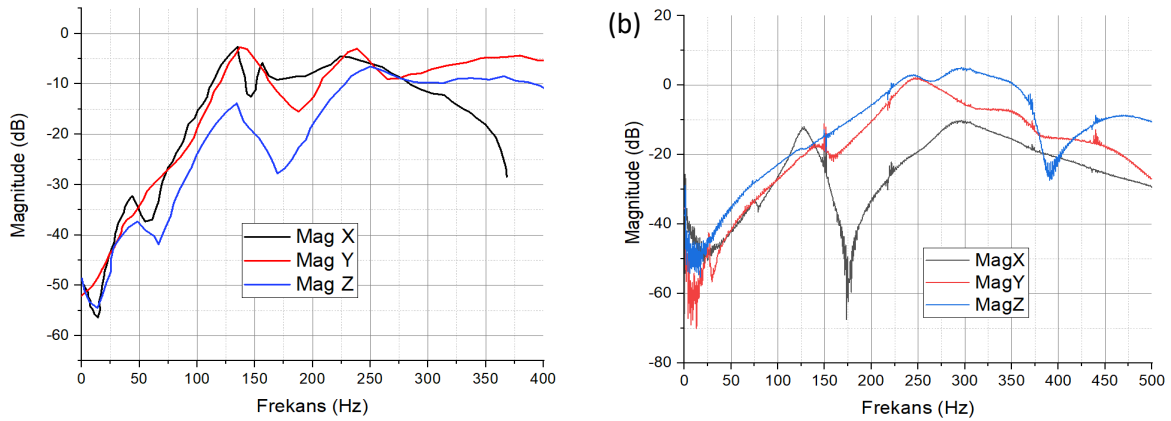


Şekil 88. EH2 konumundaki boşluk boyutuna göre mod frekans değişim grafiği. 3. Mod (a), 4. Mod (b)

Şekil 87 ve 88’te EH2 plakalı boşluk için boşluk boyutunun mod (doğal) frekanslar üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Grafiklerden boşluk boyutunun artması ile bütün malzemeler için birinci, ikinci, üçüncü ve dördüncü mod frekanslarında düşüş gözlenmiştir. Al1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemeleri için 10 x 10 mm² boşluklu plakanın birinci doğal frekanslarındaki düşüşler sırasıyla %1.9, %1.1, %1.2 ve % 0.1 olarak elde edilmişken 30 x 30 mm² boşluklu plaka için sırasıyla %10, % 9.4, %9.4 ve % 9 olarak elde edilmiştir. Mod frekanslarındaki düşüşler ikinci, üçüncü ve dördüncü mod frekanslarında da benzer şekilde olmuştur.

3.6. Geleneksel ve Ökzetik Yapıların Serbest Titreşim Analizlerinin Modal Testlerle Karşılaştırılması

Bu bölümde geleneksel altıgen bal petekli ve re-entrant bal petekli yapıların deneysel modal testleri ve üç farklı durumda birleştirilmesiyle oluşturulan hibrit yapının sonlu elemanlar analiziyle davranışları incelenmiştir. Şekil 89’da geleneksel ve re-entrant desenli (ökzetik) bal petekli yapılar için gerçekleştirilen modal test sonucundaki davranışları verilmiştir



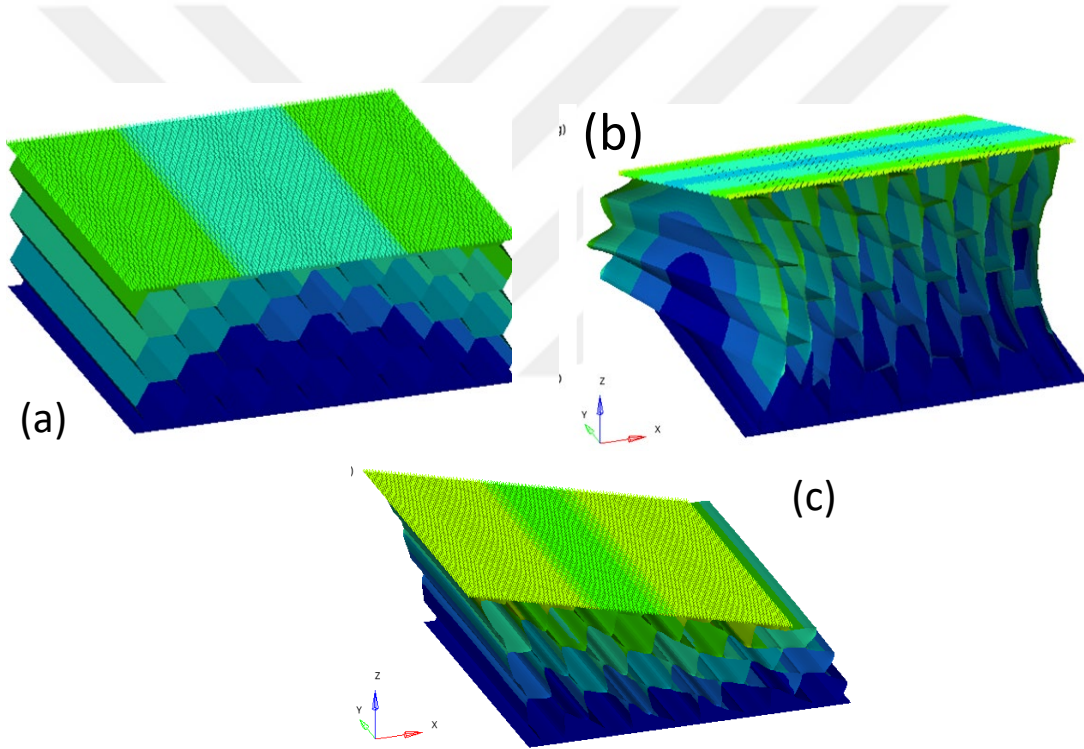
Şekil 89. Eklemeli İmalat ile üretilen geleneksel (a) ve re-entrant (b) bal petekli yapıların deneysel frekans davranış fonksiyonları

Geleneksel ve re-entrant desenli ökzetik bal petekli yapıların deneysel ve sayısal olarak elde edilen doğal frekans karşılaştırılması Tablo 19’da verilmiştir. Tablo 19’dan da görülebileceği gibi geleneksel yapılarda deneysel ve sayısal elde edilen birinci, ikinci ve üçüncü mod (doğal) frekans farkları sırasıyla % 0.2, % 2 ve % 1.8 olarak elde edilmişken, ökzetik yapı için bu farklar sırasıyla % 3, % 0.8 ve %1.2 olarak elde edilmiştir. İlave olarak

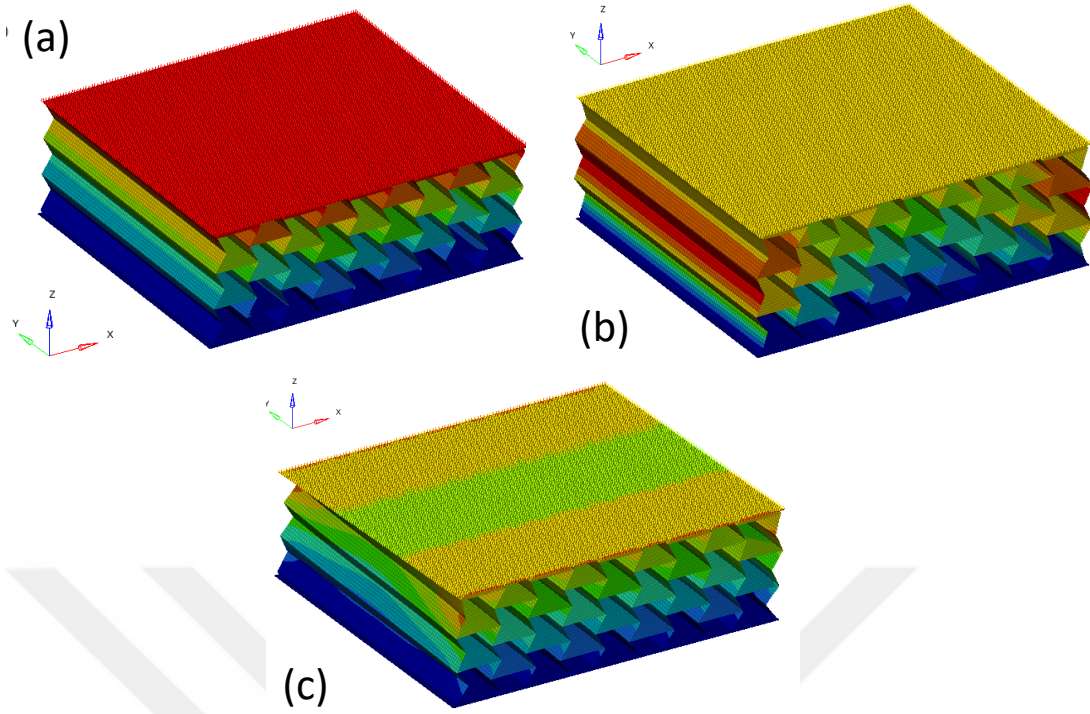
geleneksel ve re-entrant bal petekli yapıların SEY ile elde edilen mod şekilleri Şekil 90 ve Şekil 91’de gösterilmiştir.

Tablo 19. Geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılar için deneysel ve sayısal mod frekansları

	Geleneksel Bal Petekli Yapı		Re-entrant Bal Petekli Yapı	
	FEA	Deneysel	FEA	Deneysel
1.Mod (Hz)	44	44.1	29	28
2.Mod (Hz)	139	142	128.1	127
3.Mod (Hz)	147	149.7	145.5	143.7



Şekil 90. Geleneksel bal petekli yapılara ait sayısal elde edilen mod şekilleri. 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c)

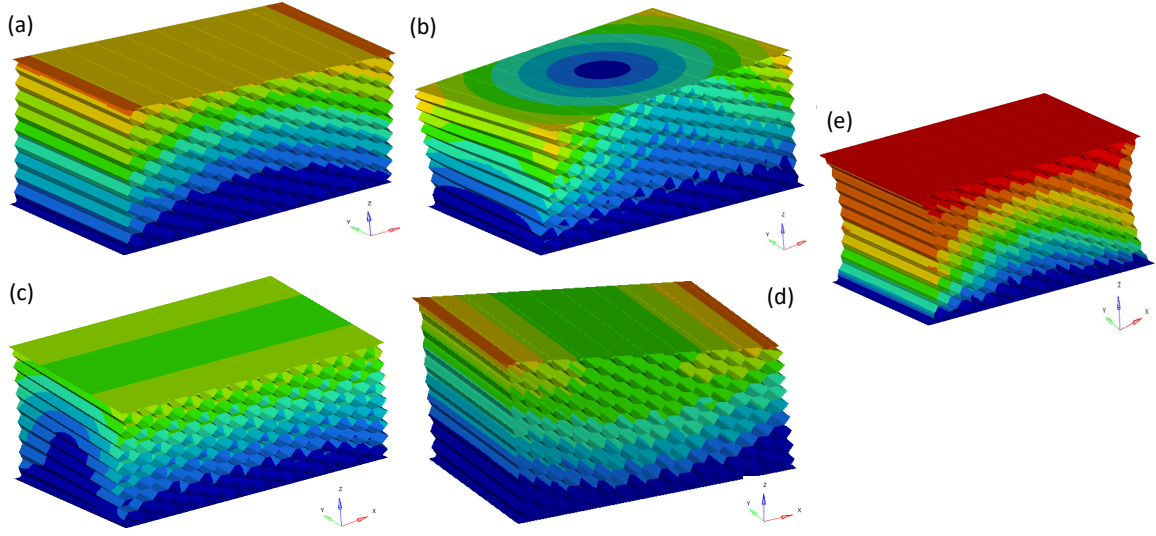


Şekil 91. Re-entrant bal petekli yapılara ait sayısal elde edilen mod şekilleri. 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c)

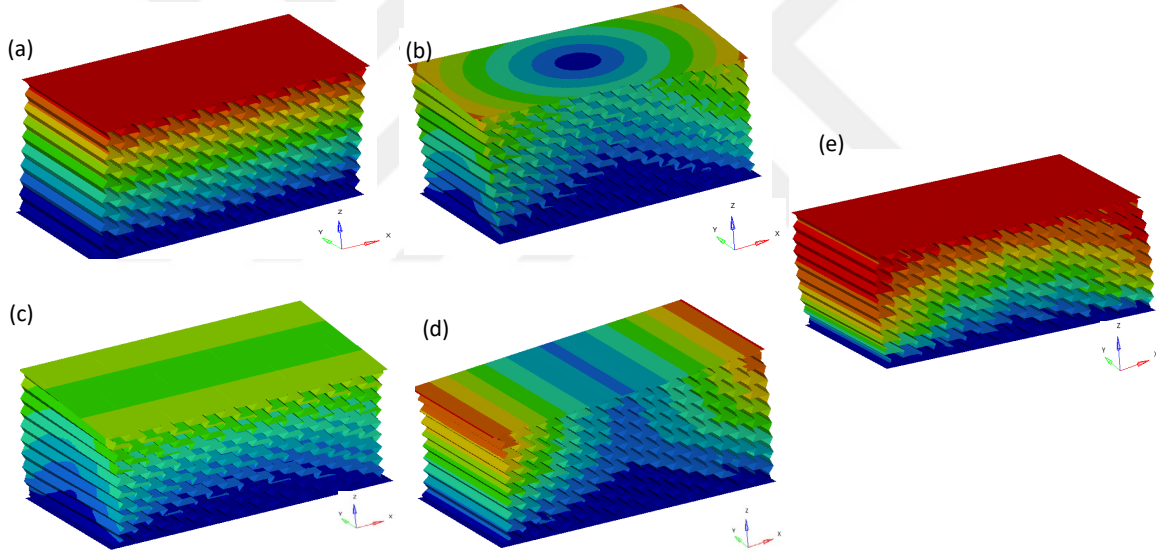
Tablo 20. Geleneksel, re-entrant ve Hibrid bal petekli yapıların mod frekansları

	Geleneksel	Re-entrant	Hibrid 1	Hibrid 2	Hibrid 3
1.Mod (Hz)	25.4	15.4	21.9	15.8	19.8
2.Mod (Hz)	25.8	25.3	22.7	23.3	21
3.Mod (Hz)	33.9	36.6	33.2	30.6	30.6
4.Mod (Hz)	57.6	56.9	52.9	49	52
5.Mod (Hz)	74.1	72	66	71.2	64

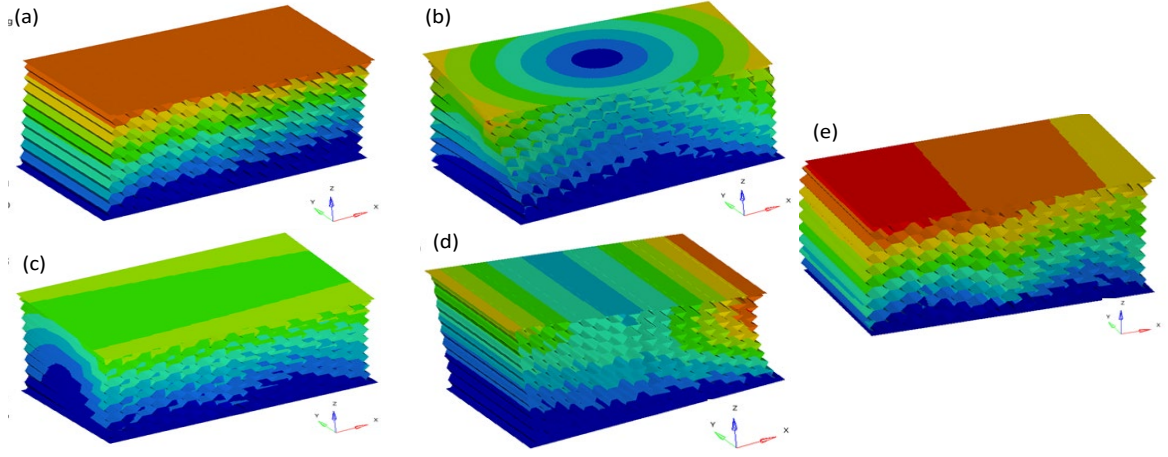
Şekil 92-96'da $t=1\text{mm}$ cidar kalınlığı için geleneksel, re-entrant ve hibrid yapıların serbest titreşim analizleri neticesinde elde edilen ilk beş mod şekli gösterilmiştir. Buna karşın mod frekans değerleri ise Tablo 20'de verilmiştir



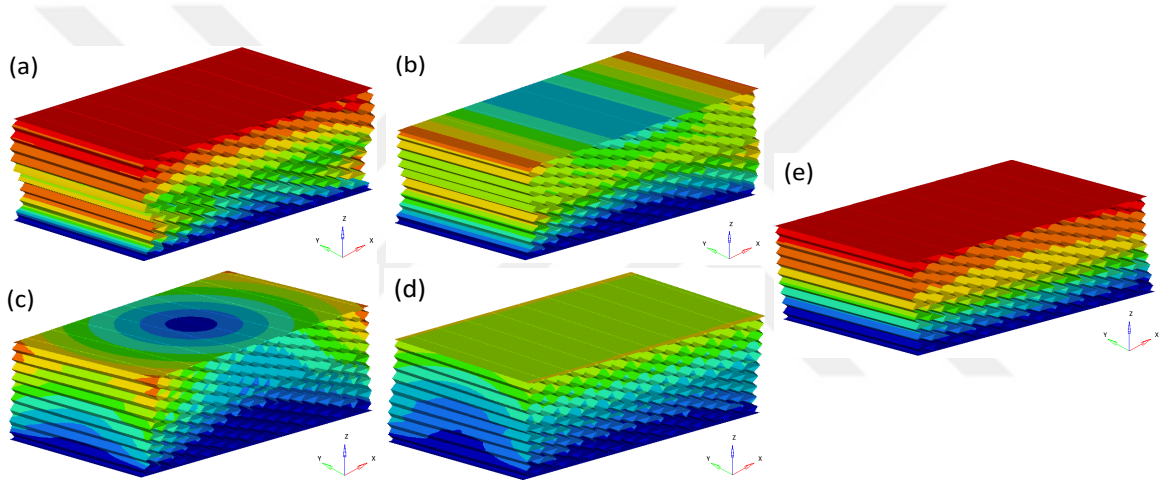
Şekil 92. Geleneksel bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)



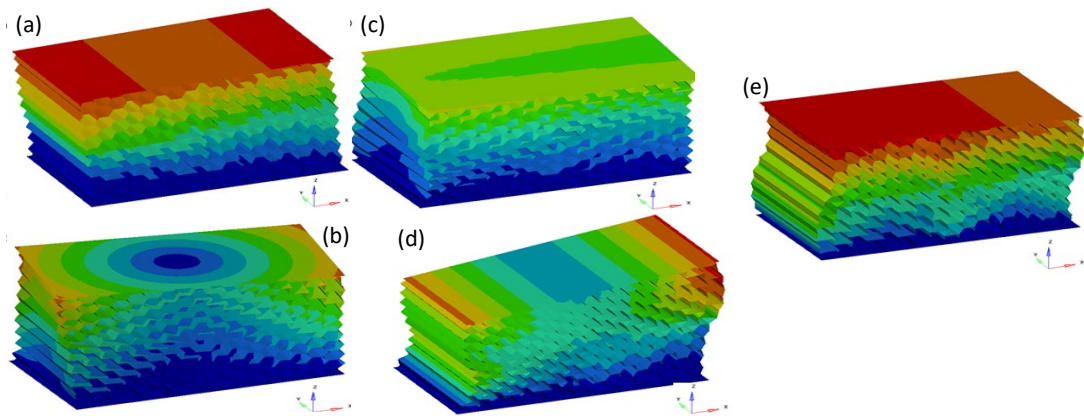
Şekil 93. Re-entrant desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)



Şekil 94. Hibrid 1 desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)



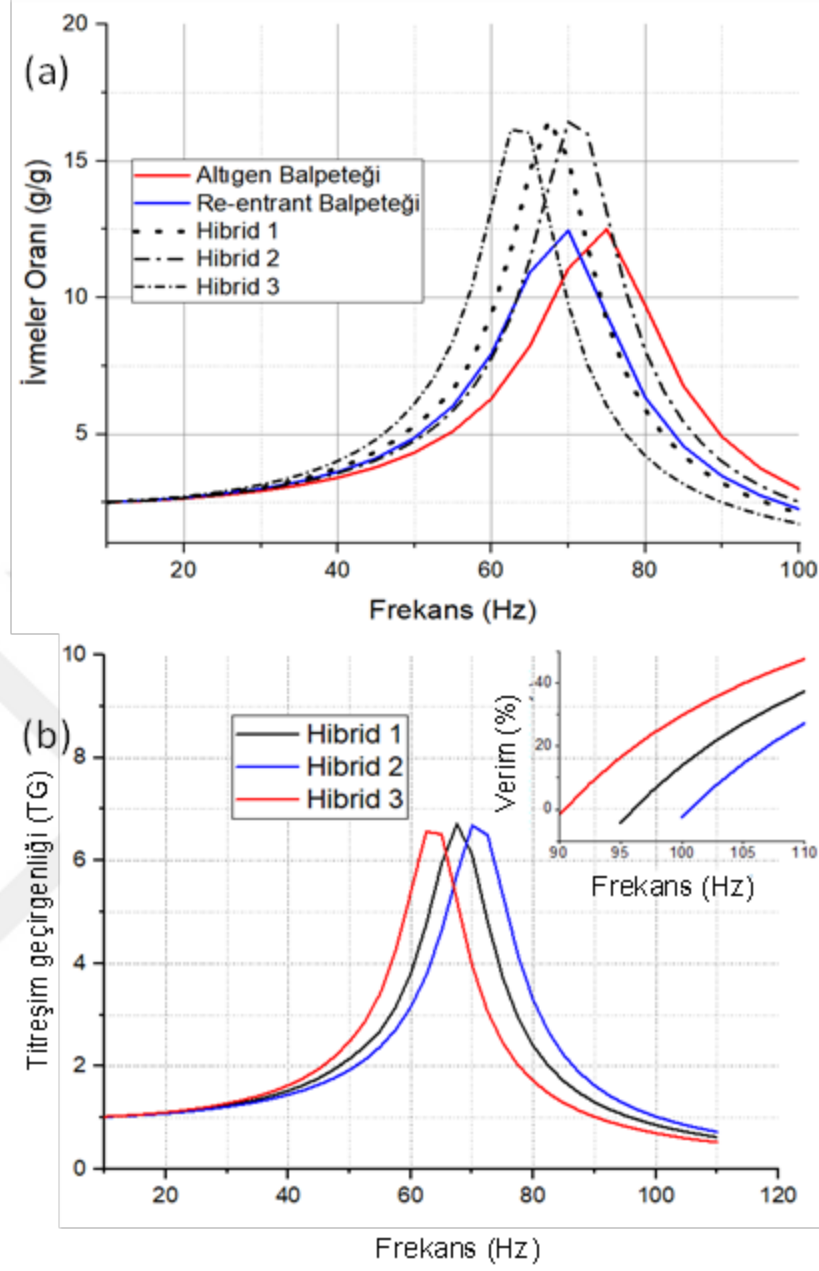
Şekil 95. Hibrid 2 desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)



Şekil 96. Hibrid 3 desenli bal petekli yapılara ait mod şekilleri; 1. Mod (a), 2. Mod (b), 3. Mod (c), 4. Mod (d) ve 5. Mod (e)

3.7. Geleneksel ve Ökzetik Yapıların Zorlanmış Titreşim Bulguları

Şekil 97, geleneksel, re-entrant ve hibrid (Hibrid1, Hibrid2 ve Hibrid 3) bal petekli yapıların zorlanmış titreşim ve geçirgenlik fonksiyonlarını göstermektedir. Analizler, sabit genlikteki 0.25g zemin titreşimlerine maruz kalması durumunda 0-100 Hz frekans taraması için gerçekleştirilmiştir. Analizler gerçekleştirilirken ivme ölçerin konumu, bal petekli yapılar üzerinde bulunan faydalı yükün geometrik merkezi olduğu varsayılmıştır. Bu noktada meydana gelen rezonans noktaları tüm bal petekli yapılar için beşinci titreşim moduna karşılık gelmektedir. Şekil 97a'dan görüleceği gibi geleneksel ve re-entrant bal petekli yapıların birleştirilmesi durumunda titreşim frekanslarının düştüğü görülmektedir. Rezonans frekanslarındaki bu düşüşler titreşim geçirgenliğinde bir düşüşe ve titreşim izolasyon performansının artmasına neden olmaktadır. Şekil 97b'de ise 0-100 Hz frekans bandında üç hibrit bal petekli yapının titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verimleri karşılaştırılmıştır. Bu hesaplamalar için Denklem 121 ve 122'deki hesaplamalar kullanılmıştır. Her üç yapı için 100 Hz' de belirlenen titreşim geçirgenlik değerleri sırasıyla. 0.90, 0.85 ve 0.69 olarak belirlenmiştir. Beşinci mod frekansı en yüksek olan Hibrid 2 li bal petekli yapıda, 100 Hz' de en yüksek titreşim iletkenliği elde edilmiştir. Hibrid bal petekli yapılar için (Hibrit 1,2 ve 3) hesaplanan izolasyon verimleri sırasıyla %10, % 15 ve % 36 olarak hesaplanmıştır.



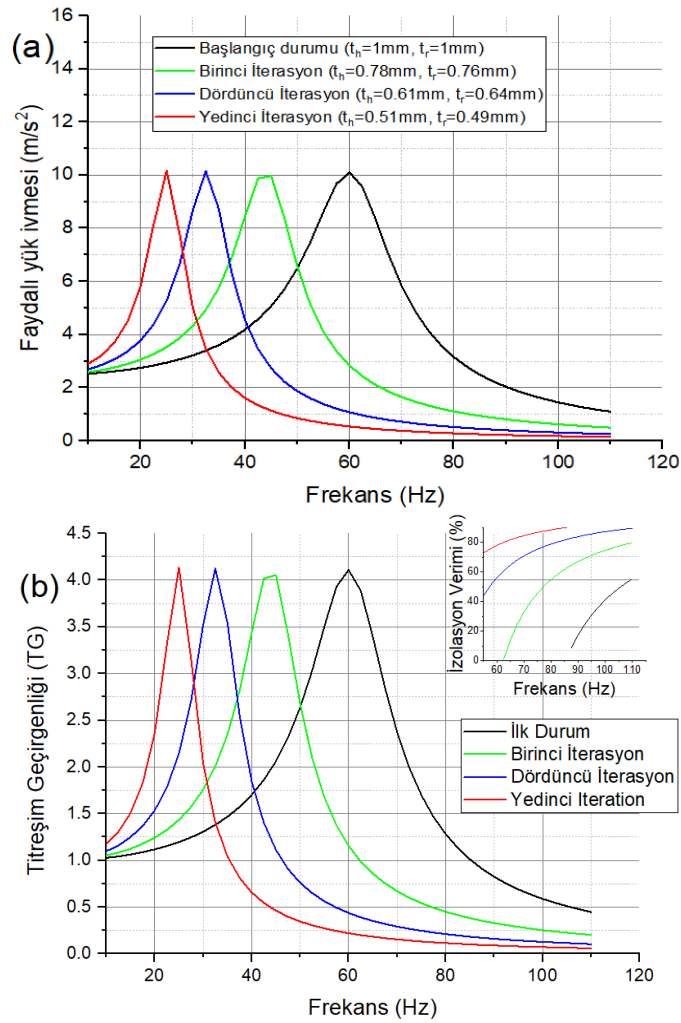
Şekil 97. Geleneksel, Re-entrant ve Hibrit bal petekli yapıların titreşim (a) ve geçirgenlik (b) davranış fonksiyonları

3.8. Geleneksel ve Ökzetik Yapılar İçin Optimizasyon Bulguları

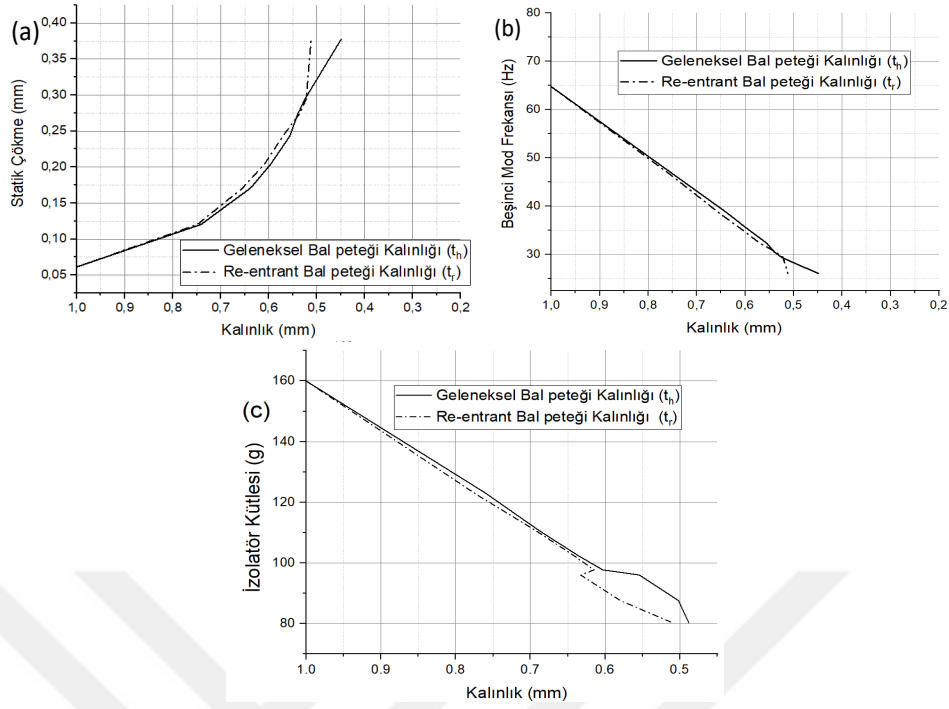
Optimizasyon çalışmalarında üç hibrit bal petekli yapının cidar kalınlığındaki değişim Bölüm 2.2.5'teki amaç fonksiyonu ve kısıtları için optimize edilmiştir.

Şekil 98'de, Hibrid 1 yapı için optimizasyon iterasyonlarındaki etkileri verilmiştir. Grafikteki eğrilerin tamamı, sabit ivme (0.25g) altında bal petekli yapının 0-100 Hz frekans

yanıt fonksiyonları elde edilmiştir. Hibrid 1 için gerçekleştirilen kalınlık optimizasyon çalışmasında optimum kalınlık değerleri geleneksel ve re-entrant bölge için sırasıyla $t_h=0.51$ mm ve $t_r=0.49$ mm olarak elde edilmiştir. Optimizasyon çalışmalarında yedinci iterasyonda doğal frekans değerleri 59 Hz'den 25 Hz'e düşmüştür. İlave olarak, 100 Hz için optimizasyon sonucunda elde edilen titreşim geçirgenlik değeri 0.59 dan 0.07'ye düşmüştür. Hibrid 1 modelin titreşim izolasyon verimliliği %38.8 dan %92.1'a yükselmiştir.

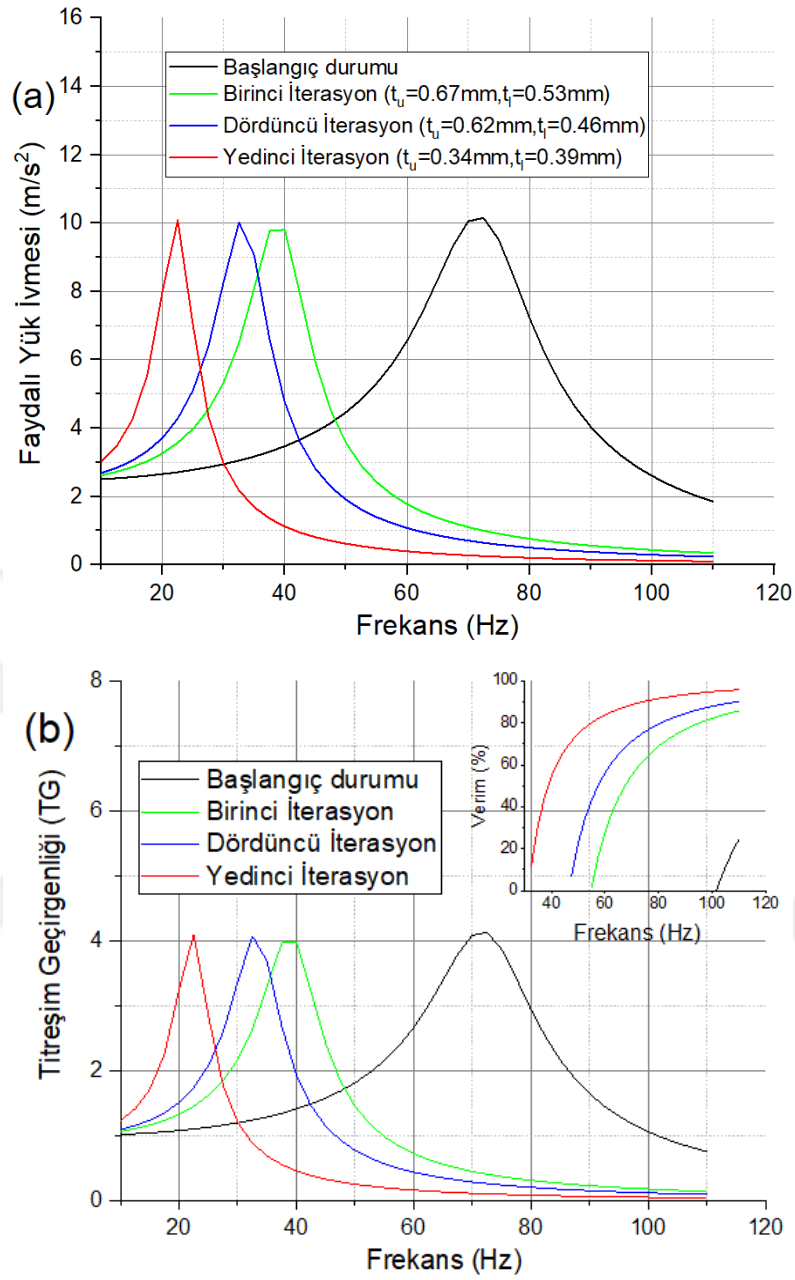


Şekil 98. Hibrid 1 bal petekli yapı için farklı iterasyonlardaki titreşim davranışı (a), titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verim (b) fonksiyonları



Şekil 99. Hibrid-1 yapıda geleneksel ve re-entrant bal petekli bölgelerde kalınlıkların statik çökme (a), beşinci mod frekansı (b) ve izolatör kütlesi (c) üzerindeki etkileri

Şekil 99’da Hibrid 1 modelin optimizasyonu neticesinde geleneksel ve ökzetik bölge kalınlıklarının yapı üzerinde faydalı yükün ağırlığı nedeniyle meydana gelen statik çökme, hibrid modelin beşinci mod frekansı ve kütlesi üzerindeki etkileri gösterilmiştir. Şekil 99a’dan bal petekli yapının iki bölgesinde de kalınlıkların azalmasıyla çökme miktarı artmıştır. Şekil 99b’de ise hibrid yapının farklı bölgelerindeki kalınlıkların azalmasıyla yapının beşinci titreşim modunda düşüş meydana gelmiştir. Şekil 94c’de ise kalınlık değeri azaldıkça izolatörün kütlesi de doğal olarak azalmıştır.

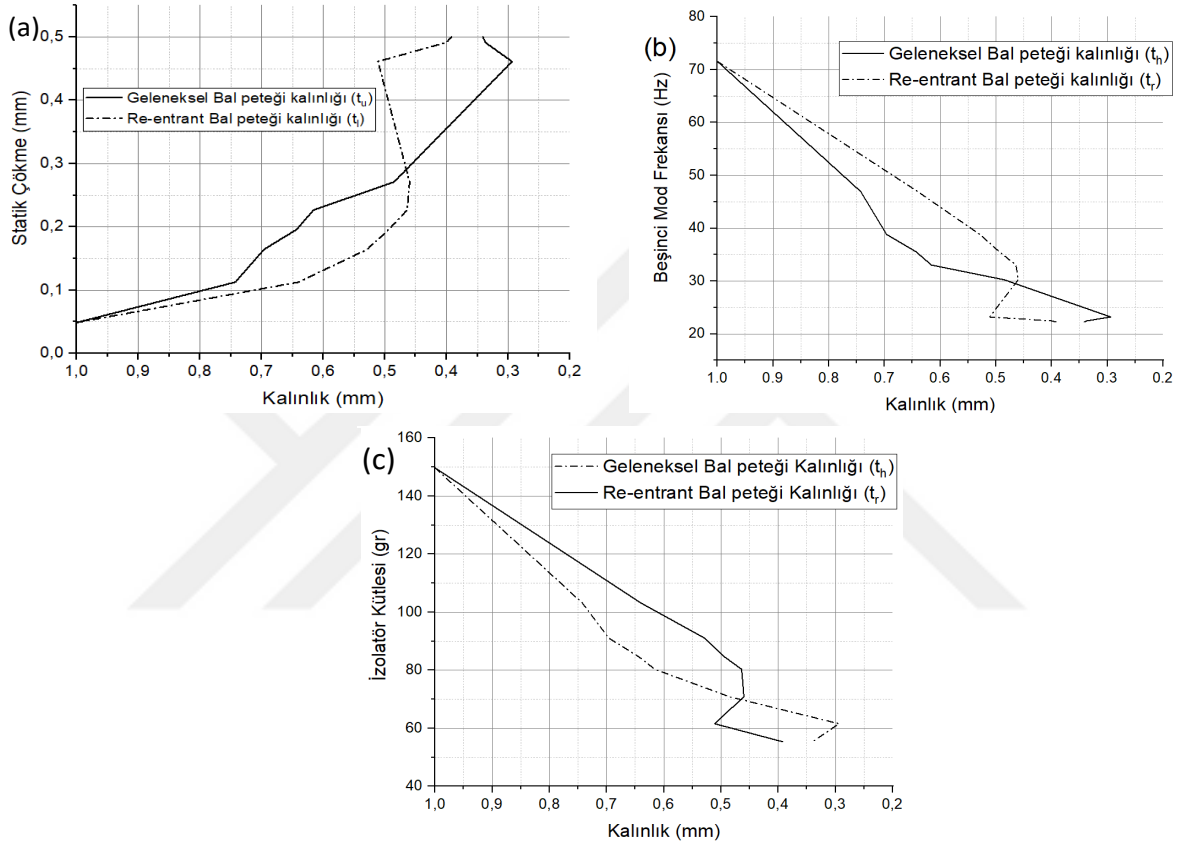


Şekil 100. Hibrid 2 bal petekli yapı için farklı iterasyonlardaki titreşim davranışı (a), titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verim (b) fonksiyonları

Şekil 100, Hibrid 2 için hibrid yapının kalınlıklarına göre değişim etkisi gösterilmiştir. Bu model için gerçekleştirilen kalınlık optimizasyon çalışmasında, optimum kalınlık değerleri geleneksel ve re-entrant bölgeler için sırasıyla $t_h=0.34$ mm ve $t_r=0.39$ mm olarak elde edilmiştir. Hibrid 2 için elde edilen titreşim geçirgenlik eğrileri iterasyon sayısına göre yedinci iterasyonda mod frekans değeri 72.2 Hz'den 23.3 Hz'e düşmüştür. 100 Hz için elde edilen titreşim geçirgenlik değeri başlangıçta 1.0 iken yedinci iterasyon sonucunda 0.05'e

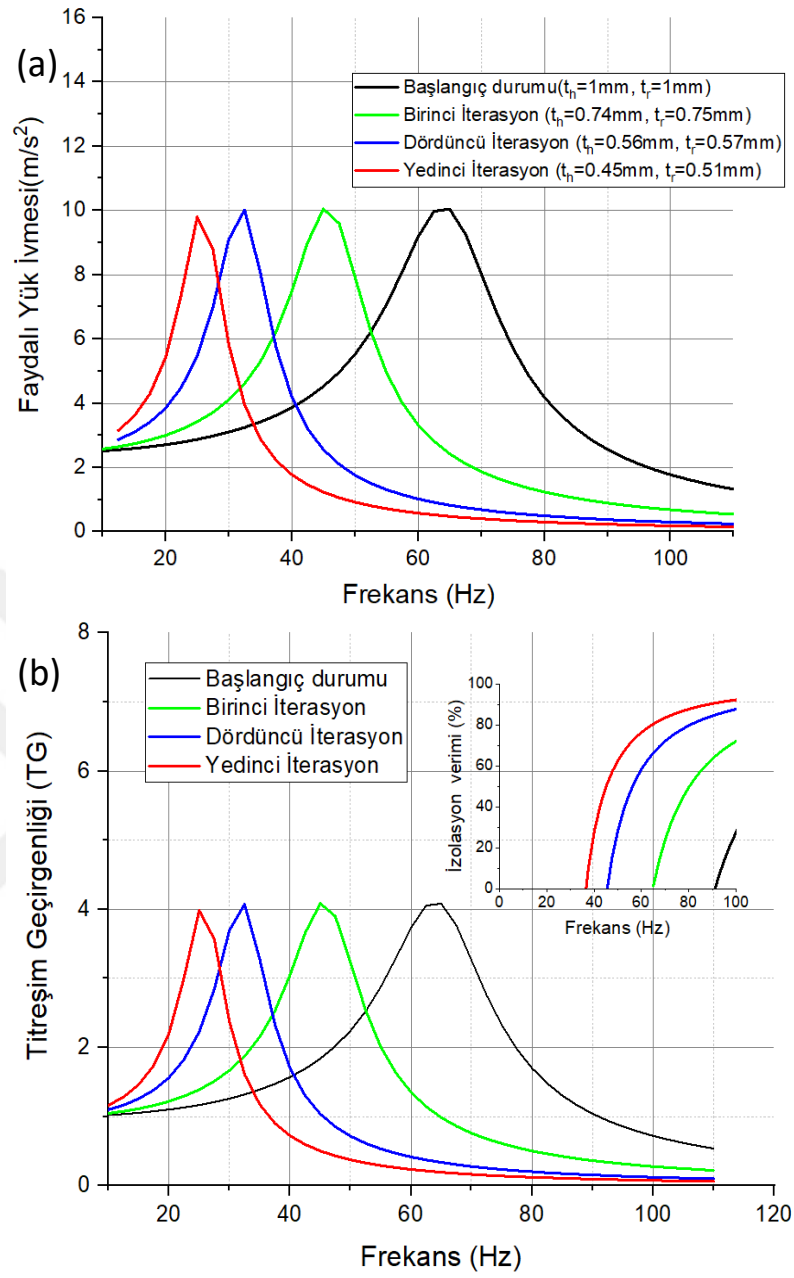
düşmüştür. Hibrid 2 modelinin titreşim izolasyon verimi ise başlangıçta % 2'den %94.4'a yükselmiştir.

Şekil 101'da ise Hibrid 2 modelin optimizasyonu neticesinde geleneksel ve ökzetik bölge kalınlıklarının yapı üzerinde faydalı yükün ağırlığı nedeniyle meydana gelen statik çökme, hibrid modelin beşinci mod frekansı ve kütlesi üzerindeki etkileri gösterilmiştir.



Şekil 101. Hibrid-2 yapıda geleneksel ve re-entrant bal petekli bölgelerde kalınlıkların statik çökme (a), beşinci mod frekansı (b) ve izolatör kütlesi (c) üzerindeki etkileri

Şekil 101a'dan bal petekli yapının iki bölgesinde de kalınlıkların azalmasıyla statik çökme miktarı artmıştır. Şekil 101b'de ise hibrid yapının farklı bölgelerindeki kalınlıkların azalmasıyla beşinci titreşim modunda düşüş meydana gelmiştir. Şekil 101c'de kalınlık değeri azaldıkça izolatörün kütlesi de doğal olarak azalmıştır.

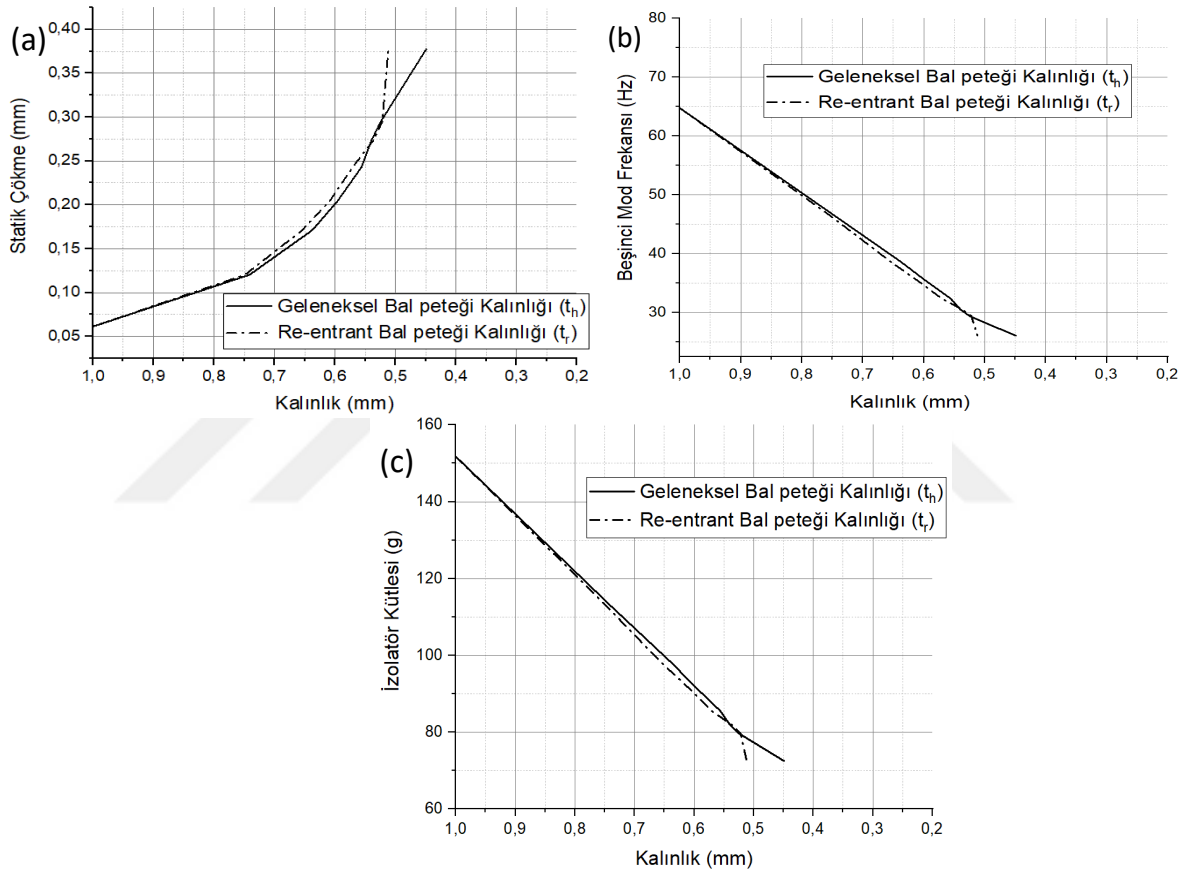


Şekil 102. Hibrid-3 bal petekli yapı için farklı iterasyonlardaki titreşim davranışı (a), titreşim geçirgenlik ve titreşim izolasyon verim (b) fonksiyonları

Şekil 102’de, üçüncü hibrid yapı (Hibrid 3) için kalınlıkların optimize edilmesi sonucu hibrid yapının kalınlıklarının frekans cevabındaki değişim etkisi gösterilmiştir. Gerçekleştirilen kalınlık optimizasyon çalışması sonucunda optimum kalınlık değerleri geleneksel ve re-entrant bölge için sırasıyla $t_h=0.45$ mm ve $t_r=0.51$ mm olarak elde edilmiştir. Hibrid 3 için elde edile titreşim geçirgenlik eğrilerinden yedinci iterasyonda mod frekans

değerleri 64.9 Hz'den 24.4 Hz'e düşmüştür. 100 Hz için elde edilen titreşim geçirgenlik değeri başlangıçta 0.75 iken yedinci iterasyon sonucunda 0.08 olarak hesaplanmıştır. Hibrid 3 modelinin titreşim izolasyon verimleri dikkate alındığında başlangıçta %2'nin altındayken gerçekleştirilen optimizasyonlar sonucunda izolasyon verimi %92'ye çıkmıştır.

Şekil 103'te ise Hibrid 3 modelin optimizasyonu neticesinde geleneksel ve özketik bölge kalınlıklarının yapı üzerinde faydalı yükün ağırlığı nedeniyle meydana gelen statik çökme, hibrid modelin beşinci mod frekansı ve kütlesi üzerindeki etkileri gösterilmiştir.



Şekil 103. Hibrid-3 yapıda geleneksel ve re-entrant bal petekli bölgelerde kalınlıkların statik çökme (a), beşinci mod frekansı (b) ve izolatör kütlesi (c) üzerindeki etkileri

Şekil 103a'dan bal petekli yapının iki bölgesinde de kalınlıkların azalmasıyla statik çökme miktarı artmıştır. Şekil 103b'de ise hibrid yapının farklı bölgelerindeki kalınlıkların azalmasıyla yapının beşinci titreşim modunda düşüş meydana gelmiştir. Şekil 103c'den de kalınlık değerleri azaldıkça izolatörün kütlesi de doğal olarak azaldığı görülmüştür.

4. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında ilk olarak altıgen profile sahip periyodik çekirdekli kompozit sandviç bir plakanın birim hücre açısına göre birim hücre yöntemi ve SEY ile yapısal ve serbest titreşim davranışına etkilerini incelenmiştir. İkinci olarak Alüminyum (Al1100), Titanyum (TiGr5), Alüminyum ve Titanyum ultrasonik üretim yöntemiyle üretilen tabakalı metal kompozit (5TMK) ve Karbon elyafı takviyeli polimer kompozitlerden (CFRP) oluşan plakalarda oluşturulan kare boşluk ve kütle ilavesinin plakaların titreşim davranışına etkileri incelenmiştir. Çalışmanın üçüncü ve son bölümünde ultrasonik eklemeli imalat yöntemiyle polipropilen malzemeden üretilmiş geleneksel ve re-entrant bal petekli yapıların serbest titreşim davranışları sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Sonra geleneksel ve re-entrant desenlere sahip üç farklı hibrid bal petekli yapının SEY ile analizleri gerçekleştirilmiş, serbest titreşim ve titreşim geçirgenlik davranışları incelenmiştir. Hibrid bal petekli yapıların kalınlık optimizasyonları ile titreşim ve geçirgenlik performansları iyileştirilmiştir. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmalar neticesinde aşağıdaki sonuçlara varılmıştır:

- SEY, kompozit sandviç yapıda meydana gelen yerel çökmeleri BHY' den daha iyi verir.
- Sandviç panellerde, $\theta=45^\circ$ eğim açısında, maksimum çökme, $\theta=90^\circ$ eğim açısında, ise minimum çökme değerleri elde edilir.
- Hem BHY hem de SEY ile gerçekleştirilen yapısal analizler neticesinde sandviç kompozit plakalarda birim hücre eğim açısının artışıyla çökme değerleri azalır.
- Hem BHY hem de SEY ile gerçekleştirilen serbest titreşim analizleri neticesinde birim hücre eğim açısının artmasıyla mod frekansları artar.
- BHY ve SEY gerçekleştirilen serbest titreşim analizleri neticesinde elde edilen mod frekans değerleri mod derecesi arttıkça, her iki yöntemle elde edilen sonuçlar arasındaki sapma artar.
- AA1100, TiGr5, 5TMK ve CFRP malzemelerinden üretilmiş plakalardan en düşük titreşim frekansları 5TMK'den üretilmiş plakalarda olmuştur. Bununla beraber CFRP' den üretilmiş plakaların frekansları genel olarak en yüksek elde edilmiştir.
- Plakalar üzerinde, EH1 ile belirlenen konumda oluşturulan bir boşlukta plakaların mod frekansları artar. Diğer taraftan, boşluklu plakanın geometrik merkezi (CH) ve EH2 ile konumlanan pozisyonlarda plakaların mod frekansları azalır.

- Plakadaki boşluk boyutunun büyümesi ile genellikle mod frekansları azalır. Bununla beraber EH1’li plakada birinci ve ikinci titreşim modları artar.
- Plakalara kütle eklenmesi halinde ise genellikle mod frekansları azalır.
- SEY ile yapılan serbest ve zorlanmış titreşim analizleri neticesinde re-entrant desenli bal petekli yapıların daha üstün bir titreşim izolasyon performansı gösterir.
- Hibrid yapıların titreşim izolasyon performanslarının geleneksel ve re-entrant bal petekli yapılara göre mod frekansları iyileşir.
- Hibrid bal petekli yapıların optimizasyon çalışmaları ile titreşim izolasyon performansları artar.



5. ÖNERİLER

1. Tabakalı metal kompozitlerden üretilmiş periyodik sandviç plakalar üretilerek bu yapıların farklı sınır şartları altında, çeşitli malzeme parametrelerinin yapının dinamik titreşim davranışına etkileri analitik, deneysel ve sayısal olarak incelenebilir.
2. Tabakalı metal kompozit malzemelerden üretilmiş homojen plakalar simetrik düzgün parçacık hidrodinamiğiyle incelenebilir.
3. Al-Ti metallerinden üretilmiş tabakalı metal kompozit yapıların serbest veya zorlanmış titreşim davranışları incelenebilir.
4. Hibrid bal petekli yapıların titreşim izolasyon performansları farklı kısıt veya tasarım parametreleri genişletilebilir.

6. KAYNAKÇA

- Abdeljabber, O., Avci, O., & Inman, D. J. (2015). Optimization of chiral lattice based metastructures for broadband vibration suppression using genetic algorithms. *Journal of Sound and Vibration*, 369, 50–62.
- Alderson, A., Alderson, K. L., Attard, D., Evans, K. E., Gatt, R., Grima, J. N., Miller, W., Ravirala, N., Smith, C. W., & Zied, K. (2010). Elastic constants of 3-, 4- and 6-connected chiral and anti-chiral honeycombs subject to uniaxial in-plane loading. *Composites Science and Technology*, 70(7), 1042–1048.
- Alderson, A., & Evans, K. E. (1995). Microstructural modelling of auxetic microporous polymers. *Journal of Materials Science*, 30(13), 3319–3332.
- Alderson, K. L., Pickles, A. P., Neale, P. J., & Evans, K. E. (1994). Auxetic polyethylene: The effect of a negative poisson's ratio on hardness. *Acta Metallurgica Et Materialia*, 42(7), 2261–2266.
- Ali, M. N., Busfield, J. J. C., & Rehman, I. U. (2014). Auxetic oesophageal stents: Structure and mechanical properties. *Journal of Materials Science: Materials in Medicine*, 25(2), 527–553.
- Ali, M. N., & Rehman, I. U. (2011). An Auxetic structure configured as oesophageal stent with potential to be used for palliative treatment of oesophageal cancer; Development and in vitro mechanical analysis. *Journal of Materials Science: Materials in Medicine*, 22(11), 2573–2581.
- An, L. Q., Zhang, X. C., Wu, H. X., & Jiang, W. Q. (2017). In-plane dynamic crushing and energy absorption capacity of self. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(6), 1–15.
- Andersson, T. (2016, Haziran 18). *Understanding Engine Harmonics And Vibrations With Fluidampr*: <https://www.enginelabs.com/news/understanding-engine-harmonics-and-vibrations-with-fluidampr.html> adresinden alınmıştır.
- Arefi, M., Zamani, M. H., & Kiani, M. (2017). Size-dependent free vibration analysis of three-layered exponentially graded nanoplate with piezomagnetic face-sheets resting on Pasternak's foundation. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 29(5), 774–786.
- Arunkumar, M. P., Pitchaimani, J., & Gangadharan, K. V. (2018). Bending and free vibration analysis of foam-filled truss core sandwich panel. *Journal of Sandwich*

- Structures and Materials*, 20(5), 617–638.
- Arunkumar, M. P., Pitchaimani, J., Gangadharan, K. V., & Lenin Babu, M. C. (2016). Influence of nature of core on vibro acoustic behavior of sandwich aerospace structures. *Aerospace Science and Technology*, 56, 155–167.
- Arunkumar, M. P., Pitchaimani, J., Gangadharan, K. V., & Leninbabu, M. C. (2016). Effect of Core Topology on Vibro-acoustic Characteristics of Truss Core Sandwich Panels. *Procedia Engineering*, 144, 1397–1402.
- Assan, M. R. H., & Carpa, F. S. (2009). *In-plane Tensile Behavior of Shape Memory Alloy Honeycombs with Positive and Negative Poisson 's Ratio*. 20(May).
- Azmi, M. A., Abdullah, H. Z., & Idris, M. I. (2013). Properties of polyurethane foam/coconut coir fiber as a core material and as a sandwich composites component. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 50(1).
- Banhart, J. (2000). Manufacturing Routes for very low specific. *The Journal of The Minerals*, 52(December), 22–27.
- Baravelli, E., & Ruzzene, M. (2013). Internally resonating lattices for bandgap generation and low-frequency vibration control. *Journal of Sound and Vibration*, 332(25), 6562–6579.
- Belarbi, M. O., Tati, A., Ounis, H., & Khechai, A. (2017). On the free vibration analysis of laminated composite and sandwich plates: A layerwise finite element formulation. *Latin American Journal of Solids and Structures*, 14(12), 2265–2290.
- Bhullar, S. K., Ko, J., Ahmed, F., & Jun, M. (2014). Design and Fabrication of Stent with Negative Poisson's Ratio. *International Journal of Mechanical, Industrial Science and Engineering*, 8(2), 1–7. <http://www.waset.org/publications/9997721>
- Bianchi, M., & Scarpa, F. (2013). Vibration transmissibility and damping behaviour for auxetic and conventional foams under linear and nonlinear regimes. *Smart Materials and Structures*, 22(8).
- Bianchi, M., Scarpa, F. L., & Smith, C. W. (2008). Stiffness and energy dissipation in polyurethane auxetic foams. *Journal of Materials Science*, 43(17), 5851–5860.
- Bianchi, M., Scarpa, F., & Smith, C. W. (2010). Shape memory behaviour in auxetic foams: Mechanical properties. *Acta Materialia*, 58(3), 858–865.
- Biancolini, M. E. (2005). Evaluation of equivalent stiffness properties of corrugated board. *Composite Structures*, 69(3), 322–328.
- Boorle, R. K., & Mallick, P. K. (2016a). Global bending response of composite sandwich

- plates with corrugated core: Part I: Effect of geometric parameters. *Composite Structures*, 141, 375–388.
- Boorle, R. K., & Mallick, P. K. (2016b). Global bending response of composite sandwich plates with corrugated core. Part II: Effect of laminate construction. *Composite Structures*, 141, 389–402.
- Boorle, R. K., & Mallick, P. K. (2016c). Global bending response of composite sandwich plates with corrugated core. Part II: Effect of laminate construction. *Composite Structures*, 141, 389–402.
- Bozkurt, Ö. Y., Özbek, Ö., & Bulut, M. (2016). The Influence of Fiber Orientation Angle on Damping and Vibration Properties of Basalt Fiber Reinforced Composite Laminates. *Avestia Publishing Journal of Civil, Structural and Transportation Engineering*, 2(November).
- Buannic, N., Cartraud, P., & Quesnel, T. (2003). Homogenization of corrugated core sandwich panels. *Composite Structures*, 59(3), 299–312.
- Cadamagnani, F., Frontoni, S., Bianchi, M., & Scarpa, F. (2009). Compressive uniaxial properties of auxetic open cell PU based foams. *Physica Status Solidi (B) Basic Research*, 246(9), 2118–2123.
- Carey, J. (2014, Ekim 3). *Lamborghini Asterion LPI 910-4 plug-in hybrid being built by the Sant'Agata Bolognese factory*: <https://www.whichcar.com.au/news/lamborghini-asterion-lpi-910-4-hybrid-supercar-will-not-be-built.html> adresinden alınmıştır.
- Carlsson, L. A., Nordstrand, T., & Westerlind, b. o. (2001). On the Elastic Stiffnesses of Corrugated Core Sandwich. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, 3(4), 253–267.
- Carolina Sparavigna, A. (2014). Paper-based Metamaterials: Honeycomb and Auxetic Structures. *International Journal of Sciences*, 0(11), 22–25.
- Chai, G. B. (1994). Free vibration of generally laminated composite plates with various edge support conditions. *Composite Structures*, 29(3), 249–258.
- Chang, W. S., Ventsel, E., Krauthammer, T., & John, J. (2005). Bending behavior of corrugated-core sandwich plates. *Composite Structures*, 70(1), 81–89.
- Chaubey, A. K., Kumar, A., & Chakrabarti, A. (2018). Vibration of laminated composite shells with cutouts and concentrated mass. *AIAA Journal*, 56(4), 1662–1678.
- Chen, J. W., Liu, W., & Su, X. Y. (2011). Vibration and buckling of truss core sandwich plates on an elastic foundation subjected to biaxial in-plane loads. *Computers*,

- Materials and Continua*, 24(2), 163–181.
- Cheng, W. N., & Cheng, C. C. (2014). Vibration analysis of beams with multi-layers of corrugations. *International Journal of Mechanical Sciences*, 82, 67–73.
- Daniel, I. M., Gdoutos, E. E., Wang, K. A., & Abot, J. L. (2002). Failure modes of composite sandwich beams. *International Journal of Damage Mechanics*, 11(4), 309–334.
- de Silva, C. . (2006). *Vibration Fundamentals and Practice*. CRC Press.
- Dewangan, H. C., Panda, S. K., & Sharma, N. (2020). Experimental Validation of Role of Cut-Out Parameters on Modal Responses of Laminated Composite - A Coupled FE Approach. *International Journal of Applied Mechanics*, 12(6).
- Dey, S., Mukhopadhyay, T., Sahu, S. K., & Adhikari, S. (2016). Effect of cutout on stochastic natural frequency of composite curved panels. *Composites Part B: Engineering*, 105, 188–202.
- Dinkci, H. (2020). Vakum Torbalamada Basınç Değişkeninin Karbon Elyaf Matrisli Epoksi Yapılarda Estetik ve Mekanik Özelliklere Etkisi Visual and Mechanical Properties Effect of Vacuum Bag Pressure Variable on Epoxy Structures with Carbon Fiber Matrix. *International Journal of Science, Technology and Design*, 1(1), 1–21.
- Doğan, C. (2019). Balina Optimizasyon Algoritması ve Gri Kurt Optimizasyon Algoritmaları Kullanarak Yeni Hibrid Optimizasyon Algoritmalarının Geliştirilmesi. İçinde *Progress in Retinal and Eye Research* (C. 561, Sayı 3). Erciyes Üniversitesi.
- Erkliğ, A., Bulut, M., & Yeter, E. (2013). Effects of cutouts on natural frequency of laminated composite plates. *Science and Engineering of Composite Materials*, 20(2), 179–185.
- Erkliğ, A., & Yeter, E. (2012). The effects of cutouts on buckling behavior of composite plates. *Science and Engineering of Composite Materials*, 19(3), 323–330.
- Evans, K. E. (1991). Auxetic polymers: a new range of materials. *Endeavour*, 15(4), 170–174.
- Evans, K. E., & Alderson, A. (2000). Auxetic materials: Functional materials and structures from lateral thinking! *Advanced Materials*, 12(9), 617–628.
- Fallah, N., & Zamiri, G. (2013). Multi-objective optimal design of sliding base isolation using genetic algorithm. *Scientia Iranica*, 20(1), 87–96.
- Fazzolari, F. A. (2017). Sandwich Structures. İçinde *Stability and Vibrations of Thin-Walled Composite Structures* (Sayı 3). Elsevier Ltd.
- Foster, L., Peketi, P., Allen, T., Senior, T., Duncan, O., & Alderson, A. (2018a). Application

- of auxetic foam in sports helmets. *Applied Sciences (Switzerland)*, 8(3).
- Foster, L., Peketi, P., Allen, T., Senior, T., Duncan, O., & Alderson, A. (2018b). Application of auxetic foam in sports helmets. *Applied Sciences (Switzerland)*, 8(3), 1–12.
- Friel, R. J., & Harris, R. A. (2013). Ultrasonic additive manufacturing A hybrid production process for novel functional products. *Procedia CIRP*, 6(1), 35–40.
- Fung, Tat-Ching; Tan, Kang-Hai and Lok, T.-S. (1995). *Elastic Constants for Z-Core Sandwich Panels*. 120(10), 3046–3055.
- Gao, Q., Ge, C., Zhuang, W., Wang, L., & Ma, Z. (2019). Crashworthiness analysis of double-arrowed auxetic structure under axial impact loading. *Materials & Design*, 161, 22–34.
- Gao, S., Yu, Y., Wang, Y., Wang, J., Cheng, J., & Zhou, M. (2021). Chaotic Local Search-Based Differential Evolution Algorithms for Optimization. *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*, 51(6), 3954–3967.
- Guo, Y., Zhang, J., Chen, L., Du, B., Liu, H., Chen, L., Li, W., & Liu, Y. (2020). Deformation behaviors and energy absorption of auxetic lattice cylindrical structures under axial crushing load. *Aerospace Science and Technology*, 98, 105662.
- Guo, Z., Liu, C., & Li, F. (2019). Vibration analysis of sandwich plates with lattice truss core. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 26(5), 424–429.
- Gupta, S., Gupta, V., & Chanda, A. (2022). Biomechanical modeling of novel high expansion auxetic skin grafts. *International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering*, 38(5), e3586.
- Hachemi, M., & Hamza-Cherif, S. M. (2020). Free vibration of composite laminated plate with complicated cutout. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 48(2), 192–216.
- Hassan, M. R., Scarpa, F., Ruzzene, M., & Mohammed, N. A. (2008). Smart shape memory alloy chiral honeycomb. *Materials Science and Engineering A*, 481–482(1-2 C), 654–657.
- Hemmerdinger, J. (2023, Temmuz 26). *Boeing moves forward with plan to bump up 737 and 787 production rates*: <https://www.flightglobal.com/airframers/boeing-moves-forward-with-plan-to-bump-up-737-and-787-production-rates/154294.article.html> adresinden alınmıştır.
- Hou, S., Liu, T., Zhang, Z., Han, X., & Li, Q. (2015). How does negative Poisson's ratio of foam filler affect crashworthiness? *Materials and Design*, 82, 247–259.

- Hu, L. L., Zhou, M. Z., & Deng, H. (2019). Dynamic indentation of auxetic and non-auxetic honeycombs under large deformation. *Composite Structures*, 207(June 2018), 323–330.
- Huang, M., Fan, G. H., Geng, L., Cao, G. J., Du, Y., Wu, H., Zhang, T. T., Kang, H. J., Wang, T. M., Du, G. H., & Xie, H. L. (2016). Revealing extraordinary tensile plasticity in layered Ti-Al metal composite. *Scientific Reports*, 6, 1–10.
- Idczak, E., & Streck, T. (2015). Vibration transmission loss of auxetic lattices. *Applied Mechanics and Materials*, 797, 282–289.
- Ingrole, A., Hao, A., & Liang, R. (2017). Design and modeling of auxetic and hybrid honeycomb structures for in-plane property enhancement. *Materials and Design*, 117, 72–83.
- Irazu, L., & Elejabarrieta, M. J. (2017). The effect of the viscoelastic film and metallic skin on the dynamic properties of thin sandwich structures. *Composite Structures*, 176, 407–419.
- Jacobs, S., Coconnier, C., Dimaio, D., Scarpa, F., Toso, M., & Martinez, J. (2012). Deployable auxetic shape memory alloy cellular antenna demonstrator: Design, manufacturing and modal testing. *Smart Materials and Structures*, 21(7).
- Javadi, A. A., Faramarzi, A., & Farmani, R. (2012). Design and optimization of microstructure of auxetic materials. *Engineering Computations (Swansea, Wales)*, 29(3), 260–276.
- Jelovica, J., Romanoff, J., & Klein, R. (2016). Eigenfrequency analyses of laser-welded web-core sandwich panels. *Thin-Walled Structures*, 101, 120–128.
- Jhanji, K. P., Kumar, R. A., & Likhith, P. V. N. (2018). Influence of circular and square cut-outs on fiber glass/epoxy composite laminate under tensile loading. *International Journal of Engineering, Transactions A: Basics*, 31(1), 104–109.
- Jiang, L., & Hu, H. (2017). Finite element modeling of multilayer orthogonal auxetic composites under low-velocity impact. *Materials*, 10(8).
- Jinguang, Z., Hairu, Y., Guozhi, C., & Zeng, Z. (2018). Structure and modal analysis of carbon fiber reinforced polymer raft frame. *Journal of Low Frequency Noise Vibration and Active Control*, 37(3), 577–589.
- Kalita, K., & Halder, S. (2016). Free vibration analysis of rectangular plates with central cutout. *Cogent Engineering*, 3(1).
- Kaminakis, N. T., Drosopoulos, G. A., & Stavroulakis, G. E. (2015). Design and verification of auxetic microstructures using topology optimization and homogenization. *Archive*

- of Applied Mechanics*, 85(9–10), 1289–1306.
- Kanapathy, M., Hachach-Haram, N., Bystrzonowski, N., Becker, D. L., Mosahebi, A., & Richards, T. (2021). Epidermal graft encourages wound healing by down-regulation of gap junctional protein and activation of wound bed without graft integration as opposed to split-thickness skin graft. *International Wound Journal*, 18(3), 332–341.
- Kaw, A. K. (2005). *Mechanics of Composite Materials*, Second Edition. İçinde *Materials & Design*.
- Kaya, İ., Cora, Ö. N., Acar, D., & Koç, M. (2018). On the Formability of Ultrasonic Additive Manufactured Al-Ti Laminated Composites. *Metallurgical and Materials Transactions A: Physical Metallurgy and Materials Science*, 49(10), 5051–5064.
- Kis, M., Saunders, F., Ten Hove, M. W., & Leslie, J. R. (2004). Rotational acceleration measurements - Evaluating helmet protection. *Canadian Journal of Neurological Sciences*, 31(4), 499–503.
- Kosedag, E., & Ekici, R. (2021). Free vibration analysis of foam-core sandwich structures Köpük çekirdekli sandviç yapıların serbest titreşim analizi. *JOURNAL of POLYTECHNIC*, 0900(1), 69–74.
- Kuang, J. H., & Hsu, M. H. (2002). The effect of fiber angle on the natural frequencies of orthotropic composite pre-twisted blades. *Composite Structures*, 58(4), 457–468.
- Kudachi, B. ., Sandeep, B. ., & Keerthi, P. K. (2016). Mechanical Characterization of Hybrid Epoxy Reinforced With Carbon & Jute Fiber by Varying Fiber Orientation. *International Journal of Engineering Technology*, 4(5), 1–12.
- Kvasov, D. E., & Mukhametzhanov, M. S. (2018). Metaheuristic vs. deterministic global optimization algorithms: The univariate case. *Applied Mathematics and Computation*, 318, 245–259.
- Lakes, R. (1987). Foam structures with a negative poisson's ratio. *Science*, 235(4792), 1038–1040.
- Lakes, R. (1991). Ratio Materials : Structural Aspects. *Journal of Materials Science*, 26, 2287–2292.
- Lam, K. Y., Hung, K. C., & Chow, S. T. (1989). Vibration analysis of plates with cutouts by the modified Rayleigh-Ritz method. *Applied Acoustics*, 28(1), 49–60.
- Lee, K. H., & Park, G. J. (2001). Robust optimization considering tolerances of design variables. *Computers and Structures*, 79(1), 77–86.
- Lee, S. K., Kim, M. W., Park, C. J., Chol, M. J., Kim, G., Cho, J. M., & Choi, C. H. (2016).

- Effect of fiber orientation on acoustic and vibration response of a carbon fiber/epoxy composite plate: Natural vibration mode and sound radiation. *International Journal of Mechanical Sciences*, 117, 162–173.
- Lee, W., Jeong, Y., Yoo, J., Huh, H., Park, S. J., Park, S. H., & Yoon, J. (2019). Effect of auxetic structures on crash behavior of cylindrical tube. *Composite Structures*, 208(October 2018), 836–846.
- Lee, W. M., & Chen, J. T. (2011). Free vibration analysis of a circular plate with multiple circular holes by using indirect BIEM and addition theorem. *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, 78(1), 0110151–01101510.
- Lethbridge, Z. A. D., Williams, J. J., Walton, R. I., Evans, K. E., & Smith, C. W. (2005). Methods for the synthesis of large crystals of silicate zeolites. *Microporous and Mesoporous Materials*, 79(1–3), 339–352.
- Li, G., Xing, Y., & Wang, Z. (2021). Closed-form solutions for free vibration of rectangular nonlocal Mindlin plates with arbitrary homogeneous boundary conditions. *Composites Part C: Open Access*, 6, 100193.
- Li, Q., Kuang, Y., & Zhu, M. (2017). Auxetic piezoelectric energy harvesters for increased electric power output. *AIP Advances*, 7(1).
- Li, Z., Gao, Q., Yang, S., Wang, L., & Tang, J. (2019). Comparative study of the in-plane uniaxial and biaxial crushing of hexagonal, re-entrant, and mixed honeycombs. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 21(6), 1991–2013.
- Li, Z., & Ma, J. (2020). Experimental study on mechanical properties of the sandwich composite structure reinforced by basalt fiber and nomex honeycomb. *Materials*, 13(8).
- Liew, K. M., Kitipornchai, S., Leung, A. Y. T., & Lim, C. W. (2003). Analysis of the free vibration of rectangular plates with central cut-outs using the discrete Ritz method. *International Journal of Mechanical Sciences*, 45(5), 941–959.
- Liew, K. M., Peng, L. X., & Kitipornchai, S. (2009). Vibration analysis of corrugated Reissner-Mindlin plates using a mesh-free Galerkin method. *International Journal of Mechanical Sciences*, 51(9–10), 642–652.
- Lim, T. C. (2014). Vibration of thick auxetic plates. *Mechanics Research Communications*, 61, 60–66.
- Lin, B., & Miller, D. C. (2004). Tabu search algorithm for chemical process optimization. *Computers and Chemical Engineering*, 28(11), 2287–2306.
- Lira, C., Scarpa, F., & Rajasekaran, R. (2011). A gradient cellular core for aeroengine fan

- blades based on auxetic configurations. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 22(9), 907–917.
- Liu, S., & Yu, K. (2022). Successive multivariate variational mode decomposition. *Multidimensional Systems and Signal Processing*, 33(3), 917–943.
- Liu, W., Wang, N., Luo, T., & Lin, Z. (2016). In-plane dynamic crushing of re-entrant auxetic cellular structure. *Materials and Design*, 100, 84–91.
- Lok, Tat-Seng; Cheng, Q.-H. (2000). *Elastic Stiffness Properties and Behavior of Truss-Core Sandwich Panel*. 126(May), 552–559.
- Love, A. E. H. (1944). Treatise on mathematical theory of elasticity. İçinde *A Treatise on the Mathematical Theory of Elasticity*.
- Lu, J., Zhan, Z., Liu, X., & Wang, P. (2018). Numerical modeling and model updating for smart laminated structures with viscoelastic damping. *Smart Materials and Structures*, 27(7), 1–33.
- Ma, Y., Scarpa, F., Zhang, D., Zhu, B., Chen, L., & Hong, J. (2013). A nonlinear auxetic structural vibration damper with metal rubber particles. *Smart Materials and Structures*, 22(8).
- Maji, A., & Mahato, P. K. (2022). Development and applications of shear deformation theories for laminated composite plates: An overview. *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, 35(12), 2576–2619.
- Mandal, A., Ray, C., & Haldar, S. (2017). Free vibration analysis of laminated composite skew plates with cut-out. *Archive of Applied Mechanics*, 87(9), 1511–1523.
- Manoach, E., Warminski, J., Mitura, A., & Samborski, S. (2012). Dynamics of a composite Timoshenko beam with delamination. *Mechanics Research Communications*, 46, 47–53.
- Manoach, E., Warminski, J., Mitura, A., & Samborski, S. (2013). Dynamics of a laminated composite beam with delamination and inclusions. *European Physical Journal: Special Topics*, 222(7), 1649–1664.
- Manoach, E., Warminski, J., & Warminska, A. (2016). Large amplitude vibrations of heated Timoshenko beams with delamination. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 230(1), 88–101.
- Manral, A., Ahmad, F., & Sharma, B. (2019). Advances in curing methods of reinforced polymer composites. *Reinforced Polymer Composites: Processing, Characterization and Post Life Cycle Assessment*, 77–104.

- Martinez, O. A., Sankar, B. V., Haftka, R. T., Bapanapalli, S. K., & Blosser, M. L. (2007). Micromechanical analysis of composite corrugated-core sandwich panels for integral thermal protection systems. *AIAA Journal*, 45(9), 2323–2336.
- Mazumdar, S. (2001). *Composites Manufacturing Materials, Product, and Process Engineering* (1st Editio). CRC Press.
- Mohammadimehr, M., & Rostami, R. (2018). Bending and vibration analyses of a rotating sandwich cylindrical shell considering nanocomposite core and piezoelectric layers subjected to thermal and magnetic fields. *Applied Mathematics and Mechanics (English Edition)*, 39(2), 219–240.
- Mohsenizadeh, S., Alipour, R., Ahmad, Z., & Alias, A. (2016). Influence of auxetic foam in quasi-static axial crushing. *International Journal of Materials Research*, 107(10), 916–924.
- Mohsenizadeh, S., Alipour, R., Shokri Rad, M., Farokhi Nejad, A., & Ahmad, Z. (2015). Crashworthiness assessment of auxetic foam-filled tube under quasi-static axial loading. *Materials and Design*, 88, 258–268.
- Morgan, A. B., & Toubia, E. (2014). Cone calorimeter and room corner fire testing of balsa wood core/phenolic composite skin sandwich panels. *Journal of Fire Sciences*, 32(4), 328–345.
- Nagavally, R. R. (2016). Composite Materials - History, Types, Fabrication Techniques, Advantages, and Applications. *International Journal of Mechanical And Production Engineering*, 2, 25–30.
- Nayak, B., Dwivedy, S. K., & Murthy, K. S. R. K. (2011). Dynamic analysis of magnetorheological elastomer-based sandwich beam with conductive skins under various boundary conditions. *Journal of Sound and Vibration*, 330(9), 1837–1859.
- Nayak, B., Dwivedy, S. K., & Murthy, K. S. R. K. (2013). International Journal of Mechanical Sciences Dynamic stability of magnetorheological elastomer based adaptive sandwich beam with conductive skins using FEM and the harmonic balance method. *International Journal of Mechanical Sciences*, 77, 205–216.
- Noor, A. K., Burton, W. S., & Bert, C. W. (1996). Computational models for sandwich panels and shells. *Applied Mechanics Reviews*, 49(3), 155–199.
- Nordstrand, T. M., & Carlsson, L. A. (1997). Evaluation of transverse shear stiffness of structural core sandwich plates. *Composite Structures*, 37(2), 145–153.
- Ojha, R. K., & Dwivedy, S. K. (2019). Dynamic Analysis of Sandwich Plates with Isotropic

- Skins and Viscoelastic Core. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 19(03), 1950033.
- Papagiannopoulos, G. A., & Hatzigeorgiou, G. D. (2011). On the use of the half-power bandwidth method to estimate damping in building structures. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*, 31(7), 1075–1079.
- Park, K. J., Jung, K., & Kim, Y. W. (2016). Evaluation of homogenized effective properties for corrugated composite panels. *Composite Structures*, 140, 644–654.
- Pavan Kishore, M. L., Rajesh, C., & Komawar, R. (2019). Free vibrational characteristics determination of plates with various cutouts. *Vibroengineering Procedia*, 22, 63–67.
- Peng, H. F., Wang, C., & Wang, P. (2014). Effect of fiber orientation on vibration characteristic of composite laminated plates. *Applied Mechanics and Materials*, 670–671, 158–163.
- Peng, L. X., Yan, S. T., Mo, G. K., & Zhang, X. (2014). Free vibration analysis of corrugated-core sandwich plates using a meshfree Galerkin method based on the first-order shear deformation theory. *International Journal of Mechanical Sciences*, 78, 8–18.
- Pne, C., Kqope, O. A., Paneope, S. R. A. D. N., Pda, O. K. B., G, J. B. O. E., Cw, R. C., Rmpw, M. P., Gjkq, J., Lrcep, L. B., & Ctgacq, R. C. B. (2018). 2018 IEEE International Magnetism Conference (INTERMAG). 6425.
- Priyanka, P., Dixit, A., & Mali, H. S. (2017). High-Strength Hybrid Textile Composites with Carbon, Kevlar, and E-Glass Fibers for Impact-Resistant Structures. A Review. *Mechanics of Composite Materials*, 53(5), 685–704.
- Qin, H., & Yang, D. (2019). Vibration reduction design method of metamaterials with negative Poisson's ratio. *Journal of Materials Science*, 54(22), 14038–14054.
- Raghunath, G., Flatau, A. B., Wang, H., & Wu, R. (2016). Magnetoelastic auxetic-like behavior in Galfenol: Experimental data and simulations. *Physica Status Solidi (B) Basic Research*, 253(7), 1440–1448.
- Ranjbar, M., Boldrin, L., Scarpa, F., Neild, S., & Patsias, S. (2016). Vibroacoustic optimization of anti-tetrachiral and auxetic hexagonal sandwich panels with gradient geometry. *Smart Materials and Structures*, 25(5), 0.
- Reddy, J. (2006). Theory and Analysis of Elastic Plates and Shells. İçinde CRC Press. (C. 91).
- Rejab, M. R. M., & Cantwell, W. J. (2013). The mechanical behaviour of corrugated-core

- sandwich panels. *Composites Part B: Engineering*, 47, 267–277.
- Ren, X., Shen, J., Tran, P., Ngo, T. D., & Xie, Y. M. (2018). *Auxetic nail : Design and experimental study*. 184(July 2017), 288–298.
- Rezaeepazhand, J., & Jafari, M. (2005). Stress analysis of perforated composite plates. *Composite Structures*, 71(3–4), 463–468.
- Rostami, R., & Mohammadimehr, M. (2020). Vibration control of sandwich plate–reinforced nanocomposite face sheet and porous core integrated with sensor and actuator layers using perturbation method. *Journal of Vibration and Control*, February.
- Ruzzene, M. (2003). Vibration and sound radiation of sandwich beams with honeycomb truss core. *Journal of Sound and Vibration*, 277(4–5), 741–763.
- Ruzzene, M. (2004). Vibration and sound radiation of sandwich beams with honeycomb truss core. *Journal of Sound and Vibration*, 277(4–5), 741–763.
- S., Koussios, A. J. M., S. (2007). *Hollow Helix Healing: A Novel Approach Towards Damage Healing in Fibre Reinforced Materials*.
- Sakiyama, T., Huang, M., Matsuda, H., & Morita, C. (2003). Free vibration of orthotropic square plates with a square hole. *Journal of Sound and Vibration*, 259(1), 63–80.
- Sanchez-Valle, C., Lethbridge, Z. A. D., Sinogeikin, S. V., Williams, J. J., Walton, R. I., Evans, K. E., & Bass, J. D. (2008). Negative Poisson’s ratios in siliceous zeolite MFI-silicalite. *Journal of Chemical Physics*, 128(18).
- Scarpa, F., Ciffo, L. G., & Yates, J. R. (2004). Dynamic properties of high structural integrity auxetic open cell foam. *Smart Materials and Structures*, 13(1), 49–56.
- Scarpa, F., Giacomini, J., Zhang, Y., & Pastorino, P. (2005). Mechanical performance of auxetic polyurethane foam for antivibration glove applications. *Cellular Polymers*, 24(5), 253–268.
- Scarpa, F., & Tomlinson, G. (2000). Theoretical characteristics of the vibration of sandwich plates with in-plane negative Poisson’s ratio values. *Journal of Sound and Vibration*, 230(1), 45–67.
- Scarpa, F., Yates, J. R., Ciffo, L. G., & Patsias, S. (2002). Dynamic crushing of auxetic open-cell polyurethane foam. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 216(12), 1153–1156.
- Senirget, E. (2021, Mart 9). *F-35 savaş uçağının F-135 motor sorununun çözümü aylar sürebilir*: <https://www.defenceturk.net/f-35-savas-ucaginin-f-135-motor-sorununun-cozumu-aylar-surebilir.html> adresinden alınmıştır.

- Shaban, M., & Alibeigloo, A. (2017). Three-dimensional elasticity solution for sandwich panels with corrugated cores by using energy method. *Thin-Walled Structures*, 119(June), 404–411.
- Shaban, M., & Alibeigloo, A. (2020). Global bending analysis of corrugated sandwich panels with integrated piezoelectric layers. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 22(4), 1055–1073.
- Shang, L., Wu, Y., Fang, Y., & Li, Y. (2020). High temperature mechanical properties of a vented Ti-6Al-4V honeycomb sandwich panel. *Materials*, 13(13), 1–14.
- Sharma, A., Sankar, B. V., & Haftka, R. T. (2010). Homogenization of plates with microstructure and application to corrugated core sandwich panels. *Collection of Technical Papers - AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, April*.
- Sharma, S., & Kumar, V. (2022). A Comprehensive Review on Multi-objective Optimization Techniques: Past, Present and Future. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 29(7), 5605–5633.
- Shiyin, X., Xiuchang, H., & Hongxing, H. (2015). A study on the isolation performance of trichiral lattices with gradient geometry. *JVC/Journal of Vibration and Control*, 21(16), 3465–3475.
- Shokri Rad, M., Hatami, H., Alipouri, R., Farokhi Nejad, A., & Omidinasab, F. (2019). Determination of energy absorption in different cellular auxetic structures. *Mechanics and Industry*, 20(3), 15–20.
- Singh, B., & Nanda, B. K. (2012). Estimation of damping in layered welded structures with unequal thickness. *Shock and Vibration*, 19(6), 1463–1475.
- Sinha, L., Das, D., Nayak, A. N., & Sahu, S. K. (2021). Experimental and numerical study on free vibration characteristics of laminated composite plate with/without cut-out. *Composite Structures*, 256(May 2020), 113051.
- Smith, C. W., Lehman, F. L., Wootton, R. J., & Evans, K. E. (1999). Strain dependent densification during indentation in auxetic foams. *Cellular Polymers*, 18, 79–101.
- Spadoni, A., Ruzzene, M., & Scarpa, F. (2006). Dynamic response of chiral truss-core assemblies. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 17(11), 941–952.
- Steeves, C. A., & Fleck, N. A. (2004a). Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part I: Analytical models and minimum weight design. *International Journal of Mechanical Sciences*,

- 46(4), 561–583.
- Steeves, C. A., & Fleck, N. A. (2004b). Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part II: Experimental investigation and numerical modelling. *International Journal of Mechanical Sciences*, 46(4), 585–608.
- Strek, T., Jopek, H., & Nienartowicz, M. (2015). Dynamic response of sandwich panels with auxetic cores. *Physica Status Solidi (B) Basic Research*, 252(7), 1540–1550.
- Su, P., Han, B., Zhao, Z., Zhang, Q., & Lu, T. J. (2018). Three-point bending of honeycomb sandwich beams with facesheet perforations. *Acta Mechanica Sinica/Lixue Xuebao*, 34(4), 667–675.
- Szekrényes, A. (2014). Coupled flexural-longitudinal vibration of delaminated composite beams with local stability analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 333(20), 5141–5164.
- Szekrényes, A. (2015). A special case of parametrically excited systems: Free vibration of delaminated composite beams. *European Journal of Mechanics, A/Solids*, 49, 82–105.
- Tajalsir, A. H., Mustapha, K. B., & Ibn-Mohammed, T. (2022). Numerical and random forest modelling of the impact response of hierarchical auxetic structures. *Materials Today Communications*, 31(June), 103797.
- Tan, H. L., He, Z. C., Li, K. X., Li, E., Cheng, A. G., & Xu, B. (2019). In-plane crashworthiness of re-entrant hierarchical honeycombs with negative Poisson's ratio. *Composite Structures*, 229(September).
- Tan, J., Teng, T., Yaakob, M. Y., Sihombing, H., & Abdullah, A. (2017). *Akademia Baru Influence of facesheet thickness of rubber wood honeycomb composites on flexural properties Akademia Baru*. 1(1), 1–8.
- Taylor, M., Francesconi, L., Gerendás, M., Shanian, A., Carson, C., & Bertoldi, K. (2014). Low porosity metallic periodic structures with negative poisson's ratio. *Advanced Materials*, 26(15), 2365–2370.
- Tee, K. F., Spadoni, A., Scarpa, F. L., & Ruzzene, M. (2008). Vibroacoustics and wave propagation of novel chiral honeycombs. *Active and Passive Smart Structures and Integrated Systems*, 6928(May 2011), 69280J.
- Thurnherr, C., Pedergrana, T., Kress, G., & Ermanni, P. (2017). Non-classical vibration behavior of highly anisotropic corrugated laminates. *Composite Structures*, 168, 84–91.

- Timoshenko, S. P., & Goodier, J. N. (1970). *Theory of elasticity by Timoshenko and Goodier.pdf*.
- Tobin, G. R., Breidenbach, W. C., Ildstad, S. T., Marvin, M. M., Buell, J. F., & Ravindra, K. V. (2009). The History of Human Composite Tissue Allotransplantation. İçinde *Transplantation Proceedings* (C. 41, Sayı 2). Elsevier Inc.
- Toor, Z. S. (2018). Applications of Composite Materials. *ASTM Special Technical Publication*, 8(524), 65–70.
- Torabi, K., Afshari, H., & Aboutalebi, F. H. (2017). Vibration and flutter analyses of cantilever trapezoidal honeycomb sandwich plates. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, 109963621772874.
- Torabi, K., & Azadi, A. R. (2014). Vibration analysis for rectangular plate having a circular central hole with point support by Rayleigh-Ritz method. *Journal of Solid Mechanics*, 6(1), 28–42.
- Torabi, K., Shariati-Nia, M., & Heidari-Rarani, M. (2016). Experimental and theoretical investigation on transverse vibration of delaminated cross-ply composite beams. *International Journal of Mechanical Sciences*, 115–116, 1–11.
- Toradmal, K. P., Waghmare, P. M., & Sollapur, S. B. (2017). *Three Point Bending Analysis of Honeycomb Sandwich Panels : Experimental Approach Abstract : 3(5)*, 3–7.
- Turgut, T., Kayran, A., Alemdaroglu, N., & Ceylan, M. (2007). Vakum Torbalama Yöntemi ile Kompozit Malzemedan Yapı Üretimi Örnek Bir Havacılık Uygulaması. *Mühendis ve Makina*, 48(566), 14–21.
- Türker, T. (2005). *Çelik Çerçeve Sistemlerin Dinamik Karakteristiklerinin Deneyisel Modal Analiz Yöntemiyle Belirlenmesi*. Karadeniz Technical University.
- Vanden Bosche, K., Mosleh, Y., Depreitere, B., Vander Sloten, J., Verpoest, I., & Ivens, J. (2017). Anisotropic polyethersulfone foam for bicycle helmet liners to reduce rotational acceleration during oblique impact. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine*, 231(9), 851–861.
- Wagner, M., Chen, T., & Shea, K. (2017). Large shape transforming 4D auxetic structures. *3D Printing and Additive Manufacturing*, 4(3), 133–141.
- Wang, C. M. (2007). Relationships between vibration frequencies of higher-order plate theories and classical thin plate theory. *Analysis and Design of Plated Structures: Dynamics, Kirchhoff 1850*, 275–292.
- Wang, H. X., & Chung, S. W. (2011). Equivalent elastic constants of truss core sandwich

- plates. *Journal of Pressure Vessel Technology, Transactions of the ASME*, 133(4), 1–6.
- Wang, M., Li, Z., & Qiao, P. (2018). Vibration analysis of sandwich plates with carbon nanotube-reinforced. *Composite Structures*, 200(December 2017), 799–809.
- Wang, X. T., Wang, B., Li, X. W., & Ma, L. (2017). Mechanical properties of 3D re-entrant auxetic cellular structures. *International Journal of Mechanical Sciences*, 131–132(March), 396–407.
- Wang, Y., Zhao, W., Zhou, G., Gao, Q., & Wang, C. (2018). *Optimization of an auxetic jounce bumper based on Gaussian process metamodel and series hybrid GA-SQP algorithm*. 2515–2525.
- Wang, Z., Zulifqar, A., & Hu, H. (2016). Auxetic composites in aerospace engineering. *Advanced Composite Materials for Aerospace Engineering*, 213–240.
- Warminski, J., Latalski, J., & Szmit, Z. (2014). *Coupled flexural-torsional vibrations of a composite beam attached to a rotating hub*. July, 1883–1890.
- Whitney, J. M., & Sun, C. T. (1973). A higher order theory for extensional motion of laminated composites. *Journal of Sound and Vibration*, 30(1), 85–97.
- Wojciechowski, K. W. (1989). Two-dimensional isotropic system with a negative poisson ratio. *Physics Letters A*, 137(1–2), 60–64.
- Wu, X., Su, Y., & Shi, J. (2020). In-plane impact resistance enhancement with a graded cell-wall angle design for auxetic metamaterials. *Composite Structures*, 247(November 2019), 112451.
- Xue, K., Huang, W., & Li, Q. (2020). Three-dimensional vibration analysis of laminated composite rectangular plate with cutouts. *Materials*, 13(14).
- Yang, L., Harrysson, O., West, H., & Cormier, D. (2013). Modeling of uniaxial compression in a 3D periodic re-entrant lattice structure. *Journal of Materials Science*, 48(4), 1413–1422.
- Yang, L., Harrysson, O., West, H., & Cormier, D. (2015). Mechanical properties of 3D re-entrant honeycomb auxetic structures realized via additive manufacturing. *International Journal of Solids and Structures*, 69–70, 475–490.
- Young, D. (1950). Vibration of Rectangular Plates by the Ritz Method. *Journal of Applied Mechanics*, 17(4), 448–453.
- Yu, L., Yan, Q., & Ruzsinszky, A. (2017). Negative Poisson's ratio in 1T-type crystalline two-dimensional transition metal dichalcogenides. *Nature Communications*, 8(May),

1–8.

- Zahra, T., & Dhanasekar, M. (2017). Characterisation of cementitious polymer mortar – Auxetic foam composites. *Construction and Building Materials*, 147, 143–159. <http://dx.doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2017.04.151>
- Zhang, J., Yang, H., Li, X., & Ye, W. (2020). A method of reducing motor vibration: Natural frequency, damping ratio, and vibration analysis of CFRP motor frame. *Shock and Vibration*, 2020.
- Zhang, Q., Scarpa, F., Barton, D., Zhu, Y., Lang, Z. Q., Zhang, D., & Peng, H. X. (2022). Impact properties of uniaxially thermoformed auxetic foams. *International Journal of Impact Engineering*, 163(January), 104176.
- Zhang, X. C., Ding, H. M., An, L. Q., & Wang, X. L. (2015). Numerical investigation on dynamic crushing behavior of auxetic honeycombs with various cell-wall angles. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(2).
- Zhang, X. W., & Yang, D. Q. (2016). Numerical and Experimental Studies of a Light-Weight Auxetic Cellular Vibration Isolation Base. *Shock and Vibration*, 2016.
- Zhu, D., Huang, X., Hua, H., & Zheng, H. (2016). Vibration isolation characteristics of finite periodic tetra-chiral lattice coating filled with internal resonators. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 230(16), 2840–2850.
- Zhu, F., Lu, G., Ruan, D., & Wang, Z. (2010). Plastic deformation, failure and energy absorption of sandwich structures with metallic cellular cores. *International Journal of Protective Structures*, 1(4), 507–541.

ÖZGEÇMİŞ

Durukan Burak DİLEK, ilköğrenimini Fırat İlköğretim Okulu'nda bitirdikten sonra lise eğitimini 2003 yılında Malatya Lisesi'nde tamamladı. 2005 – 2006 öğretim yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne başladı. 2010 yılında bu bölümden mezun oldu. 2011 Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Tezli yüksek lisans programına başladı. 2013 senesinde “Kare Kesitli Tailor-Welded Tüplerin Enerji Sönümleme Özelliklerinin Optimizasyon Yöntemiyle Belirlenmesi” başlıklı Yüksek lisans tez savunmasının ardından aynı yıl Doktora eğitimine başladı. 2013 yılından itibaren Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde araştırma görevlisi olarak görev yapmaktadır. İyi derece İngilizce bilmektedir.

K. Öztürk, Majos A. B., Abdioglu M., Dilek D. B., Gedikli H. "Comparing of the Magnetic Force Parameters of Superconducting Maglev System Using Horizontal and Vertical PMG Geometry in Multi-Surface HTS-PMG Arrangement," JOURNAL OF SUPERCONDUCTIVITY AND NOVEL MAGNETISM, vol.34, no.12, pp.3151-3161, 2021.

K. Öztürk, Savaşkan B., Abdioglu M., Cansız A., Dilek D. B., Karacaahmet Z., "Experimental and Numerical Investigation of Levitation Force Parameters of Novel Multi-Surface Halbach HTSPMG Arrangement for Superconducting Maglev System," IEEE Transactions on Applied Superconductivity, vol.31, 2021