



**EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMİ İLE ÜRETİLMİŞ KAFES KİRİŞ YAPILI
METAMALZEMELERİN TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİNİN
SAYISAL VE DENEYSEL İNCELENMESİ**

Emre ERCAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

OCAK 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Emre ERCAN

13/01/2022

EKLEMELİ İMALAT YÖNTEMİ İLE ÜRETİLMİŞ KAFES KİRİŞ YAPILI
METAMALZEMELERİN TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİNİN SAYISAL VE
DENEYSEL İNCELENMESİ
(Yüksek Lisans Tezi)

Emre ERCAN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
Ocak 2022

ÖZET

Eklemeli İmalat Yöntemi (EİY), geleneksel metotlarla üretilemeyen ya da üretilmesi zor olan karmaşık şekillerin üretimine imkân vermesi, montajlanacak parça sayısını azaltarak tümleşik üretim kabiliyetine sahip olması, çoğu durumda alternatiflerine göre düşük maliyet sağlaması gibi avantajlar sebebiyle endüstrideki uygulamacı mühendisler ve akademideki bilim insanları tarafından tercih edilmektedir. Bu durumun sonucu olarak konu üzerine yapılan çalışmalar her geçen gün artmaktadır. Doğada bulunan malzemelere kıyasla daha üstün özelliklere sahip, hücre yapısının butik olarak tasarlanarak statik ve dinamik karakteristiklerinin ayarlanabilmesini mümkün kılan, karmaşık şekilli metamalzemelerin, çoğunlukla geleneksel yöntemlerle üretime elverişli olmaması metamalzeme üretiminde EİY'nin tercih edilmesinde önemli rol oynamaktadır. Bu çalışmada kafes giriş yapısından oluşan çeşitli hücre şekillerine sahip sandviç plaka formunda tasarlanmış metamalzemeler incelenerek yapıların titreşim karakteristikleri ve çeşitli yükleme koşulları altındaki davranışları belirlenmiştir. Bu kapsamda; MATLAB® ortamında farklı birim hücre geometrilerine sahip yapıların doğal frekanslarını hesaplamak amacıyla Euler–Bernoulli giriş teoremine dayalı bir çözüm aracı oluşturulmuştur. Ayrıca sonlu elemanlar yöntemini kullanan ticari bir yazılım (ANSYS®) kullanılarak bahsedilen doğal frekans değerleri doğrulanmış, çeşitli yükleme koşulları altında sandviç plakaların esneme miktarları karşılaştırılmıştır. Ortaya atılan sayısal yaklaşımın doğrulanması amacıyla 9 farklı birim hücre yapısına sahip sandviç plaka Stereolitografi (SLA) üretim yöntemi kullanılarak üretilmiştir. Üretilen plakalar üzerine çekiç ve üç nokta eğme testleri uygulanarak yapılara ait doğal frekans değerleri, mod şekilleri ve çeşitli yükleme şartları altındaki esneme miktarları deneysel olarak belirlenmiştir. Matematiksel modelin deneysel sonuçlarla uyumlu olduğu gözlenmiş, bu sebeple MATLAB® ortamında geliştirilen çözüm aracı kullanılarak, çeşitli birim hücre şekline sahip yapıların titreşim karakteristiklerinin herhangi bir ticari yazılıma ya da deneye ihtiyaç duyulmadan kısa sürede belirlenebileceği sonucuna ulaşılmıştır.

Bilim Kodu : 91420
Anahtar Kelimeler : Eklemeli imalat yöntemi, Metamalzemeler, Sandviç plaka, Üç nokta eğme testi, Matematiksel model, Sonlu eleman analizi
Sayfa Adedi : 91
Danışman : Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF VIBRATION
CHARACTERISTICS OF LATTICE METAMATERIALS MANUFACTURED WITH
ADDITIVE MANUFACTURING METHODS

(M. Sc. Thesis)

Emre ERCAN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

January 2022

ABSTRACT

The Additive Manufacturing (AM) technique is preferred by engineers and scientists owing to its advantages such as; allowing the production of complex shapes that cannot be manufactured or difficult to produce with traditional methods, having integrated production capability by reducing the number of parts to be assembled, and providing low cost in most cases. As a result of this situation, a number of studies on the topic has been increasing. Metamaterials which have superior properties compared to materials found in nature and allowing the tailoring of static and dynamic characteristics of the cell structures are not suitable for employing traditional manufacturing techniques, this situation plays an important role in the preference of AM technique in metamaterial production. In this study, vibration characteristics of the sandwich plate systems composed of lattice beam structures are investigated and their behavior under various loading conditions are determined. In this context, a solution tool based on Euler–Bernoulli beam theorem is developed to calculate the natural frequencies of structures with various unit-cell geometries in MATLAB® environment. Moreover, with the help of a commercial finite element solver (ANSYS®), mentioned natural frequency values are verified, and the deflections on the sandwich plate systems are compared under various loading conditions. Sandwich plate systems composed of 9 distinct unit cell structures are produced with the Stereolithography (SLA) to verify suggested solution methodology. Natural frequency values, mode shapes and amount of deflections on the structures under various loading conditions are determined experimentally by performing hammer and three-point bending tests on the plates. It is observed that results obtained from the mathematical model are in a good agreement with the experimental data. It has been concluded that the vibration characteristics of structures with various unit-cell geometries can be determined in a short time by utilizing the solution tool developed in the MATLAB® environment without the need of any commercial software or performing an experiment.

Science Code : 91420

Key Words : Additive manufacturing technique, Metamaterials, Sandwich plate systems, Three-point bending test, Mathematical model, Finite element analysis

Page Number : 91

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Tuncay KARAÇAY

TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanması sırasında akademik birikimlerini paylaşması, sorunlarıma her zaman yapıcı bir tavırla yaklaşması ve çözüm bulması, çalışmanın tüm aşamalarında destek olması, tez çalışması kapsamı dışında da ufuk açan bilgi paylaşımlarıyla beni yeni araştırmalar yapmaya yönlendirmesi sebepleriyle tez danışmanım Doç. Dr. Tuncay KARAÇAY'a, çalışma kapsamında her konuda tecrübesine başvurabilmem, çalışmanın planlanması kapsamında yol gösterici olması ve teknik konularda katkı sağlaması sebepleriyle tezin ikinci danışmanı olan Dr. Ferhat SAĞLAM'a, geniş bilgi birikimiyle çalışmaya değerli katkılar sağlaması, motivasyonumu yüksek tutacak yönde yardımcı olması ve tüm destekleri sebebiyle Dr. Gökay GÖKÇE'ye, çalışmanın ortaya çıkabilmesine imkan sunan Gazi Üniversitesi ve ASELSAN A.Ş.'ye, beni yetiştirip büyüten, desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, çalışmam esnasında sabır gösteren saygıdeğer aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	viii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....	3
3. SANDVIÇ YAPILI METAMALZEMENİN MODELLENMESİ.....	37
3.1. Sayısal Sonlu Eleman Çözüm Yöntemi.....	45
3.2. Sonlu Elaman Analizi	49
3.2.1. Üç nokta eğme nümerik benzetim	49
3.2.2. Modal nümerik benzetim	50
3.3. Deneysel Yaklaşım	51
3.3.1. Üç nokta eğme testi	51
3.3.2. Modal testler	53
4. BULGULAR VE TARTIŞMA	55
4.1. Numunelerin Mekanik Özelliklerinin Ölçülmesi ve Benzetimi	56
4.2. Numunelerin Titreşim Karakteristiğinin Deneysel Tespiti ve Benzetimi	63
4.3. Kafes Kiriş Yapılar Sayısal Sonlu Eleman Çözümü ve Nümerik Benzetim	67
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	91

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Birim hücrelerin isimlendirilmesi.....	38
Çizelge 3.2. Birim hücrelerin bağıl yoğunluk değerleri	40
Çizelge 3.3. Sandviç yapının boyutlarının sayısal değerleri.....	41
Çizelge 3.4. Rigid reçinenin kütleme sonrası mekanik özellikleri	42
Çizelge 3.5. İdeal kütleler ile ölçülen kütlelerin karşılaştırılması	45
Çizelge 4.1. Al plaka için eğme testi ve nümerik benzetim esneme değerleri	57
Çizelge 4.2. Numuneler için eğme testi ve nümerik benzetim esneme değerleri.....	60
Çizelge 4.3. Kestirilmiş Elastisite Modülü değerlerinde esneme değerleri	61
Çizelge 4.4. Modal test ve nümerik benzetim titreşim karakteristikleri	64
Çizelge 4.5. Nümerik benzetim ve sayısal sonlu eleman çözümü sonuçları	69

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. Yük altında negatif Poission oranına sahip yapının deformasyonu	3
Şekil 2.2. Pentamod metamalzeme örneği	4
Şekil 2.3. Kagome plaka yapısı ve kagome birim hücre	4
Şekil 2.4. Negatif katılığa sahip bal peteği geometrisi	4
Şekil 2.5. Octet-truss kafes kiriş malzeme yapısı	5
Şekil 2.6. Basma katılığı ve yoğunluk arasındaki ilişkiyi gösteren Ashby grafiği.....	6
Şekil 2.7. Çeşitli tiplerde nano boyuttaki kafes kiriş yapılar	7
Şekil 2.8. Bir mekanizma	7
Şekil 2.9. Bir yapı	8
Şekil 2.10. Nano boyutlarda farklı birim hücre geometrileri.....	9
Şekil 2.11. Delikli, kesik konik ve shellular hücrenin morfolojik yapısı	10
Şekil 2.12. Gyroid shellular geometri	10
Şekil 2.13. Chrial yapılar	11
Şekil 2.14. Resch tarafından ortaya konan origami bazlı yapı	12
Şekil 2.15. İki boyutlu krigami metamalzeme örneği.....	13
Şekil 2.16. Kafes kiriş yapısı temelli krigami.....	13
Şekil 2.17. Farklı hücresel yapıların kombinlendiği krigami yapılar	13
Şekil 2.18. Delikli desen yapıları metamalzeme örnekleri	14
Şekil 2.19. Tipik sandviç yapı	14
Şekil 2.20. Auxetic sandviç panel.....	15
Şekil 2.21. Sinüs ve trapezoidal sandviç panel	15
Şekil 2.22. Kafes kirişi, geleneksel ve girintili bal peteği içeren sandviç yapılar	16
Şekil 2.23. Hacim merkezli birim hücrelerden meydana gelen sandviç yapı	16
Şekil 2.24. Bal peteği, eşkenar dörtgen, kare ve çember karbonfiber sandviç yapılar ...	16
Şekil 2.25. Gyroid sandviç yapı.....	17

Şekil	Sayfa
Şekil 2.26. Kübik, sekiz yüzlü ve Isomax (kübik+sekizyüzlü) ve auxetic yapılar	17
Şekil 2.27. Dikdörtgen, üçgen, yamuk, arc-tanjant ve sinüs sandviç yapılar	18
Şekil 2.28. Piramit, tetrahedral, X-tipi, kagome birim hücreli sandviç yapılar	18
Şekil 2.29. Bal peteği, girintili, dikme, balpeteği1, balpeteği2 auxetic geometriler.....	18
Şekil 2.30. Yarıçapı değişken fonksiyonel şekillendirilmiş kafes kiriş yapıları.....	19
Şekil 2.31. Kafes kiriş yapılardan oluşmuş silindirik sandviç geometri.....	19
Şekil 2.32. Katlanmış çekirdek yapıyla oluşturulmuş sandviç yapı	20
Şekil 2.33. Mantis karidesin oluklu sinüzoidal sandviç yapı.....	20
Şekil 2.34. Nikel-titanyum ve Ti-6Al-4V malzemeli üretilen ve test edilen yapı	20
Şekil 2.35. SLS tekniğiyle üretilen ve test edilen altıgen prizma şeklindeki kiriş yapı..	21
Şekil 2.36. Üçgen, kare, altıgen prizma halinde üretilmiş ve test edilmiş geometriler ..	21
Şekil 2.37. Kafes kirişlerden elde edilmiş dört farklı geometri	22
Şekil 2.38. FDM yöntemiyle üretilmiş ve bası testi uygulanmış kafes kiriş yapı	22
Şekil 2.39. Kafes kirişlerden oluşturulmuş üç farklı yapı.....	23
Şekil 2.40. Che ve arkadaşları tarafından üretilip test edilen yapı.....	23
Şekil 2.41. Nikel içi boş çekirdek, birim hücre, kiriş elemanı ve kiriş duvarı.....	23
Şekil 2.42. Weegener ve arkadaşları tarafından test edilen kafes kiriş yapı geometri....	24
Şekil 2.43. Al-Saedi ve arkadaşları tarafından çalışılan kafes kiriş geometrileri	24
Şekil 2.44. Malialis ve arkadaşları tarafından bası testi uygulanmış kafes kiriş yapı	25
Şekil 2.45. Abueidda ve arkadaşları tarafından test edilen kabuk birim hücre yapılar ..	25
Şekil 2.46. Denzik ve arkadaşları tarafından üretilmiş hacim merkezli kafes yapı	25
Şekil 2.47. Wie ve arkadaşları tarafından kullanılan test düzeneği ve test numunesi	26
Şekil 2.48. Vrána ve arkadaşları tarafından yapılan bası ve çeki testleri	26
Şekil 2.49. Özen ve arkadaşları tarafından kullanılan test düzeneği ve test numunesi ..	27
Şekil 2.50. Kshad ve Naguib tarafından test edilen sandviç yapı.....	27
Şekil 2.51. Wei ve arkadaşları tarafından test edilen C/SiC kompozit piramit kafes.....	27

Şekil	Sayfa
Şekil 2.52. Lynch ve arkadaşları tarafından kullanılan çeki testi düzeneği.....	28
Şekil 2.53. Bası öncesinde ve bası anında kırılmadan önceki adımda kafes kiriş yapısı ..	28
Şekil 2.54. Kagome, hacim, yüzey, yüzey ve hacim merkezli yapı bası testi	29
Şekil 2.55. Al-Saedi ve arkadaşları ortaya konan geometrinin deformasyonu.....	29
Şekil 2.56. Fathers ve arkadaşları, sönümleme kapasitesi karşılaştırması.....	30
Şekil 2.57. Türk ve arkadaşları tarafından ortaya konan bir yapı ve analiz görseli.....	31
Şekil 2.58. Bası yükü altında kalınlık yönündeki gerilme dağılımı.....	31
Şekil 2.59. ANSYS yazılımındaki çeyrek model yapısı ve mesh kalitesi	32
Şekil 2.60. Çarpma simülasyonu için kurulan sonlu eleman modeli.....	32
Şekil 2.61. Meshlenmiş Miura-Origami geometrileri.....	33
Şekil 2.62. Yapı üzerindeki kirişlerdeki gerilme dağılımı.....	33
Şekil 2.63. Jiroid, elmas ve ilkel yapıdaki geometrilerin Von Mises gerilmeleri.....	33
Şekil 2.64. Kagome birim hücresi ve bası altında yapıya etkiyen kuvvetler	34
Şekil 2.65. Chiral kafes kiriş yapının homojenizasyonunda kullanılan birim hücre	35
Şekil 3.1. Birim hücre geometrik yapı ve boyut değişkenleri	37
Şekil 3.2. Birim hücre geometrileri (a) Birim Hücre 1-0, (b) Birim Hücre 1-1, (c) Birim Hücre 1-2, (d) Birim Hücre 2-0, (e) Birim Hücre 2-1, (f) Birim Hücre 2-2, (g) Birim Hücre 3-0, (h) Birim Hücre 3-1, (k) Birim Hücre 3-2..	39
Şekil 3.3. Birim hücrelerinin bağıl yoğunluk değerlerinin grafik gösterimi	40
Şekil 3.4. Sandviç yapının boyutları.....	41
Şekil 3.5. Parçaların üretim süreci.....	43
Şekil 3.6. Sandviç panel geometrileri (a) Sandviç Panel 1-0, (b) Sandviç Panel 1-1, (c) Sandviç Panel 1-2, (d) Sandviç Panel 2-0, (e) Sandviç Panel 2-1, (f) Sandviç Panel 2-2, (g) Sandviç Panel 3-0, (h) Sandviç Panel 3-1, (k) Sandviç Panel 3-2	43
Şekil 3.7. Sandviç panellerin kütleleri (a) Sandviç Panel 1-0, (b) Sandviç Panel 1-1, (c) Sandviç Panel 1-2, (d) Sandviç Panel 2-0, (e) Sandviç Panel 2-1, (f) Sandviç Panel 2-2, (g) Sandviç Panel 3-0, (h) Sandviç Panel 3-1, (k) Sandviç Panel 3-2	44
Şekil 3.8. Bir kirişin iki kenarındaki serbestlikleri.....	45

Şekil	Sayfa
Şekil 3.9. Kafes giriş yapıların kesişim noktalarının gösterimi.....	48
Şekil 3.10. Sayısal sonlu eleman çözüm yönteminde ele alınan geometri	49
Şekil 3.11. Sandviç panellerin analizinde tanımlanan, (a) yükleme bölgeleri, (b) destek bölgeleri	50
Şekil 3.12. (a) Destek bölgeleri ve numune arasındaki kontak bölgesi, (b) Yükleme topuzu ve numune arasındaki kontak bölgesi	50
Şekil 3.13. Üç nokta eğme testlerini yapıldığı Instron 5582 cihazı	51
Şekil 3.14. Test edilen bir numunenin deforme edilmeden önceki durumu	52
Şekil 3.15. Test edilen bir numunenin deforme edilmiş hali	52
Şekil 3.16. Modal test robotuna bağlanmış bir numune	53
Şekil 3.17. Modal test düzeneğinde üzerine ivmeölçerler yerleştirilmiş numune	54
Şekil 4.1. Alüminyum plaka için yük-esneme grafiği	57
Şekil 4.2. Numune 1-0, 1-1 ve 1-2 için yük-esneme grafiği	59
Şekil 4.3. Numune 2-0, 2-1 ve 2-2 için yük-esneme grafiği	59
Şekil 4.4. Numune 3-0, 3-1 ve 3-2 için yük-esneme grafiği	59
Şekil 4.5. Numune 1-2 için kırılma aşamasını içeren yük-esneme grafiği.....	62
Şekil 4.6. Eğme yükü altında kırılma sonrası sandviç panel 1-2'den alınan görsel	62
Şekil 4.7. Birinci burulma mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerleri.....	65
Şekil 4.8. Eğilme mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerleri	65
Şekil 4.9. Burulmanın ikinci mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerleri.....	67
Şekil 4.10. Birinci doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma	72
Şekil 4.11. İkinci doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma.....	72
Şekil 4.12. Üçüncü doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma.....	73
Şekil 4.13. Dördüncü doğal frekans için bağıl yoğunluklara göre karşılaştırma.....	74
Şekil 4.14. Beşinci doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma	75
Şekil 4.15. Altıncı doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma	76
Şekil 4.16. Eşit yük altındaki esneme için bağıl yoğunluklara göre karşılaştırma	76

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
μg	Mikrogram
a	Sandviç Yapı Uzunluğu
A	Yüzey Alanı
B	Hacimsel Modül
b	Sandviç Yapı Derinliği
cm^3	Santimetreküp
d	Kiriş Çapı
d_i	İç Çap
dk	Dakika
d_o	Dış Çap
E	Elastisite Modülü
F	Dış Kuvvet
G	Kayma Modülü
g	Gram
Hz	Hertz
I_x	X Eksen Etrafındaki Alan Atalet Momenti
I_y	Y Eksen Etrafındaki Alan Atalet Momenti
I_z	Z Eksen Etrafındaki Alan Atalet Momenti
J	Polar Atalet Momenti
K	Katılık
M	Kütle
mm	Milimetre
MPa	Megapaskal
N	Newton
R	Transformasyon Matrisi
t_g	Sandviç Yapı Göbek Kalınlığı
t_y	Sandviç Yapı Dış Yüzey Kalınlığı

Simgeler**x**

Yer Değiştirme

 ρ

Yoğunluk

 ρ^*

Bağıl Yoğunluk

 ϕ

Faz Farkı

 ω

Frekans

Kısaltmalar**Açıklamalar****ABS**

Akrilonitril Bütadien Stiren

ASTM

Amerikan Test ve Materyalleri Topluluğu

FDM

Fused Deposition Modelling

PLA

Polilaktik Asit

SLA

Stereolithography

SLM

Selective Laser Melting

TPU

Thermoplastic Polyurethane

UV

Ultraviyole

1. GİRİŞ

Metamalzemeler doğadaki malzemelerde bulunmayacak özelliklere sahip olacak şekilde tasarlanan yapay malzemelerdir. Metamalzemeler bize kendi ihtiyacımıza uygun şekilde birim hücre yapısı tasarlama imkânı sunar. Metamalzeme terimi Rodger M. Walser [1,2] tarafından 1999 yılında kompozit malzemelerle ilgili DARPA çalıştayında tanıtılmış ve “meta” ön eki bu tür kompozitlerin doğal malzemelerin özelliğini aştığını ifade etmek için seçilmiştir.

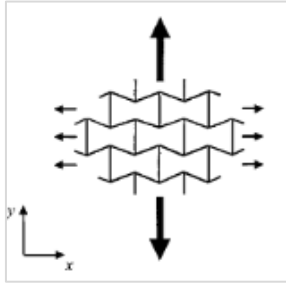
Etkin metamalzeme konsepti Bose [3] tarafından ortaya konan, insan yapımı bükülmüş bir yapının maruz kaldığı elektromanyetik dalganın polarizasyonuna dayanmaktadır. Sonrasına Pendry ve diğerleri tarafından metamalzemelerin sağladığı tasarım özgürlüğünden faydalanılarak egzotik lens tasarımı ve nesnelerin elektromanyetik alandan gizlenmesini konu alan çalışma yapılmıştır [4]. Metamalzemeler hakkında ilk deneysel çalışmalar optik alanında yapılmıştır. Pendry [5] geleneksel bir merceğin ötesinde negatif kırılma indisi yani ışığı cam lens gibi yaygın pozitif indisli malzemelerden farklı olarak kıran veya bükten metamalzemedan oluşan bir levhanın, iki boyutlu görüntünün tüm Fourier bileşenlerine odaklama gücüne sahip olduğunu göstermiştir. Kısa süre sonra çalışmalar optik ve mekanik alanda ilerlemiştir. Wegener, mekanik şok enerjisinin bir kısmının bükülerek veya kırılarak üzerine çekmesi için metamalzeme birim hücrelerinin kullanılabileceğini söylemiştir [6]. Metamalzemelerin sunduğu avantajlar termal alanda da kullanılmaya başlanmıştır. Narayana ve Sato tarafından, ısı iletiminde kullanılmak üzere katmanlı yapay bir malzeme tasarlanmış ve üretilmiştir. Isı akışının korunma, konsantre edilme ve ters çevrilme potansiyeli deneysel olarak gösterilmiştir [7]. Başka bir çalışmada Schittny ve arkadaşları [8] tarafından metal bir plakada ısı akışını şekillendiren mikro yapılanmış bir metamalzeme tasarlanmış, üretilmiş ve karakterizasyonu incelenmiştir ve bu şekilde bir perde olmaksızın bir nesnenin ısınmadan korunması sağlanmıştır.

Mekanik metamalzemeler başlangıçta akustik ortamda dalga yayılımını kontrol etmek için tasarlanmıştır. Kuzyk ve diğerleri tarafından DNA origami yönteminin görünür dalga boylarında özel bir optik tepki ile plazmonik yani dış elektromanyetik alanla aynı frekansta ancak çok daha kısa dalga boylu yüzey plazmonları üretme teknolojisi malzeme üretmek için nasıl kullanılabileceği gösterilmiştir [9]. Brûlé ve diğerleri tarafından titreşim sondası

ile üretilen sismik dalga testinde metamalzeme varlığında enerji dağılımının modifikasyonu gösterilmiştir [10].

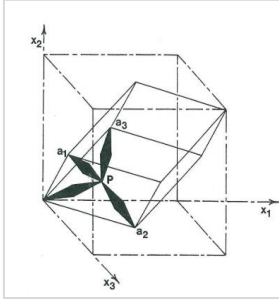
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Mekanik metamalzemeler farklı mekanik özelliklere sahip olmaları bakımından sınıflandırılabilirler. Bu sınıflandırma Yu ve diğerleri tarafından negatif Poisson oranı, kaybolan kayma modülü, negatif katılık, negatif sıkıştırılabilirlik, tekil doğrusal olmayan malzeme ve topolojik metamalzemeler olacak şekilde yapılmıştır [11]. Lakers tarafından 1987 yılında negatif Poisson oranına sahip köpük yapılar ele alınmış ve bu köpük malzemelerin boyuna çekildiğinde yanal olarak genişlediğini söylenmiştir [12]. Negatif Poisson oranına sahip malzemeler Auxetic olarak isimlendirilirler. Bu terim Yunanca “artma eğiliminde olan” anlamına gelen auxetikos kelimesinden türetilmiştir. Evans ve diğerleri tarafından moleküler, mikro yapı, kilit tuğlası, bal peteği, köpük, mikroporus, kompozit ve seramik yapılardaki negatif Poisson oranları derlenmiştir [13]. Negatif Poisson oranına sahip bir yapı Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Çeşitli geometrilerin auxetic davranışını incelemek üzere Grima ve diğerleri tarafından birçok çalışma yapılmıştır [14-26].



Şekil 2.1. Yük altında negatif Poisson oranına sahip yapının deformasyonu [13]

Kaybolan kayma modülüne sahip üç boyutlu metamalzemeler ideal akışkan olarak tanımlanabilir ve kayma modülünün (G) hacimsel modülle (B) karşılaştırıldığında sıfır olarak kabul edilebileceği metamalzemelerdir ($G \ll B$). Kaybolan kayma modülüne sahip metamalzemeler pentamod metamalzemeler ve kagome kafes kiriş yapıları metamalzemeler olarak iki alt gruba ayrılabilirler. Milton ve diğerleri [27] tarafından pentamodun bir noktada dört eklem kesişmesi olarak gösterilmiştir. Bu yapının Şekil 2.2’deki gibi birer uçlarının birim hücrenin köşelerinde bulunup diğer uçlarının da bir P noktasında kesiştiği üç kafes kiriş vektörünün diğer uçlarının da bir ucu orijinden geçen bir vektörle kesiştiği dört eklemden oluştuğu söylenmiştir.



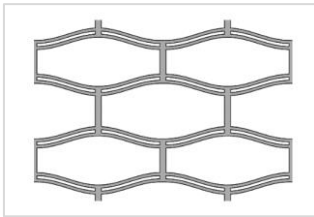
Şekil 2.2. Pentamod metamalzeme örneği [27]

Kagome kafes kiriş yapıları ise auxetic metamalzeme geometrisi içinde dönen üçgenler olarak tanımlanabilir. Wicks ve diğerleri tarafından ideal kagome yapısı Şekil 2.3'teki gibi tanımlanmış ve kagome yapıların mekanik özellikleri hakkındaki düzinelerce çalışmanın öncüsü olmuştur [28].



Şekil 2.3. Kagome plaka yapısı ve kagome birim hücre [28]

Negatif katılığa sahip metamalzemeler yüksek ön katılığa sahip ve tekrar kazanılabilir enerji soğurma kabiliyetine sahip geometrilerdir. Örnek olarak Şekil 2.4'te sunulan negatif katılığa sahip bal peteği geometrisi gösterilebilir[29].



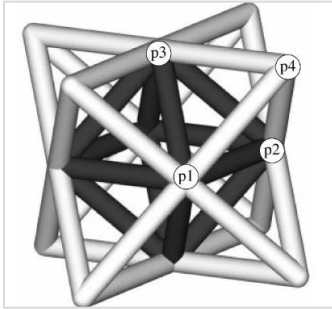
Şekil 2.4. Negatif katılığa sahip bal peteği geometrisi [29]

Sıkıştırılabilirlik, hacimsel modülün tersi ve bir katı veya akışkanın basınç değişimine karşı hacim değişiminin bir ölçüsüdür [30]. Sıkıştırılabilirlik genelde pozitif işaretlidir fakat, birkaç doğal malzemede negatiftir. Negatif sıkıştırılabilirliğe sahip malzemeler hidrostatik basınç altında basınçlandırıldığında genişleyen veya çekildiğinde daralan malzemelerdir [31,32].

Tekil doğrusal olmayan malzemeler ile ilgili çalışmalar atomlarını zayıf yapılarla tutan amorf yapıya sahip malzemeler kullanılarak yapılmıştır. [33,34]

Topolojik metamalzemeler elektronik topolojik izolatörlerden esinlenerek son on yılda gündemde olan bir çalışma alanıdır. Topoloji, matematiğin değişmeyen sürekli deformasyon altında geometrik objelerin özelliklerinin çalışıldığı bir alt dalıdır. Konuyla ilgili çalışmalar Xin ve diğerleri tarafından derlenmiştir [35].

Bu kısımda literatürde geçen mekanik metamalzemelerin tipik tasarımları ele alınacaktır. Ashby ve diğerleri tarafından ultra hafif ve ultra katı metamalzeme elde etmek amacıyla “octet-truss” geometrisi kullanılmıştır [36]. Octet-truss yapılar yüzey merkezli kübikten oluşturulmuş bir kafes kiriş yapısıdır. Şekil 2.5’te sunulan düzgün sekizyüzlünün köşegenlerinden oluşan koyu renkli kafes yapı octet-truss yapıdadır. Zheng ve diğerleri tarafından da ultra hafif ve ultra katı mekanik metamalzemeler derlendiğinde octet-truss yapıya yer verilmiştir [37].



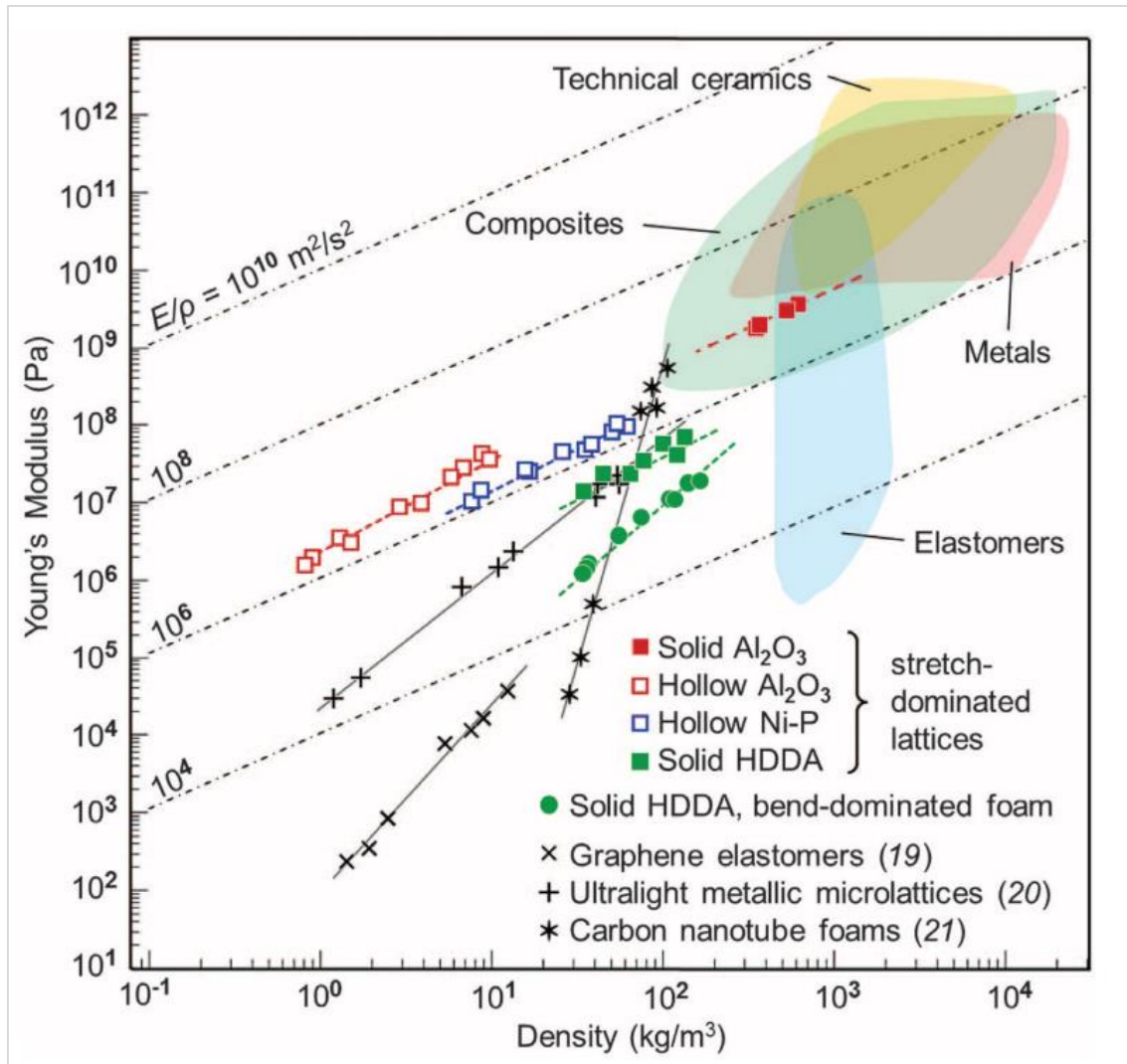
Şekil 2.5. Octet-truss kafes kiriş malzeme yapısı [36]

Octet-truss yapının yük taşıma kapasitesinin ortaya konması Alexander Graham Bell’in insan taşıyan uçurtmalar yapmak için tetrahedral hücreler ile ilgilenmesine bağlanabilir [38]. Bu yapıların dayanımının bağıl yoğunluk ile lineer ilişkide olduğu Evans ve diğerleri tarafından ortaya konmuştur [39]. Şekil 2.6’daki Ashby grafiğinden görüleceği gibi geleneksel hafif malzemeler ve ultra hafif yapısal malzemeler arasında karşılaştırma yapıldığında neredeyse doğrusal olan bir E- ρ ilişkisi karşımıza çıkmaktadır. Bu tür yapılar hücre duvarlarının esneme ile deforme edilmesi bakımından stretch-dominated lattice olarak da isimlendirilirler.

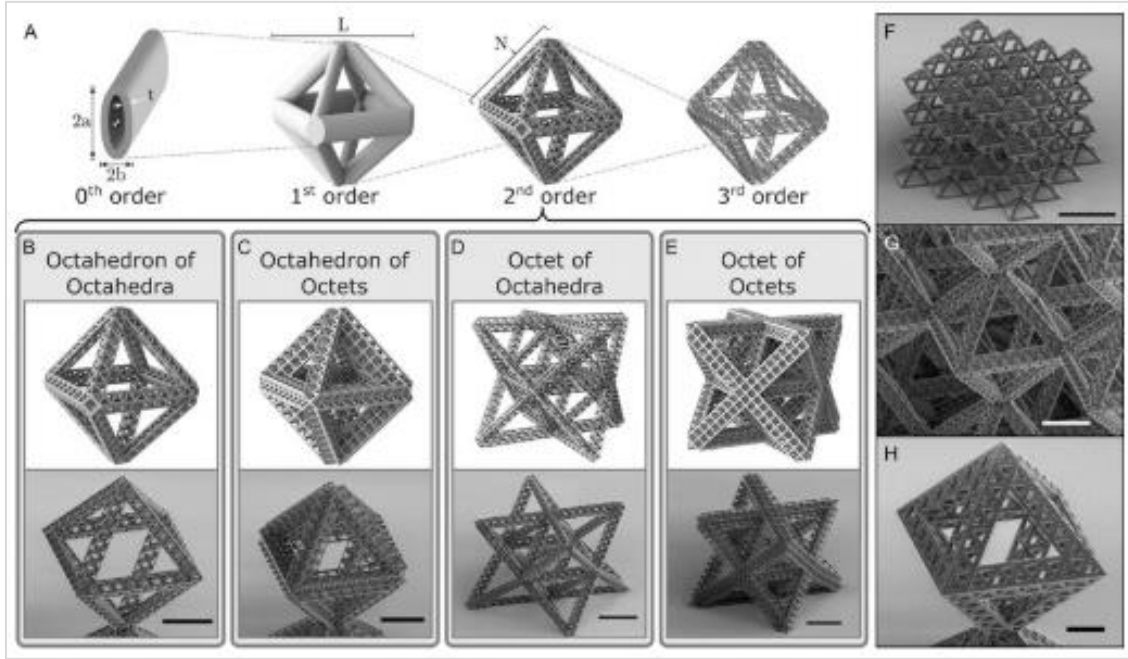
İlerleyen zaman diliminde polimerler kullanılarak çok daha dayanıklı iki veya üç boyutlu hiyerarşik metamalzemeler tasarlanmıştır. Meza ve arkadaşları tarafından Şekil 2.7’de görüleceği üzere doğadaki deniz kabuğu ve kemik gibi fraktal yapılardan esinlenerek nano boyut mertebesinde octet yapılar, farklı hiyerarşik şekillerde sıralanarak çeşitli geometriler ortaya konmuştur [40].

Deshpande ve diğerleri tarafından bend-dominated tetrakaidecahedral yapıli elastik kiriş ağı oluşturulmuştur [41]. Bahsi geçen stretch- dominated ve bend-dominated yapıların tanımı Maxwell’in stabilite eşitliğinden, Eş. 2.1’de gösterildiği gibi yararlanarak yapılabilir.

$$M=b-2j+3=0 \quad (2.1)$$

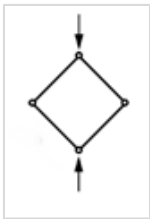


Şekil 2.6. Basma katılığı ve yoğunluk arasındaki ilişkiyi gösteren Ashby grafiği [37]



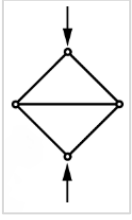
Şekil 2.7. Çeşitli tiplerde nano boyuttaki kafes kiriş yapılar [40]

Eşitlik 2.1’de b kiriş sayısını, j ise sürtünmesiz eklem sayısını ifade etmektedir. Eğer $M < 0$ ise Şekil 2.8’de görüleceği üzere yapı bir mekanizmadır ve bir veya daha fazla serbestlik derecesine sahiptir. Bu nedenle yapı mukavemete ve katılığa sahip değildir. Eğer eklemler kilitlenirse yapıya yük uygulandığı zaman yapı bükülmeye başlar ve yapı bend-dominated hale gelmiş olur.



Şekil 2.8. Bir mekanizma [42]

Eğer Şekil 2.9’daki gibi M değeri sıfıra eşit olursa yapı artık mekanizma olmaktan çıkar ve yapıya yük uygulandığında kirişler bası veya çeki yükü taşımaya başlar ve yapı stretch-dominated hale gelmiş olur [42].



Şekil 2.9. Bir yapı [42]

Efektif katılık matrisi çeşitli birim hücreler için grafiksel olarak sunulmuştur [43]. Şekil 2.10'da gösterildiği gibi kesişen çubuk birim hücrenin, basit kübik birim hücrenin, yüz merkezli kübik birim hücrenin, elmas kübik hücrenin, sekizli birim hücrenin ve yüz merkezli ve hacim merkezli kombinli birim hücrenin güçlü ve zayıf yönleri ortaya konmuştur.

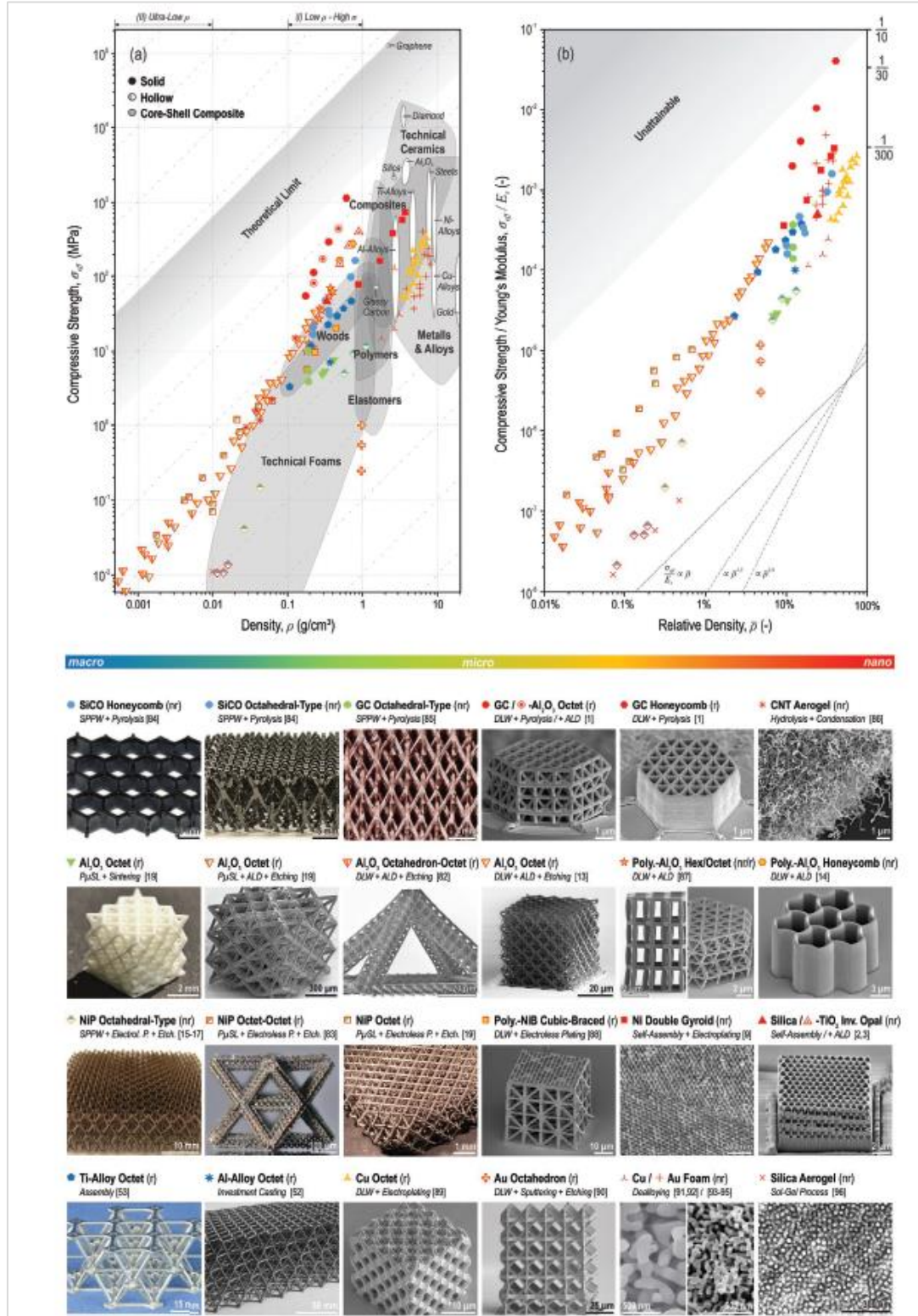
Eklemeli imalat ve topoloji optimizasyondaki son gelişmeler kontrollü anizotropi ile periyodik kafes kirişlerinin tasarlanmasını mümkün kılmaktadır. Xu ve diğerleri [44] tarafından izotropik elastisite ve kübik simetrik geometriler olmak üzere iki yeni kafes kirişi sistemi tanımlanmıştır.

Xu ve arkadaşları tarafından yüz ve hacim merkezli birim hücrenin ve elmas birim hücrenin kompleks elmas kübik yapılarında içte kalan kesişen çubuk çapları R_i , dışta kalan kübiklerin çapları R_o olarak tanımlanarak değişen R_i/o oranlarına göre Young modülündeki değişim üç boyutlu yüzey grafiği olarak sunulmuştur [44].

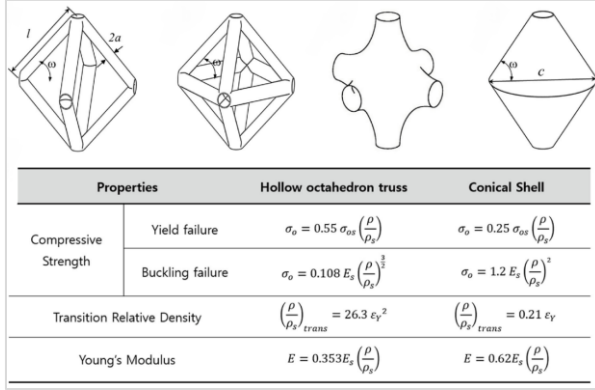
Mecklenburg ve diğerleri tarafından Aerographite olarak adlandırılan, yoğunluğu $200 \mu\text{g}/\text{cm}^3$ 'ten az olan ultra hafif geometri tanıtılmıştır. Çalışmada Aerographite'in makroskopik fotoğrafına, üç boyutlu bağlı grafitik Aerographite yapısının elektron mikroskopunda farklı büyütme oranlarındaki görünümüne, hiyerarşik yapıların farklı oryantasyonlardaki görünümüne ve Aerographit'in farklı varyantlarına yer verilmiştir [45].

Kang'ın grubu [46] tarafından ultradüşük yoğunluğa sahip, shell ve cellular kelimelerinin kombinasyonuyla shellular olarak isimlendirilmiş sürekli kabuk yapılardan oluşan metamatizeme ortaya konmuştur. İsminden de anlaşılacağı üzere shellular yapı, sürekli kabuk yapılardan oluşmaktadır. İnce kabuklar sayesinde dış yükler eş düzlemlili gerilmelere sebep olmaktadır. Shellular daha basit bir yapıda olan, çatlaklara ve yapısal kusurlardan daha az etkilenen bir başka stretch- dominated özellikteki yapıdır.

Şekil 2.11’de delikli oktahedron çubuklar, kesik konik çubuk ve shellular hücrenin morfolojik yapısı gösterilmektedir. Ayrıca bası mukavemeti ile Young modüllerinin bağıl yoğunluğuna bağlı olarak analitik çözümler sunulmuştur [46].

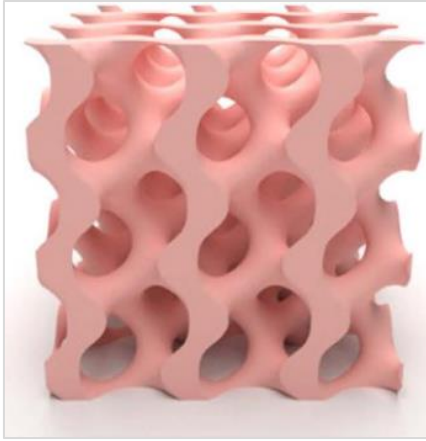


Şekil 2.10. Nano boyutlarda farklı birim hücre geometrileri [43]



Şekil 2.11. Delikli, kesik konik ve shellular hücrenin morfolojik yapısı [46]

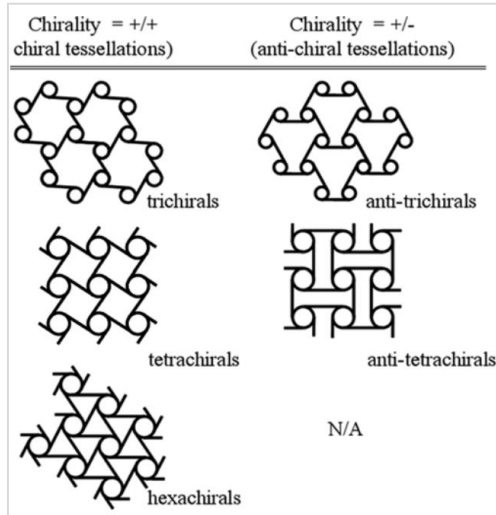
Shellular hücrelerin bir diğer tipi Şekil 2.12’de gösterilen gyroid yüzeyli yapılardır [47].



Şekil 2.12. Gyroid shellular geometri [47]

Mekanik metamatizemelerin bir diğer sınıfı da chiral, anti-chiral ve hierarchical metamatizemelerdir. Bir yapı ayna simetrisi ile kendisinin üst üste konmasıyla ayırt edilebilir durumda ise chiral olarak isimlendirilir [48]. Bu tip mekanik metamatizeme ilk olarak Wojciechowski [49] tarafından önerilmiş, ardından Prall and Lakes tarafından altıgen balpeteği yapıya uygulanmıştır [50]. Chiral yapıların birim hücresi düğüm adı verilen merkezdeki bir çemberden ve altı adet tanjant kirişten ve altıncı dereceden dönel simetriye sahiptir. Grima tarafından bu yapı hexachiral olarak sınıflandırılmıştır [48]. Chiral bloklar chiral ve anti-chiral sistemler olarak iki gruba ayrılabilir. Düğümler birbirlerine kirişler aracılığıyla zıt taraflarından bağlanıyorsa chiral, aynı taraftan bağlanıyorsa anti-chiral olarak isimlendirilirler. Her bir düğümden çıkan kiriş sayısına göre yapılar trichiral ve tetrachiral gibi isimler alabilirler [51, 52]. Şekil 2.12’de farklı tiplerdeki

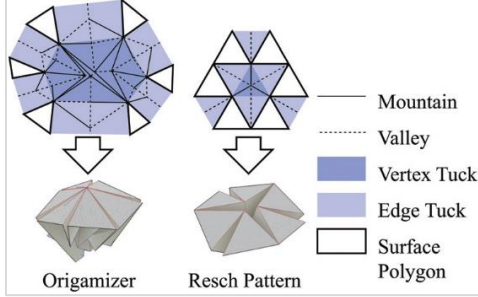
chiral yapıların gösterimine yer verilmiştir. Biyolojik sistemlerden etkilenecek ortaya konulan bir diğer sınıf olan hierarchical metamalzemelerin kullanımı spesifik katılık, tokluk, mukavemet, flambaj mukavemeti, negatif veya kompleks Poisson oranı özellikleri sebebiyle artış göstermektedir [53].



Şekil 2.13. Chiral yapılar [48]

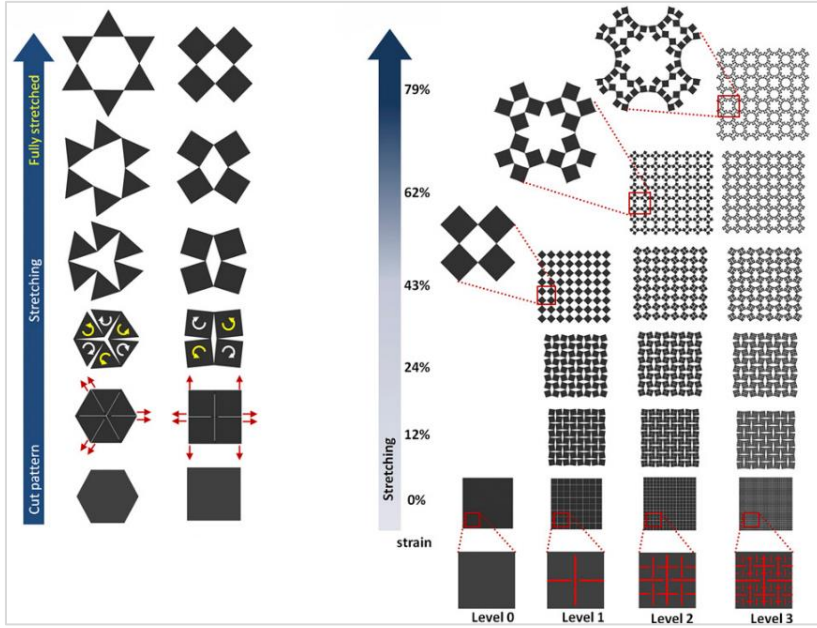
Bir diğer mekanik metamalzeme tipi origamiden esinlenmiş metamalzemelerdir. Origami terimi Japonca ‘katlanmış’ manasına gelen “ori” ve kâğıt manasına gelen “kami” kelimelerinin bir araya gelmesiyle oluşmuştur [54]. Günümüzde dekoratif alanların dışında ultra hafif ve ayarlanabilir mekanik özellikte mekanik metamalzeme elde etmek amacıyla origami kullanılmaktadır [54-61]. Miura-ori, periyodik olmayan Ron Resch ve kare büküm olmak üzere üç adet klasik origami örüntüsü mevcuttur. İlk olarak Miura-ori mozaik katlama örüntüsünün mekanik metamalzeme sınıfında incelenmesi önerilmiştir [62]. Matematiksel olarak Miura-ori yapısının geometrisi, dört adet sırtta sahip olan konveks dağ ve konkav vadiden oluşan bir balıksırtı örüntüsüdür [59]. Miura-ori yapısının mekanik metamalzeme olarak ele alınmasının asıl amacı negatif poisson oranının incelenmesidir [63, 64]. Silverberg ve diğerleri tarafından yapılan sonraki çalışmalarda Miura yapısındaki mekanik metamalzemelerde ayarlanabilir katılığın mekanik olarak uygulanabilir olduğu keşfedilmiştir [61]. İkinci olarak periyodik olmayan Ron Resch yapısı mekanik metamalzemeler alanındaki çalışmalarda yer almaya başlamıştır [59,65,66]. Resch tarafından yıldız şeklinde katlanmış kıvrımlar eklenerek bir seri origami mozaik yapı önerilmiştir [66]. Bu Resch tipi yapılar yıldız mozaiği olarak da isimlendirilebilirler. Ron

Resch yapılarının eksenel bası kuvveti altında çarpıcı yük taşıma kapasitesine sahip olduğu gösterilmiştir [59].

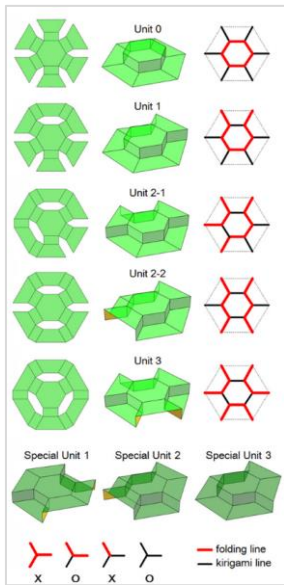


Şekil 2.14. Resch tarafından ortaya konan origami bazlı yapı [65]

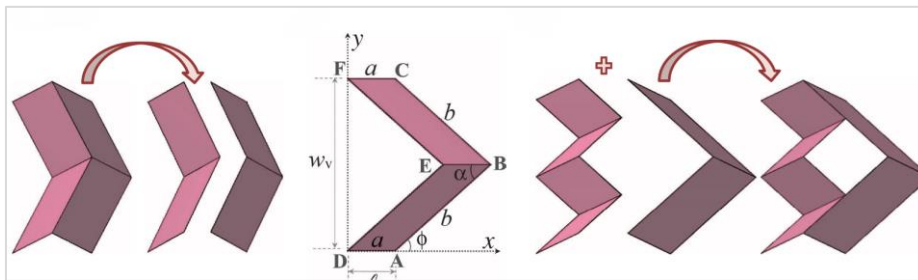
Bir diğer origami bazlı yapı kare büküm örgüsüdür. Kare büküm örgüsü elde etmek için yüzey bükme ve buruşturma işleminin ikisi birden yapılmalıdır. Silverberg ve diğerleri tarafından buruşmanın, plastik deformasyon içermesi sebebiyle bükmeden ayrıştırıldığı ifade edilmiştir [67]. Bahsedilmesi gereken bir diğer metamatizeme tipi de “krigami” sanatından esinlenerek ortaya konan metamatizemelerdir. Krigami kâğıt kesme sanatıdır. Krigami metamatizemelerinin geliştirilmesi için üç tip yol izlenmiştir [11]. Bunlar Şekil 2.15’te sunulan iki boyutlu metamatizemeler [68-71], Şekil 2.16’da sunulan kafes kiriş yapısı temelli krigami [72-74], ve son olarak Şekil 2.17’de sunulan farklı hücresel yapıların kombinlendiği yapılardır [75,76]. Krigami tabanlı metamatizemeler deformasyondan daha çok birim hücrelerin rotasyonu ile açılma meydana geldiğinden birleşme noktaları hariç neredeyse gerinmesiz bir yapı elde edildiğinden genişleyen platformlarda kullanımı dikkate alınmaktadır. Yine krigami tabanlı metamatizemeler flambaja uğramaksızın yük altında kullanılabilir.



Şekil 2.15. İki boyutlu kirigami metamatlze örneği [68]



Şekil 2.16. Kafes kiriş yapısı temelli kirigami [74]



Şekil 2.17. Farklı hüresel yapıların kombinlendiği kirigami yapılar [75]

Bir diğerk mekanik metamatlreme tipi, deformasyon altında ayarlanabilir katılık elde etmek amacıyla kullanılan delikli desenli yapılarıdır. Deliklerin şekilleri düzgün çember, eliptik veya düzensiz şekilde olabilir [77]. Şekil 2.18’de farklı tiplerde delikli desen yapıları metamatlreme örnekleri sunulmuştur.



Şekil 2.18. Delikli desen yapıları metamatlreme örnekleri [77]

Sandviç yapıları metamatlremeler

Sandviç yapıları çok katmanlı kompozit yapıların altkütmesi olarak tanımlanabilir, yükleme koşulları altında optimize geometriler elde etmek amacıyla kullanılırlar. Tipik bir sandviç yapı dış yüzeyler ve bu yüzeyler arasında yerleşen çekirdek yapıdan oluşmaktadır [78]. Şekil 2.19’da tipik bir kompozit sandviç yapı gösterilmektedir [79].

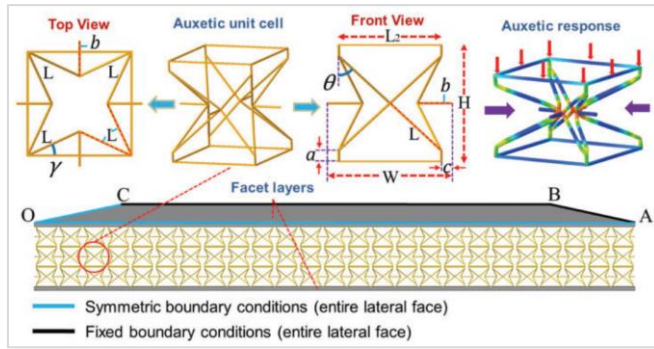


Şekil 2.19. Tipik sandviç yapı [78]

Çekirdek yapısı Şekil 2.19’da olduğu gibi tetrahedral kafes kiriş yapısında olacağı gibi birçok alternatif geometride olabilir. Dış yüzeyler katı ve mukavim yapı elde etmek için kullanılmakta olup kalınlıkları çekirdek yapının kalınlığına göre daha azdır, yüzeylerin kalınlıkları birkaç milimetreyi geçmezken çekirdek yapının kalınlığı 50 milimetrenin üzerinde olabilir. Minimum ağırlık ve yüksek katılık uygulamalarında istenen gereksinimleri karşılamak için çoğu uygulamada sıklıkla sandviç yapıları kullanılmaktadır. Çekirdek yapının içi önceki bölümde anlatılan farklı metamatlremeler ile doldurulabilir.

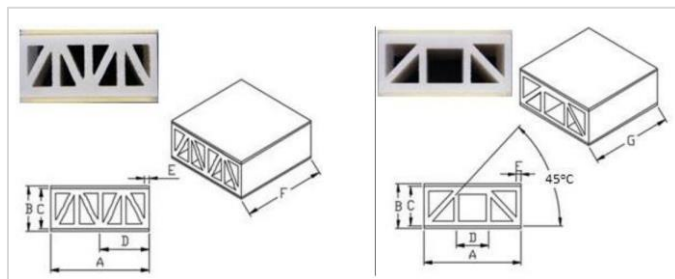
Dış yüzeylerin arasına çekirdek yapının eklenmesiyle atalet momenti kütlede az bir miktar artma ile artırılabilir. Özellikle eğmeye maruz kalan parçalarda sandviç yapılar kullanılmaktadır.

Imbalzano ve diğerleri tarafından [80] Şekil 2.20’de gösterildiği gibi metalik yüzeyler arasında çarpma dayanımı sağlamak üzere auxetic kafes kirişler kullanılarak sandviç paneller tanımlanmıştır.



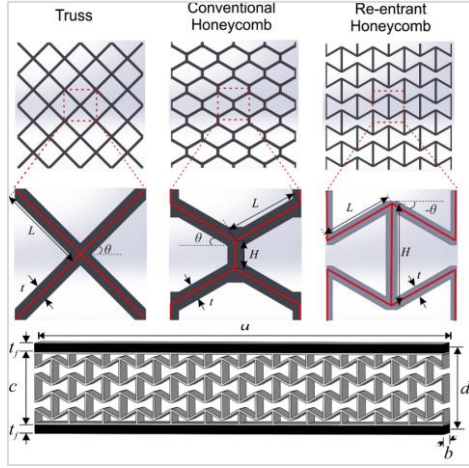
Şekil 2.20. Auxetic sandviç panel [80]

Dikshit ve diğerleri tarafından [81] bası mukavemetinin incelenmesi adına Şekil 2.21’de gösterildiği gibi sinus ve trapezoidal iki yeni sandviç çekirdek yapısı ortaya konmuştur. Bu iki şekil bası altında maksimum yük taşıması amacıyla ortaya konmuştur.



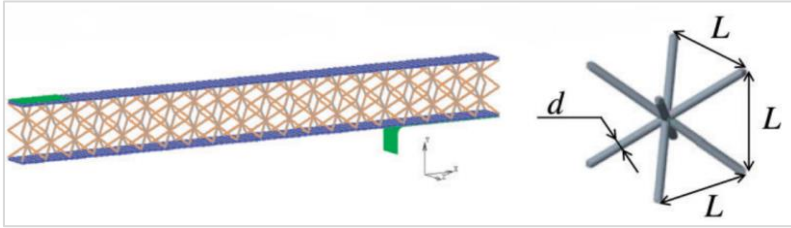
Şekil 2.21. Sinüs ve trapezoidal sandviç panel [81]

Li ve diğerleri tarafından [82] Şekil 2.22’de gösterildiği gibi kafes kirişi, geleneksel bal peteği ve girintili bal peteği yapılar sandviç yapılara uyarlanmış, çeşitli mekanik özellikleri karşılaştırılmıştır.



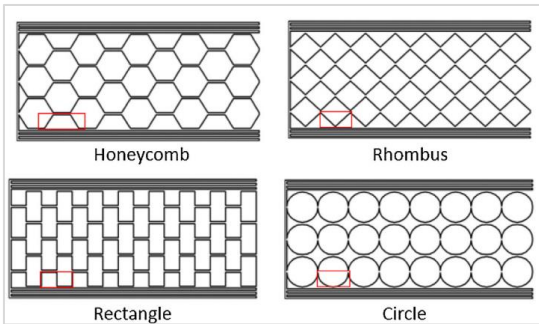
Şekil 2.22. Kafes kirişi, geleneksel ve girintili bal peteği içeren sandviç yapılar [82]

Omachi ve diğerleri tarafından [83] kopma mekanizmasını incelemek adına Şekil 2.23'te gösterildiği gibi plakalar arasına hacim merkezli birim hücre yerleştirilerek sandviç yapı ele alınmıştır.



Şekil 2.23. Hacim merkezli birim hücrelerden meydana gelen sandviç yapı [83]

Sugiyama ve diğerleri tarafından [84] Şekil 2.24'te gösterildiği gibi bal peteği, eşkenar dörtgen, karesel ve çembersel dolgu yapılar kullanılarak karbonfiber filament kullanılarak sandviç yapılar elde edilmiş ve bu yapıların mekanik özellikleri incelenmiştir.



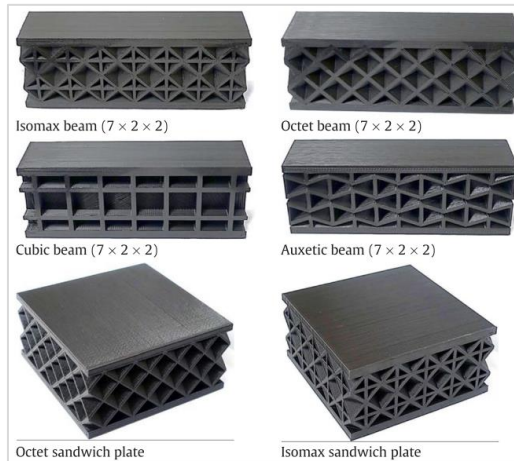
Şekil 2.24. Bal peteği, eşkenar dörtgen, kare ve çember karbonfiber sandviç yapılar [84]

Simsek ve diğerkleri tarafından [85] Şekil 2.25'te gösterildiğı gibi gyroid sandviç yapıların dinamik performansı parametrik olarak incelenmiştir.



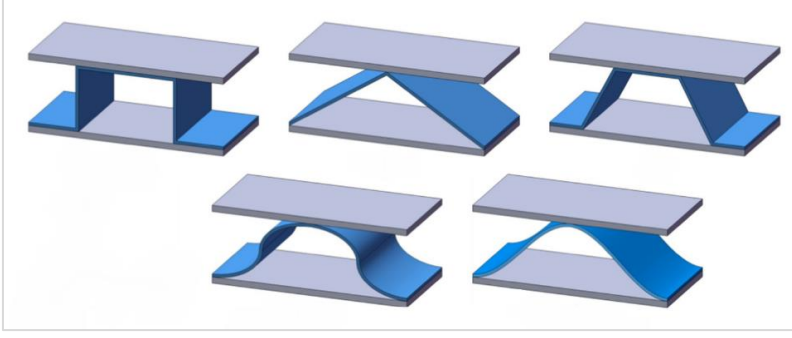
Şekil 2.25. Gyroid sandviç yapı [85]

Yazdani ve diğerkleri tarafından [86] enerji sönümlleme kapasitesini incelemek için Şekil 2.26'da gösterildiğı gibi kübik, sekiz yüzlü ve Isomax (kübik+sekizyüzlü) ve auxetic yapılar elde edilmiştir.



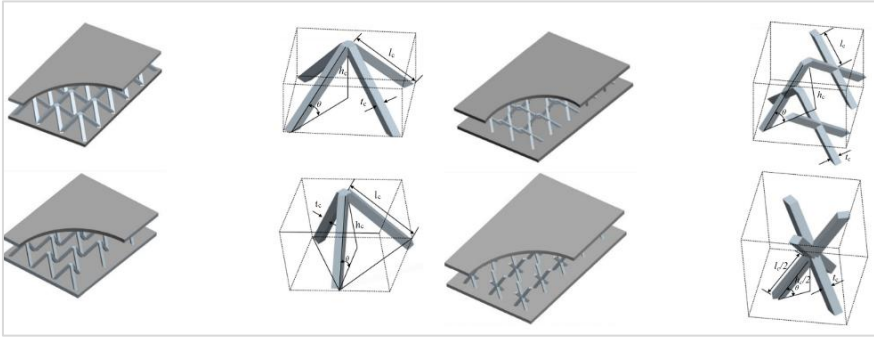
Şekil 2.26. Kübik, sekiz yüzlü ve Isomax (kübik+sekizyüzlü) ve auxetic yapılar [86]

Wadee ve arkadaşları tarafından [87] enerji sönümlleme ve yapısal izolasyon performanslarının incelenmesi için farklı yapılarda sandviç auxetic geometriler ortaya konmuştur. Zhang ve arkadaşları tarafından [88] Şekil 2.27'de gösterildiğı gibi bası ve enerji sönümlleme performansını incelemek adına çeşitli sinüzoidal yapılar ortaya konmuştur.



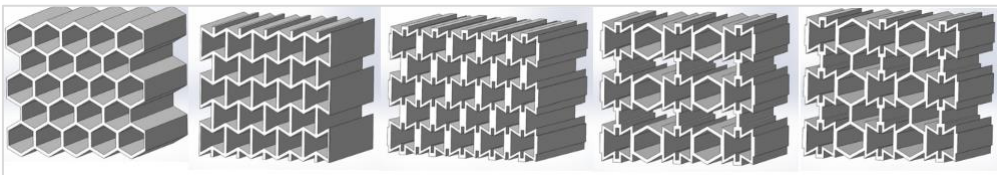
Şekil 2.27. Dikdörtgen, üçgen, yamuk, arc-tanjant ve sinüs sandviç yapılar [88]

Yuan ve diğerleri tarafından [89] termal yükler altında hasar durumunu ortaya çıkarmak ve optimal tasarımı elde etmek amacıyla Şekil 2.28’de gösterildiği gibi çeşitli kiriş yapılarındaki sandviç geometriler ortaya konmuştur.



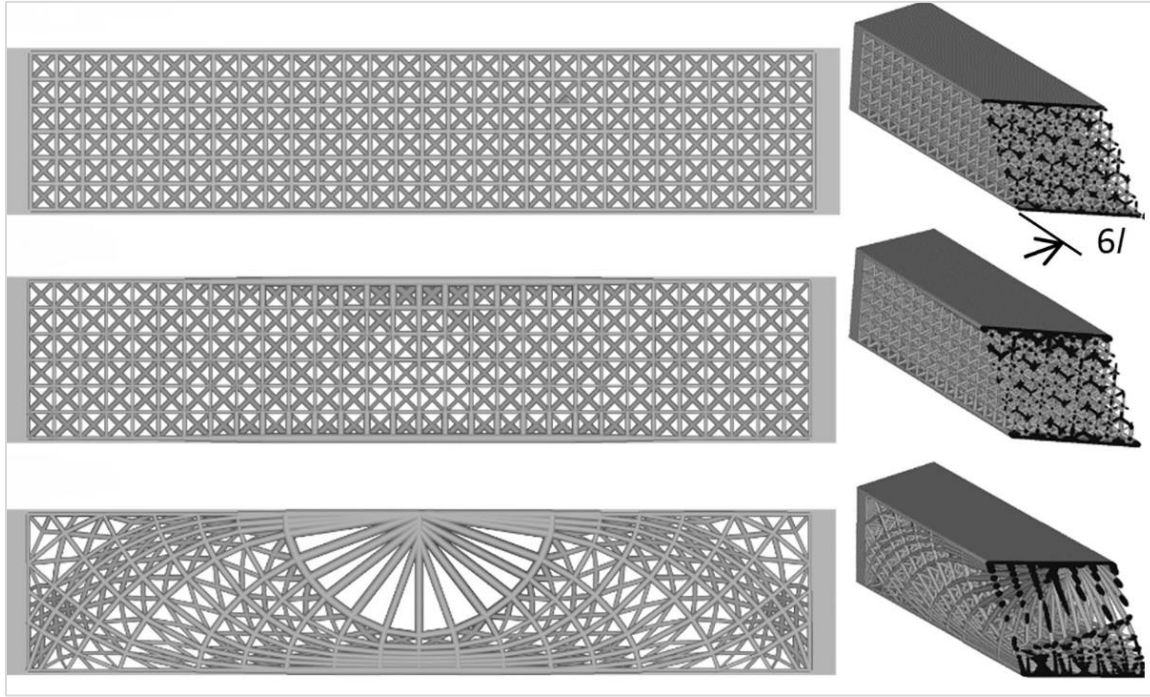
Şekil 2.28. Piramit, tetrahedral, X-tipi, kagome birim hücreli sandviç yapılar [89]

Ingrole ve arkadaşları tarafından [90] Şekil 2.29’de gösterildiği gibi balpeteği ve auxetic yapılar kombinlenerek deformasyon ve kırılma modları incelenmiştir.



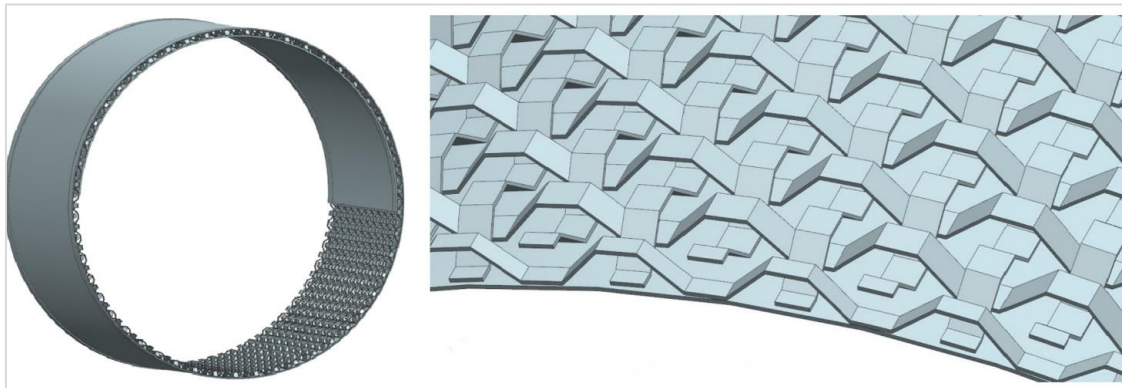
Şekil 2.29. Bal peteği, girintili, dikme, balpeteği1, balpeteği2 auxetic geometriler [90]

Daynes ve diğerleri tarafından [91] Şekil 2.30’da gösterildiği gibi düzenli, yarıçap parametresi değişken olan ve şekil, konum, yarıçap parametreleri değişken olan fonksiyonel olarak şekillendirilmiş kafes kiriş yapıları ortaya konmuştur.



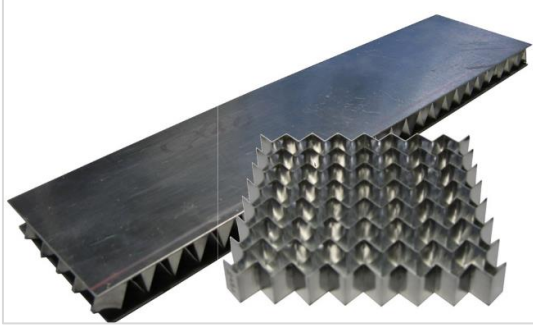
Şekil 2.30. Yarıçapı değişken fonksiyonel şekillendirilmiş kafes kiriş yapıları [91]

Wicks ve diğerleri tarafından [28] kagome sandviç plakaların davranışı incelenmiştir. Li ve diğerleri tarafından [92] Şekil 2.31’de gösterildiği gibi kafes kiriş yapıda silindir sandviç yapılar elde edilmiş ve mekanik özellikleri test edilmiştir.



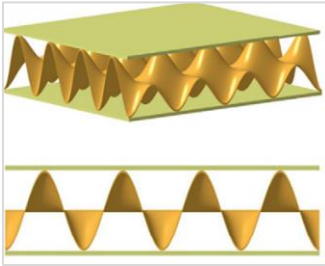
Şekil 2.31. Kafes kiriş yapılardan oluşmuş silindirik sandviç geometri [92]

Fischer ve diğerleri tarafından [93] Şekil 2.32’de gösterildiği gibi zigzag şeklinde katlanmış sandviç yapı elde edilmiş ve mekanik özellikleri incelenmiştir.



Şekil 2.32. Katlanmış çekirdek yapıyla oluşturulmuş sandviç yapı [93]

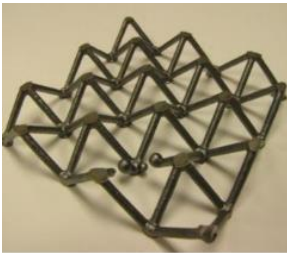
Yang ve diğerleri tarafından [94] Şekil 2.33'te gösterildiği gibi mantis karidesinin ön bacak eklemine tomografik görüntüsündeki geometrik şekilden esinlenilerek oluklu sinüzoidal sandviç yapı ortaya konmuş ve darbeye karşı dayanımı incelenmiştir.



Şekil 2.33. Mantis karidesin oluklu sinüzoidal sandviç yapı [94]

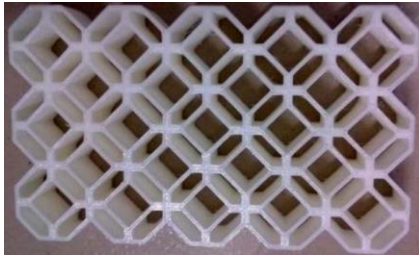
Mekanik metamateryaller ve sandviç yapılar üzerine yapılan deneysel çalışmalar

Wilmoth tarafından [95] nikel-titanyum ve Ti-6Al-4V malzemeleri kullanılarak kafes kiriş blok yapılarının bası ve çeki testleri yapılmıştır. Bu çalışmada Şekil 2.34'te gösterilen bütün kafes kiriş yapının birim hücresi ayrı olarak elde edilmiş ve test aparatı tasarlanarak çeki testi yapılmıştır. Çalışmada iki malzemeyle üretilen örneklerin bası ve çeki testleri sonuçları ortaya konup birbirleriyle karşılaştırılmıştır.



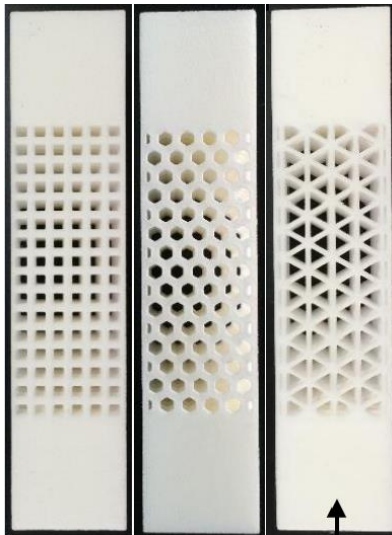
Şekil 2.34. Nikel-titanyum ve Ti-6Al-4V malzemeli üretilen ve test edilen yapı [95]

Du ve arkadaşları [96] tarafından farklı altıgen prizma şeklindeki kiriş yapıların kesmeye karşı dayanım performansını iyileştirmek üzere yapılar ortaya konmuştur ve bu yapıların SLS ve tel kesim tekniğiyle üretimleri yapılmış ve performansları kesme testi ile deneysel olarak incelenmiştir. Sonuç olarak kesmeye karşı dayanım performansını iyileştirmek için elde edilen geometrilerin geleneksel altıgen prizma şekline göre daha üstün performans sergilediği ortaya konmuştur. Şekil 2.35'te çalışmada üretilen geometri görseli sunulmuştur.



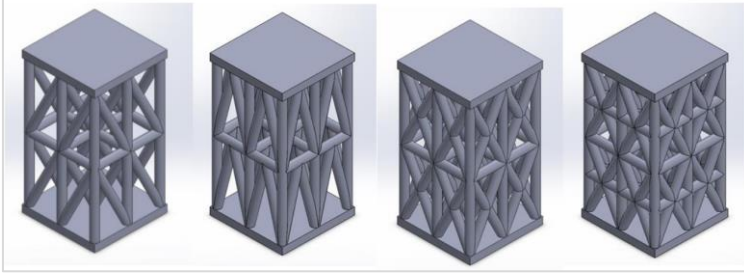
Şekil 2.35. SLS tekniğiyle üretilen ve test edilen altıgen prizma şeklindeki kiriş yapı [96]

Sun ve arkadaşları tarafından [97] SLS yöntemiyle üretilmiş üçgen, kare ve altıgen prizma halinde üretilmiş yapıların çekme testleri yapılmış ve sonuçlar ortaya konmuştur. Çalışmada üretilen geometriler Şekil 2.36'da gösterilmektedir.



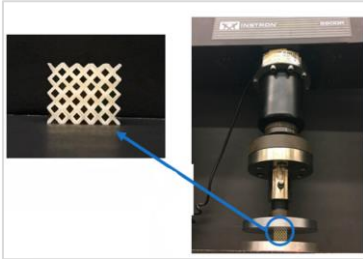
Şekil 2.36. Üçgen, kare, altıgen prizma halinde üretilmiş ve test edilmiş geometriler [97]

Vannutelli tarafından [98] dört farklı kafes kiriş yapısı ortaya konmuş, SLS yöntemiyle üretimleri yapılmış ve mekanik özellikleri bası testi yapılarak incelenmiştir. Çalışmada ortaya konan geometriler Şekil 2.37’de gösterilmektedir.



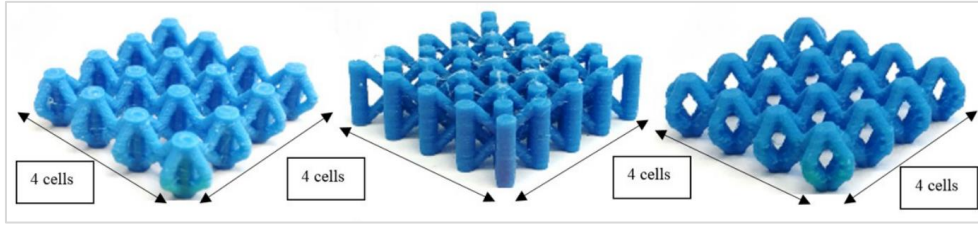
Şekil 2.37. Kafes kirişlerden elde edilmiş dört farklı geometri [98]

Alwattar ve diğerleri tarafından [99] farklı kiriş çaplarında hacim merkezli kübik kafes kiriş yapının FDM üretim yöntemiyle ABS malzemesi kullanılarak üretimi ve bası testi yapılmıştır. Çalışmada ortaya konan geometriler ve test kurulumu Şekil 2.38’de gösterilmektedir.



Şekil 2.38. FDM yöntemiyle üretilmiş ve bası testi uygulanmış kafes kiriş yapı [99]

Azzouz ve diğerleri tarafından [100] Şekil 2.39’da gösterildiği gibi üç farklı geometride kafes kiriş yapı FDM üretim yöntemi ile PLA malzeme kullanılarak üretilmiştir. Kafes kiriş yapıya yanlamasına bası testi uygulanmıştır. Numuneler dikey plakalar üzerine yapıştırılarak kesme testi uygulanmıştır. Ayrıca eğilme davranışını gözlemlemek için kafes kiriş yapının alt ve üst kısmına doğal elyaf kompozit yapıştırılarak sandviç haline getirilen yapıya üç nokta eğme testi uygulanmıştır. Yapılan testlerin sonuçları ortaya konmuş ve değerlendirilmiştir.



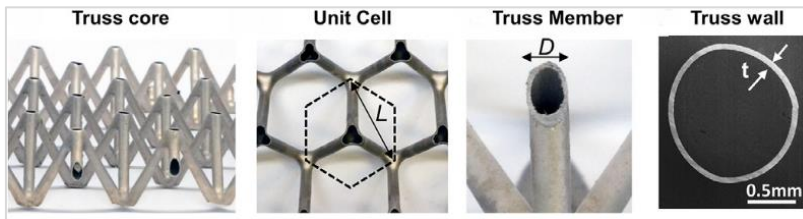
Şekil 2.39. Kafes kirişlerden oluşturulmuş üç farklı yapı [100]

Wen ve diğerleri tarafından [101] karbon fiber katkılı plastiklerden üretilmiş yapıya, çekiçle uyarma yöntemiyle modal test uygulanmıştır. Che ve diğerleri tarafından [102] üç boyutlu yazıcı tekniğiyle üretilmiş Şekil 2.40'ta gösterilen metamalzeme yapılara, efektif gerinim bulunması amacıyla Şekil 2.40'ta gösterildiği gibi bası testi uygulanmış ve sonuçlar sonlu eleman analizi yöntemiyle elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.



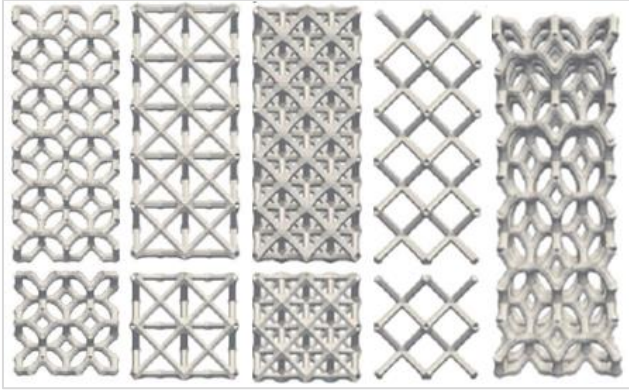
Şekil 2.40. Che ve arkadaşları tarafından üretilip test edilen yapı [102]

Clough ve arkadaşları tarafından [103] sandviç yapıda nikel malzemeden üretilmiş Şekil 2.41'de gösterildiği gibi içi boş çubuk elemanlardan oluşturulmuş bir yapı ortaya konmuş, yapı üzerine kesme ve bası testi uygulanmış ve sonuçlar ortaya konmuştur.



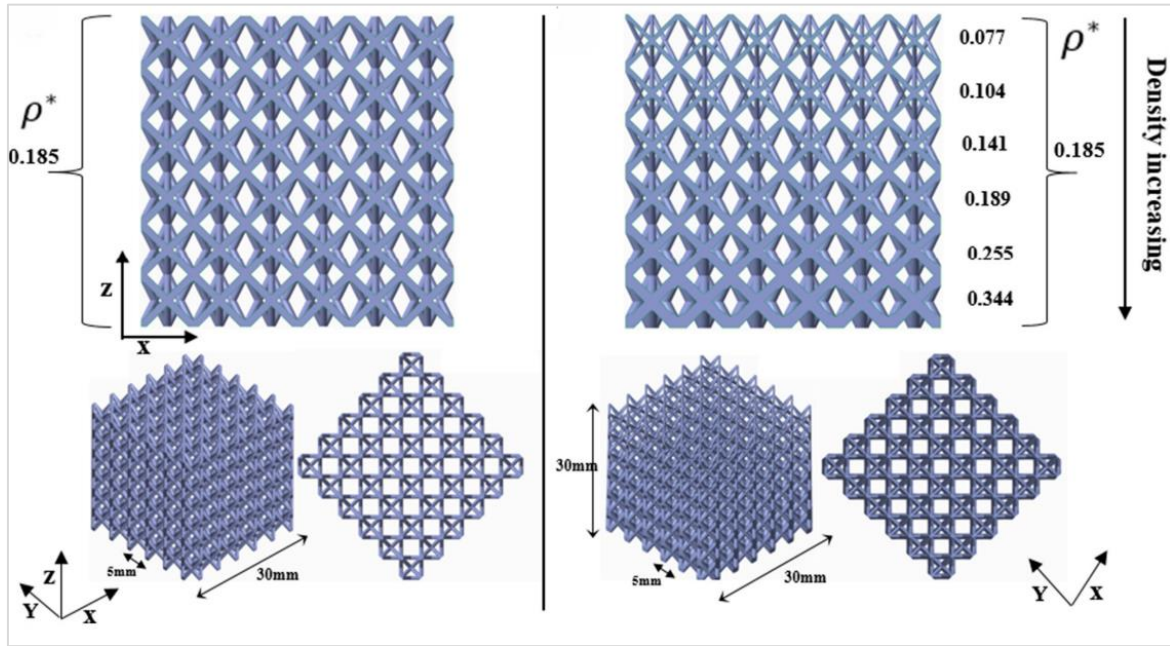
Şekil 2.41. Nikel içi boş çekirdek, birim hücre, kiriş elemanı ve kiriş duvarı [103]

Weeger ve arkadaşları tarafından [104] Şekil 2.42'de gösterildiği gibi farklı kafes kiriş yapıları elde edilmiş, yapılara bası ve çeki testleri uygulanmış ve sonuçlar ortaya konmuştur.



Şekil 2.42. Weegener ve arkadaşları tarafından test edilen kafes kiriş yapı geometri [104]

Al-Saedi ve diğerleri tarafından [105] Şekil 2.43'te gösterildiği gibi SLM yöntemiyle üretilmiş kompleks iç yapıya sahip metalik kafes kiriş yapılar ortaya konmuştur. Elde edilen kafes kiriş yapılar, tek eksenli bası deney düzeneği kullanılarak yük altındaki deformasyonlarının ortaya konması için test edilmiştir.



Şekil 2.43. Al-Saedi ve arkadaşları tarafından çalışılan kafes kiriş geometrileri [105]

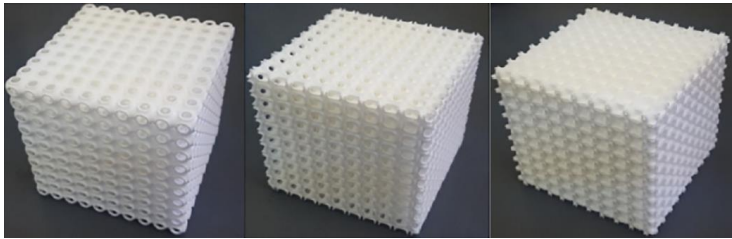
Fathers ve arkadaşları tarafından [106] krigamiden esinlenmiş katlanmış çekirdek yapıya sahip sandviç yapı elde edilmiştir. Yapının enerji sönümleme kapasitesi incelenmiş ve geometriye bası testi uygulanmıştır.

Maliaris ve arkadaşları tarafından [107] Şekil 2.44'te görüleceği gibi rastgele kafes kiriş yapılardan oluşturulmuş yapının bası altındaki davranışı deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada üretim metal malzeme kullanılmıştır.



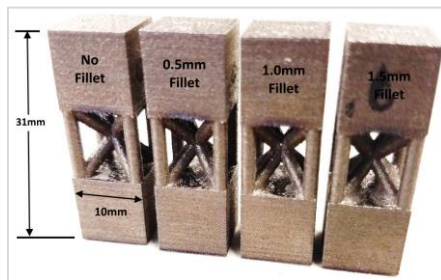
Şekil 2.44. Maliaris ve arkadaşları tarafından bası testi uygulanmış kafes kiriş yapı [107]

Abueidda ve arkadaşları tarafından [108] Şekil 2.45'te gösterildiği gibi üç farklı tipte periyodik yapıdaki kabuk, birim hücrelerden elde edilmiştir. Yapıların mekanik özelliklerini incelemek adına tek eksenli bası testleri yapılmıştır.



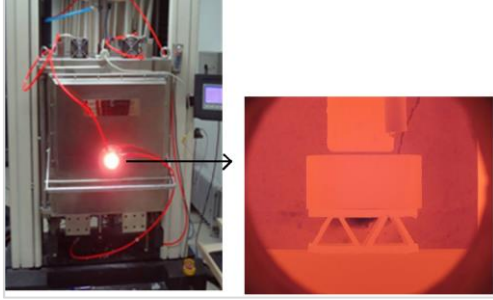
Şekil 2.45. Abueidda ve arkadaşları tarafından test edilen kabuk birim hücre yapılar [108]

Denzik ve arkadaşları tarafından [109] Şekil 2.46'da gösterildiği gibi yüzey merkezli ve hacim merkezli kafes kiriş yapılardan oluşmuş geometriler elde edilip yapılara bası ve çeki testi uygulanmıştır.



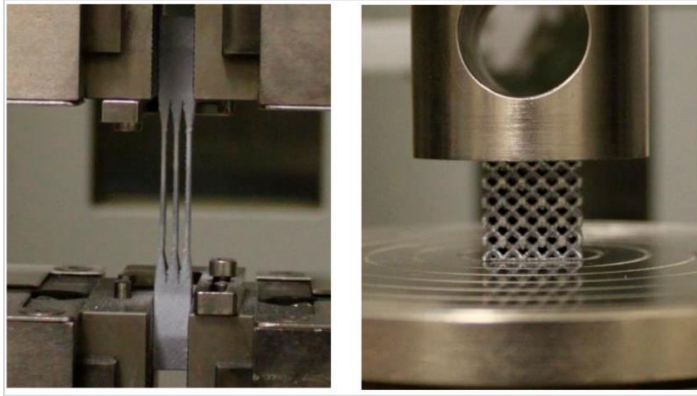
Şekil 2.46. Denzik ve arkadaşları tarafından üretilmiş hacim merkezli kafes yapı [109]

Wei ve arkadaşları tarafından [110] yüksek sıcaklıklarda ZrO_2 seramik oluklu çekirdek geometriden oluşmuş sandviç panelin mekanik özellikleri deneysel olarak incelenmiştir. Numunelere farklı sıcaklıklarda üç nokta eğme testi yapılmış ve sonuçlar ortaya konmuştur.



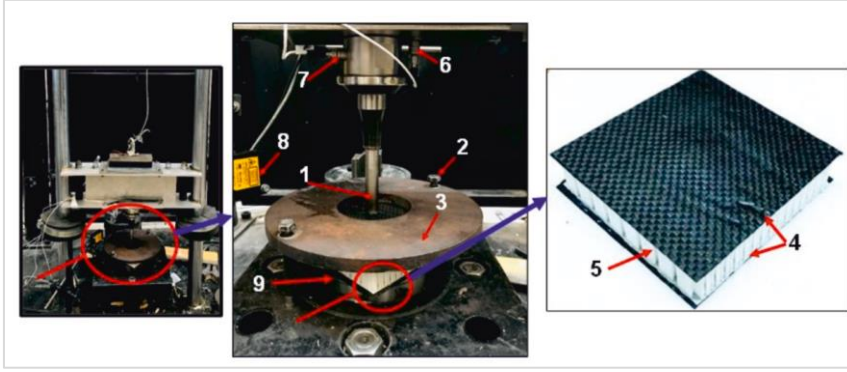
Şekil 2.47. Wei ve arkadaşları tarafından kullanılan test düzeneği ve test numunesi [110]

Vrána ve arkadaşları tarafından [111] SLM yöntemiyle üretilen kafes kiriş yapılarındaki geometrik kusurların dinamik yükler altında mekanik özelliklere etkisi incelenmiştir. Çalışmada çekme testi için özelleşmiş bir geometri üretilmiştir. Bası testi için de Şekil 2.48’de görülen yapı kullanılmıştır.



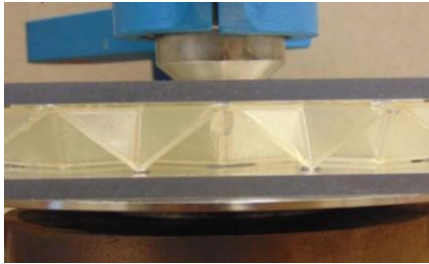
Şekil 2.48. Vrána ve arkadaşları tarafından yapılan bası ve çeki testleri [111]

Özen ve arkadaşları tarafından [112] karbon fiberle güçlendirilmiş plastik malzemeli kompozit sandviç panelin farklı çarpma enerjilerindeki davranışı incelenmiştir. Şekil 2.49’da düşük hızlı çarpma testi için kurulan test düzeneği ve test numunesi gösterilmektedir.



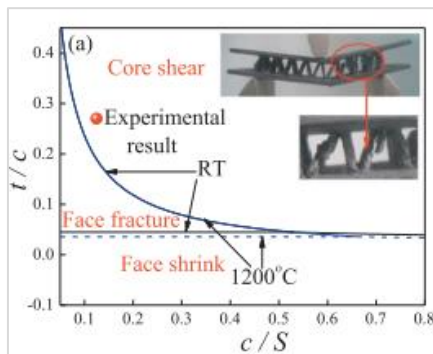
Şekil 2.49. Özen ve arkadaşları tarafından kullanılan test düzeneği ve test numunesi [112]

Kshad ve Naguib tarafından [113] Miura-Origami geometrisinden oluşmuş çekirdek yapıli sandviç panelin mekanik özellikleri ve darbe dayanımı deneysel olarak incelenmiştir. Üretim malzemesi olarak PLA ve TPU malzemelerinin kombinlenmesiyle elde edilmiş bir malzeme kullanılmıştır. Test edilen yapı Şekil 2.50’de gösterilmiştir.



Şekil 2.50. Kshad ve Naguib tarafından test edilen sandviç yapı [113]

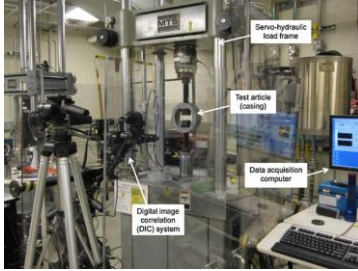
Wei ve arkadaşları tarafından [114] C/SiC kompozit piramit kafes kiriş çekirdekli sandviç panelin yüksek sıcaklıklarda mekanik özellikleri incelenmiştir. Şekil 2.51’de bası testi altında kirişlerin deformasyonu gösterilmiştir.



Şekil 2.51. Wei ve arkadaşları tarafından test edilen C/SiC kompozit piramit kafes [114]

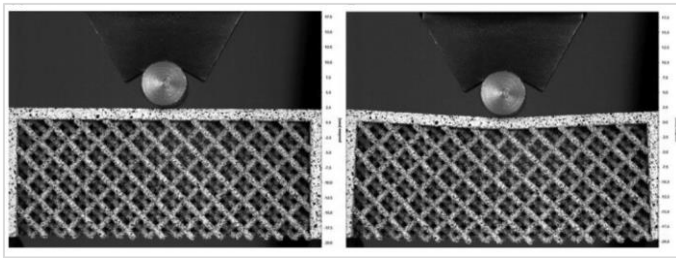
Sabah ve arkadaşları tarafından [115] ağaçkakan kafatasından esinlenerek yapılmış sandviç panelin düşük hızlı çarpma davranışı incelenmiştir. Sandviç yapının dış yüzeyleri karbon fiber laminelerden çekirdek yapısı ise alüminyum bal peteği yapılardan oluşmuştur.

Lynch ve arkadaşları tarafından [116] topoloji optimizasyonu kullanılarak hafifletilmiş kafes kiriş yapılardan oluşmuş yapının mekanik testlerle doğrulanması yapılmıştır. Şekil 2.52’de çalışmada kullanılan çeki testi düzeneği gösterilmiştir.



Şekil 2.52. Lynch ve arkadaşları tarafından kullanılan çeki testi düzeneği [115]

Goodall ve arkadaşları tarafından [116] titanyum alüminyum alaşımından (Ti6Al4V) malzemesi kullanılarak EBM yöntemiyle üretilmiş kafes kiriş yapının plastik deformasyonu incelenmiştir. Şekil 2.53’te bası öncesinde ve bası anında kırılmadan önceki adımda kafes kiriş yapı örneği gösterilmiştir.



Şekil 2.53. Bası öncesinde ve bası anında kırılmadan önceki adımda kafes kiriş yapı [116]

Ullah ve arkadaşları tarafından [117] kagome ve atomik kafes kiriş konfigürasyonları SLM yöntemiyle üretilmiş, yapıların enerji emme kabiliyetini ölçebilmek için bası ve çeki testleri uygulanmıştır. Şekil 2.54’te farklı yapıların bası testi altındaki deformasyonu gösterilmiştir.

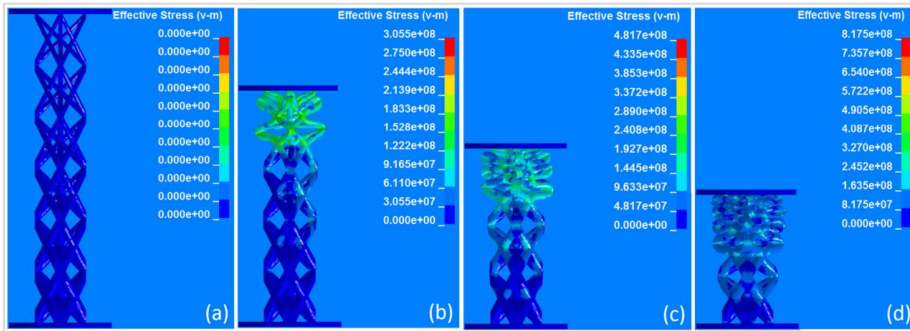


Şekil 2.54. Kagome, hacim, yüzey, yüzey ve hacim merkezli yapı bası testi [117]

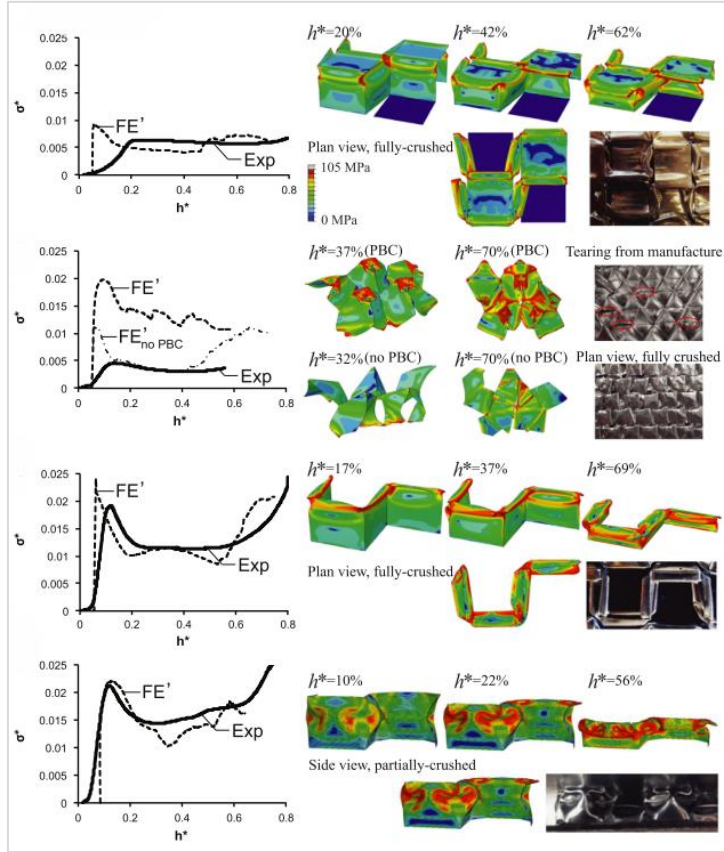
Mekanik metamatzemeler ve sandviç yapılar üzerine yapılan nümerik çalışmalar

Al-Saedi ve diğerleri tarafından ortaya konan [105] Şekil 2.43'te gösterilen yapıların Şekil 2.55'te gösterildiği gibi nümerik benzetimi yapılmış ve ortaya çıkan sonuçlar deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Fathers ve arkadaşları tarafından [106] krigamiden esinlenmiş katlanmış çekirdek yapıya sahip sandviç yapı elde edilmiştir. Yapının enerji sönümleme kapasitesi nümerik olarak modellenmiş ve Şekil 2.56'da görüleceği gibi sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Maliaris ve arkadaşları tarafından diğerleri [107] rastgele kafes giriş yapılardan oluşturulmuş yapının bası altındaki davranışı sonlu eleman analizi yöntemiyle simüle edilmiştir. Malzeme olarak AISI304 paslanmaz çelik malzemenin mekanik özellikleri tanımlanmıştır. Sonuçlar ortaya konup deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 2.55. Al-Saedi ve arkadaşları ortaya konan geometrinin deformasyonu [105]

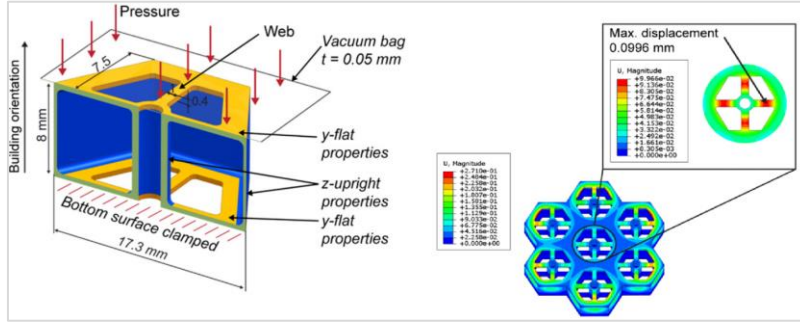


Şekil 2.56. Fathers ve arkadaşları, sönümleme kapasitesi karşılaştırması [106]

Abueidda ve diğerleri tarafından [108] Şekil 1.45'te gösterilen üç farklı tipte periyodik yapıdaki kabuk birim hücrelerden elde edilmiş yapının mekanik özelliklerini incelemek adına yüksek deformasyon teorisi kullanılarak poliamid 12 tabanlı malzemenin mekanik özellikleri kullanılarak sonlu eleman analizi ile benzetimi yapılmış ve sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

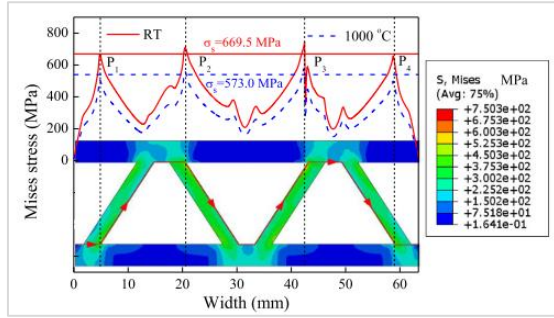
Denzik ve diğerleri tarafından [109] Şekil 2.46'da gösterildiği gibi yüzey merkezli ve hacim merkezli kafes kiriş yapılardan oluşmuş birim hücrelerin katılıklarını incelemek üzere bası ve çeki altındaki deformasyonları sonlu eleman analizi yöntemiyle benzetimi yapılmıştır. Sonlu eleman analizinde malzeme özellikleri olarak EOS MS1 çelik toz malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Clough ve diğerleri tarafından [103] sandviç yapıda nikel malzemeden üretilmiş Şekil 2.43'te gösterildiği gibi içi boş çubuk elemanlardan oluşturulmuş bir yapı ortaya konmuş, sonlu eleman analizi yöntemiyle kiriş yapıların bası ve kesme yükleri altındaki etkisinin benzetimi yapılmış ve bunu yaparken flambaj etkisi de göz önünde bulundurulmuştur. Türk ve arkadaşları tarafından [119] eklemeli imalat yöntemiyle farklı üretim

parametrelerinin yapının mekanik dayanımına etkisini incelemek adına Şekil 2.57’de görüleceği üzere altıgen içi boş kolonlardan oluşan bir yapı elde edilmiştir. Elde edilen yapının basınç altındaki deformasyonunun Şekil 2.57’de sonlu eleman analizi yöntemiyle nümerik olarak benzetimi yapılmıştır.



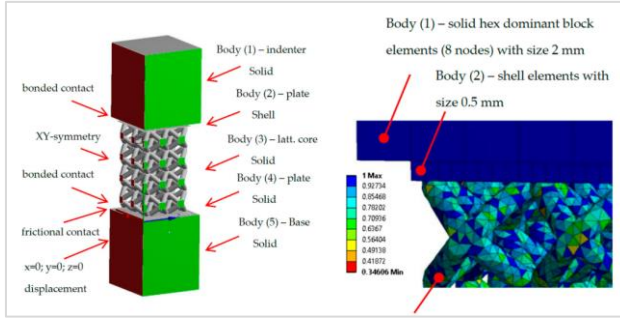
Şekil 2.57. Türk ve arkadaşları tarafından ortaya konan bir yapı ve analiz görseli [119]

Wie ve arkadaşları tarafından [110] Şekil 2.58’de gösterildiği gibi üç nokta eğme testi uygulanan geometriler üzerinde yine farklı sıcaklıklarda bası yükü altında sonlu eleman analizi yöntemiyle analiz yapılmıştır. Sonuçlar deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.



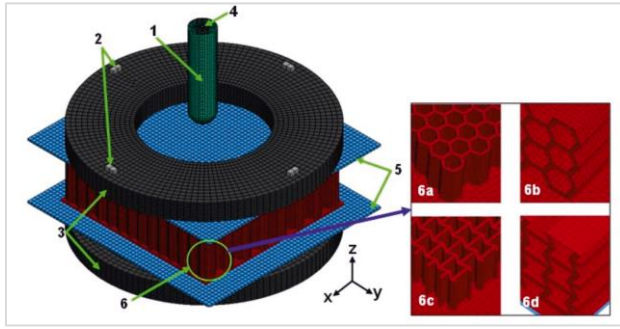
Şekil 2.58. Bası yükü altında kalınlık yönündeki gerilme dağılımı [110]

Vrána ve arkadaşları tarafından [111] SLM yöntemiyle üretilen kafes kiriş yapılarındaki geometrik kusurların dinamik yükler altında mekanik özelliklere etkisi incelenmiştir. Deneysel çalışmaların yanında sonlu eleman analizi de yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Şekil 2.59’da ANSYS yazılımındaki çeyrek model yapısı ve mesh kalitesi gösterilmiştir.



Şekil 2.59. ANSYS yazılımındaki çeyrek model yapısı ve mesh kalitesi [111]

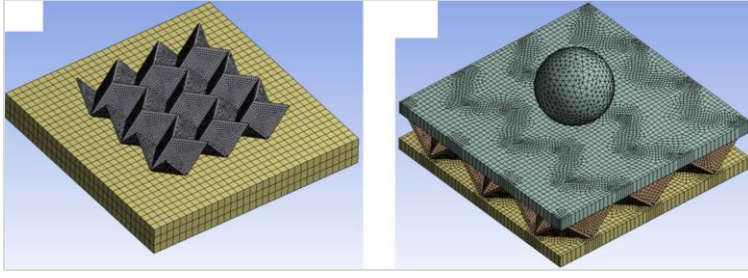
Özen ve arkadaşları tarafından [112] karbon fiberle güçlendirilmiş plastik malzemeli kompozit sandviç panelin farklı çarpma enerjilerindeki davranışı incelenmiştir. Deneysel çalışmaların yanı sıra Şekil 2.60'ta sunulduğu gibi sonlu eleman analizi de yapılmıştır.



Şekil 2.60. Çarpma simülasyonu için kurulan sonlu eleman modeli [112]

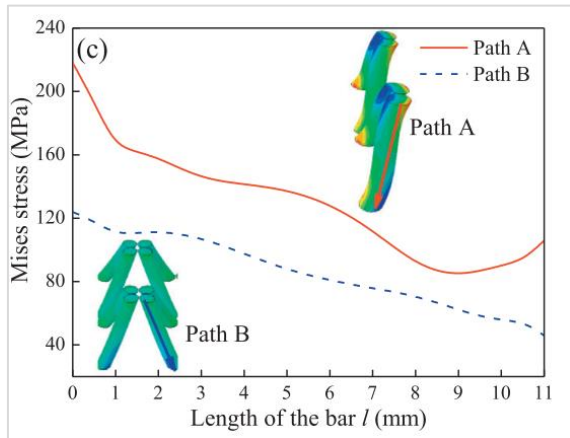
Zhu ve arkadaşları tarafından [120] çoklu-biçimli gözenekli iskele yapısı olarak adlandırılan yapı ortaya konmuştur. Yapının mekanik karakteristiğini incelemek adına sayısal analiz yapılmıştır.

Kshad ve Naguib tarafından [113] Miura-Origami geometrisinden oluşmuş çekirdek yapıli sandviç panelin mekanik özellikleri ve darbe dayanımı hem deneysel olarak hem de sayısal model oluşturularak incelenmiştir. Şekil 2.61'de geometrilerin meshlenmiş geometrileri sunulmuştur.



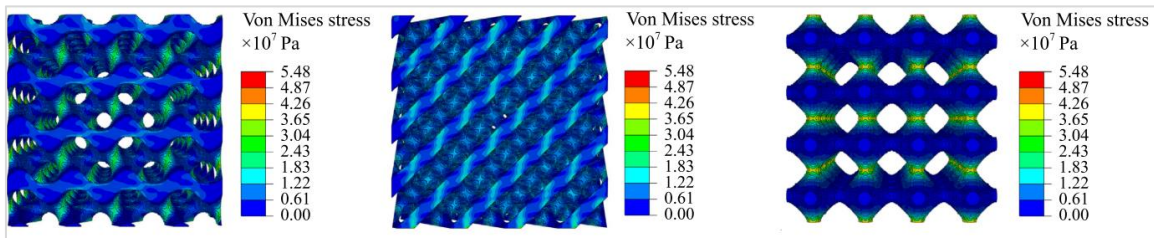
Şekil 2.61. Meshlenmiş Miura-Origami geometrileri [113]

Wei ve arkadaşları tarafından [114] C/SiC kompozit piramit kafes kiriş çekirdekli sandviç panelin yüksek sıcaklıklarda mekanik özellikleri incelenmiştir. Bası testlerinin yası sıra sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Yapı üzerindeki kirişlerdeki gerilme dağılımı Şekil 2.62’de sunulmuştur.



Şekil 2.62. Yapı üzerindeki kirişlerdeki gerilme dağılımı [114]

Maskery ve arkadaşları tarafından [121,122] kafes kiriş yapısı bazlı periyodik yüzeyler elde edilip eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiştir. Von Mises gerilmeleri sonlu eleman analizi kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 2.63’te jiroid, elmas ve ilkel yapıdaki geometrilerin Von Mises gerilme değerleri gösterilmektedir.



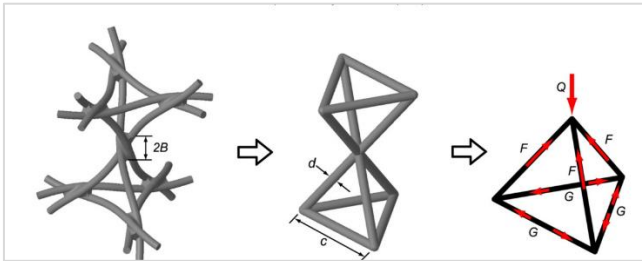
Şekil 2.63. Jiroid, elmas ve ilkel yapıdaki geometrilerin Von Mises gerilmeleri [121]

Sabah ve arkadaşları tarafından [115] ağaçkakan kafatasından esinlenerek elde edilen sandviç panelin düşük hızlı çarpma davranışı sonlu eleman analiziyle de incelenmiştir.

Arrieta ve arkadaşları tarafından [122] EBM üretim yöntemiyle Ti6Al4V malzemesiyle farklı kafes kiriş geometrisine sahip yapılar üretilmiştir. Yapının mukavemet değeri sonlu eleman analizi yöntemiyle incelenmiştir. Lynch ve arkadaşları tarafından [116] topoloji optimizasyonu kullanılarak hafifletilmiş kafes kiriş yapılardan oluşmuş yapının mekanik testlerle doğrulamasının yapılmasının yanı sıra sonlu eleman analizi kullanılarak topoloji optimizasyonu sonrası yapı üzerindeki gerilmeler oraya konmuştur. Ullah ve arkadaşları tarafından [117] kagome ve atomik kafes kiriş konfigürasyonları SLM yöntemiyle üretilmiş, yapıların enerji emme kabiliyetini ölçebilmek için bası ve çeki testlerinin uygulanmasının yanı sıra sonlu eleman analizi yöntemiyle de sonuçlar elde edilmiş, deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

Mekanik metalmalzemeler ve sandviç yapılar üzerine analitik çalışmalar

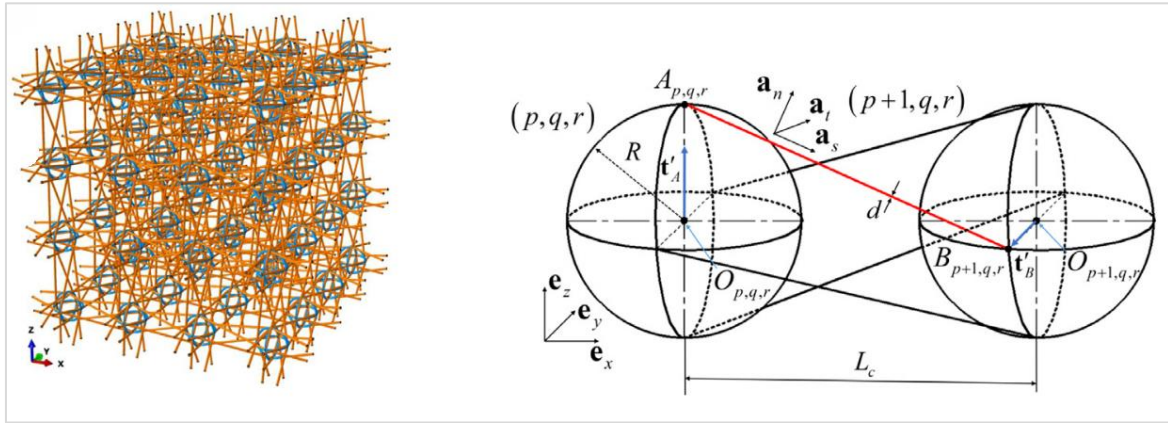
Lee ve arkadaşları tarafından [124] tel ile örülmüş kagome geometri üzerinde çalışılarak bağıl yoğunluk, bası altındaki eşdeğer gerilme ve eşdeğer elastisite modülü için yeni bir analitik çözüm türetilmiştir. Elde edilen çözüm deneysel ve sonlu eleman analizi yöntemiyle doğrulanmıştır. Çalışmada kirişlerin narinlik oranı, kesişim noktalarının boyutları, tel malzemesinin sertleşme katsayısı dikkate alınmıştır. Şekil 2.64'te tel ile örülmüş kagome yapının birim hücresi ve bası altında beş kenarlı yapı üzerine etkiyen kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 2.64. Kagome birim hücresi ve bası altında yapıya etkiyen kuvvetler [124]

Duan ve arkadaşları tarafından [125] mikropolar teorisi üç boyutlu kübik chiral kafes kiriş yapıların yapısal davranışlarını ortaya koymak üzere genişletilmiştir. Elastik sabitlerle chiral kafes kiriş yapıların yapısal parametreleri arasındaki matematiksel bağıntıyı çözmek

için bir homojenizasyon metodu önerilmiştir. İki nümerik örnek sonlu eleman yöntemiyle analiz edilmiştir. Sürekli model, boyut etkisi ve çekme-bükme eş davranışını öngörebilmek için kullanılmıştır. Yapılan çalışma ile chiral malzemenin mikroyapısı ve makroskopik mekanik davranışı arasında link kurulmuştur. Ligamentlerin deformasyonunu karakterize edebilmek için Euler–Bernoulli kiriş teoremi kullanılmıştır. Şekil 2.65’te çalışmada ele alınan chiral yapı ve chiral kafes kiriş yapının homojenizasyonunda kullanılan kafes kiriş birim hücre gösterilmektedir.



Şekil 2.65. Chiral kafes kiriş yapının homojenizasyonunda kullanılan birim hücre [125]

Žugić ve arkadaşları tarafından [126] üç boyutta kiriş elemanların serbest titreşim analizi yapılmıştır. Kütle ve katılık matrisleri ortaya konmuştur. Çalışmada Euler–Bernoulli kiriş teoremi kullanılmıştır.

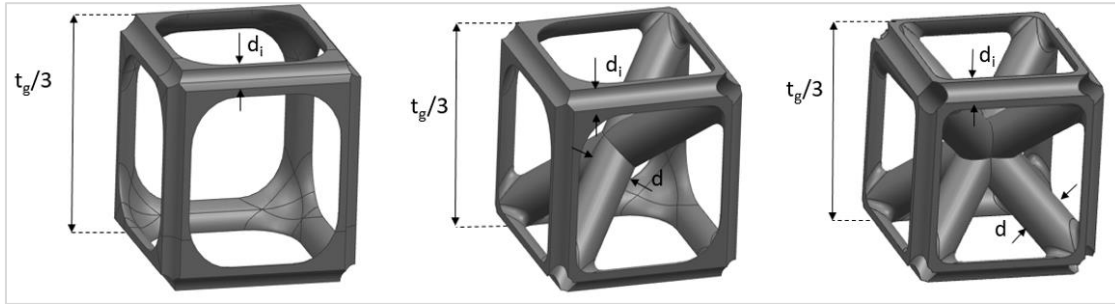
Liu ve arkadaşları tarafından [127] sandviç plakaların yük altında elastik-plastik dinamik cevabını ortaya koymak adına analitik model geliştirilmiştir.

Hualin ve arkadaşları tarafından [128] stretch dominated kafes kiriş yapıların efektif katılığını analiz etmek için bir eşdeğer sürekli metot geliştirilmiştir. Elde edilen modelin verdiği sonuçlar farklı modellerin sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Kafes kiriş yapıların bağlantı noktalarındaki esnekliği dahil edebilmek için yataklama efekti göz önünde bulundurulmuştur.

3. SANDVIÇ YAPILI METAMALZEMENİN MODELLENMESİ

Çalışma kapsamında, birim hücre geometrik yapıları ve parametreleri Şekil 3.1’de gösterilen kafes kiriş yapıdaki metamatlze yapıların mekanik karakteristiği incelenmiştir.

Çalışmada Şekil 3.1’de gösterildiği gibi basitten karmaşığa üç farklı tipte kafes kiriş yapı birim hücre yapısı ele alınmıştır. İlk yapı, bir küpün sadece kenar elemanlarını içeren basit kübik kafes kiriş yapısıdır. İkinci yapı, küpün kenar elemanlarının yanı sıra aynı kenarın köşe noktalarından başlayıp diğer kenarın köşe noktalarında sonlanan iki adet hacim köşegeni elemanını içeren kafes kiriş yapısıdır. Üçüncü yapı ise küpün kenar elemanlarını ve küpün hacim merkezinde kesişen dört adet köşegen elemanını içeren kafes kiriş yapısıdır. Kafes kiriş eleman sayısı olarak farklılaşan üç birim hücre yapısı kendi içinde de kafes kiriş elemanlarının kesitindeki silindirik boşlukların çap değerine göre üç farklı geometriye ayrılır. Bahsedilen silindirik boşlukların çapları d_i olarak ifade edilmiştir. İlkinde d_i değeri 0 mm’dir, yani kafes kiriş elemanlarının içi tamamen doludur. İkincisinde d_i değeri 1 mm, üçüncüsünde ise d_i değeri 2 mm’dir. Böylece toplamda dokuz farklı tipte birim hücre yapısı elde edilmiştir. Şekil 3.1’deki t_g ifadesi sandviç yapının göbek kalınlığını ifade etmektedir. Sayısal değerinden ilerleyen kısımlarda bahsedilecektir. Göbek kalınlığı ifadesi yerine çekirdek kalınlığı ifadesi de kullanılmaktadır.



Şekil 3.1. Birim hücre geometrik yapı ve boyut değişkenleri

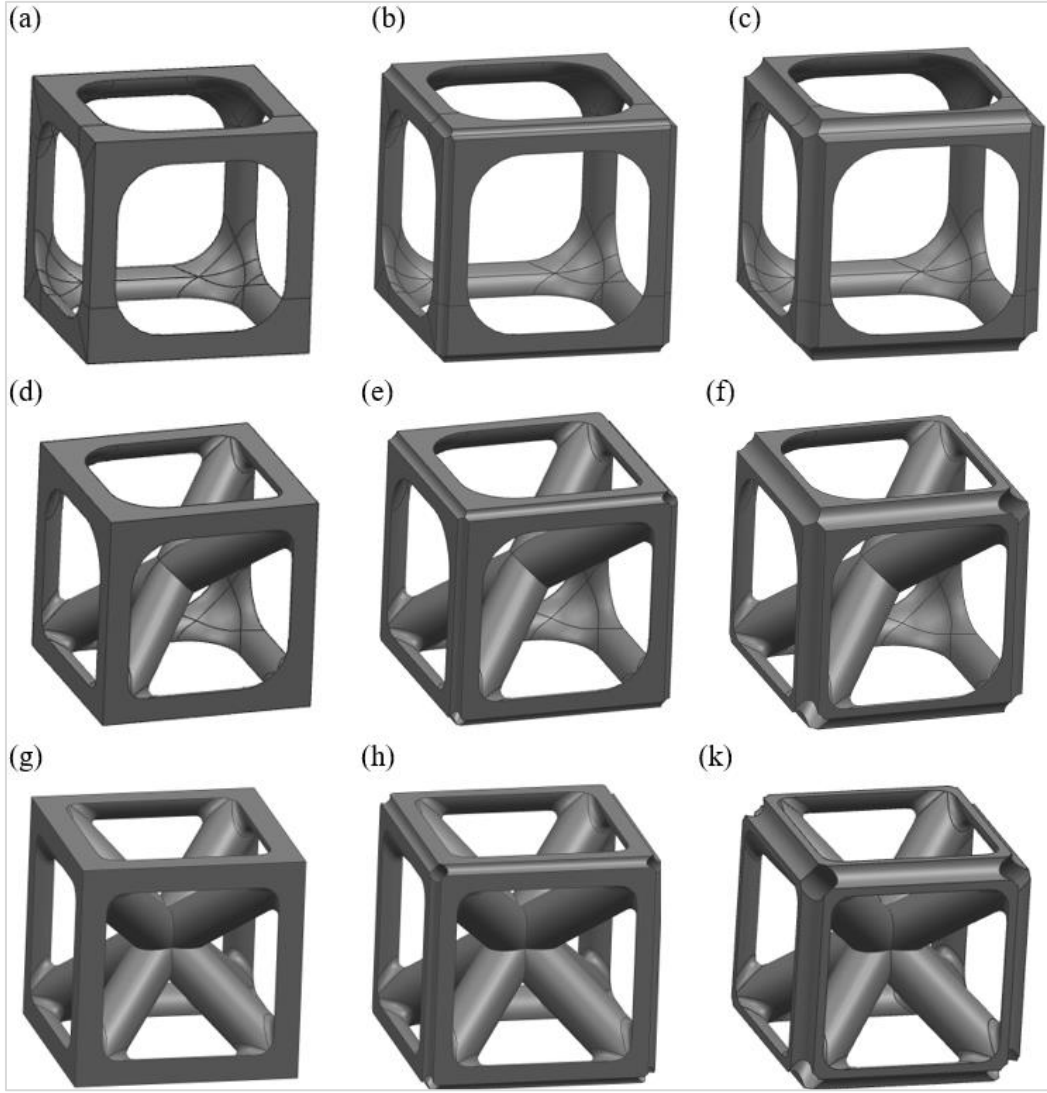
Çalışmada kullanılan dokuz farklı tipteki birim hücre yapısının isimlendirilmesi ve özellikleri Çizelge 3.1’de sunulmuştur. Birim hücre adlandırmasında kullanılan ilk rakam birim hücrede bulunan toplam kiriş sayısını ifade etmektedir. Azdan çoğa doğru 1’den 3’e kadar olacak şekildedir. İkinci rakam ise kirişler içinde bulunan boşluğun çap değerinin mm cinsinden karşılığıdır. Birim hücrelerden meydana gelmiş olan sandviç yapıların

isimlendirilmesi de burada anlatıldığı gibi yapılmıştır. Sandviç yapılar, kendisini meydana getirdiği çekirdek yapıların birim hücrelerinin isimlendirilmesiyle isimlendirilecektir.

Çizelge 3.1. Birim hücrelerin isimlendirilmesi

	Birim Hücrede Bulunan Kiriş Sayısı	Boşluk Çapı (d_i)
Birim Hücre 1-0	12	0
Birim Hücre 2-0	14	0
Birim Hücre 3-0	16	0
Birim Hücre 1-1	12	1
Birim Hücre 2-1	14	1
Birim Hücre 3-1	16	1
Birim Hücre 1-2	12	2
Birim Hücre 2-2	14	2
Birim Hücre 3-2	16	2

Çizelge 3.1’de isimlendirilmesi gösterilen birim hücrelerin geometrileri Şekil 3.2’de sunulmuştur.

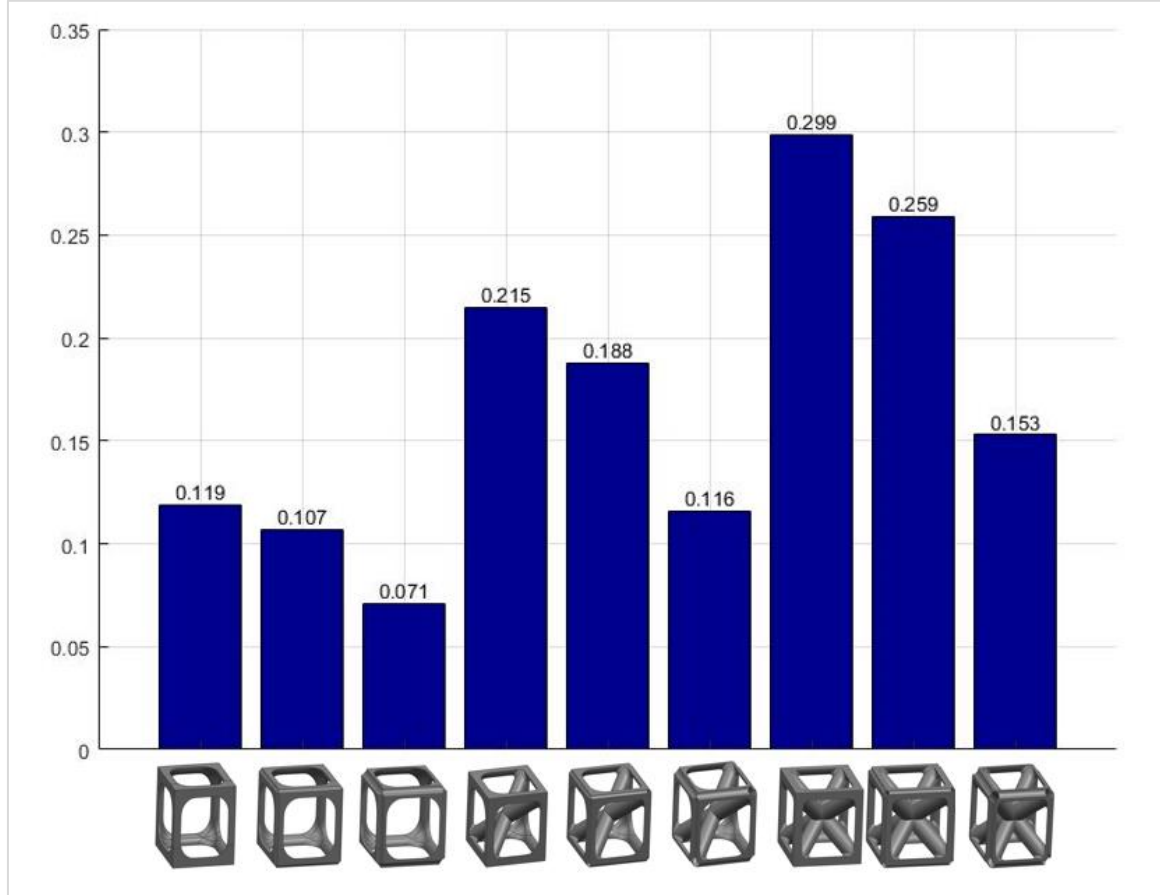


Şekil 3.2. Birim hücre geometrileri (a) Birim Hücre 1-0, (b) Birim Hücre 1-1, (c) Birim Hücre 1-2, (d) Birim Hücre 2-0, (e) Birim Hücre 2-1, (f) Birim Hücre 2-2, (g) Birim Hücre 3-0, (h) Birim Hücre 3-1, (k) Birim Hücre 3-2

Metamalzemelerde bağıl yoğunluk değeri yapıların mekanik özelliklerini karşılaştırmada kullanılan en etkin boyutsuz parametrelerden birisidir. Bağıl yoğunluk, birim hücre hacminin içerisinde bulunduğu dış hacme oranı olarak tanımlanan boyutsuz bir parametredir. Dış hacim genellikle birim hücrenin içine sığıdığı dikdörtgen kesitli prizma şeklinde olmaktadır. Çizelge 3.2’de birim hücrelerin bağıl yoğunluk değerleri sunulmuştur. Şekil 3.3’te ise birim hücrelerin bağıl yoğunluk değerleri grafik halinde sunulmuştur.

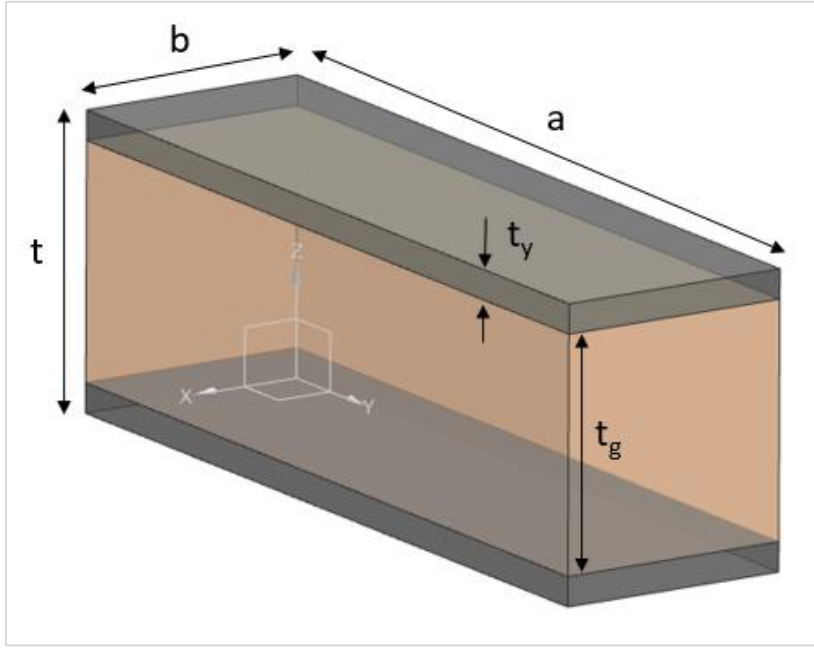
Çizelge 3.2. Birim hücrelerin bağıl yoğunluk değerleri

Birim Hücre	1-0	1-1	1-2	2-0	2-1	2-2	3-0	3-1	3-2
Bağıl Yoğunluk (ρ^*)	0,119	0,107	0,071	0,215	0,188	0,116	0,299	0,259	0,153



Şekil 3.3. Birim hücrelerinin bağıl yoğunluk değerlerinin grafik gösterimi

Elde edilen birim hücreler sandviç yapı oluşturmak üzere yatay ve dikey eksenlerde yan yana eklenmiştir. Sandviç yapının boyutları ASTM C393 [129] standardı baz alınarak elde edilmiştir. Şekil 3.4'te elde edilen sandviç yapının boyutları ve bu boyutları temsil eden simgeler gösterilmiştir. Çizelge 3.3'te ise sandviç yapının boyutlarına karşılık gelen simgelerin sayısal değerleri verilmiştir.



Şekil 3.4. Sandviç yapının boyutları

Çizelge 3.3. Sandviç yapının boyutlarının sayısal değerleri (mm cinsinden)

a	b	t	t_g	t_y
140	40	50	40	5

Deneyisel çalışmalarda kullanılacak olan numunelerin üretimi Stereolithography (SLA) olarak isimlendirilen, ham malzeme olarak ışığa duyarlı fotopolimer reçine kullanan eklemeli imalat cihazı ile yapılmıştır. SLA yöntemiyle çalışan cihazlarda lazer ışık kaynağı bulunmaktadır. Kaynaktan gelen ışık, yazıcının baskı haznesine dökülen ışığa duyarlı reçineyi, reçinenin molekül zincirlerini birbirine bağlayarak kürler.

SLA cihazlarında üretim sonrasında destek malzemelerini temizlemeye geçmeden önce yazıcıdan çıkarılan model izopropil alkol banyosunda temizlenir. Ardından malzemenin sertleşmesi ve daha kararlı bir hale gelmesi için UV ışığında bekletilir.

Çalışmada SLA yöntemiyle üretim yapılmasının seçilme sebebi SLA yöntemiyle izotropik yapıya yakın yapıların elde edilebilmesidir. Her katmanın serilmesi esnasında reçine monomerleri birbirleriyle reaksiyona girer ve aralarında kovalent bağ oluştururlar. Böylece yanal yani XY düzlemde yüksek mukavemet elde edilmiş olur. Ancak reaksiyon tamamıyla sona ermez. Üretim süreci katmanları “ham durum” olarak adlandırılan yarı reaktif durumda tutacak şekilde kurgulanmıştır. Ham durum, kürlenmiş durumdan önemli

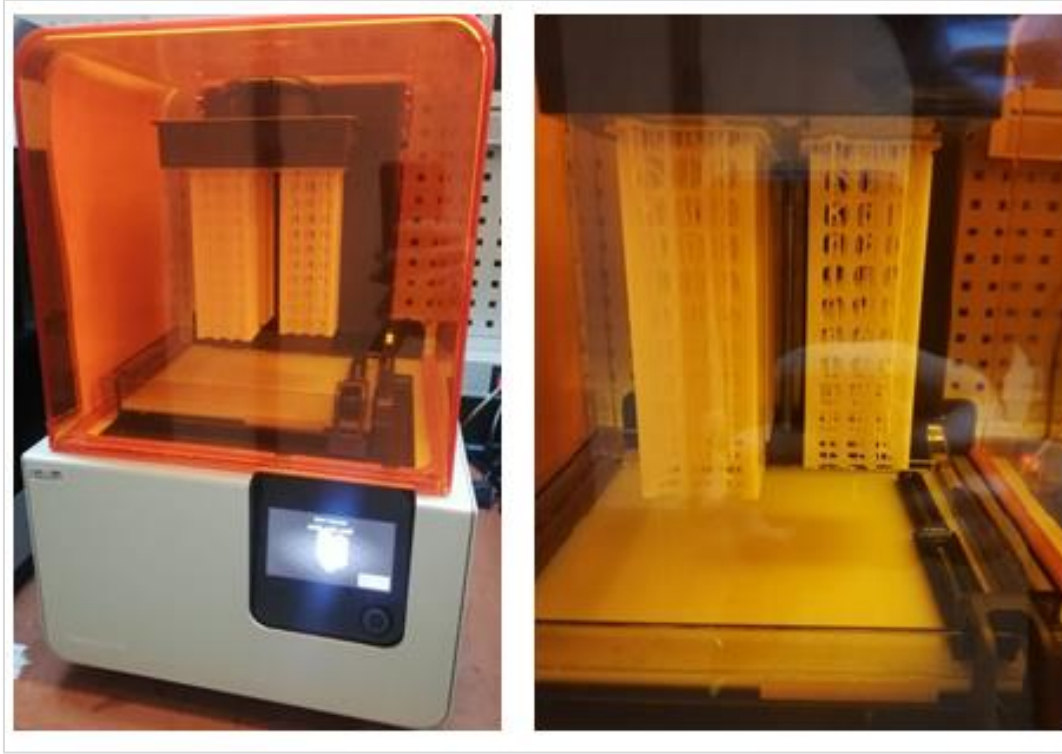
bir neden bakımdan ayrılır. Ham durumda hala bir sonraki yüzeyle kovalent bağ kurabilecek polimerleşebilir gruplar bulunmaktadır.

Sonraki katmanlar kürlendikçe polimerleşme reaksiyonu katmanlar arasında da meydana gelmiş olur, böylelikle kovalent bağlar sadece yanal ekseninde değil katmanlar arasındaki dikey ekseninde de bulunmuş olur. Moleküler seviyede kimyasal bağlar anlamında XY düzlemi ve Z ekseninde arasında fark bulunmaz. SLA cihazında üretilen her sürekli parça bir molekül olarak nitelendirilmektedir. Parçalardaki katmanlar komşu katmanlarla tamamen bağlı haldedir ve bu nedenle yapı içerisinde boşluk ve mikroskopik çatlaklar bulunmamaktadır. Numunelerin üretiminde Formlabs firmasının Form 2 cihazı kullanılmıştır. Üretimlerde Formlabs firmasına ait “Rigid” reçine kullanılmıştır. Rigid reçinenin kütleme sonrasında elde edilen mekanik özellikleri Çizelge 3.4’te gösterilmektedir.

SLA üretim yönteminde serilecek katmanların kalınlığı parçanın boyutsal üretim hassasiyetini etkilemektedir. Formlabs firmasının ürünü olan Form 2 cihazında 25 mikron ile 200 mikron arasında katman kalınlığına sahip parçalar üretilmektedir. Farklı reçine tipleri farklı değerlerdeki katman kalınlıklarıyla üretime imkân sağlamaktadır. Çalışma kapsamında kullanılan Rigid reçine 50 mikron ile 100 mikron arasında katman kalınlığıyla üretime imkân sağlamaktadır. Çalışmadaki testlerde kullanılacak numuneler imkân dahilindeki en hassas katman kalınlığı olan 50 mikron katman kalınlığıyla üretilmiştir. Parçaların üretim sürecinden görseller Şekil 3.5’te paylaşılmıştır.

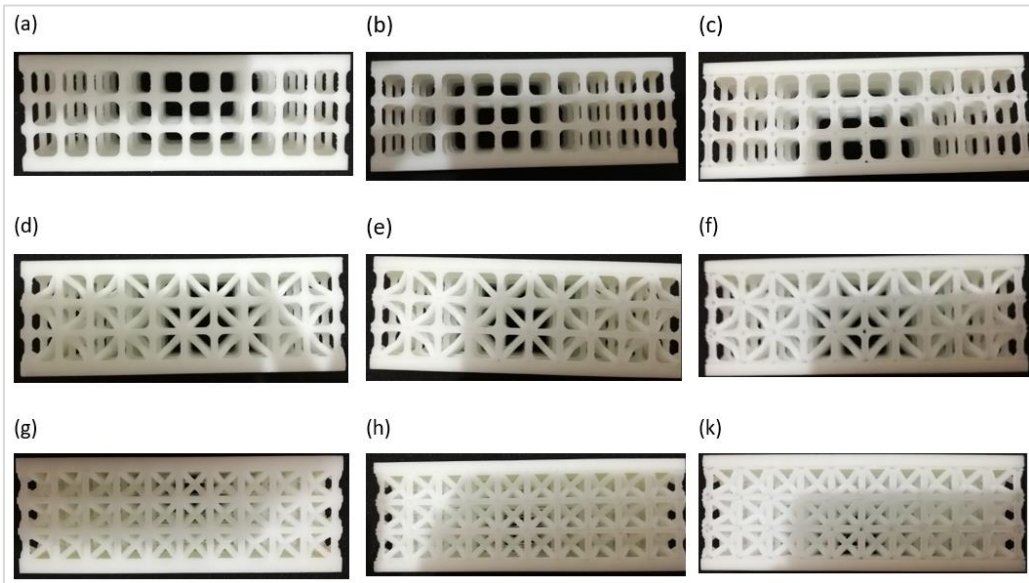
Çizelge 3.4. Rigid reçinenin kütleme sonrası mekanik özellikleri

Yoğunluk(g/cm ³)	Maksimum Çekme Mukavemeti (MPa)	Young Modülü (MPa)	Kopma Anında Uzama	Poisson Oranı
1,33	75	4100	5,6 %	0,4-0,42



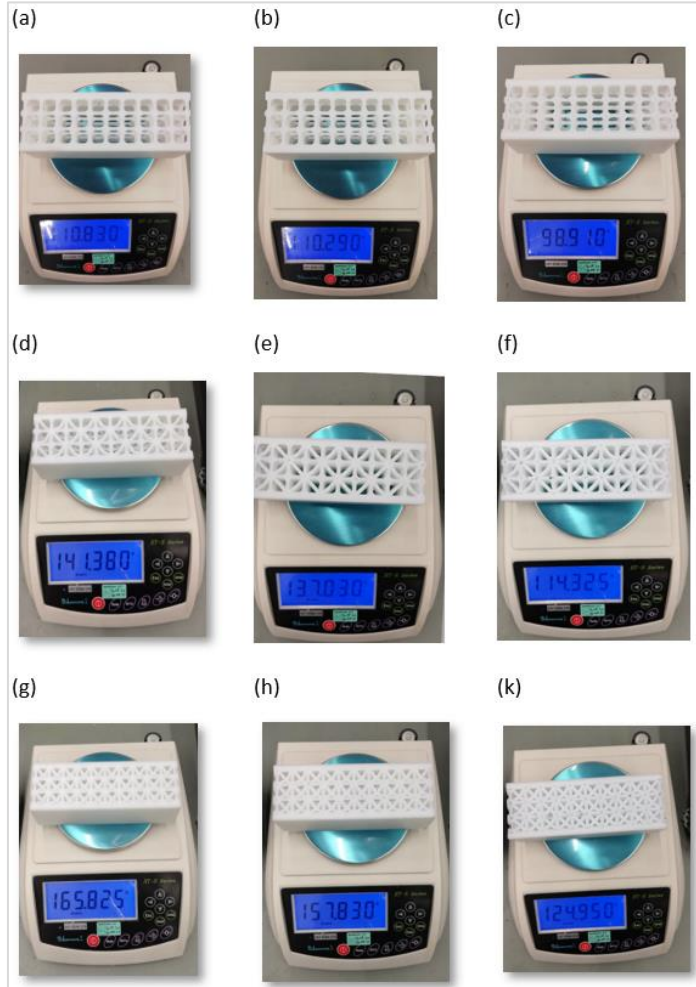
Şekil 3.5. Parçaların üretim süreci

Dokuz farklı birim hücreden oluşmuş sandviç panel geometrilerinin üretim çıktısı ve destek çubukları temizlenerek elde edilmiş nihai hallerinin görselleri Şekil 3.6’da sunulmuştur.



Şekil 3.6. Sandviç panel geometrileri (a) Sandviç Panel 1-0, (b) Sandviç Panel 1-1, (c) Sandviç Panel 1-2, (d) Sandviç Panel 2-0, (e) Sandviç Panel 2-1, (f) Sandviç Panel 2-2, (g) Sandviç Panel 3-0, (h) Sandviç Panel 3-1, (k) Sandviç Panel 3-2

Eklemeli imalat yöntemiyle üretilmiş olan sandviç panel numuneleri üzerindeki destek çubukları temizlenerek elde edilen nihai geometriler hassas terazi ile tartılmıştır. Bilgisayar destekli modelleme programıyla oluşturulmuş katı geometrileri model üzerinden alınan kütleler ile hassas terazi ile ölçümden elde edilen kütleler karşılaştırılmıştır. İdeal kütleler katı model geometrileri üzerinden alınan hacim değeri reçine üreticisi firma tarafından Rigid reçinenin kürlleme sonrası ulaştığı belirtilen yoğunluk değeriyle çarpılarak bulunmuştur. Rigid reçinenin kürlleme sonrasında $1,33 \text{ g/cm}^3$ yoğunluk değerine ulaştığı belirtilmiştir. Kütleler arasındaki fark yüzde olarak hesaplanmıştır. Karşılaştırılan kütleler arasında mekanik karakteristikleri anlamlı derecede etkileyecek bir fark görülmemiştir. Sandviç panel numunelerinin ayrı ayrı hassas terazide ölçülen kütle değerleri Şekil 3.7’de sunulmuştur. Katı model geometrisi üzerinden alınan kütleler ile hassas terazide ölçülen kütlelerin karşılaştırması ise Çizelge 3.5’te sunulmuştur.



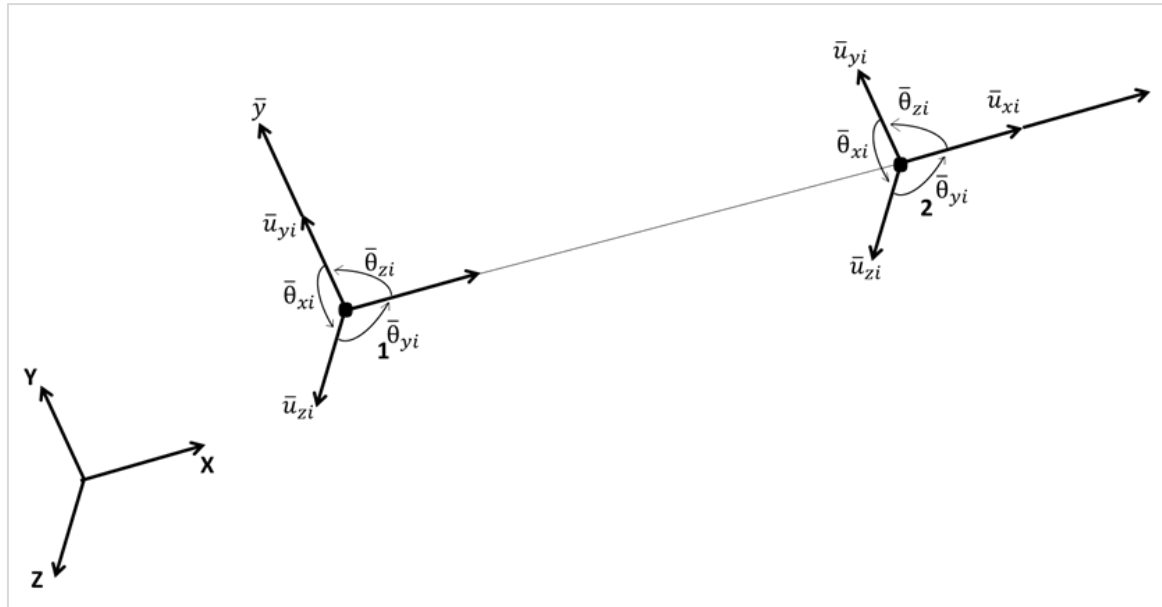
Şekil 3.7. Sandviç panellerin kütleleri (a) Sandviç Panel 1-0, (b) Sandviç Panel 1-1, (c) Sandviç Panel 1-2, (d) Sandviç Panel 2-0, (e) Sandviç Panel 2-1, (f) Sandviç Panel 2-2, (g) Sandviç Panel 3-0, (h) Sandviç Panel 3-1, (i) Sandviç Panel 3-2

Çizelge 3.5. İdeal kütleler ile ölçülen kütlelerin karşılaştırılması

Model İsmi	Modelden hesaplanan kütle (gr)	Hassas Terazî Kütle Ölçümü (gr)	Yüzdesel Fark
Sandviç Panel 1-0	111,186	110,830	0,3
Sandviç Panel 1-1	107,300	110,290	2,7
Sandviç Panel 1-2	96,638	98,910	2,2
Sandviç Panel 2-0	139,422	141,380	1,3
Sandviç Panel 2-1	131,372	137,030	4,1
Sandviç Panel 2-2	109,572	114,325	4,1
Sandviç Panel 3-0	164,298	165,825	0,9
Sandviç Panel 3-1	152,210	157,830	3,5
Sandviç Panel 3-2	120,394	124,950	3,6

3.1. Sayısal Sonlu Eleman Çözüm Yöntemi

Bu çalışmada kafes kirişlerden oluşturulmuş metalmalzemeleri karakterize etmek için Euler-Bernoulli kiriş teoremi kullanılmıştır. Üç boyutlu elemanlarda her bir noktada altı adet serbestlik derecesi vardır. Bunlardan üç tanesi doğrusal üç tanesi de global kartezyen eksenler etrafındaki dönme serbestliğidir. Şekil 3.8’de bir kirişin iki kenarındaki serbestlikleri gösterilmektedir.



Şekil 3.8. Bir kirişin iki kenarındaki serbestlikleri

Kirişler için lokal koordinat sistemindeki katılık matrisi Eş. 3.1.1’deki gibi ifade edilmektedir.

$$R = \begin{bmatrix} Y & & & \\ & Y & & \\ & & Y & \\ & & & Y \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$Y = \begin{bmatrix} C_{Xx} & C_{Yx} & C_{Zx} \\ C_{Xy} & C_{Yy} & C_{Zy} \\ C_{Xz} & C_{Yz} & C_{Zz} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$C_{Xx} = \cos \theta_{Xx} \quad (3.7)$$

Burada θ_{Xx} , θ_{Yx} ve θ_{Zx} global eksenler olan X, Y ve Z ile lokal eksen olan x arasında ölçülen açıdır.

Lineer mekanik yapının dinamik davranışı Eş. 3.1.8’de gösterildiği gibi ifade edilir.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F \quad (3.8)$$

Dış kuvvetler ve sönüm katsayısı ihmal edildiğinde denklem Eş. 3.1.9’deki forma dönüşür.

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (3.9)$$

M ve K simetrik matrislerdir ve Eş. 3.1.10 ve Eş. 3.1.11’deki gibi tanımlanır.

$$M = \sum_{i=1}^{Ne} M_i^{(e)} \quad (3.10)$$

$$K = \sum_{i=1}^{Ne} K_i^{(e)} \quad (3.11)$$

A, nx1 boyutunda bir vektör, ω frekans, ϕ faz farkı olmak üzere Eş. 3.1.12’deki gibi bir denklem hareket denkleminin bir çözümü olarak yazılabilir.

$$x(t) = A \sin(\omega t + \phi) \quad (3.12)$$

Eş. 3.1.12’nin iki kere türevi alınırsa Eş. 3.1.13 denklemi elde edilir.

$$\ddot{x} = -\omega^2 A \sin(\omega t + \phi) \quad (3.13)$$

Eş. 3.1.12 ve Eş. 3.1.13, Eş. 3.1.9’da yerine yazılırsa Eş. 3.1.14 elde edilir.

$$(K - \omega^2 M)A = 0 \quad (3.14)$$

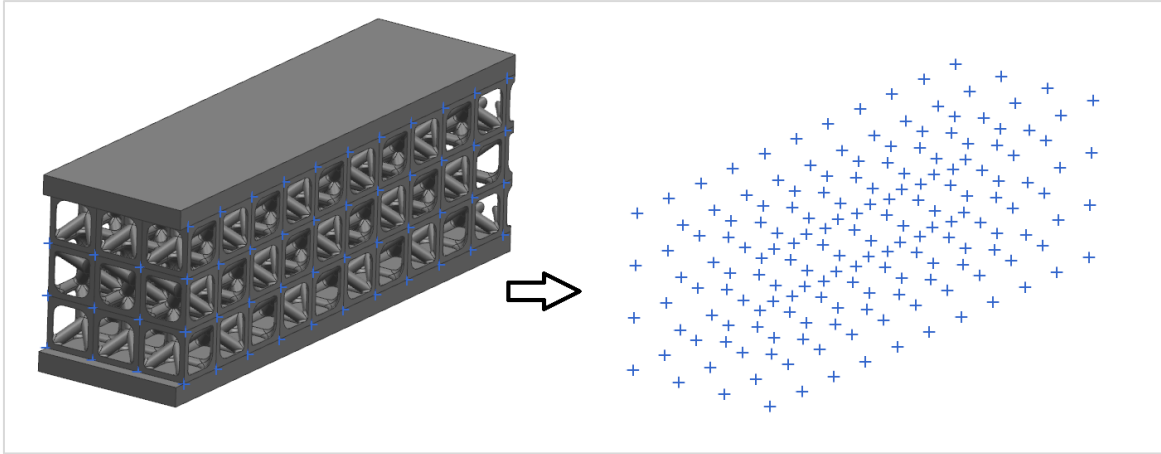
A’nın sıfır olmadığı çözümler için Eş. 3.1.15 ve Eş. 3.1.16 yazılır.

$$\det(K - \omega^2 M) = 0 \quad (3.15)$$

$$M^{-1}KA = \omega^2 A \quad (3.16)$$

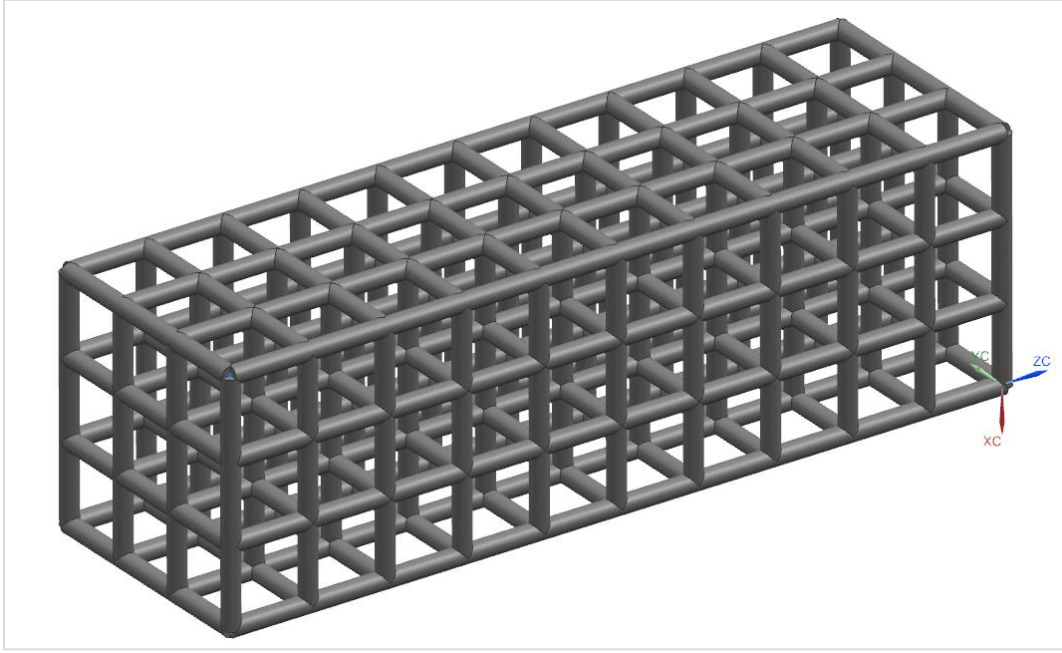
ω^2 ve A, $M^{-1}K$ matrisinin özdeğer ve özvektörleridir.

MATLAB programı ile kafes kiriş yapıları oluşturan kirişlerin katılık ve kütle matrisleri oluşturulmuştur. Transformasyon matrisleri oluşturulurken Şekil 3.9’daki gibi kirişlerin başlangıç ve bitiş noktaları işaretlenmiş ve numaralandırılmıştır. Lokal koordinat eksenlerinde oluşturulan kütle ve katılık matrisleri global koordinat eksenine taşınmıştır. Eş. 3.1.16 çözülürerek serbest sınır şartlarında doğal frekanslar hesaplanmıştır.



Şekil 3.9. Kafes kiriş yapıların kesişim noktalarının gösterimi

Çalışma kapsamında Şekil 3.10’da görüleceği üzere sayısal sonlu eleman çözüm yöntemi kapsamında sandviç panelin alt ve üst plakaları çözüme dahil edilmemiştir. Sandviç yapının göbek kısmındaki kafes kiriş yapısı çözüme dahil edilmiştir.



Şekil 3.10. Sayısal sonlu eleman çözüm yönteminde ele alınan geometri

Sayısal sonlu eleman çözüm kodunun oluşturulmasında Ferreira'nın kitabından [130] yararlanılmıştır.

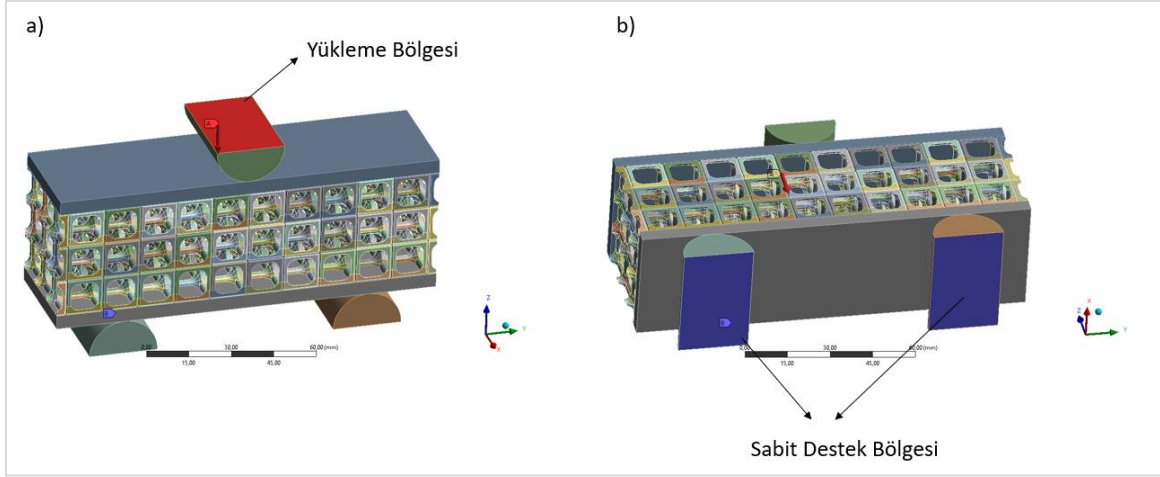
3.2. Sonlu Elaman Analizi

Sonlu eleman analizi mühendislik ve matematiksel problemleri çözmek için kullanılan bir sayısal metottur. Sonlu eleman metodunda yapılar “element” olarak isimlendirilen alt parçalara ayrılır. Sonrasında “node” olarak isimlendirilen ve elementleri bir arada tutan yapılar ile birbirine bağlanır. Eşzamanlı olarak cebirsel denklem setlerinin çözülmesi ile süreç sona erer. Bu çalışmada sayısal benzetimler ANSYS yazılımı ile yapılmıştır.

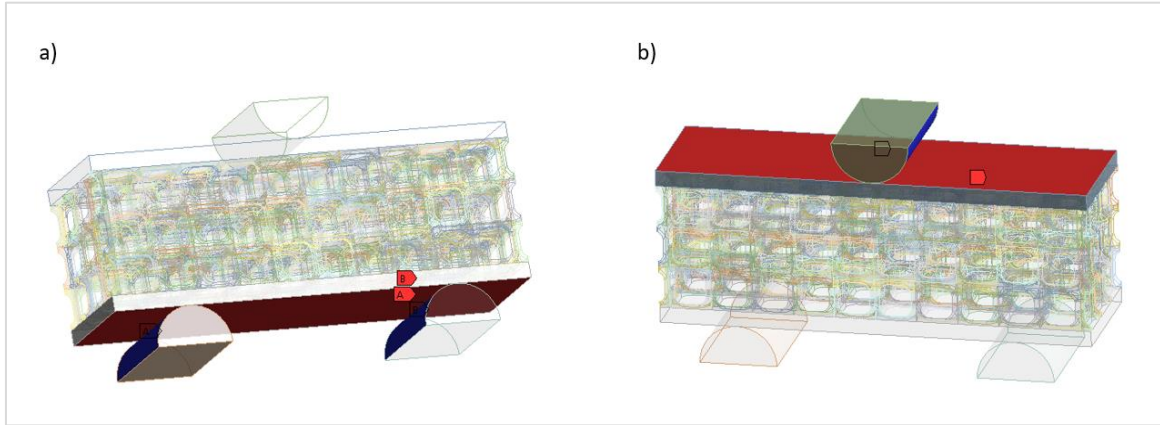
3.2.1. Üç nokta eğme nümerik benzetim

Üç nokta eğme testinin sonlu eleman analizi yöntemiyle simülasyonu ANSYS yazılımı kullanılarak yapılmıştır. ASTM C393 [129] standardına uygun olarak destek noktaları arasındaki mesafe 90 mm olarak belirlenmiştir. Yükleme topuzu ise Şekil 3.2.1.1’de görüldüğü üzere Y ekseninde numunenin geometrik ortasından geçen çizgide temas edecek şekilde konumlandırılmıştır. Yükleme topuzu ve sabitleme silindirlerinin malzemesi çelik olacak şekilde atanmıştır.

Şekil 3.11’de sunulan görsellerde görüleceği üzere yükleme ve sabit destek topuzları ile numune arasına sürtünmeli kontak tanımlanmıştır. Yüzeyler arasındaki sürtünme katsayısı, çelik malzemeler ile plastik malzemeler arasındaki sürtünme katsayıları referans alınarak belirlenmiştir. Şekil 3.12.a’da destek bölgeleri ve numune arasındaki kontak bölgesi, Şekil 3.12.b’de yükleme topuzu ve numune arasındaki kontak bölgesi gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Sandviç panellerin analizinde tanımlanan, (a) yükleme bölgeleri, (b) destek bölgeleri



Şekil 3.12. (a) Destek bölgeleri ve numune arasındaki kontak bölgesi, (b) Yükleme topuzu ve numune arasındaki kontak bölgesi

3.2.2. Modal nümerik benzetim

Modal analizler, sonlu eleman analizi yöntemiyle ANSYS yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Üç nokta eğme analizlerinde ayarlanmış ağ yapısı kullanılmıştır. Numunelerin doğal frekanslarını belirlemede kullanılan deney düzeneğinde sabit destek kısımları

bulunmadığından modal analizde geometriler üzerinde sabit destek tanımlanmamıştır. Sabit destek olmadığından geometriler rijit cisim hareketi yapabilir durumdadırlar. Bu durumda ilk altı doğal frekans değeri sıfıra eşit olacaktır. Sıfır olan doğal frekanslar göz ardı edildiğinde analiz sonuçlarından alınan altı doğal frekans dikkate alınmıştır.

3.3. Deneysel Yaklaşım

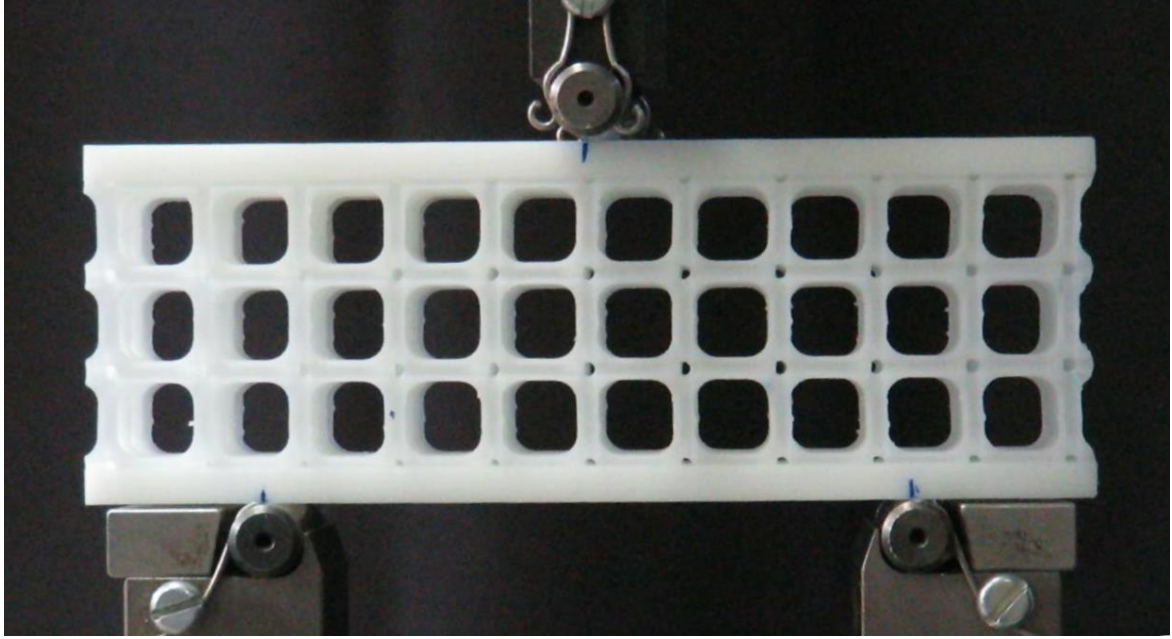
3.3.1. Üç nokta eğme testi

Üç nokta eğme testi Şekil 3.13'te görülen Instron 5582 cihazı kullanılarak yapılmıştır. ASTM C393 [129] standardına uygun olarak sabit kollar arasında 90 mm olacak şekilde numuneler sırasıyla test cihazı üzerine yerleştirilmiştir. ASTM E290 [131] standardına uygun olarak yükleme kolundaki hız 0,5 mm/dk olarak ayarlanmıştır. Cihaz üzerinden uygulanan kuvvet değerine karşılık yük ekseninde numuneler üzerinden alınan deplasman değerleri kaydedilmiştir. Test kurulumundan alınan görsel Şekil 3.13'te sunulmuştur.



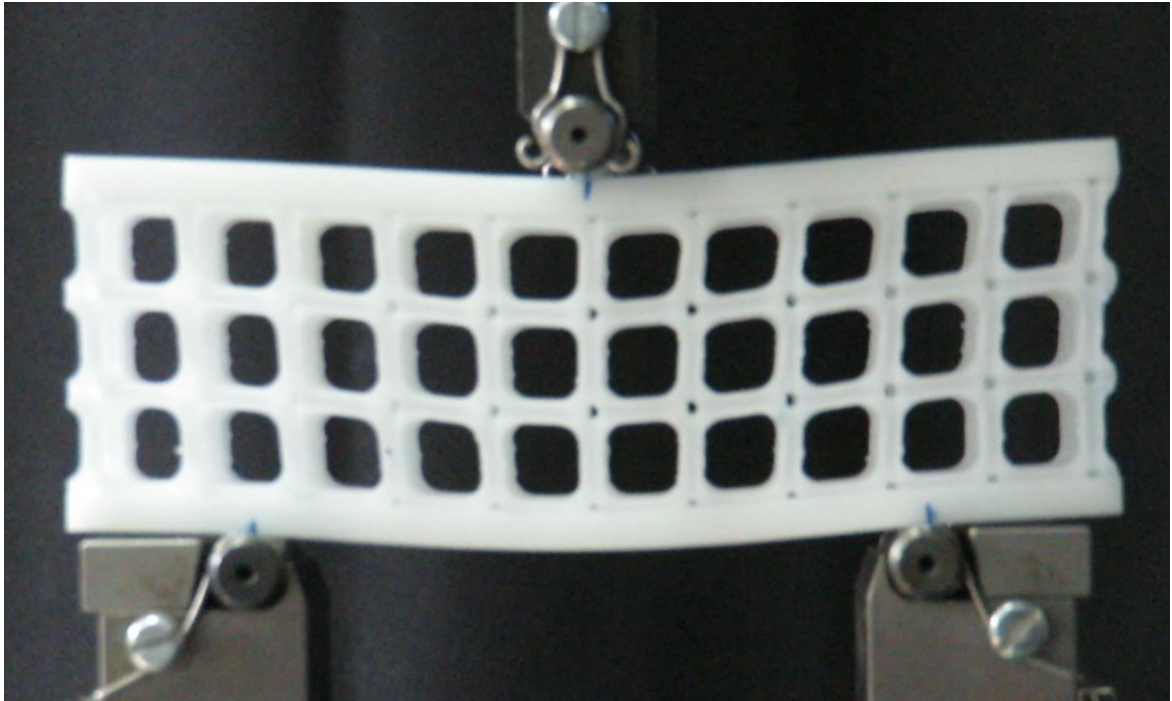
Şekil 3.13. Üç nokta eğme testlerini yapıldığı Instron 5582 cihazı

Üç nokta eğme testinde bir numunenin deforme edilmeden önceki durumu Şekil 3.14'te sunulmuştur.



Şekil 3.14. Test edilen bir numunenin deforme edilmeden önceki durumu

Üç nokta eğme testinde bir numunenin deforme edilmiş hali Şekil 3.15’te sunulmuştur.



Şekil 3.15. Test edilen bir numunenin deforme edilmiş hali

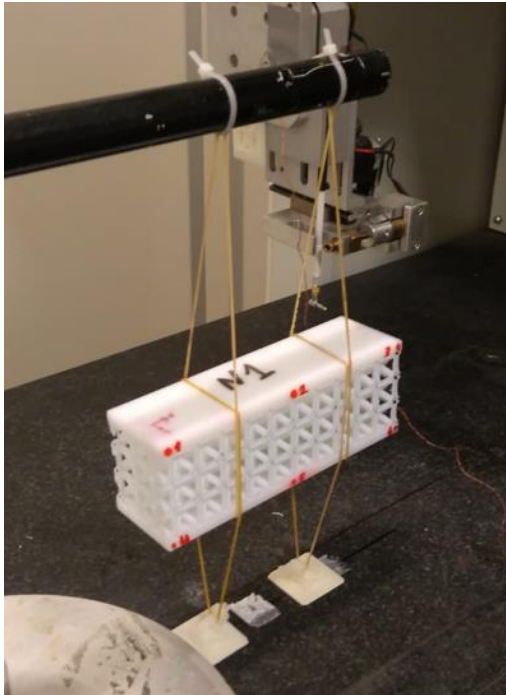
3.3.2. Modal testler

Geometrilerin doğal frekanslarının deneysel olarak bulunmasında kullanılan yöntemlerden birisi çekiç testidir. Çalışma kapsamında üretilmiş 9 adet numuneye serbest-serbest sınır koşulunda olacak şekilde darbe tahrik tekniği ve çekiç kullanılarak modal testler uygulanmıştır. Darbe tahrik tekniği kullanılan modal testlerde, numuneye uygulanan kuvvetin konumu ve şiddeti düzgün Hızlı Fourier Transformu elde etmek açısından önemli olduğundan yapılan bütün testlerde aynı noktadan aynı kuvvetin uygulandığından emin olunması için modal test robotu kullanılmıştır.

Testlerde, kütle etkisini en aza indirmek için bir eksenli ivmeölçer PCB markalı, 352C23 modeli ve plastik uçlu PCB marka, 086E80 modeli modal çekiç kullanılmıştır.

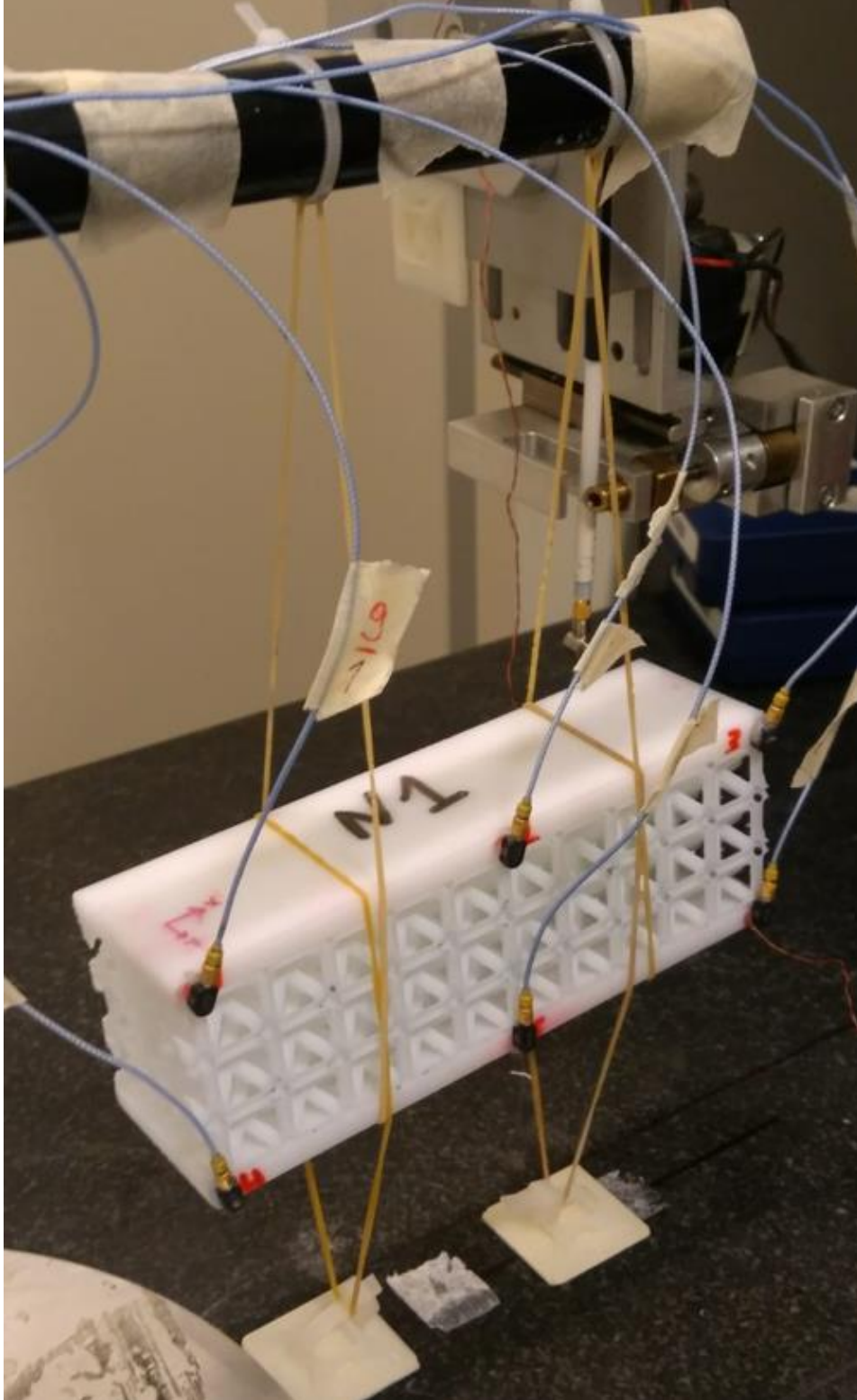
Modal testlerde dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta olan askı katılığına da ayrıca dikkat edilmiş ve askı modları, numunelerin ilk elastik modundan en az on kat daha düşük olacak şekilde ayarlanmıştır.

Şekil 3.16’da modal test robotuna serbest-serbest sınır koşulunu sağlayacak şekilde bağlanmış bir numune sunulmuştur.



Şekil 3.16. Modal test robotuna bağlanmış bir numune

İlk doğal frekansların mod şekillerinin belirgin bir şekilde görülmesi adına Şekil 3.17’de görüleceği üzere 6 adet ivme ölçerden 4 adeti numunenin köşelerine, 2 adeti de uzunlamasına olan kenarların orta noktalarına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.17. Modal test düzeneğinde üzerine ivmeölçerler yerleştirilmiş numune

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Çalışma kapsamında farklı birim hücre yapısına sahip kafes kirişlerden meydana gelmiş metamateryallerin titreşim karakteristiğinin incelenmesi ve buradan elde edilen bilgi birikimi kullanılarak birim hücrenin değişken boyutsal özelliklerine bağlı olacak şekilde yapıların doğal frekans değerlerini hesaplayabilen bir çözüm aracı elde edilmesi hedeflenmiştir. Bahsi geçen çözüm aracının elde edilmesinin hedeflenmesinin sebebi sonlu eleman metoduyla çalışan mevcut sayısal analiz yazılımlarından daha hızlı ve pratik sonuç almaktır. Ayrıca sonlu eleman metoduyla çalışan mevcut sayısal analiz yazılımlarının ihtiyaç duyduğu bir adım olan üç boyutlu geometri modellenmesi adımına gerek kalmaksızın bir çözüm elde edebilmektir. Yapılan çalışmanın daha sonra yapılabilecek doğal frekansa bağlı bir topoloji optimizasyonu aracı elde etme çalışmasına referans oluşturması hedeflenmiştir.

Karmaşık yapıya sahip olup alışılmış imalat teknikleriyle üretimine imkân olmayan kafes kiriş yapılı metamateryallerin eklemeli imalat yöntemiyle üretilmesine karar verilmiştir. Çalışma kapsamında ele alınan yapıların titreşim karakteristiğini tespit etmekte kullanılacak sayısal yöntemlerde malzemenin izotropik özelliklere sahip olmasının avantajlı olacağı bilindiğinden izotropik malzeme özelliğine yakın üretim çıktısına imkân veren SLA üretim yönteminin kullanılması tercih edilmiştir. SLA üretim yönteminde kullanılan reçine tipine göre üretim için tanımlanabilecek katman kalınlığı değeri değişiklik göstermektedir. Daha hassas bir üretim yapılması tercih edileceğinden 50 mikron kalınlığında katman kalınlığı ile üretim yapılmasına imkân sağlayan Rigid reçinenin kullanımına karar verilmiştir. Rigid reçinenin tercih edilmesindeki bir diğer sebep ise çalışma yapıldığı esnada en yüksek Elastisite Modülü değerine sahip reçine olması, bu sebepten mukavemete ihtiyaç olan mühendislik uygulamalarında tercih edilebilecek bir malzeme olmasıdır.

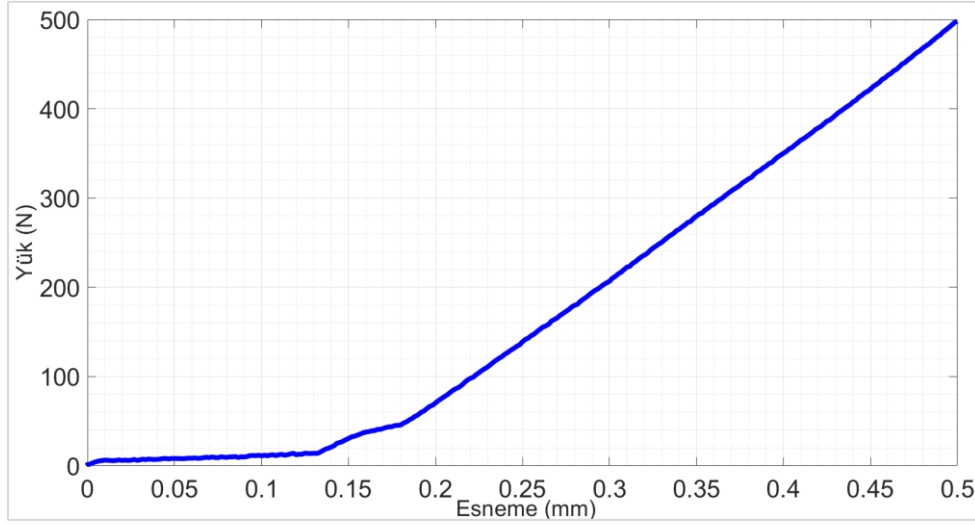
Çalışma kapsamında kullanılan SLA üretim yönteminde numuneler üretim sonrası ham durum olarak isimlendirilen malzeme özellikleri maksimize edilmemiş durumdadır. Üretim sonrasında numuneler kürlleme işlemine alınmaktadır. Üretici firmalar tarafından kataloglarda reçinelerle üretilen parçaların malzemelerinin kürlleme öncesi ve kürlleme sonrası ulaşacağı mekanik özellikler sunulmakla birlikte parça geometrisine bağlı olarak kürlleme performansının değişebileceği buna bağlı olarak da kürlleme sonrası elde edilecek

malzeme mekanik özelliklerin değişiklik gösterebileceği vurgulanmaktadır. Bahsi geçen sebepten üretim sonrası elde edilen nihai geometrilerde elde edilen malzeme mekanik özelliklerinin deneysel olarak tespit edilmesine karar verilmiştir. Konuyla ilgili önceden yapılmış çalışmalar incelendiğinde benzer metamalzeme geometriler için metamalzeme yapının dikdörtgen bir prizma hacmine sığacak şekilde modellenip alt ve üst kısmına plakalar eklenerek sandviç plakalar elde edildiğiyle karşılaşılmıştır. Elde edilen sandviç plakalara üç nokta eğme testi uygulanarak, plakaların eğme yükü altındaki performansından malzemenin mekanik özelliklerine ulaşılabileceğine sonucuna varılmıştır. Çalışma kapsamında ele alınan kafes giriş yapıya sahip metamalzemelerin sandviç plaka haline getirilip üç nokta eğme testiyle numunelerin kütleme sonrası mekanik malzeme özelliklerine ulaşılmasına karar verilmiştir. Testler sonucunda elde edilen bulgular ve yorumlara, verilere bağlı olarak yapılan tartışmaya Bölüm 4.1’de yer verilmiştir.

4.1. Numunelerin Mekanik Özelliklerinin Ölçülmesi ve Benzetimi

Bölüm 4 giriş kısmında anlatıldığı gibi numunelerin mekanik özelliklerini tespit etmek için 3 nokta eğme testi uygulanmıştır. Yapılan testlerin kapsamına malzeme özellikleri bilinen, alışılmış üretim teknikleriyle üretimi mümkün bir geometriye sahip alüminyum plakanın test edilmesi dahil edilmiştir. Alüminyum plakadan elde edilen veriler, üç nokta eğme testi için sayısal benzetim modelinden doğru sonuç elde edilip edilmediğine dair doğrulama verisi olarak kullanılacaktır. Numunelere Bölüm 3.3.1’de açıklanan yöntemle üç nokta eğme testi uygulanmıştır. Şekil 4.1’de alüminyum plaka için elde edilmiş yük-esneme grafiği sunulmuştur.

Grafiğin elde edilmesinde kullanılan ham verilerden plaka üzerindeki 200 N’luk yük değişimine karşılık gelen esneme değeri elde edilmiştir. Bu esneme değerleriyle sayısal benzetim modelinden elde edilen esneme değerlerinin karşılaştırılması Çizelge 4.1’de sunulmuştur. Çizelge 4.1’de görülen yüzde hatanın kabul edilebilir bir seviyede olduğu değerlendirilmiştir. Bu sebeple üç nokta eğme sayısal benzetiminde tanımlanan sınır şartlarının, kontak tiplerinin, ağ kalitesinin uygun olduğu anlaşılmıştır. Dolayısıyla üç nokta eğme testinin yansıtıldığı sayısal benzetim modelinin deneysel verilere oldukça yakın sonuçlar verip sandviç panel geometrilerinin de kullanımı için uygun olduğu çıkarımı yapılmıştır.



Şekil 4.1. Alüminyum plaka için yük-esneme grafiği

Çizelge 4.1. Al plaka için eğme testi ve nümerik benzetim esneme değerleri

	Eğme Testi	Sayısal Benzetim	Yüzde Hata
Esneme (mm)	0,1016	0,0994	%2,12

Çalışma kapsamında üretilmiş dokuz adet metamatzeme sandviç yapılı geometrinin üç nokta eğme testlerinden elde edilmiş yük-esneme grafikleri Şekil 4.2’den Şekil 4.4’e kadar sunulmuştur. Grafiklerde yüklerin uygulanmaya başladığı anda numune ve test cihazı basma silindiri arasında boşluk olması sebebiyle yükteki az miktarda artışa göre esneme miktarında daha fazla değişim görülmektedir. Numune ve test cihazı basma silindiri arasındaki boşluk kapanınca grafiklerdeki eğimde değişme olmaktadır. Boşluğun kapanması testin tamamına göre az bir süreyi kapsamaktadır. Mekanik özelliklerin tespit edilmesinde boşluk kapandıktan sonraki doğrusal bölge dikkate alınmıştır.

Grafiklerden görüleceği gibi üzerlerine eşit miktarda yük uygulandığında 3 mm çapa sahip içi dolu dikey ve yatay kirişlere sahip olan Numune 1-0, içi 1 mm boşaltılmış, 3 mm dış çapa sahip dikey ve yatay kirişlere sahip olan Numune 1-1’den daha az esnemekte, Numune 1-1 de içi 2 mm boşaltılmış, 3 mm dış çapa sahip dikey ve yatay kirişlere sahip olan Numune 1-2’den daha az esnemektedir.

Farklılığın sebebi kirişlerin içlerinin boşaltılmasıyla kesit alanlarının azaltılması, dolayısıyla eğme yüküne karşı mukavemetinin azalmasıdır. Deneysel sonuçlar ile teoride beklenen davranış birbiriyle örtüşmektedir.

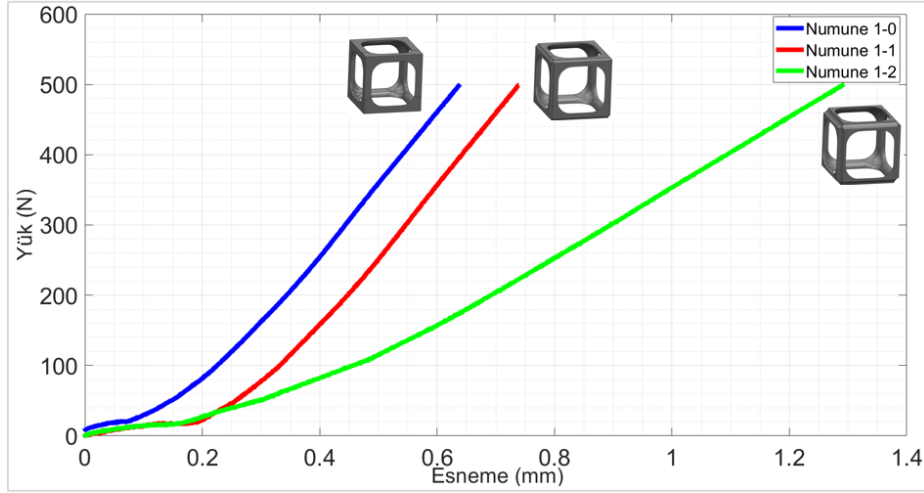
Benzer şekilde 3 mm çapa sahip içi dolu dikey, yatay ve tek taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip olan Numune 2-0, içi 1 mm boşaltılmış, 3 mm dış çapa sahip dikey, yatay ve tek taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip olan Numune 2-1’den daha az esnemekte, Numune 2-1 de içi 2 mm boşaltılmış, 3 mm dış çapa sahip dikey, yatay ve tek taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip olan Numune 2-2’den daha az esnemektedir.

Yine benzer şekilde 3 mm çapa sahip içi dolu dikey, yatay ve iki taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip olan Numune 3-0, içi 1 mm boşaltılmış, 3 mm dış çapa sahip dikey, yatay ve iki taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip olan Numune 3-1’den daha az esnemekte, Numune 3-1 de içi 2 mm boşaltılmış, 3 mm dış çapa sahip dikey, yatay ve iki taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip olan Numune 3-2’den daha az esnemektedir.

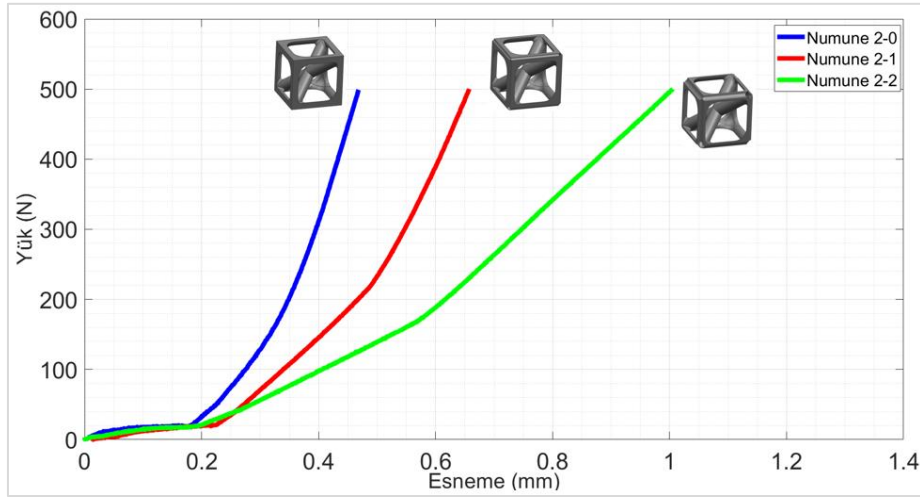
Üzerlerine eşit miktarda yük uygulandığında Numune 1-0, 1-1 ve 1-2 sadece yatay ve dikey kirişlerden meydana geldiğinden dikey, yatay ve tek taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip Numune 2-0, 2-1 ve 2-2’ye göre daha fazla esnemektedir. Numune 2-0, 2-1 ve 2-2 de dikey, yatay ve iki taraftan çaprazlanmış kirişlere sahip Numune 3-0, 3-1 ve 3-2’ye göre daha fazla esnemektedir.

Çizelge 4.2’de çalışma kapsamında ele alınan tüm sandviç plaka numuneler için eğme testinden elde edilen ve sayısal benzetimden elde edilen, 200 N’luk yük değişimine karşılık gelen esneme değerleri sunulmuş deneysel sonuçlarla sayısal benzetimden elde edilen sonuçlar arasındaki yüzdesel fark ortaya konmuştur. sayısal benzetimde ilk olarak Rigid malzeme için katalogda sunulan kürlleme sonrası değer Elastisite Modülü değeri olan 4,1 GPa değeri kullanılmıştır. Çizelge 4.2’de de 4,1 GPa Elastisite Modülü için nümerik benzetimden elde edilen esneme değerleri sunulmuştur.

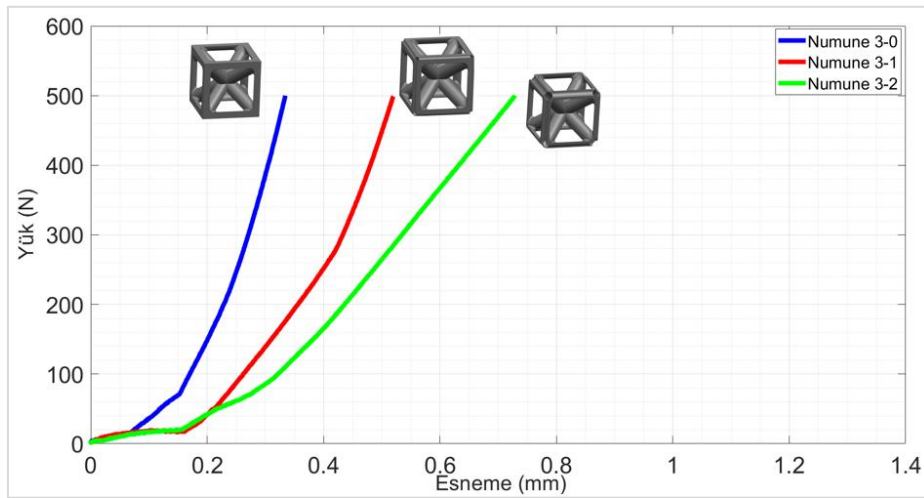
Çizelge 4.2’de görüleceği üzere deneysel sonuçlarla nümerik benzetimden elde edilen sonuçlar arasında farklar mevcuttur. Meydana gelen farkın malzeme için tanımlanan Elastisite Modülü değerinden kaynaklandığı düşünölmüştür. Bu sebeple deneysel sonuçlardan elde edilen esneme değerlerine yaklaşılması adına nümerik benzetim modeli farklı Elastisite Modülü değerleri için yeniden özdürölmüştür. özömden elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılması üzere izelge 4.3’te sunulmuştur.



Şekil 4.2. Numune 1-0, 1-1 ve 1-2 için yük-esneme grafiği



Şekil 4.3. Numune 2-0, 2-1 ve 2-2 için yük-esneme grafiği



Şekil 4.4. Numune 3-0, 3-1 ve 3-2 için yük-esneme grafiği

Çizelge 4.2. Numuneler için eğme testi ve nümerik benzetim esneme değerleri (E=4,1 GPa)

	Numune	Eğme Testi	Nümerik Benzetim	Yüzde Hata
Esneme (mm)	1-0	0,00676	0,00630	%6,75
	1-1	0,00897	0,00686	%23,54
	1-2	0,01417	0,00950	%32,96
	2-0	0,00257	0,00226	%12,21
	2-1	0,00335	0,00232	%30,66
	2-2	0,00664	0,00376	%44,72
	3-0	0,00179	0,00149	%16,74
	3-1	0,00245	0,00163	%33,32
	3-2	0,00508	0,00273	%46,27

Çizelge 4.2’de görüleceği üzere numunelerdeki kiriş sayısı arttıkça ve kiriş içlerindeki boşaltma miktarı arttıkça deneysel veri ile nümerik benzetimden elde edilen sonuçlar arasındaki farkın arttığı görülmektedir. Farkın artmasının sebebi olarak geometri içi yapısındaki karmaşıklık arttıkça kürlenmenin homojenlikten uzaklaştığı dolayısıyla kürlenme sonrası elastisite modülüne yaklaşılamadığı yorumu yapılmıştır. Eğer eşit deplasmanlara ulaşmak için nümerik benzetim yazılımında tanımlanan Elastisite modülü değerinde güncellemeler yapılırsa Çizelge 4.3’teki Elastisite modülü değerlerine ulaşıldığı görülmüştür.

Sonuçların farklılığı göz önüne alınarak bir değerlendirme yapıldığında üç nokta eğme testiyle eşdeğer bir Elastisite modülü elde edilmesinin uygun olmayacağı sonucuna varılmıştır. Bunun sebebi olarak eğme testinde yapıya görece yüksek kuvvetler uygulanması, test esnasında yapı içerisinde deformasyonlarla karşılaşılması, geometride plakalar ile kirişler arasında çentik etkisine sahip birleşme noktalarının bulunması ve bu birleşme noktasının geometrideki kiriş sayısı arttıkça artması, yapı içerisinde geometrik olarak mükemmellikten sapmaların deney sonucuna etkisinin gözlemlenememesi gösterilebilir. Buradan hareketle malzemenin mekanik özelliklerinin neredeyse statik olan üç nokta eğme testi yerine dinamik bir test olan çekiç testi ile yapılarak saptanmasının daha uygun olacağı sonucuna varılmıştır.

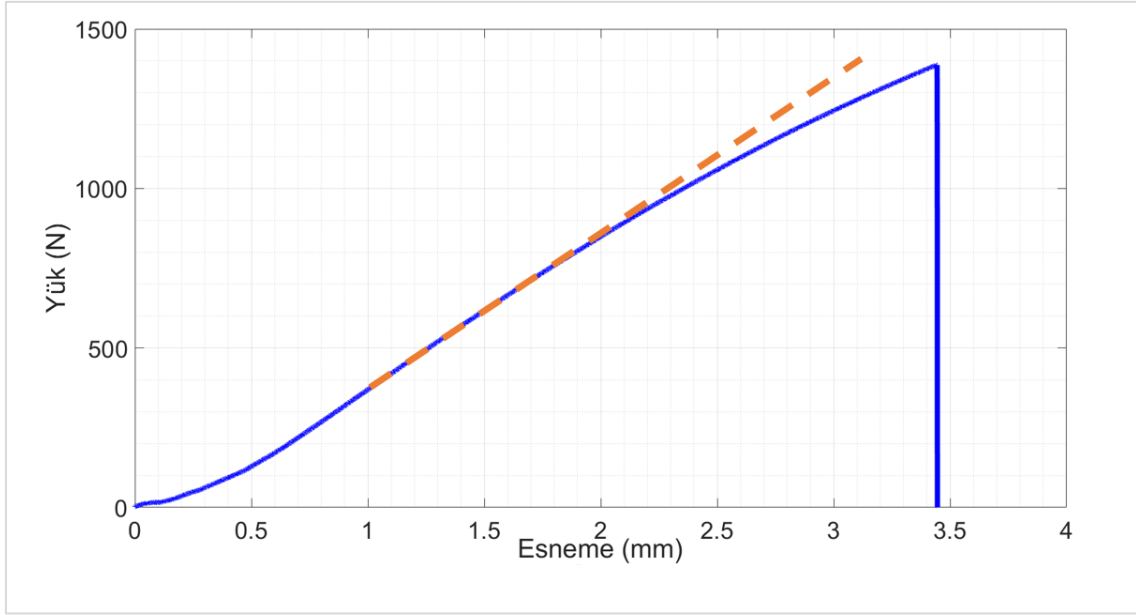
Çizelge 4.3. Kestirilmiş Elastisite Modülü değerlerinde esneme değerleri

	Numune	E(GPa)	Eğme Testi	Nümerik Benzetim	Yüzde Hata
Esneme (mm)	1-0	3,85	0,00676	0,00671	%0,74
	1-1	3,15	0,00897	0,00892	%0,56
	1-2	2,75	0,01417	0,01417	%0,00
	2-0	3,65	0,00257	0,00254	%1,17
	2-1	2,80	0,00335	0,00340	%1,49
	2-2	2,25	0,00664	0,00668	%0,60
	3-0	3,50	0,00179	0,00175	%2,23
	3-1	2,80	0,00245	0,00239	%2,45
	3-2	2,20	0,00508	0,00508	%0,00

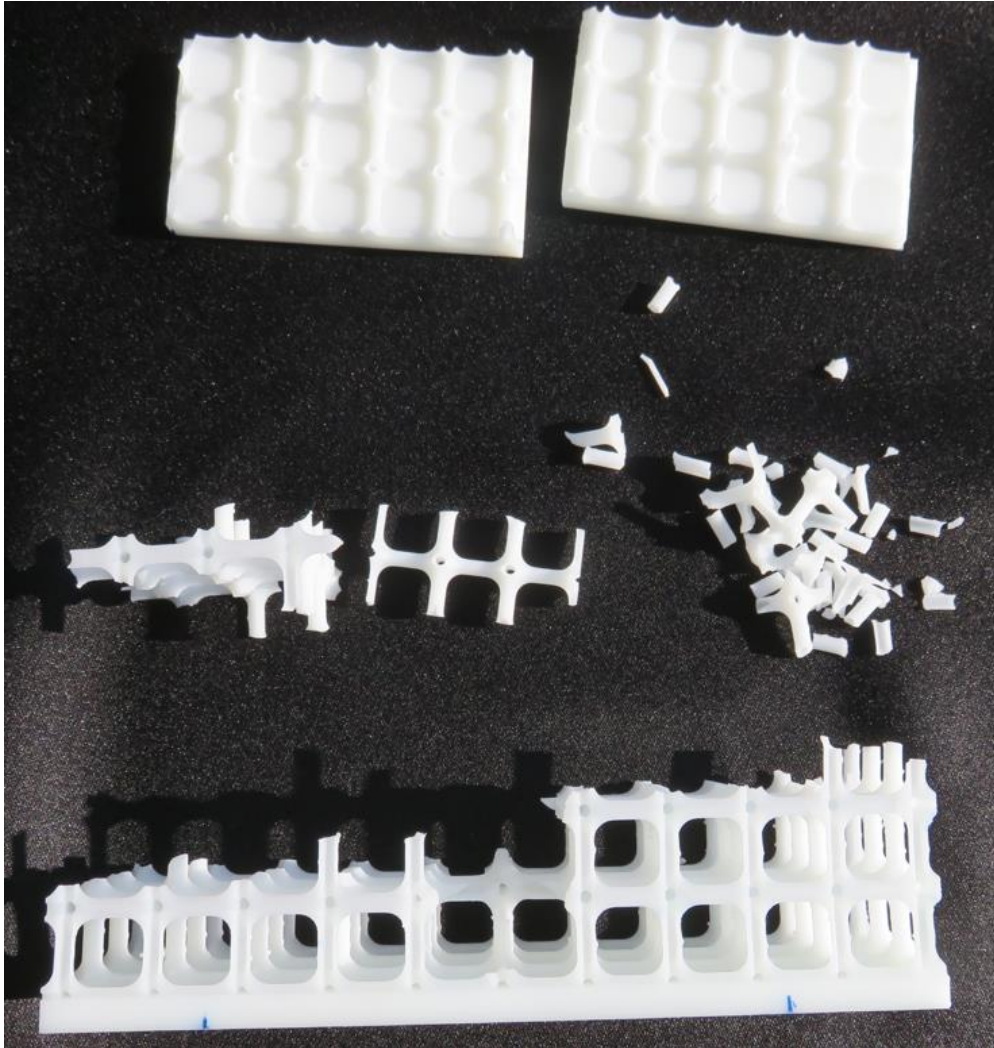
Numune 1-2 için eğme yükü altındaki kırılmayı gözlemlemek için eğme testi cihazından numunede kırılma meydana gelene kadar yükleme yapılmıştır. Şekil 4.5'te Numune 1-2 için kırılma aşamasını içeren yük-esneme grafiği sunulmuştur. Grafikte görüleceği üzere yük ve esneme arasında doğrusala oldukça yakın bir ilişki vardır. Kırılma gerçekleşmeden önce numune taşıyabileceği en yüksek yük değeri altında kalmıştır. Kırılma gerçekleştiği anda esneme miktarı da ani olarak sıfıra düşmüştür. Buradan malzemenin kırılğan bir yapıya sahip olduğunun deneysel olarak da ortaya konduğu sonucuna varılmıştır.

Şekil 4.5'te kesikli çizgi ile doğrusal eğilme-yük ilişkisi temsil edilmiştir. Mavi çizgi ise yapının eğilme-yük davranışını temsil etmektedir. Görüleceği üzere yapının davranışı belirli bir bölgede doğrusal devam ederken yük miktarı arttıkça doğrusallıktan sapma olmaktadır. Sapmanın sebebi yük arttıkça yapıda kırılmalar olmasına bağlanmıştır.

Sandviç panel 1-2 için eğme yükü altında kırılma sonrası numuneden alınan görsel Şekil 4.6'da sunulmuştur.



Şekil 4.5. Numune 1-2 için kırılma aşamasını içeren yük-esneme grafiği



Şekil 4.6. Eğme yükü altında kırılma sonrası sandviç panel 1-2'den alınan görsel

4.2. Numunelerin Titreşim Karakteristiğinin Deneysel Tespiti ve Benzetimi

Çalışma kapsamında hedeflenen titreşim karakteristiği incelenmesi ve titreşim karakteristiğiyle ilgili bilgileri sunacak çözüm aracının elde edilmesinde öncelikle numunelerin titreşim karakteristiklerinin deneysel olarak elde edilmesinin uygun olacağı düşünülmüştür. Ayrıca üç nokta eğme testi, numuneler deforme edildiğinden tahribatlı bir test şeklidir. Bunun yerine numunelere zarar vermeden yapılacak tahribatsız bir test yöntemine yönelmeye karar verilmiştir. Bu sebeplerden numunelere çekiçle modal test uygulanmasına karar verilmiştir. Modal test yönteminin seçilmesinin bir diğer sebebi de dinamik test olduğundan eşdeğer Elastisite Modüllerinin homojen olup olmadığının kontrolünün daha doğru bir şekilde yapılmasına imkân sağlamasıdır.

Çizelge 4.4'te numunelere Bölüm 3.3.2'de anlatıldığı haliyle uygulanmış modal testlerden elde edilen doğal frekans değerleri ve mod şekilleri sunulmuştur. Ayrıca numunelere Bölüm 3.2.2'de anlatıldığı şekilde uygulanan sayısal benzetimden elde edilen doğal frekans değerleri ve mod şekilleri sunulmuştur. Test ile elde edilen doğal frekans değerleri ile nümerik benzetimden elde edilmiş doğal frekans değerleri arasındaki yüzdesel fark sunulmuştur.

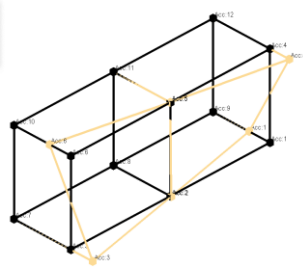
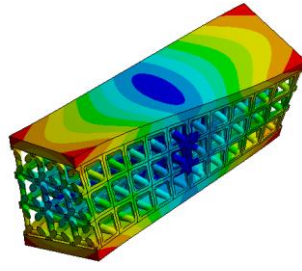
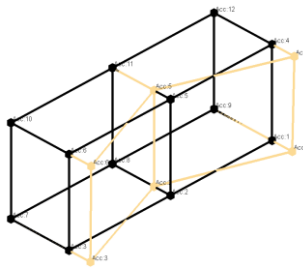
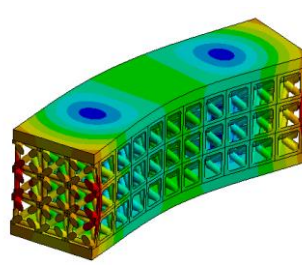
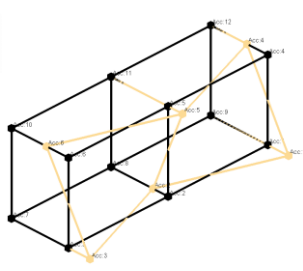
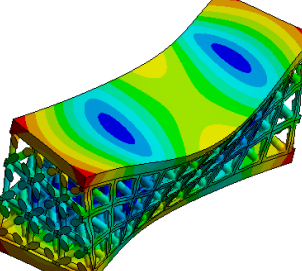
Çizelge 4.2'de görüleceği üzere çekiç testinden elde edilen doğal frekans değerleri ile nümerik benzetimden elde edilen doğal frekans değerlerinin birbirine yakın olduğu sonucu elde edilmiştir. Doğal frekans değerlerinin yakın olmasının yanı sıra modal testten elde edilen mod şekilleriyle nümerik benzetimden elde edilen mod şekillerinin tutarlı olduğu görülmektedir.

Sandviç panellerin çekiç testlerinden elde edilmiş üç mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerleri burulma, bükülme ve burulmanın ikinci mod şekline karşılık gelecek şekilde Çizelge 4.4'te sunulmuştur.

Şekil 4.7'de görüleceği üzere burulma mod şeklinde Numune 1-0'dan Numune 1-2'ye doğru gidildikçe burulma mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerinde azalma olduğu görülmektedir. Kesit kafes kirişlerin kesit alanları azaldıkça kirişlerin kütleleri azalmaktadır, aynı zamanda kesit alanı azaldığından kirişlerin ataleti de azalmaktadır, kütle azalmasının doğal frekansı artıran yönde etkisi olurken ataletin azalmasının doğal frekansı

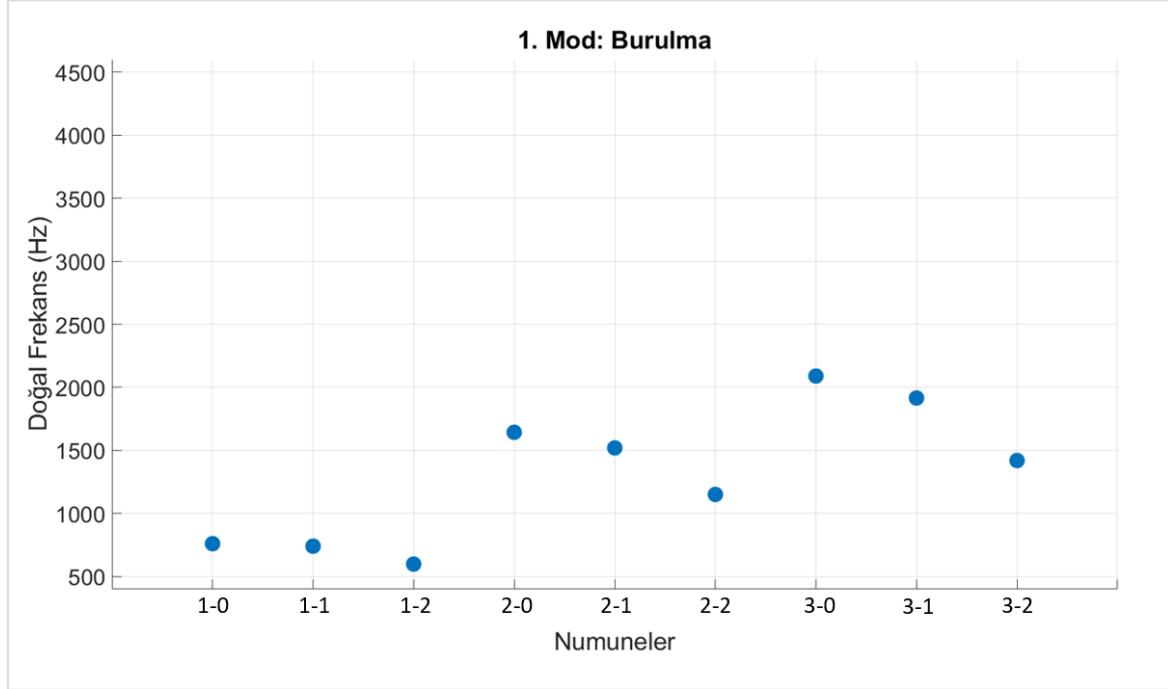
azaltan yönde etkisi olmaktadır. İki etkiden atalettaki azalmanın daha baskın olması doğal frekansın azalmasına sebep olmuştur.

Çizelge 4.4. Modal test ve nümerik benzetim titreşim karakteristikleri

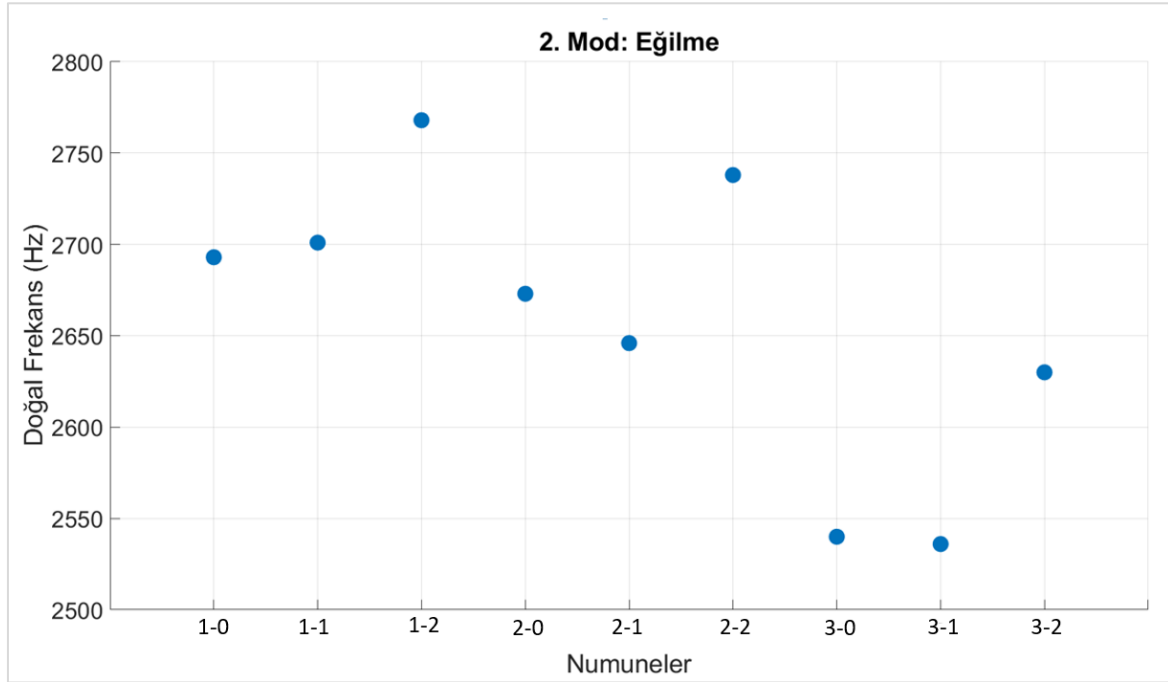
Mod	Numune	Frekans (Hz)			Modal Test Mod Şekli	Nümerik Benzetim Mod Şekli
		Test	Nümerik Benzetim	Fark (%)		
Birinci Burulma Modu	1-0	761	731	3,9		
	1-1	741	692	6,7		
	1-2	599	567	5,4		
	2-0	1644	1520	7,6		
	2-1	1520	1450	4,7		
	2-2	1151	1153	0,1		
	3-0	2090	1928	7,8		
	3-1	1916	1834	4,3		
	3-2	1420	1458	2,7		
Birinci Eğilme Modu	1-0	2693	2454	8,9		
	1-1	2701	2478	8,3		
	1-2	2768	2551	7,9		
	2-0	2673	2396	10,4		
	2-1	2646	2421	8,5		
	2-2	2738	2513	8,2		
	3-0	2540	2318	8,8		
	3-1	2536	2343	7,6		
	3-2	2630	2456	6,6		
İkinci Burulma Modu	1-0	3429	3245	5,4		
	1-1	3370	3211	4,7		
	1-2	3381	3095	8,5		
	2-0	3951	3537	10,5		
	2-1	3770	3466	8,1		
	2-2	3466	3194	7,9		
	3-0	4469	4039	9,6		
	3-1	4223	3915	7,3		
	3-2	3654	3489	4,5		

Aynı davranış Numune 2-0'dan Numune 2-2'ye ve Numune 3-0'dan Numune 3-2'ye doğru gidildikçe de görülmektedir. Ayrıca Numune 1-0, Numune 1-1, Numune 1-2'den Numune 2-0, Numune 2-1, Numune 2-2'ye geçildiğinde ve Numune 2-0, Numune 2-1, Numune 2-2'den Numune 3-0, Numune 3-1, Numune 3-2'ye geçildiğinde üçlü numune grupları arasında burulma modunda artış olduğu görülmektedir. Sadece yatay ve dikey

kirişlere tek çapraz taraflı kirişler ve iki taraflı çapraz kirişler eklendiğinde burulma modunda artış olduğu görülmektedir.



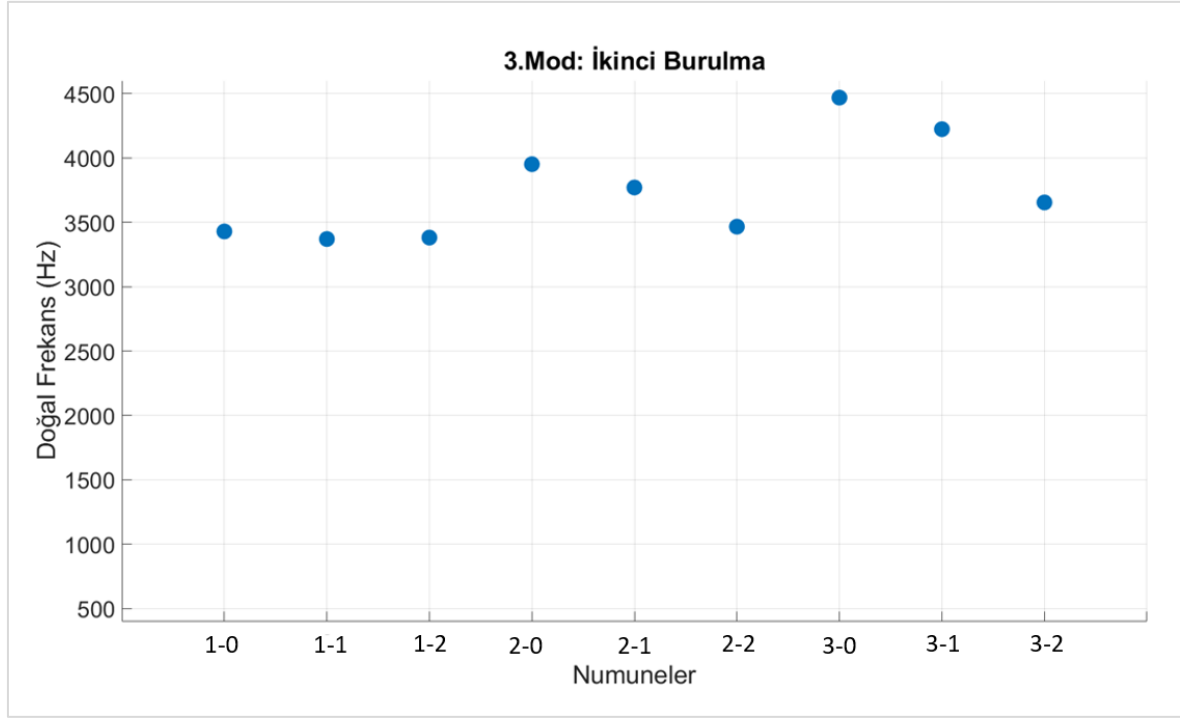
Şekil 4.7. Birinci burulma mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerleri



Şekil 4.8. Eğilme mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerleri

Şekil 4.8’de görüleceği üzere eğilme mod şeklinde Numune 1-0’dan Numune 1-2’ye doğru gidildikçe doğal frekans değerlerinde artış olduğu görülmektedir. Numune 2-0’dan Numune 2-1’e gidildiğinde doğal frekans değerinde azalma, Numune 2-1’den Numune 2-2’ye gidildiğinde ise doğal frekans değerinde artış olduğu görülmektedir. Benzer bir şekilde Numune 3-0’dan Numune 3-1’e gidildiğinde doğal frekans değerinde azalma, Numune 3-1’den Numune 3-2’ye gidildiğinde ise doğal frekans değerinde artış olduğu görülmektedir. Eğilme modu için tek çapraz taraflı kirişler ve iki taraflı çapraz kirişler eklendiğinde eğilme yönündeki doğal frekans değerinde herhangi bir iyileşmeye sebebiyet vermediği, aksine kütle ve atalettaki değişimler sebebiyle eğilme moduna karşılık gelen doğal frekans değerlerinde azalmaya sebep olduğu görülmektedir.

Şekil 4.9’da görüleceği üzere ikinci burulma mod şeklinde Numune 1-0’dan Numune 1-1’e gidildiğinde doğal frekans değerinde azalma, Numune 1-1’den Numune 1-2’ye gidildiğinde doğal frekans değerinde artma olduğu görülmektedir. Numune 2-0’dan Numune 2-2’ye ve Numune 3-0’dan Numune 3-2’ye doğru gidildikçe doğal frekans değerlerinde azalma olduğu görülmektedir. Numune 1-0, Numune 1-1, Numune 1-2’den Numune 2-0, Numune 2-1, Numune 2-2’ye geçildiğinde ve Numune 2-0, Numune 2-1, Numune 2-2’den Numune 3-0, Numune 3-1, Numune 3-2’ye geçildiğinde üçlü numune grupları arasında ikinci burulma modunda artış olduğu görülmektedir. Sadece yatay ve dikey kirişlere tek çapraz taraflı kirişler ve iki taraflı çapraz kirişler eklendiğinde ikinci burulma modunda artış olduğu görülmektedir.



Şekil 4.9. Burulmanın ikinci mod şekline karşılık gelen doğal frekans değerleri

Numunelere uygulanan çekiç testi ve nümerik benzetim sonuçlarının birbirine yakın olduğu görüldüğünden modal nümerik benzerimde tanımlanan malzeme özelliklerinin, mesh kalitesinin uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Çalışma başlangıcında hedeflenen kafes kirişlerden oluşmuş yapıların titreşim karakteristiği bilgilerini sunacak çözüm aracı elde edilmesi için Matlab yazılımı kullanılarak Bölüm 3.1’de anlatıldığı şekliyle sayısal çözüm yöntemine dayalı kod geliştirilmiştir. Bahsi geçen çözüm kodundan elde edilen sonuçları test verileriyle doğrulanmış nümerik benzetim sonuçlarıyla karşılaştırmak adına kafes kirişlerden oluşturulmuş yapılar için ANSYS yazılımında modal nümerik benzetim modeli oluşturulmuştur.

4.3. Kafes Kiriş Yapılar Sayısal Sonlu Eleman Çözümü ve Nümerik Benzetim

Kafes kiriş yapıların titreşim karakteristiğini gösterebilmek adına Bölüm 3.1’de anlatıldığı şekliyle sayısal çözüm yöntemine dayalı çözüm kodu geliştirilmiştir. Çözüm kodundan elde edilen sonuçları test verileriyle doğrulanmış nümerik benzetim sonuçlarıyla karşılaştırmak adına kafes kirişlerden oluşturulmuş yapılar için ANSYS yazılımında

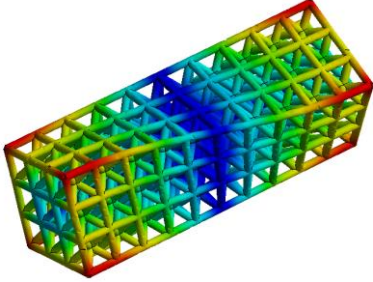
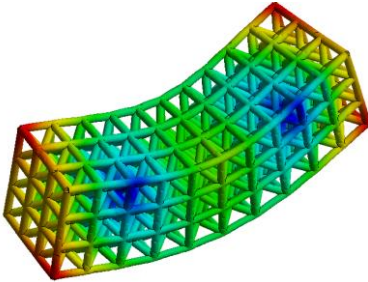
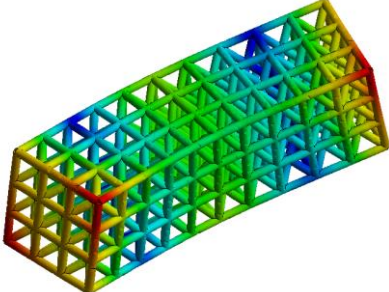
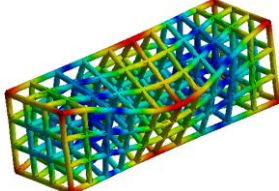
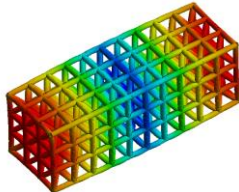
modal nümerik benzetim modeli oluşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar Çizelge 4.5'te sunulmuştur.

Çizelge 4.5'te görüleceği üzere çubukların kesit alanı azaldıkça nümerik benzetim sonuçları ile sayısal sonlu eleman çözümünden elde edilen sonuçların birbirine daha fazla yakınsamaktadır. Bunun sebebinin nümerik benzetim yaklaşımında atalete bağlı etkilerin boyutsal olarak tanımlanamaması olduğu düşünülmektedir. Kesit alanı azaldıkça atalete bağlı boyutsal etkiler azalmakta, dolayısıyla iki yöntemden elde edilen sonuçların birbirine daha yakın olduğu görülmektedir.

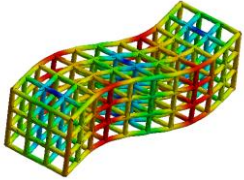
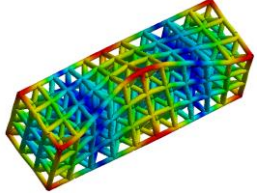
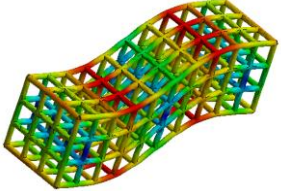
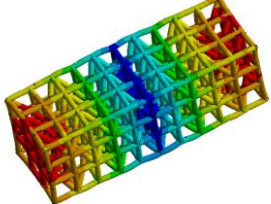
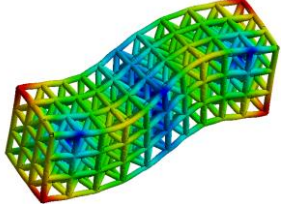
Çizelge 4.5'te görüleceği üzere ilk üç doğal frekansa denk gelen mod şekli dokuz adet geometri için de aynıdır. Bununla birlikte dördüncü doğal frekansa denk gelen mod şeklinin ilk altı geometri için kendi içlerinde aynı ve ikinci burulma modu olduğu, son üç adet geometri için de kendi içlerinde aynı ve geometrinin uzunlamasına eksenindeki uzama ve kısalmasını içeren mod şeklidir. Buradan yatay kirişlere iki taraflı çapraz kirişler eklendiğinde ikinci burulma modunun ötelendiği anlaşılmaktadır.

İkinci burulma modun kiriş bütünüünün uzunlamasına olan yönde orta kısmında dış kirişlerin merkezden yaptığı deplasmana iki taraflı çapraz kirişlerin direnç göstereceği bilindiğinden böyle bir sonuçla karşılaşılmasının beklenen davranışla örtüştüğü söylenebilir.

Çizelge 4.5. Nümerik benzetim ve sayısal sonlu eleman çözümü sonuçları

	Numune	Frekans (Hz)			Nümerik Benzetim Mod Şekli
		Nümerik Benzetim	Matris Çözümü	Fark (%)	
Birinci Doğal Frekans	1-0	682	548	20	
	1-1	693	578	17	
	1-2	718	659	8	
	2-0	1476	1206	18	
	2-1	1473	1218	17	
	2-2	1471	1251	15	
	3-0	1851	1438	22	
	3-1	1846	1445	22	
	3-2	1839	1468	20	
İkinci Doğal Frekans	1-0	1171	947	19	
	1-1	1187	992	16	
	1-2	1213	1111	8	
	2-0	1941	1664	14	
	2-1	1939	1671	14	
	2-2	1923	1690	12	
	3-0	1994	1603	20	
	3-1	1986	1606	19	
	3-2	1957	1612	18	
Üçüncü Doğal Frekans	1-0	1171	947	19	
	1-1	1187	993	16	
	1-2	1214	1111	8	
	2-0	1970	1684	15	
	2-1	1965	1688	14	
	2-2	1945	1699	13	
	3-0	1994	1604	20	
	3-1	1986	1606	19	
	3-2	1959	1612	18	
Dördüncü Doğal Frekans	1-0	1382	1118	19	
	1-1	1407	1178	16	
	1-2	1447	1342	7	
	2-0	2908	2348	19	
	2-1	2897	2379	18	
	2-2	2891	2461	15	
	3-0	3557	2752	23	
	3-1	3557	2756	23	
	3-2	3497	2765	21	

Çizelge 4.5. (devam) Nümerik benzetim ve sayısal sonlu eleman çözümü sonuçları

	Numune	Frekans (Hz)			Nümerik Benzetim Mod Şekli
		Nümerik Benzetim	Matris Çözümü	Fark (%)	
Beşinci Doğal Frekans	1-0	1614	1288	20	
	1-1	1639	1356	17	
	1-2	1686	1539	9	
	2-0	3525	2916	17	
	2-1	3521	2953	16	
	2-2	3510	3037	13	
	3-0	3681	2843	23	
	3-1	3672	2961	22	
	3-2	3656	2911	20	
Altıncı Doğal Frekans	1-0	1614	1289	20	
	1-1	1639	1356	17	
	1-2	1692	1540	9	
	2-0	3566	3070	14	
	2-1	3613	3084	15	
	2-2	3578	3122	13	
	3-0	4036	3221	20	
	3-1	4021	3230	20	
	3-2	3973	3253	18	

Çizelge 4.5'te görüldüğü gibi beşinci doğal frekansa denk gelen mod şekli ilk altı geometri için ikinci eğme modu, son üç numune için kiriş bütünüünün uzunlamasına ekseninde yatay düzlemdeki ikinci burulma modudur. Altıncı doğal frekansa denk gelen mod şekli için numunelerde üç farklı davranış gösteren moda rastlanmıştır. İlk üç geometri için altıncı doğal frekansa denk gelen mod şekli, kiriş bütünüünün uzunlamasına ekseninde dikey düzlemdeki ikinci burulma modudur. İkinci üç adet geometri için altıncı doğal frekansa karşılık gelen mod şekli, numunenin uzunlamasına eksenindeki uzama ve kısalmasını içeren mod şeklidir. Üçüncü üç adet geometri için ise altıncı doğal frekansa karşılık gelen

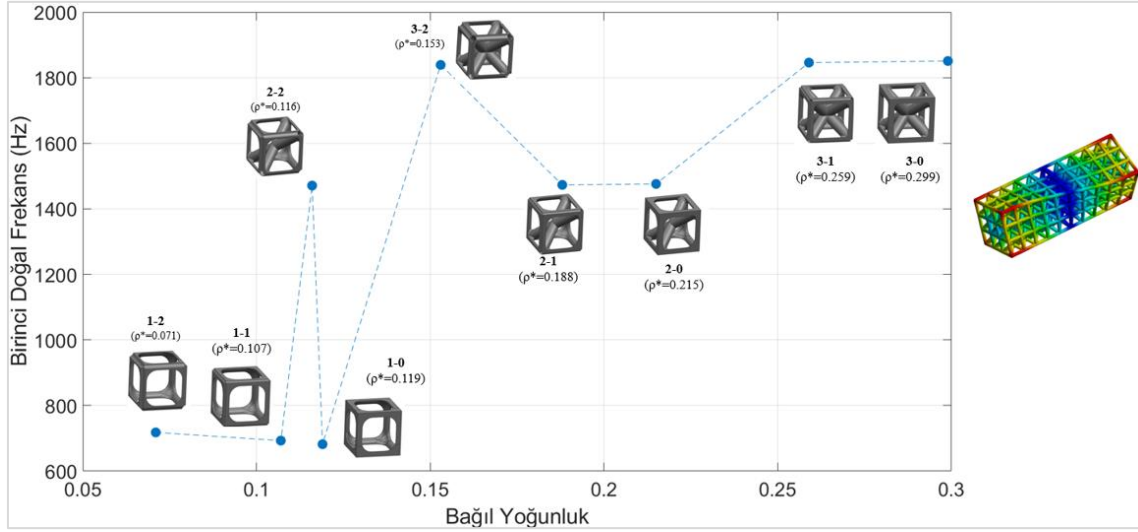
mod şekli, son üç geometri için kiriş bütününe uzunlamasına ekseninde yatay düzlemdeki ikinci burulma modudur.

Tüm geometriler için ikinci ve üçüncü doğal frekansa denk gelen mod şekli yatay ve dikey eksenlerde birinci bükülme mod şekli olup benzer şekilde ilk üç geometrinin beşinci ve altıncı doğal frekansa gelen mod şekilleri sırayla yatay ve dikey ekseninde ikinci bükülme modu olup nümerik benzetimden ve sayısal sonlu eleman çözümünden elde edilen sayısal doğal frekans değerleri birbirinin aynısı veya az bir sapma değeriyle birbirine yakın değerlerdir.

Çalışma kapsamında ele alınan geometrilerin birim hücre bağıl yoğunluk değerlerine göre performanslarının karşılaştırılması grafikler halinde sunulmuştur. Şekil 4.10'da birinci doğal frekans değerleri için birim hücrelerin karşılaştırılması sunulmuştur. Şekil 4.10'da görüleceği üzere birinci doğal frekansa gelen birinci burulma mod şeklinde Numune 3-2 görece düşük bağıl yoğunluğa dolayısıyla düşük kütleye sahip olup yüksek doğal frekans değerine sahiptir.

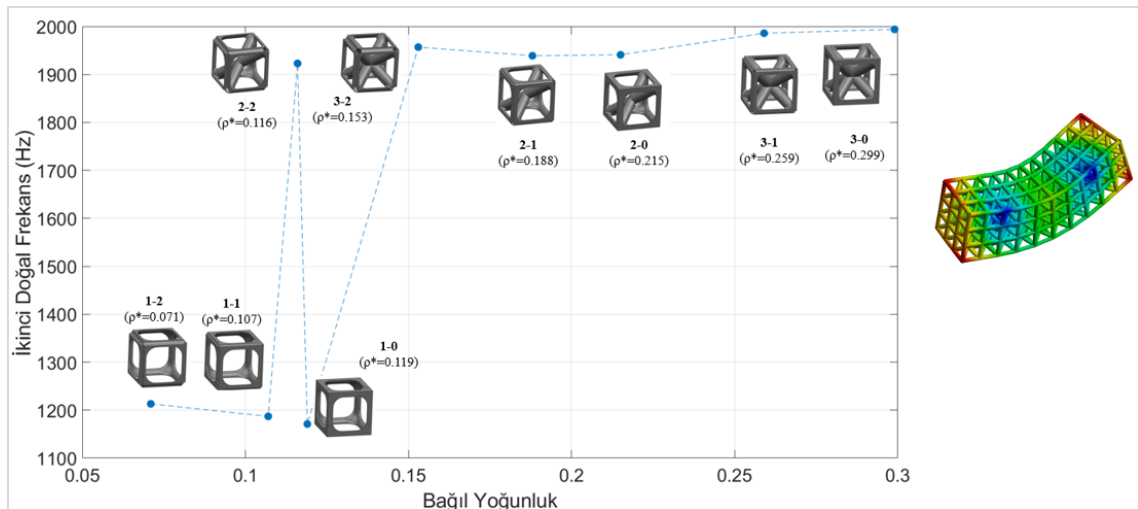
Ayrıca Numune 2-2'nin sahip olduğu birim hücre de görece düşük bağıl yoğunluğa, düşük kütleye sahip olup görece yüksek doğal frekans değerine sahiptir. Tasarımların yüksek kütlede olması çoğu zaman istenemeyen bir özellik olduğundan ulaşılması istenen doğal frekans değerine uygun düşük bağıl yoğunluğa sahip olan birim hücrenin kullanılması önerilmektedir.

Numune 1-2'nin de diğer dikey ve yatay kirişlere sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu görülmektedir.



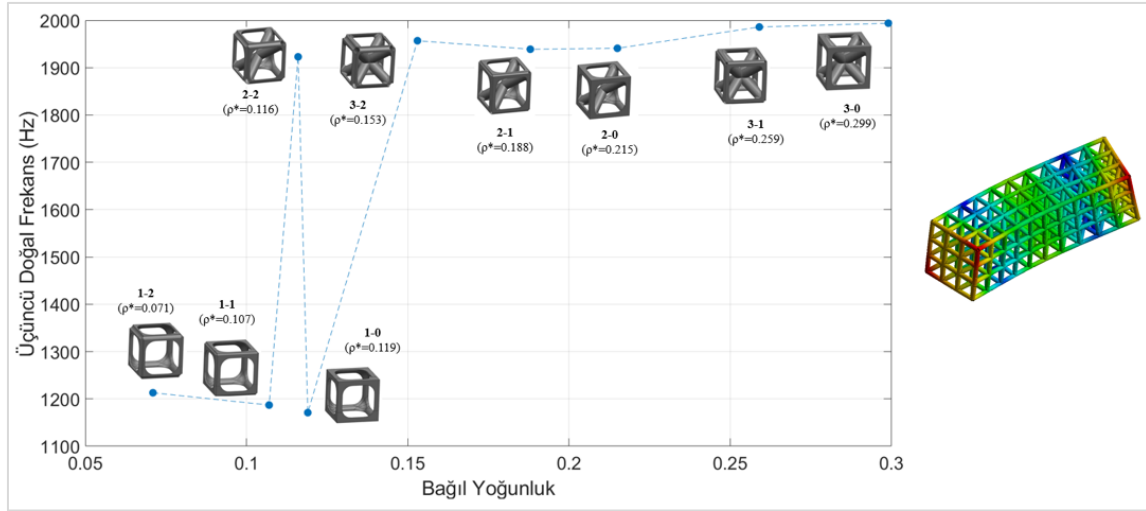
Şekil 4.10. Birinci doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma

Şekil 4.11’de ikinci doğal frekans değerleri için birim hücrelerin karşılaştırılması sunulmuştur. Şekil 4.11’de görüleceği üzere sadece dikey ve yatay birim kirişlere sahip olan birim hücreli numuneler tek ve çift taraflı çapraz birim hücrelere sahip olan numunelere göre düşük doğal frekans değerlerine sahiptir. Tasarımlarda yatay eğilme moduna karşılık gelen doğal frekans değerini yükseltmek adına Numune 2-2’nin sahip olduğu birim hücreyi seçmek kütlesi düşük olup yüksek doğal frekans değeri sağladığından uygun olabilecektir. Çapraz kirişlere sahip numuneler arasında Numune 2-2’nin sahip olduğu birim hücreden Numune 3-0’ın içerdiği birim hücreye doğru gidildikçe doğal frekans değerinde artış miktarı görülebileceği fakat kütledeki artışa karşı doğal frekanstaki artışın oldukça az olacağı görüldüğünden anlamlı bir arayış olmayacağı söylenebilir.



Şekil 4.11. İkinci doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma

Şekil 4.12’de üçüncü doğal frekans değerleri için birim hücrelerin karşılaştırılması sunulmuştur. Üçüncü doğal frekansa karşılık gelen mod şekli dikey birinci eğilme moduna karşılık gelip ikinci doğal frekans ile aynı mod olup sadece eksen farklıdır. Bu sebepten ikinci doğal frekans değeri için bağıl yoğunluğa göre yapılmış yorumlar üçüncü doğal frekans için de birebir geçerlidir.

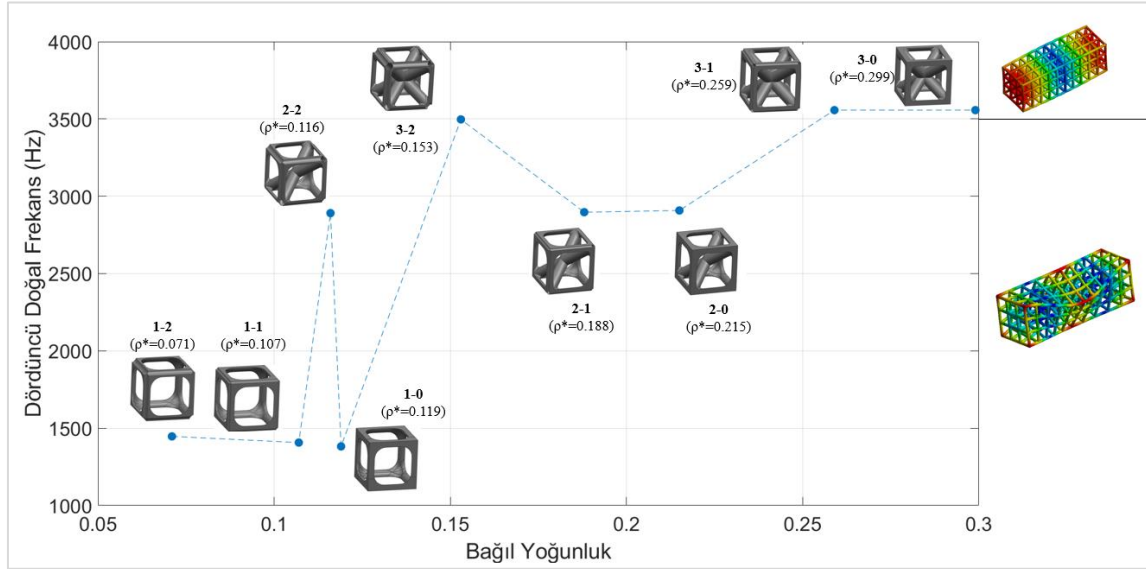


Şekil 4.12. Üçüncü doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma

Şekil 4.13’te dördüncü doğal frekans değerleri için birim hücrelerin karşılaştırılması sunulmuştur. Dikey ve yatay çubuklara çift taraflı çapraz kirişlerin eklenmesiyle elde edilen geometriler için dördüncü doğal frekansa karşılık gelen mod şeklinin yapının uzunlamasına eksenindeki ekstenel mod şekli olduğu görülmekte, Numune 3-2’nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup Numune 3-1 ve Numune 3-2’ye doğal frekans bakımından çok yakın değere sahip olarak tercih edilebilir olduğu söylenebilir.

Dikey ve yatay kirişlere ve buna ek olarak tek taraflı çapraz kirişlere sahip olan birim hücrelerden meydana gelmiş kafes kiriş yapılı numunelerin dördüncü doğal frekansa karşılık gelen mod şeklinin ikinci burulma mod şekli olduğu görülmekte, Numune 2-2’nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup yüksek doğal frekans değerine sahip olarak tercih edilebilir bir geometri olduğu söylenebilir.

Birinci burulma mod şeklinde görülen duruma benzer olarak Numune 1-2'nin diğer dikey ve yatay kirişlere sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu görülmektedir.

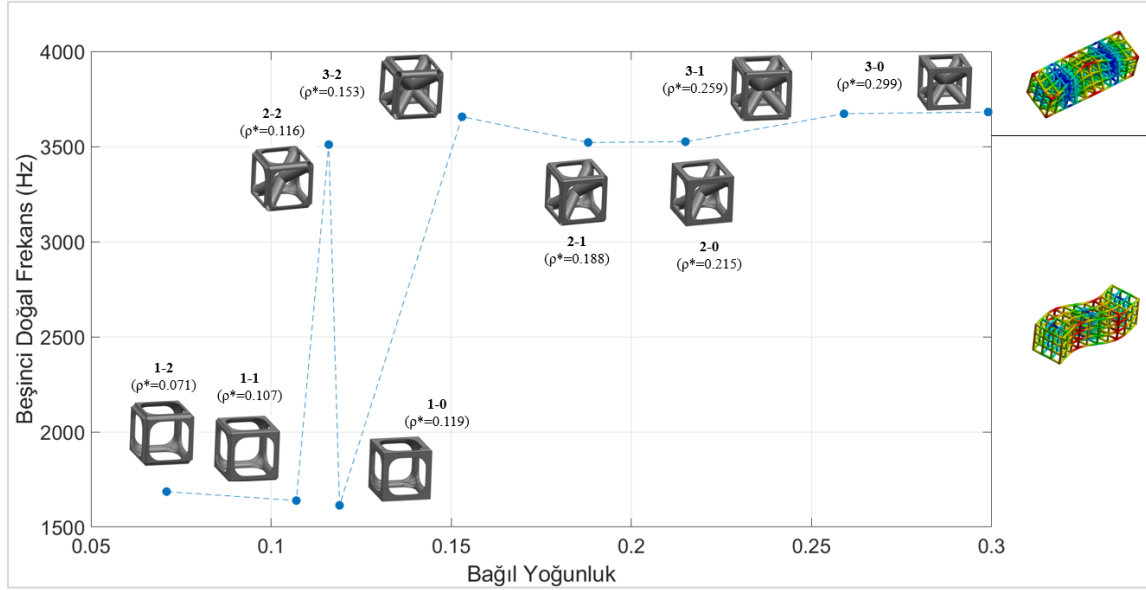


Şekil 4.13. Dördüncü doğal frekans için bağıl yoğunluklara göre karşılaştırma

Şekil 4.14'te beşinci doğal frekans değerleri için birim hücrelerin karşılaştırılması sunulmuştur. Dikey ve yatay çubuklara çift taraflı çapraz kirişlerin eklenmesiyle elde edilen geometriler için beşinci doğal frekansa karşılık gelen mod şeklinin yapının ikinci burulma modu olduğu görülmekte, Numune 3-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup Numune 3-1 ve Numune 3-2'ye doğal frekans bakımından çok yakın değere sahip olarak tercih edilebilir olduğu söylenebilir.

Dikey ve yatay kirişlere ve buna ek olarak tek taraflı çapraz kirişlere sahip olan birim hücrelerden meydana gelmiş kafes giriş yapılı numunelerin beşinci doğal frekansa karşılık gelen mod şeklinin yatay düzlemde ikici eğilme modu olduğu görülmekte, Numune 2-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup yüksek doğal frekans değerine sahip olarak tercih edilebilir bir geometri olduğu söylenebilir.

Birinci eğilme mod şeklinde görülen duruma benzer olarak Numune 1-2'nin diğer dikey ve yatay kirişlere sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu görülmektedir.

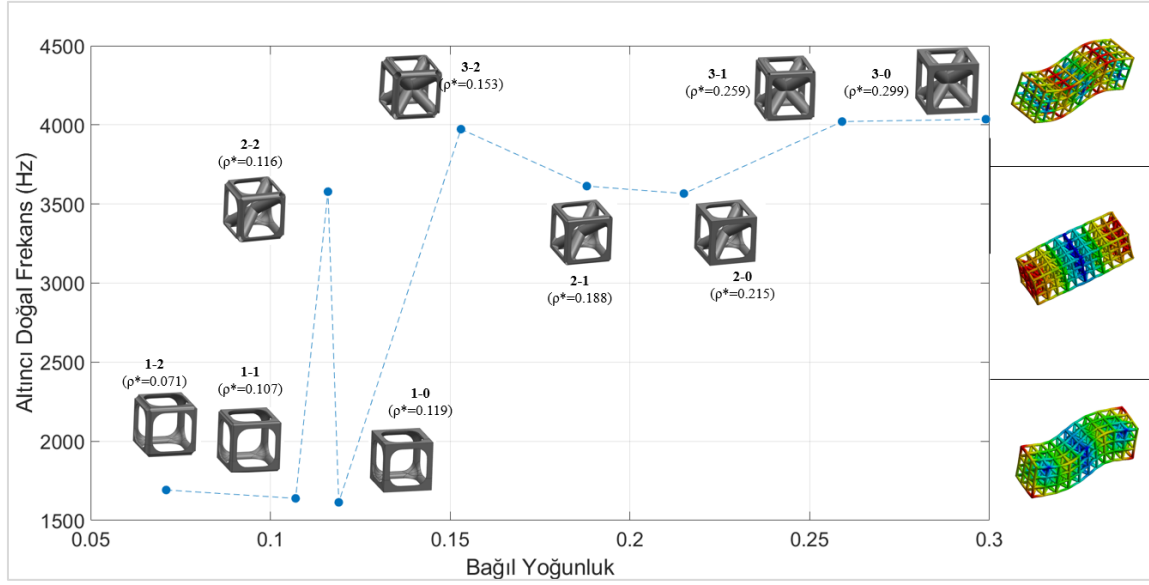


Şekil 4.14. Beşinci doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma

Şekil 4.15'te altıncı doğal frekans değerleri için birim hücrelerin karşılaştırılması sunulmuştur. Dikey ve yatay çubuklara çift taraflı çapraz kirişlerin eklenmesiyle elde edilen geometriler için altıncı doğal frekansa karşılık gelen mod şeklinin yapının dikey yönde ikinci eğme modu olduğu görülmekte, Numune 3-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup Numune 3-1 ve Numune 3-2'ye doğal frekans bakımından çok yakın değere sahip olarak tercih edilebilir olduğu söylenebilir.

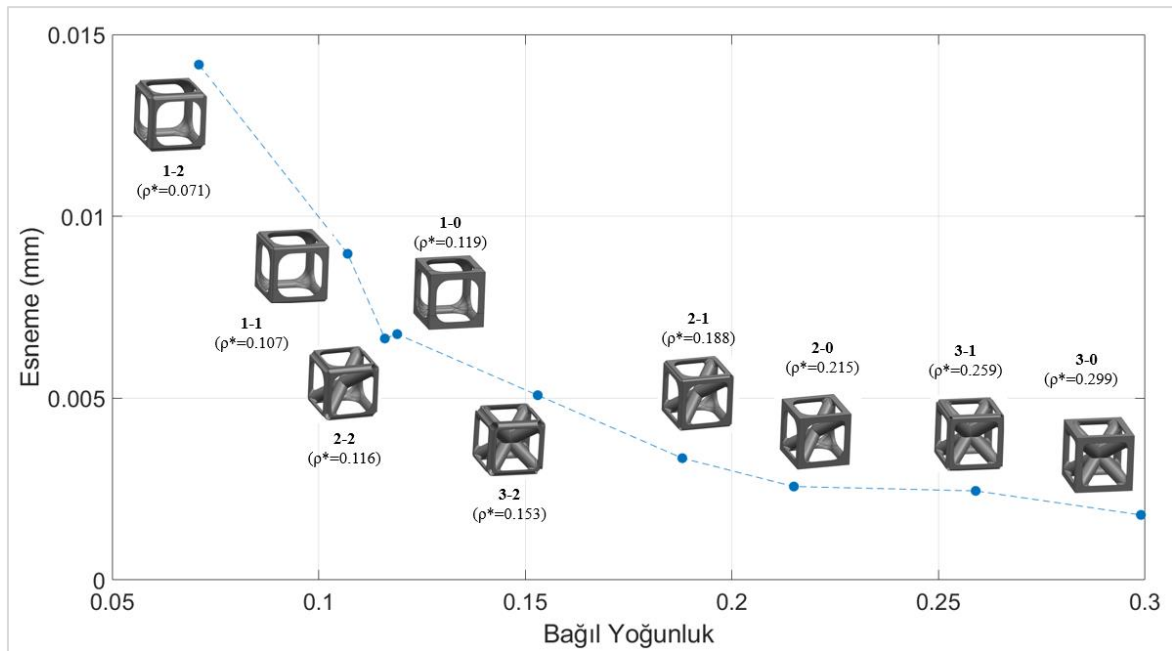
Dikey ve yatay kirişlere ek olarak tek taraflı çapraz kirişlere sahip olan birim hücrelerden meydana gelmiş kafes kiriş yapılı numunelerin altıncı doğal frekansa karşılık gelen mod şeklinin uzunlamasına eksenindeki eksenel mod şekli olduğu görülmekte, Numune 2-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup yüksek doğal frekans değerine sahip olarak tercih edilebilir bir geometri olduğu söylenebilir.

Dikey ve yatay kirişlere sahip olan birim hücrelerden meydana gelmiş kafes kiriş yapılı numunelerin altıncı doğal frekansa karşılık gelen mod şeklinin yatay düzlemde ikinci eğilme modu olduğu görülmekte, Numune 1-2'nin diğer dikey ve yatay kirişlere sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.15. Altıncı doğal frekans için bağıl yoğunluk değerine göre karşılaştırma

Şekil 4.16'de görüleceği üzere eşit yükler altında farklı birim hücreden meydana gelmiş sandviç yapılı kafes kiriş geometrileri için genel trend olarak bağıl yoğunluk değeri arttıkça esneme miktarının azalacağı söylenebilir. Burada istisna olan, Numune 2-2'nin Numune 1-0'a göre daha az bağıl yoğunluk değerine sahip olup daha az esnemeye uğramasıdır. Burada bağıl yoğunluk değerini yanı sıra birim hücre geometrisinin de yüklemeye uğramasıdır. Burada bağıl yoğunluk değerini yanı sıra birim hücre geometrisinin de yüklemeye uğramasıdır.



Şekil 4.16. Eşit yük altındaki esneme için bağıl yoğunluklara göre karşılaştırma

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Çalışma kapsamında SLA üretim yöntemiyle üretilmiş farklı kafes kiriş yapıya sahip mekanik metamatallerden oluşan sandviç panel numunelerin titreşim karakteristiği incelenmiştir. Numunelerin eğme yükü altındaki davranışının incelenmesi amacıyla, numunelere üç nokta eğme testi uygulanmıştır. Sandviç panel geometrilerle sonlu eleman analiz programı kullanılarak üç nokta eğme testinin numerik benzetimi yapılmıştır. Sandviç panellere serbest-serbest sınır koşulunda çekiç testi yöntemiyle modal testler uygulanmıştır. Numunelerin titreşim karakteristiği deneysel olarak elde edilmiştir. Sandviç panel geometrilere sonlu eleman analiz programı kullanılarak modal testin numerik benzetimi yapılmıştır. Sayısal sonlu eleman çözüm yöntemi kullanılarak kafes kirişlerden oluşturulmuş metamataller Euler-Bernoulli kiriş teoremiyle modellenmiş ve kafes kiriş yapıların doğal frekansları elde edilmiştir. Sandviç panellerin göbek kısmı kafes kiriş yapılarının doğal frekanslarını elde etmek adına sonlu eleman analiz programı kullanılarak numerik benzetim yapılmıştır.

Çalışma kapsamında elde edilen sonuçlar özet halinde aşağıda sıralanmıştır.

- Üç nokta eğme numerik benzetim modelinin doğrulanması için alüminyum plakaya eğme testi uygulanmış ve numerik benzetimden elde edilen sonuçlar ile üç nokta eğme testinden elde edilen sonuçlar arasındaki farkın az olduğu görüldüğünden sandviç plakaların numerik benzetim modeli benzer şekilde oluşturularak devam edilmiştir.
- Üç nokta eğme testinin sonuçlarından bağıl hücre yoğunluğu arttıkça ve çapraz çubuklar eklendikçe eğme yüküne karşı direncin arttığı sonucuna varılmıştır.
- Üç nokta eğme testi ve numerik benzetim sonuçları karşılaştırıldığında farklı birim hücre geometrilerinde farklı son ürün malzeme özellikleri elde edildiği sonucuna varılmıştır. Kiriş sayısı arttıkça ve kiriş içerisindeki hacim boşaltma miktarı arttıkça eşdeğer Elastisite Modülü değerinde azalma olduğu sonucuna varılmıştır.
- Eşdeğer bir Elastisite modülü elde edilmesinin uygun olmayacağı sonucuna varılmıştır. Bunun sebebi olarak eğme testinde yapıya görece yüksek kuvvetler uygulanması, test esnasında yapı içerisinde deformasyonlarla karşılaşılması, geometride plakalar ile kirişler arasında çentik etkisine sahip birleşme noktalarının bulunması ve bu birleşme noktasının geometrideki kiriş sayısı arttıkça artması, yapı içerisinde geometrik olarak mükemmellikten sapmaların deney sonucuna etkisinin

gözlemlenememesi gösterilebilir. Buradan hareketle malzemenin mekanik özelliklerinin neredeyse statik olan üç nokta eğme testi yerine dinamik bir test olan çekiç testi ile yapılarak saptanmasının daha uygun olacağı sonucuna varılmıştır.

- Üç nokta eğme testinde üzere yapının davranışı belirli bir bölgede doğrusal devam ederken yük miktarı arttıkça doğrusallıktan sapma olmaktadır. Sapmanın sebebi yük arttıkça yapıda kırılmalar olmasına bağlanmıştır.
- Numune 1-2 için eğme yükü altında kırılma sonrası elde edilen geometriden kırılmanın nümerik benzetimde karşımıza çıkan gerilmenin yüksek çıktığı hat üzerinden gerçekleştiği sonucuna varılmıştır.
- Sandviç plaka geometrileri için birinci burulma, birinci eğilme ve ikinci burulma mod şekillerinin nümerik benzetimden elde edilen mod şekilleriyle benzer olduğu görülmüştür.
- Sandviç plaka geometrileri için modal testten ve nümerik benzetimden elde edilen doğal frekans değerlerinin birbirine yakın olduğu sonucuna varılmıştır.
- Kafes kirişlerden oluşmuş yapılar için nümerik benzetimden elde edilen doğal frekans değerlerinin sayısal sonlu elaman çözümünden elde edilen sonuçlarla kirişlerin kesit alanı azaldıkça daha yakın sonuçlar elde edildiği sonucuna varılmıştır. Çünkü sayısal sonlu eleman çözümünde kullanılan eleman tipi tek boyutlu doğrusal elemandır. Kesit alanı azaldıkça kiriş geometrileri tek boyutlu doğruya daha çok benzemekte ve yapıyı gerçeğe daha yakın bir şekilde yansıtmaktadır.
- Birinci burulma modu için sandviç plakalı numunelerde çapraz yöndeki kiriş sayıları arttıkça doğal frekans değerlerinin attığı, kiriş içerisindeki boşluk miktarı arttıkça doğal frekans değerlerinin azaldığı sonucuna varılmıştır.
- Eğilme modu için çapraz yöndeki kiriş sayısı arttıkça doğal frekans değerlerinin azaldığı, atalet ve kütle değişikliği etkileriyle kiriş içerisinde 1 mm boşluk eklendiğinde dolu kiriş yapısına sahip geometriye göre doğal frekans değerinde azalma, 2 mm boşluk eklendiğinde dolu kiriş yapısına sahip geometriye göre doğal frekans değerinde artma olduğu sonucuna varılmıştır. Numune 1-1 çapraz çubukları içermediğinden farklı bir davranış göstermekte, kirişler içerisindeki boşluk miktarı arttıkça doğal frekans değerinde artış olduğu sonucuna varılmıştır.
- İkinci burulma modu için çapraz yöndeki kiriş sayısı arttıkça doğal frekans değerinde artış olduğu, kirişler içerisindeki boşluk miktarı arttıkça doğal frekans değerinde azalma olduğu sonucuna varılmıştır. Numune 1-2 çapraz çubukları içermediğinden

faklı bir davranış göstermekte, kirişler içerisindeki boşluk miktarı arttıkça doğal frekans değerinde artış olduğu sonucuna varılmıştır.

- Dördüncü, beşinci ve altıncı doğal frekansa karşılık gelen mod şekillerinde kafes kiriş özelliklerine göre farklılıklar olabileceği sonucuna varılmıştır. Detaylı açıklama Bölüm 4.3'te yapılmıştır.
- Kafes kirişlerden meydana gelmiş metamataller için Numune 3-2'nin görece düşük kütleyle sahip olup yüksek doğal frekans değerini sağladığı sonucuna varılmıştır.
- Numune 1-2'nin de diğer dikey ve yatay kirişlere sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu sonucuna varılmıştır.
- Yatay düzlemde ve dikey düzlemde birinci ve ikinci eğilme modunda Numune 2-2'nin sahip olduğu birim hücrenin kütlesi düşük olup yüksek doğal frekans değeri sağlamasından tercih edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.
- Uzunlamasına eksenindeki aksel mod şekli için Numune 3-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağl yoğunluk değerine sahip olup Numune 3-1 ve Numune 3-2'ye doğal frekans bakımından çok yakın değere sahip olarak tercih edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.
- İkinci burulma mod şekli için Numune 2-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağl yoğunluk değerine sahip olup yüksek doğal frekans değerine sahip olarak tercih edilebilir bir geometri olduğu sonucuna varılmıştır.
- Birinci burulma mod şeklinde görülen duruma benzer olarak Numune 1-2'nin diğer dikey ve yatay kirişlere sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu sonucuna varılmıştır.
- İkinci burulma modu için Numune 3-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağl yoğunluk değerine sahip olup Numune 3-1 ve Numune 3-2'ye doğal frekans bakımından çok yakın değere sahip olarak tercih edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.
- İkinci eğilme modu için Numune 2-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağl yoğunluk değerine sahip olup yüksek doğal frekans değerine sahip olarak tercih edilebilir bir geometri olduğu sonucuna varılmıştır.

- Birinci eğilme mod şeklinde görülen duruma benzer olarak Numune 1-2'nin diğer dikey ve yatay kırıslara sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu sonucuna varılmıştır.
- Dikey düzlemdeki ikinci eğme modu için Numune 3-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup Numune 3-1 ve Numune 3-2'ye doğal frekans bakımından çok yakın değere sahip olarak tercih edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır.
- Uzunlamasına eksenindeki aksenel mod şekli için Numune 2-2'nin sahip olduğu birim hücrenin düşük bağıl yoğunluk değerine sahip olup yüksek doğal frekans değerine sahip olarak tercih edilebilir bir geometri olduğu sonucuna varılmıştır.
- Yatay düzlemde ikinci eğilme modu için Numune 1-2'nin diğer dikey ve yatay kırıslara sahip olan birim hücrelere sahip Numune 1-0 ve Numune 1-1'e göre daha yüksek doğal frekans değerine sahip olduğu sonucuna varılmıştır.
- Eşit yükler altında farklı birim hücreden meydana gelmiş sandviç yapıli kafes kırış geometriler için genel trend olarak bağıl yoğunluk değeri arttıkça esneme miktarının azalacağı sonucuna varılmıştır. İstisna olarak, Numune 2-2'nin Numune 1-0'a göre daha az bağıl yoğunluk değerine sahip olup daha az esnemeye uğradığı donucuna varılmıştır.

Çalışmada elde edilen bilgilerden yararlanılarak sonraki çalışmalar için öneriler aşağıda sunulmuştur.

Çalışma kapsamında zaman ve ekonomik kısıtlar sebebiyle eğme testleri ve modal testler bir set numune için uygulanmıştır. Test edilecek numune set sayısı artırılarak deneysel ölçümlerden gelen hatalar azaltılarak daha doğru sonuçlar elde edilmesi sağlanabilir. Çalışmada kullanılan yöntem veya uygun olan farklı bir yöntem belirlenip kullanılarak değişken kesit alanlı kafes kırış yapısına sahip metamatlerden oluşmuş sandviç plakaların eğme yükü altındaki performansı ve titreşim karakteristiği incelenebilir. Çalışmada geliştirilen titreşim karakteristiği sunan aracın kapsamı istenilen dinamik özellikleri sağlayacak kafes kırış yapıdan oluşan geometrileri sunacak şekilde topoloji optimizasyonu yapabilecek bir forma getirilecek şekilde genişletilebilir.

KAYNAKLAR

1. Ziolkowski, R. W. (2014). Metamaterials: The early years in the USA. *EPJ Applied Metamaterials*, 1, 1-5.
2. Derov, J. S., Hammond, R. and Youngs, I. J. (2017). The history of the early years of metamaterials in USA and UK defense agencies, *Journal of Optics*, 19, 1-6.
3. Bose J. C. (1898). On the rotation of plane of polarisation of electric waves by a twisted structure. *Proceedings of Royal Society of London*, 63,146-152.
4. Pendry, J. B., Schurig, D., and Smith, D. R. (2006). Controlling electromagnetic fields. *Science*, 312(5781), 1780-1782.
5. Pendry, J. B. (2000). Negative refraction makes a perfect lens. *Physical Review Letters*, 85(18), 3966-3969.
6. Wegener, M. (2013). Metamaterials beyond optics. *Science*, 342(6161), 939-940.
7. Narayana, S., and Sato, Y. (2012). Heat flux manipulation with engineered thermal materials. *Physical Review Letters*, 108(21), 1-5.
8. Schittny, R., Kadic, M., Guenneau, S., and Wegener, M. (2013). Experiments on transformation thermodynamics: Molding the flow of heat. *Physical Review Letters*, 110(19), 1-5.
9. Kuzyk, A., Schreiber, R., Fan, Z., Pardatscher, G., Roller, E. M., Högele, A., Simmel, F. C., and Liedl, T. (2012). DNA-based self-assembly of chiral plasmonic nanostructures with tailored optical response. *Nature*, 483(7389), 311-314.
10. Brûlé, S., Javelaud E. H., Enoch, S. and Guenneau S. (2013). Experiments on seismic metamaterials: Molding surface waves. *Physical Review Letters*, 112(13), 1-5.
11. Yu, X., Zhou, J., Liang, H., Jiang, Z., and Wu, L. (2018). Mechanical metamaterials associated with stiffness, rigidity and compressibility: A brief review. *Progress in Materials Science*, 94, 114-173.
12. Lakes R. (1987). Foam structures with a negative Poisson's ratio. *Science*, 235,1038-1040.
13. Evans, E., and Andrew, A. (2000). Auxetic materials: Functional materials and structures from lateral thinking! *Advanced Materials*, 12(9), 617-628
14. Grima, J. N., Jackson R., Andrew, A., and Evans, E. (2000). Do zeolites have negative Poisson's ratios? *Advanced Materials*, 12(24), 1912-1918.
15. Grima, J. N., and Evans, E. (2000). Auxetic behavior from rotating squares. *Journal of Materials Science Letters*, 19(17), 1563-1565.
16. Grima, J. N., Andrew, A., and Evans, E. (2005). Auxetic behaviour from rotating rigid units. *Physica Status Solidi (B)*, 242(3), 56-575.

17. Grima, J. N., Andrew, A., and Evans, E. (2006). Auxetic behavior from rotating triangles. *Journal of Materials Science*, 41(10), 3193-3196.
18. Grima, J. N., Zammit, V., Gatt, R., Alderson, A., and Evans, K. E. (2007). Auxetic behaviour from rotating semi-rigid units. *Physica Status Solidi (B)*, 244(3), 866-882.
19. Grima, J. N., Farrugia, P. S., Caruana, C., Gatt, R., and Attard, D. (2008). Auxetic behaviour from stretching connected squares. *Journal of Materials Science*, 43(17), 5962-5971.
20. Grima, J. N., Gatt, R., Ellul, B., and Chetcuti, E. (2010). Auxetic behaviour in non-crystalline materials having star or triangular shaped perforations. *Journal of Non-Crystalline Solids*, 356(37-40), 1980-1987.
21. Grima, J. N., Oliveri, L., Attard, D., Ellul, B., Gatt, R., Cicala, G., and Recca, G. (2010). Hexagonal honeycombs with zero Poisson's ratios and enhanced stiffness. *Advanced Engineering Materials*, 12(9), 855-862.
22. Grima, J. N., and Caruana-Gauci, R. (2012). Mechanical metamaterials: Materials that push back. *Nature Materials*, 11(7), 565-566.
23. Grima, J. N., Caruana-Gauci, R., Dudek, M. R., Wojciechowski, K. W., and Gatt, R. (2013). Smart metamaterials with tunable auxetic and other properties. *Smart Materials and Structures*, 22(8), 1-10.
24. Chetcuti, E., Ellul, B., Manicaro, E., Brincat, J. P., Attard, D., Gatt, R., and Grima, J. N. (2014). Modeling auxetic foams through semi-rigid rotating triangles. *Physica Status Solidi (B)*, 251(2), 297-306.
25. Mizzi, L., Azzopardi, K. M., Attard, D., Grima, J. N., and Gatt, R. (2015). Auxetic metamaterials exhibiting giant negative Poisson's Ratios. *Physica Status Solidi - Rapid Research Letters*, 9(7), 425-430.
26. Grima, J. N., Mizzi, L., Azzopardi, K. M., and Gatt, R. (2016). Auxetic perforated mechanical metamaterials with randomly oriented cuts. *Advanced Materials*, 28(2), 385-389.
27. Milton, G. W., and Cherkaev, A. V. (1995). Which elasticity tensors are realizable? *Journal of Engineering Materials and Technology*, Transactions of the ASME, 117(4), 483-493.
28. Wicks, N., and Hutchinson, J. W. (2004). Sandwich plates actuated by a kagome planar truss. *Journal of Applied Mechanics, Transactions, ASME* 71(5), 652-662.
29. Correa, D. M., Klatt, T. D., Cortes, S. A., Haberman, M. R., Kovar, D., and Seepersad, C. C. (2014). Negative stiffness honeycombs for recoverable shock isolation. *25th Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium* 65533, 702-713.
30. Xie, Y. M., Yang, X., Shen, J., Yan, X., Ghaedizadeh, A., Rong, J., Huang, X., and Zhou, S. (2014). Designing orthotropic materials for negative or zero compressibility. *International Journal of Solids and Structures*, 51(23-24), 4038-4051.

31. Baughman, R. H., Stafström, S., Cui, C., and Dantas, S. O. (1998). Materials with negative compressibilities in one or more dimensions. *Science*, 279(5356), 1522-1524.
32. Nicolaou, Z. G., and Motter, A. E. (2012). Mechanical metamaterials with negative compressibility transitions. *Nature Materials*, 11(7), 608-613.
33. Wyart, M., Liang, H., Kabla, A., and Mahadevan, L. (2008). Elasticity of floppy and stiff random networks. *Physical Review Letters*, 101(21), 1-4.
34. Gómez, L. R., Turner, A. M., Van Hecke, M., and Vitelli, V. (2012). Shocks near jamming. *Physical Review Letters*, 108(5), 1-5.
35. Xin, L., Siyuan, Y., Harry, L., Minghui, L., and Yanfeng, C. (2020). Topological Mechanical Metamaterials: A Brief Review. *Current Opinion in Solid State and Materials Science*, 24(5), 1-11.
36. Deshpande, V., Fleck, N. and Ashby, M. (2001) Effective properties of the octet-truss lattice material. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 49, 1747-1769.
37. Zheng, X., Lee, H., Weisgraber, T. H., Shusteff, M., DeOtte, J., Duoss, E. B., Kuntz, J. D. and Spadaccini, C. M. (2014). Ultralight, Ultrastiff Mechanical Metamaterials. *Science*, 344(6190), 1373-1377.
38. Bell, A. G. (1903). The tetrahedral principle in kite structure. *National Geographic Magazine*, 14, 219.
39. Evans, A. G., Hutchinson, J. W., Fleck, N. A., Ashby, M. F., and Wadley, H. N. G. (2001). The topological design of multifunctional cellular metals. *Progress in Materials Science*, 46(3-4), 309-327.
40. Meza, L. R., Zelhofer, A. J., Clarke, N., Mateos, A. J., Kochmann, D. M., and Greer, J. R. (2015). Resilient 3D hierarchical architected metamaterials. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 112(37), 11502-11507.
41. Deshpande, V. S., Ashby, M. F., and Fleck, N. A. (2001). Foam topology bending versus stretching dominated architectures. *Acta Materialia*, 49, 1035-1040.
42. Scheffler, M., and Colombo, P. (Eds.). (2006). *Cellular ceramics: Structure, manufacturing, properties and applications*. New York: John Wiley & Sons, 3-16.
43. Bauer, J., Meza, L. R., Schaedler, T. A., Schwaiger, R., and Zheng, X. (2017). Nanolattices: An emerging class of mechanical metamaterials nanolattices : An emerging class of mechanical metamaterials. *Advanced Materials*, 50, 1-26.
44. Xu, S., Shen, J., Zhou, S., Huang, X., and Xie, Y. M. (2016). Design of lattice structures with controlled anisotropy. *Materials and Design*, 93, 443-447.
45. Mecklenburg, M., Schuchardt, A., Mishra, Y. K., Kaps, S., Adelung, R., Lotnyk, A., Kienle, L., and Schulte, K. (2012). Aerographite: Ultra lightweight, flexible nanowall. Carbon microtube material with outstanding mechanical performance. *Advanced Materials*, 24, 3486-3490.

46. Han, S. C., Lee, J. W., and Kang, K. (2015). A new type of low density material: Shellular. *Advanced Materials*, 27, 5506-5511.
47. Lee, W., Kang, D. Y., Song, J., Moon, J. H., and Kim, D. (2016). Controlled unusual stiffness of mechanical metamaterials. *Scientific Reports*, 6, 1-7.
48. Joseph, N., Gatt, R. and Farrugia, P. (2008). On the properties of auxetic meta-tetrachiral structures. *Solidi*, 520(3), 511-520.
49. Wojciechowski, K. (1989). Two-dimensional isotropic system with a negative Poisson ratio. *Phys Lett A*, 137, 60-64.
50. Prall, D., and R.S. Lakes. (1997). Properties of chiral honeycombe with Poisson's Ratio of -1. *Int. J. Mech. Sci*, 39(3), 305-314
51. Lorato, A., Innocenti, P., Scarpa, F., Alderson, A., Alderson, K. L., Zied, K. M., and Evans, K. E. (2010). The transverse elastic properties of chiral honeycombs. *Composites Science and Technology*, 70(7), 1057-1063.
52. Spadoni, A, and Ruzzene, M. (2012). Journal of the mechanics and physics of solids elasto-static micropolar behavior of a chiral auxetic lattice. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 60(1), 156-171.
53. Mousanezhad, D., Haghpanah, B., Ghosh, R., Hamouda, A. M., Nayeb-Hashemi, H., and Vaziri, A. (2016). Elastic properties of chiral, anti-chiral, and hierarchical honeycombs: A simple energy-based approach. *Theoretical and Applied Mechanics Letters*, 6(2), 81-96.
54. Lang, Robert J. (2007). The science of origami. *Physics World*, 20(2), 30-31.
55. Schenk, M., and Simon, D. (2013). Geometry of miura-folded metamaterials. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 110(9), 3276-3281.
56. Waitukaitis, S., Menaut, R., Chen, B. G. G., and Van Hecke, M. (2015). Origami multistability: From single vertices to metasheets. *Physical Review Letters*, 114(5), 2-6.
57. Wei, Z. Y., Guo, Z. V., Dudte, L., Liang, H. Y., and Mahadevan, L. (2013). Geometric mechanics of periodic pleated origami. *Physical Review Letters*, 110(21), 1-5.
58. Song, J., Chen, Y., and Lu, G. (2012). Axial crushing of thin-walled structures with origami patterns. *Thin-Walled Structures*, 54, 65-71.
59. Lv, C., Krishnaraju, D., Konjevod, G., Yu, H., and Jiang, H. (2014). Origami based mechanical metamaterials. *Scientific Reports*, 4, 1-16.
60. Hanna, B. H., Lund, J. M., Lang, R. J., Magleby, S. P., and Howell, L. L. (2014). Waterbomb base: A symmetric single-vertex bistable origami mechanism. *Smart Materials and Structures*, 23(9), 1-11.

61. Silverberg, J. L., Evans, A. A., McLeod, L., Hayward, R. C., Hull, T., Santangelo, C. D., and Cohen, I. (2014). Using origami design principles to fold reprogrammable mechanical metamaterials. *Science*, 345(6197), 647-650.
62. Miura, K. (1985). Method of packaging and deployment of large membranes in space. *Proceedings of 31st Congress International Astronautical Federation*, 31, 1-10.
63. Dell'Isola, F., Steigmann, D., and Della Corte, A. (2015). Synthesis of fibrous complex structures: Designing microstructure to deliver targeted macroscale response. *Applied Mechanics Reviews*, 67(6), 1-21.
64. Yasuda, H., and J. Yang. (2015). Reentrant origami-based metamaterials with negative Poisson's Ratio and bistability. *Physical Review Letters*, 114(18), 1-5.
65. Tachi, T. (2013). Designing freeform origami tessellations by generalizing Resch's Patterns. *Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME*, 135(11), 1-10.
66. Resch, R. (1968). Self-supporting structural unit having a series of repetitious geometrical modules. US patent no: 3407558, 1-11.
67. Silverberg, J. L., Na, J. H., Evans, A. A., Liu, B., Hull, T. C., Santangelo, C. D., Lang, R. J., Hayward and Cohen, I. (2015). Origami structures with a critical transition to bistability arising from hidden degrees of freedom. *Nature Materials*, 14(4), 389-393.
68. Cho, Y., Shin, J. H., Costa, A., Kim, T. A., Kunin, V., Li, J., and Srolovitz, D. J. (2014). Engineering the shape and structure of materials by fractal cut. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 111(49), 17390-17395.
69. Qi, Z., Campbell, D. K., and Park, H. S. (2014). Atomistic simulations of tension-induced large deformation and stretchability in graphene kirigami. *Physical Review B - Condensed Matter and Materials Physics*, 90(24), 1-7.
70. Xu, S., Yan, Z., Jang, K. I., Huang, W., and Rogers, J. A. (2015). Assembly of micro/nanomaterials into complex, three-dimensional architectures by compressive buckling. *Science*, 347(6218), 154-159.
71. Zhang, Y., Yan, Z., Nan, K., and Xiao, D. (2015). A mechanically driven form of kirigami as a route to 3D mesostructures in micro/nanomembranes. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 112(38), 11757-11764.
72. Castle, T., Cho, Y., Gong, X., Jung, E., Sussman, D. M., Yang, S., and Kamien, R. D. (2014). Making the cut: Lattice kirigami rules. *Physical Review Letters*, 113(24), 1-5.
73. Chen, B. G. G., Liu, B., Evans, A. A., Paulose, J., Cohen, I., Vitelli, V., and Santangelo, C. D. (2016). Topological mechanics of origami and kirigami. *Physical Review Letters*, 116(13), 1-5.
74. Sussman, D. M., Cho, Y., Castle, T., Gong, X., Jung, E., Yang, S., and Kamien, R. D. (2015). Algorithmic lattice kirigami: A route to pluripotent materials. *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, 112(24), 7449-7453.

75. Eidini, M., and Paulino, G. H. (2015). Unraveling metamaterial properties in zigzag-base folded sheets. *Science Advances*, 1(8), 1-8.
76. Eidini, M. (2016). Zigzag-base folded sheet cellular mechanical metamaterials. *Extreme Mechanics Letters*, 6, 96-102.
77. Overvelde, J. T. B., Shan, S., and Bertoldi, K. (2012). Compaction through buckling in 2D periodic, soft and porous structures: Effect of pore shape. *Advanced Materials*, 24(17), 2337-2342.
78. Birman, V., and Kardomateas, G. A. (2018). Review of current trends in research and applications of sandwich structures. *Composites Part B*, 142, 221-240.
79. Boukharouba, W., Bezazi, A., and Scarpa, F. (2014). Identification and prediction of cyclic fatigue behaviour in sandwich panels. *Measurement: Journal of the International Measurement Confederation*, 53, 161-170.
80. Imbalzano, G., Tran, P., Ngo, T. D., and Lee, P. V. S. (2017). Three-dimensional modelling of auxetic sandwich panels for localised impact resistance. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 19(3), 291-316.
81. Dikshit, V., Yap, Y. L., Goh, G. D., Yang, H., Lim, J. C., Qi, X., Yeong, W. Y., and Wei, J. (2016) Investigation of out of plane compressive strength of 3D printed sandwich composites. *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng*, 139, 1-7.
82. Li, T., and Wang, L. (2017). Bending behavior of sandwich composite structures with tunable 3D-printed core materials. *Composite Structures*, 175, 46-57.
83. Omachi, A., Ushijima, K., Chen, D., and Cantwell, W. J. (2020) Prediction of failure modes and peak loads in lattice sandwich panels under three-point loading. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, 22(5), 1636-1659.
84. Sugiyama, K., Matsuzaki, R., Ueda, M., Todoroki, A., and Hirano, Y. (2018) 3D printing of composite sandwich structures using continuous carbon fiber and fiber tension. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 113(January), 114-121.
85. Simsek, U., Arslan, T., Kavas, B., Gayir, C. E., and Sendur, P. (2020). Parametric studies on vibration characteristics of triply periodic minimum surface sandwich lattice structures. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 115, 675-690.
86. Yazdani Sarvestani, H., Akbarzadeh, A. H., Mirbolghasemi, A., and Hermenean, K. (2018). 3D printed meta-sandwich structures: Failure mechanism, energy absorption and multi-hit capability. *Materials and Design*, 160, 179-193.
87. Wadee, M. A., Phillips, A. T. M., and Bekele, A. (2020). Effects of disruptive inclusions in sandwich core lattices to enhance energy absorbency and structural isolation performance. *Frontiers in Materials*, 7, 134.

88. Zhang, Z., Lei, H., Xu, M., Hua, J., Li, C., and Fang, D. (2019). Out-of-plane compressive performance and energy absorption of multi-layer graded sinusoidal corrugated sandwich panels. *Materials and Design*, 178, 1-13.
89. Yuan, W., Song, H., and Huang, C. (2016). International journal of mechanical sciences failure maps and optimal design of metallic sandwich panels with truss cores subjected to thermal loading. *International Journal of Mechanical Sciences*, 115, 56-67.
90. Ingrole, A., Hao, A., and Liang, R. (2017). Design and modeling of auxetic and hybrid honeycomb structures for in-plane property enhancement. *Materials and Design*, 117, 72-83.
91. Daynes, S., Feih, S., Lu, W. F., and Wei, J. (2017). Materials & design optimisation of functionally graded lattice structures using isostatic lines. *Materials & Design* 127, 215-223.
92. Li, W., Sun, F., Wang, P., Fan, H., and Fang, D. (2016). A novel carbon fiber reinforced lattice truss sandwich cylinder: Fabrication and experiments. *Composites Part A*, 81, 313-322.
93. Fischer, S. (2015). Thin-walled structures aluminium foldcores for sandwich structure application: Mechanical properties and FE-simulation. *Thin Walled Structures*, 90, 31-41.
94. Yang, X., Ma, J., Shi, Y., Sun, Y., and Yang, J. (2017). Crashworthiness investigation of the bio-inspired bi-directionally corrugated core sandwich panel under quasi-static crushing load. *Materials & Design*, 135, 275-290.
95. Wilmoth, N. (2013). Determining the mechanical properties of lattice block structures. *NASA/CR*, 2013-217880, 1-94.
96. Du, Y., Li, H., Luo, Z., and Tian, Q. (2017). Topological design optimization of lattice structures to maximize shear stiffness. *Advances in Engineering Software*, 112, 211-221.
97. Niu, J., Choo, L., and Sun, W. (2017). Finite element analysis and experimental study of plastic lattice structures manufactured by selective laser sintering. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design*. 231, 171-178.
98. Vannutelli, R. (2017). *Mechanical behavior of 3D printed lattice-structured Materials*. Master thesis, Youngstown State University, College of Science, Technology, Engineering and Mathematics, 1-112.
99. Alwattar, T., and Mian, A. (2019). Development of an elastic material model for BCC lattice cell structures using finite element analysis and neural networks approaches. *Journal of Composites Science*, 3(2), 33.
100. Azzouz, L., Chen, Y., Zarrelli, M., Pearce, J. M., Mitchell, L., Ren, G., and Grasso, M. (2019). Mechanical properties of 3-D printed truss-like lattice biopolymer non-

- stochastic structures for sandwich panels with natural fibre composite skins. *Composite Structures*, 213, 220-230.
101. Wen, X., Li, W., Fang, Y., Song, C., and Zhang, J. (2019). Design and vibration isolation performance of truss-type CFRP raft frame. *Shock and Vibration*, 127, 1-10.
 102. Che, K., Yuan, C., Wu, J., Qi, H. J., and Meaud, J. (2017). Three-dimensional-printed multistable mechanical metamaterials with a deterministic deformation sequence. *Journal of Applied Mechanics, Transactions ASME*, 84(1), 1-10.
 103. Clough, E. C., Ensberg, J., Eckel, Z. C., Ro, C. J., and Schaedler, T. A. (2016). Mechanical performance of hollow tetrahedral truss cores. *International Journal of Solids and Structures*, 91, 115-126.
 104. Weeger, O., Boddetti, N., Yeung, S. K., Kaijima, S., and Dunn, M. L. (2019). Digital design and nonlinear simulation for additive manufacturing of soft lattice structures. *Additive Manufacturing*, 25, 39-49.
 105. Al-Saedi, D. S. J., Masood, S. H., Faizan-Ur-Rab, M., Alomarah, A., and Ponnusamy, P. (2018). Mechanical properties and energy absorption capability of functionally graded F2BCC lattice fabricated by SLM. *Materials and Design*, 144, 32-44.
 106. Fathers, R. K., Gattas, J. M., and You, Z. (2015). Quasi-static crushing of eggbox, cube, and modified cube foldcore sandwich structures. *International Journal of Mechanical Sciences*, 101, 421-428.
 107. Maliaris, G., Sarafis, I. T., Lazaridis, T., Varoutoglou, A., and Tsakataras, G. (2016). Random lattice structures. Modelling, manufacture and FEA of their mechanical response. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 161(1), 1-11.
 108. Abueidda, D. W., Bakir, M., Abu Al-Rub, R. K., Bergström, J. S., Sobh, N. A., and Jasiuk, I. (2017). Mechanical properties of 3D printed polymeric cellular materials with triply periodic minimal surface architectures. *Materials and Design*, 122, 255-267.
 109. Denzik, Z. D. (2017). *Investigation of lattice structures and analysis of strut geometry*. Master Thesis, University of Louisville, Speed School of Engineering, 1-56.
 110. Wei, K., Peng, Y., Qu, Z., He, R., and Cheng, X. (2017). High temperature mechanical behaviors of lightweight ceramic corrugated core sandwich panel. *Composite Structures*, 176, 379-387.
 111. Vrána, R., Cervinek, O., Manas, P., Koutný, D., and Paloušek, D. (2018). Dynamic loading of lattice structure made by selective laser melting-numerical model with substitution of geometrical imperfections. *Materials*, 11, 1-20.
 112. Özen, İ., Çava, K., Gedikli, H., Alver, Ü., and Aslan, M. (2020). Low-energy impact response of composite sandwich panels with thermoplastic honeycomb and reentrant cores. *Thin-Walled Structures*, 156, 1-16.

113. Kshad, M. A. E., and Naguib, H. E. (2017). Development and modeling of multi-phase polymeric origami inspired architecture by using pre-molded geometrical features. *Smart Materials and Structures*, 26(2), 1-10.
114. Wei, K., Peng, Y., Wang, K., Yang, F., Cheng, S., and Zeng, T. (2017). High temperature mechanical properties of lightweight C/SiC composite pyramidal lattice core sandwich panel. *Composite Structures*, 178, 467-475.
115. Abo Sabah, S. H., Kueh, A. B. H., and Al-Fasih, M. Y. (2017). Comparative low-velocity impact behavior of bio-inspired and conventional sandwich composite beams. *Composites Science and Technology*, 149, 64-74.
116. Lynch, M. E., Mordasky, M., Cheng, L., and To, A. (2018). Design, testing, and mechanical behavior of additively manufactured casing with optimized lattice structure. *Additive Manufacturing*, 22, 462-471.
117. Fraternali, F., Daraio, C., and Rimoli, J (2019). The effects of defects and damage in the mechanical behavior of Ti6Al4V lattices. *Frontier in Materials*, 6, 117-180.
118. Ullah, I., Brandt, M., and Feih, S. (2016). Failure and energy absorption characteristics of advanced 3D truss core structures. *Materials and Design*, 92, 937-948.
119. Türk, D. A., Brenni, F., Zogg, M., and Meboldt, M. (2017). Mechanical characterization of 3D printed polymers for fiber reinforced polymers processing. *Materials and Design*, 118, 256-265.
120. Zhu, L. Y., Li, L., Shi, J. P., Li, Z. A., and Yang, J. Q. (2018). Mechanical characterization of 3D printed multi-morphology porous Ti6AL4V scaffolds based on triply periodic minimal surface architectures. *American Journal of Translational Research*, 10(11), 3443-3454.
121. Maskery, I., Sturm, L., Aremu, A. O., Panesar, A., Williams, C. B., Tuck, C. J., Wildman, R. D., Ashcroft, I. A., and Hague, R. J. M. (2018). Insights into the mechanical properties of several triply periodic minimal surface lattice structures made by polymer additive manufacturing. *Polymer*, 152, 62-71.
122. Maskery, I., Aremu, A. O., Parry, L., Wildman, R. D., Tuck, C. J., and Ashcroft, I. A. (2018). Effective design and simulation of surface-based lattice structures featuring volume fraction and cell type grading. *Materials and Design*, 155, 220-232.
123. Arrieta, E., Mireles, J., Stewart, C., Carrasco, C., and Wicker, R. (2020). Finite element modeling of metal lattices using commercial FEA platforms. *Solid Freeform Fabrication 2018: Proceedings of the 29th Annual International Solid Freeform Fabrication Symposium - An Additive Manufacturing Conference*, 29, 765-781.
124. Lee, K. W., Park, J., Jeon, I., and Kang, K. (2013). Equivalent material properties of a wire-woven cellular core. *Mechanics of Materials*, 57, 1-14.
125. Duan, S., Wen, W., and Fang, D. (2018). A predictive micropolar continuum model for a novel three-dimensional chiral lattice with size effect and tension-twist coupling behavior. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 121, 23-46.

126. Žugić, L., Brčić, S., and Gopčević, Š. (2016). Free vibration analysis of spatial frames with various boundary conditions. *Journal of Applied Engineering Science*, 14(1), 115-120.
127. Liu, H., Chen, W., and Yang, J. (2010). Elastic-plastic dynamic response of fully backed sandwich plates under localized impulsive loading. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 23(4), 324-335.
128. Hualin, F., and Wei, Y. (2006). An equivalent continuum method of lattice structures. *Acta Mechanica Solida Sinica*, 19(2), 103-113.
129. C393, (2011). Standard test method for core shear properties of sandwich constructions by beam flexure. *ASTM International*, 3, 1-11.
130. Ferreira, A. J. M. (2009). MATLAB codes for finite element analysis: Solids and structures. *In Solid Mechanics and its Applications*, 157, 60-79.
131. E290, (1998). Standard test methods for bend testing of material for ductility 1. current, *ASTM International*, 3, 1-7.



GAZİ GELECEKTİR..