



Determining geometric bounds used in lattice structure design and optimization based on additive manufacturing constraints

Recep Muhammet Görgülüarslan

Department of Mechanical Engineering, TOBB University of Economics and Technology, Ankara, 06560, Turkey

Highlights:

- Determining diameter and cell bounds of lattice structures
- Additive manufacturing and lattice geometry constraints.
- Lattice structure optimization with the proposed approach.

Keywords:

- Lattice structure
- Design
- Structural optimization
- Additive manufacturing

Article Info:

Research Article
Received: 25.02.2020
Accepted: 28.09.2020

DOI:

10.17341/gazimmfd.693116

Acknowledgement:

The authors acknowledge the financial support provided by the Scientific and Technological Research Council of Turkey (TUBITAK) with project 118M715.

Correspondence:

Author: Recep Muhammet Görgülüarslan
e-mail: rgorguluarslan@etu.edu.tr
phone: +90 312 292 4271

Graphical/Tabular Abstract

In the lattice structure optimization, the lattice type and additive manufacturing (AM) constraints influence the geometric bounds such as the lattice cell dimensions used in the structure and the strut diameters optimized as design variables. Formulations are presented in this study to determine the lower and upper bounds of these geometric dimensions based on the lattice type and AM constraints. A stiffness-based lattice optimization process is presented to effectively identify the optimized design within the determined bounds using both the topology and size optimizations. To minimize the computational cost, an optimization algorithm is developed based on the Optimality Criteria (OC) method that can quickly reach the optimized solution. Thus, the design space of the strut diameters can be identified using the developed formulations to get the benefit of using the entire design space in the allowable bounds. The proposed approach is applied for two quadcopter arm examples in the literature. The results show that the proposed approach produces designs with up to 45% better performance compared to the existing designs.

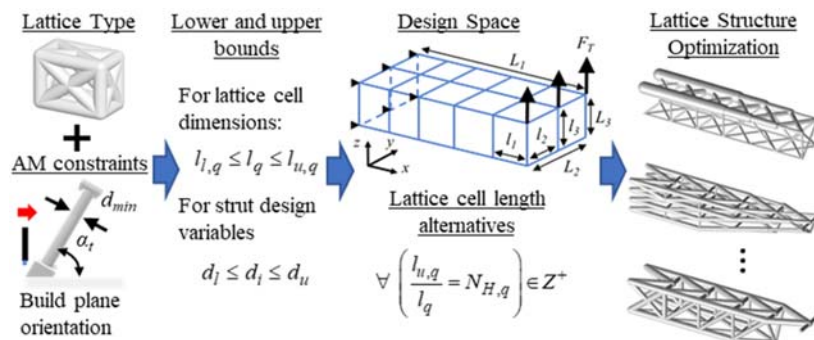


Figure A. Proposed lattice structure optimization framework with geometric bounds

Purpose: The aim of this study is to determine the bounds of the lattice cell dimensions and strut diameters used in the lattice structure optimization based on the lattice geometry and additive manufacturing limits.

Theory and Methods:

The proposed approach starts with determining the minimum printable diameter (d_{min}) and minimum strut angle (α_t) that can be built without support in AM. The lower bound of diameters (d_l) are assigned as d_{min} . The upper bounds of the cell lengths at each q direction ($l_{u,q}$) are determined as the outer dimensions of the design space. Then, formulations are introduced for the lower bound of the cell dimensions ($l_{i,q}$) and the upper bound of the diameters (d_u) as a function of d_{min} , α_t , and lattice geometry such that there will be gaps between struts to enable the design with lattice cells. The formulations are specifically described for three lattice types called the simple lattice, simple face-centered lattice, and simple body-centered lattice. The design space is modeled with various lattice cell length alternatives identified within the bounds to have integer number of cells ($N_{H,q}$). A truss topology optimization followed by a size optimization using the OC algorithm is used for each alternative and the optimized design is obtained among possible alternatives.

Results:

The optimization is implemented for two quadcopter arm designs used in the literature. The optimized lattice structure obtained from the proposed approach had 23% improvement for the first design in terms of stiffness while it had 45% improvement in terms of displacement for the second design.

Conclusion:

The developed formulations to determine the bounds of the lattice cell dimensions and the design variables allow for the presented optimization framework to evaluate the possible cell dimensions by extending the design variable bounds, thus providing better designs in terms of stiffness performance.



Kafes yapı tasarım ve optimizasyonunda kullanılan geometrik sınırların eklemeli imalat kısıtlarına bağlı olarak belirlenmesi

Recep Muhammet Görgülüarslan*

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06560 Çankaya Ankara, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Kafes yapıların çap ve hücre sınırlarının belirlenmesi.
- Eklemeli imalat ve kafes geometri kısıtları.
- Önerilen yöntem ile kafes yapı optimizasyonu

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi

Geliş: 25.02.2020

Kabul: 28.09.2020

DOI:

10.17341/gazimmfd.693116

Anahtar Kelimeler:

Kafes yapı,
tasarım,
yapısal optimizasyon,
eklemeli imalat

ÖZET

Bu çalışmada, kafes yapıların optimizasyon ile tasarımı sürecinde, geometriye ve eklemeli imalattan gelen kısıtlamalara bağlı olarak kafes hücre boyutlarının alabileceği üst ve alt kısıtlar ile optimizasyondaki tasarım değişkenleri olan çubuk eleman çaplarının üst ve alt limitlerinin belirlenmesi için doğrudan kullanılacak bir tasarım yöntemi önerilmiştir. Bu önerilen yöntem, özel olarak basit kafes, basit yüzey merkezli kafes ve basit hacim merkezli kafes olarak adlandırılan üç kafes hücre türü için detaylandırılmıştır. Belirlenen hücre boyutları ile belirlenen hedef ve kısıtlara bağlı olarak tasarımın etkin bir şekilde gerçekleştirilmesi için, topoloji ve boyut optimizasyonlarını beraber kullanılarak en iyi tasarımı verecek bir kafes yapı optimizasyonu süreci önerilmiştir. Optimizasyon süreçlerinin ihtiyaç duyduğu yüksek hesaplama maliyetini en aza indirgeyebilmek için hesaplama maliyeti düşük ama optimum sonuca hızlı bir şekilde ulaşabilen verimli bir optimizasyon algoritması olan Optimallik Kriterleri metodu ile bir optimizasyon süreci geliştirilmiştir. Önerilen tasarım optimizasyon süreci, literatürdeki iki insansız hava aracı (İHA) kolu tasarımı örneğine uygulanmıştır. Tasarımlar için karşılaştırılan sonuçlara göre, önerilen tasarım süreci sayesinde belirlenen hedefler için daha iyi performansa sahip tasarımlar elde edilebileceği gösterilmiştir.

Determining geometric bounds used in lattice structure design and optimization based on additive manufacturing constraints

H I G H L I G H T S

- Determining diameter and cell bounds of lattice structures.
- Additive manufacturing and lattice geometry constraints
- Lattice structure optimization with the proposed approach

Article Info

Research Article

Received: 25.02.2020

Accepted: 28.09.2020

DOI:

10.17341/gazimmfd.693116

Keywords:

Lattice structure,
design,
structural optimization,
additive manufacturing

ABSTRACT

In this study, a design approach is presented that can be used directly to determine the upper and lower bounds of the lattice cell dimensions as well as the bounds of the design variables, which are the strut element diameters, based on the constraints of the geometry and additive manufacturing in the design process of lattice structures by optimization. This approach is specifically described for three lattice types called the simple lattice, simple face-centered lattice, and simple body-centered lattice cell types. To effectively implement the design based on the determined cell dimensions, objective, and constraints, a lattice structure optimization process is presented that produce the optimized design using both the topology and size optimizations. To minimize the required computational cost of the optimization process, an optimization algorithm is developed and used in the optimization process based on the Optimality Criteria method that can quickly reach the optimized solution. The proposed design optimization process is applied for the design of two quadcopter arm examples in the literature. The presented approach produces designs with better desired performance compared to the existing designs.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Hücresel yapılar, genel olarak stokastik ve periyodik hücresel yapılar olarak sınıflandırılan ve bir birim hücre içinde katı malzemenin ve boşlukların farklı dizilimlerde bulunması ile oluşan yapılardır [1]. Stokastik hücresel yapılar, köpük malzeme gibi rasgele bir dizilime sahipken; kafes yapılar olarak da tanımlanan periyodik hücresel yapılar ise birbirine bağlı çubuk veya plaka şeklindeki düzenli eleman ağma sahip birim hücrelerden oluşur [2]. Kafes yapılar, periyodik dizilimden dolayı, diğer hücresel yapılara göre daha iyi mekanik özellikler göstermektedir [3,4]. Son zamanlarda, kafes yapılar, eklemeli imalat (Eİ) alanındaki gelişmeler ile havacılık [5], otomotiv [7] ve biyomedikal [6] endüstrilerinde hafif ama dayanımı, darbe sönümlenmesi, ses izolasyonu veya ısı yalıtımı yüksek yapılar geliştirmek için ilgi görmüştür [8]. Çubukların hücre içinde farklı dizilimi ile, davranışları değişkenlik gösteren farklı kafes hücre türleri, tasarım için kullanılabilir [9].

Kafes yapılarla tasarım için optimizasyon teknikleri yaygın olarak kullanılmaktadır [10]. Boyut optimizasyonu, kafes yapılarda bulunan çubukların istenilen performansı verecek kesit boyutlarını bulup Eİ için tasarımlar oluşturmak amacıyla kullanılmaktadır [11]. Tang vd. [12] karmaşık yüzeyli parçaları kafes hücrelerle modellemek için bir metod önermiş ve sonlu elemanlar analizi (SEA) ile elde edilen gerilme dağılımına bağlı olarak çubuk kalınlıklarını güncelleyen bir algoritma ile kafes yapı optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Fakat elde ettikleri tasarımların özellikle dış yüzey kısımlarında tam olmayan kafes hücreler bulunmaktadır. Gorguluarsarı vd. [13] eğri yüzeylere sahip parçaları sonlu elemanlar ağ örgüsü ile modelleyip kafes hücrelerin dış yüzeyde de tam olarak kalmasını sağlamış ve üretilebilen en küçük çap değerini tasarım değişkenlerinin alt sınırı olarak kullanarak kafes yapı boyut optimizasyonunun otomotiv alanında uygulanabilirliğini göstermiştir. Chen vd. [14] benzer şekilde sonlu elemanlar ağ örgüsüne bağlı bir modelleme ile sadece çubuk çaplarının değil aynı zamanda eleman noktalarının da optimizasyonunu gerçekleştirmiştir. Daha güncel bir çalışmada, Wang vd. [15] çubuk elemanların Eİ ile farklı açılarda üretildiğinde oluşan anizotropik malzeme özelliklerinin boyut optimizasyonuna dahil edildiği bir metodoloji önermiştir.

Topoloji optimizasyonu yöntemleri de kafes yapı tasarımlarının oluşturulmasında geniş yer bulmuştur [16]. Alzahrani vd. [17] yoğunluk tabanlı topoloji optimizasyonu ile elde edilen son yoğunluk dağılımını kullanarak uygun çubuk çaplarındaki kafes hücrelerin geometri içerisine yerleştirilmesini sağlayan bir tasarım süreci önermiştir. Daynes vd. [18] yoğunluk tabanlı topoloji optimizasyonuna bağlı oluşturulan kafes yapı tasarımını, Eİ ile üretilebilen en küçük çap değerine göre güncellemek için tekrar bir boyut optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Panesar vd. [19] yoğunluk tabanlı topoloji optimizasyonuna bağlı elde edilen farklı kafes yapı tasarım yöntemlerinin Eİ ile en az destek malzeme gereksinimini incelemiştir. Wu vd. [20] üretimde sarkma

açısı sınırına bağlı olarak destek yapı kullanımını elimine edebilecek kafes yapı tasarımı oluşturmak için bir optimizasyon süreci önermiştir.

Eİ kısıtlarını göz önünde bulundurarak kafes yapıların optimizasyonu son zamanlarda bir insansız hava aracı (İHA) kolu tasarımı için de çalışılmıştır [21]. Mini İHA sınıfında tasarlanan dört kollu İHA'lar, özellikle gövde iskeletine bağlı olan dört adet kolun yapısının tasarımı kalkış sırasında yüksek eğilme yüklerine maruz kaldıklarından büyük önem kazanmaktadır. Geleneksel İHA kol tasarımları, düşük maliyetli ve kolay üretilebilir olduklarından, basit profiller şeklinde [22] veya hafifliği azaltarak geometrik karmaşıklığı en az tutacak belli şekillerde iki boyutlu (2B) delikler açılarak yapılabilmektedir [23]. Eİ sayesinde daha karmaşık yapılara sahip kafes yapılar ile tasarım mümkün olduğundan, Tang vd. [21] öncelikle yoğunluk tabanlı topoloji optimizasyonuna bağlı olarak basit hacim merkezli kafes (BHMK) hücrelerle oluşturdukları İHA kol tasarımlarındaki çubuk elemanların boyutlarını bir kafes yapı boyut optimizasyonu süreci ile belirlemiştir. Tasarlanan İHA kolunun üretimi için birleştirmeli yığıma modellemesi (BYM) olarak bilinen Eİ yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem ile üretilebilecek en küçük çubuk çapı ve sarkma açısı değerleri farklı çubuk açıları ve uzunluklarına bağlı olarak yapılan deneysel çalışmalarla belirlenmiş ve tasarım sürecine imalat kısıtları olarak dahil edilmiştir. Li vd. [24] benzer bir çalışmada hem dayanımının iyi olması hem de BYM yöntemi ile üretimde destek malzeme kullanımını elimine edebilmesinden dolayı "gyroid" kafes hücreler ile topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen yoğunluklara bağlı olarak İHA kolu tasarımı gerçekleştirmiştir. Görgülürsarı vd. [25] basit kafes (BK) ve basit yüzey merkezli kafes (BYMK) olarak adlandırılan iki kafes hücre kullanarak İHA kolu tasarımı için daha iyi dayanım veren hücre tipini SEA ile belirlemiştir. BYMK hücrenin daha iyi sonuç verdiği belirlendikten sonra BYM yöntemi ile üretimi de göz önünde bulundurarak, kafes yapılar için topoloji ve boyut optimizasyonunu ayrı ayrı kullanıp iki sonucun birleşimi ile uygun bir İHA kolu tasarlamışlardır. Bu kafes hücre türleri literatürde farklı uygulama örnekleri kullanan diğer güncel kafes yapı optimizasyonu çalışmalarında da kullanılmıştır [26]. Özellikle BK hücreler birçok güncel kafes yapı ile tasarım optimizasyon çalışmasında tercih edilmiştir [27]. BK hücre ile kafes yapı tasarım optimizasyon ısı yüklemelerin de dahil olduğu enjeksiyon kalıbı [28] ve ısı iletim paneli [29] gibi uygulamalar için de kullanılmıştır. Li vd. [30] BK ve BYMK hücreleri, iki boyutlu büyük yapıların dış yüzeylerine uyum sağlayacak şekilde kafes yapı optimizasyonunda kullanmışlardır. Stankovic vd. [31] BYMK hücreler ile modellenmiş ve eğilme yüküne maruz bırakılmış bir kirişin optimizasyonunu gerçekleştirmişlerdir. Chan vd. [32] BHMK hücreler ile, malzeme ve yük belirsizliklerini de kafes yapı optimizasyonuna dahil edip, eğilme yükü altındaki bir kirişin tasarımını gerçekleştirmişlerdir. Literatürdeki bu çalışmalar farklı kafes hücre tiplerinin ve optimizasyon yöntemlerinin Eİ kısıtlarını da göz önünde

bulundurarak kullanımı ile hafif ama dayanımı yüksek üretilebilir tasarımların gerçekleştirilme potansiyelini göstermesine rağmen, tasarımda düşünülmesi gereken fakat bu çalışmalarda ihmal edilen üç önemli konu bulunmaktadır. Bunlardan ilki, literatürde, sadece daha önceden boyutları sabitlenmiş tek bir kafes hücre kullanarak dış geometrinin periyodik olarak modellenmesi ile optimizasyonun gerçekleştirilmesidir [21]. Lebaal vd. [33], dış geometri içerisine farklı boyutlarda kafes hücrelerin yerleştirilmesi ile elde edilen tasarımların farklı sonuçlar verdiğini göstermiştir; fakat sadece belli sayıda alternatif boyutlar kullanılmıştır. Fakat, dış geometriyi doldurabilecek tüm alternatif hücre boyutları ile optimizasyon gerçekleştirilirse daha iyi performans veren tasarımlar elde edilebilir. İkinci konu ise, ilk konuda bahsedilen dış geometriyi doldurabilecek farklı hücre boyut alternatiflerinin belirlenebilmesi için, dış geometri içerisine yerleştirilen kafes hücrelerin en küçük ve en büyük boyutlarının tanımlanmasıdır. En büyük boyutlar, basitçe dış geometri boyutları olarak düşünülebilir [12]. Fakat literatürde farklı hücre boyut alternatifleri optimizasyonda kullanılmadığından, en küçük ve en büyük boyutların tanımlanması üzerinde durulmamıştır. Sadece, Tang vd. [21], seçtikleri hücre boyutunun belirlenen Eİ tekniğinin üretilebilirlik şartları ile sınırlı olduğunu belirtmiş; ancak bu şartların neler olduğu veya bu şartlara bağlı hücre boyutu alt sınırının nasıl belirleneceği konularına değinmemiştir. Fakat en küçük hücre boyutları, Eİ ile üretilebilecek en küçük çubuk çap veya kalınlığına, desteksiz üretim için gerekli çubuk açısı sınırına ve kafes hücre tipinde bulunan çubuk dizilimine bağlı olarak çubuklar arası tamamen kapanmayacak şekilde belirlenmelidir. Üçüncü konu ise, Eİ ile üretilebilecek en küçük çubuk çapı, optimizasyon sürecine tasarım değişkenlerinin alt sınırı olarak birçok çalışmada dahil edilmiş olmasına rağmen, tasarım değişkenlerinin üst sınırları, varsayım veya deneyimle belirlenmektedir [29]. Bu durumda, üst sınır, geometriye veya Eİ'den dolayı oluşan kısıtlara bağlı belirlenmediğinden, ya optimizasyon sırasında kullanılan tasarım alanı mümkün olan alandan daha kısıtlı tanımlanmakta, ya da tasarım alanı olması gerekenden geniş tutulabileceği için optimizasyon sonunda üst üste binen çubuk elemanlardan oluşan bir tasarım elde edilebilmektedir. Bu çalışmada, kafes yapıların optimizasyonunda bir önceki paragrafta bahsedilen konuları etkin bir şekilde çözecek bir kafes yapı tasarım ve optimizasyonu süreci önerilmiştir. Özellikle, literatürden farklı olarak, geometriye, kafes hücre türüne ve Eİ'den gelen kısıtlamalara bağlı olarak kafes hücre boyutlarının üst ve alt sınırları ile optimizasyondaki tasarım değişkenleri olan çubuk çaplarının üst ve alt sınırlarını belirlemek için doğrudan kullanılacak formülasyonlar önerilmiş ve BK, BYMK ve BHMK hücre türleri için detaylandırılmıştır. Tasarım sürecinde, belirlenen her bir farklı hücre boyutu ile modellenen dış geometri için kafes yapı topoloji optimizasyonu ile uygun çubuk eleman dağılımı belirlendikten sonra ek bir boyut optimizasyonu ile optimizasyon sonrası elde edilen en iyi performansa göre son hücre boyutunun belirlenmesi önerilmiştir. Optimizasyon süreçlerinin ihtiyaç duyduğu yüksek hesaplama maliyetini

en aza indirgeyebilmek için hesaplama maliyeti düşük ama optimum sonuca hızlı bir şekilde ulaşabilen verimli bir optimizasyon algoritması kullanılmıştır. Önerilen tasarım ve optimizasyon süreci, literatürdeki İHA kolu tasarımı örneklerine uygulanmıştır. Son tasarımlar için karşılaştırılan SEA sonuçlarına göre, önerilen tasarım süreci sayesinde performansı daha yüksek tasarımlar elde edilebileceği gösterilmiştir.

2. KAFES YAPILAR İÇİN GEOMETRİK SINIRLAR (GEOMETRIC BOUNDS LATTICE STRUCTURES)

Kafes yapıların optimizasyonunda belirlenmesi gereken dört ana tasarım sınırı vardır. Bunlardan ilk ikisi optimizasyondaki tasarım değişkenlerinin alt ve üst sınırlarıdır (bu çalışmada çubuk çapları için d_l ve d_u). Diğer ikisi ise, parça geometrisinin modellenilebileceği farklı kafes hücre boyutlarının belirleneceği alt ve üst sınırlardır. Bu dört sınır için formülasyonlar, birbirine bağlı olarak şu sıralama ile belirlenmiştir: (1) Tasarım değişkenlerinin alt sınırı, Eİ ile üretilebilecek en küçük çubuk çapı olarak belirlenir. (2) Kafes hücre boyutları üst sınırları, dış geometri boyutlarına bağlı olarak belirlenir. (3) Kafes hücre boyutları alt sınırları için formülasyonlar, kafes hücre türüne, Eİ ile üretilebilecek en küçük çubuk çapına ve destek malzemesi kullanmadan üretilebilecek en küçük çubuk açısına göre belirlenir. (4) Tasarım değişkenleri üst sınırı için formülasyonlar, üçüncü adımda belirlenen formülasyonları ile en küçük üretilebilecek çubuk çapı ve açısına bağlı olarak belirlenir. İlk iki adım, var olan tasarım süreçlerinde uygulanmaktadır. Son iki adım olan kafes hücre boyutlarının alt sınırlarının ve tasarım değişkenlerinin üst sınırlarının belirlenmesi ise bu çalışmada farklı olarak önerilen kısımlardır.

2.1. Çubuk Çapı Alt Sınırı (Lower Bound of Strut Diameter)

Son tasarımın üretilebilmesi için kafes yapı optimizasyonunda kullanılacak çubuk çapı alt sınırı d_l , üretilebilecek en küçük çubuk çapı d_{min} 'den küçük olmamalıdır. Bu yüzden, tasarım öncesinde, kullanılacak Eİ tekniği için d_{min} değeri belirlenmelidir. Bu amaçla, üretim parametrelerine göre bir belirleme yapılabilir [4] ya da farklı çaplarda çubuklar üretilip, deneme yanılma yöntemi ile en küçük çubuk çapı belirlenebilir [21]. İkinci yaklaşım için, ya her çubuk açısı ve uzunluğunda üretilebilen tek bir genel d_{min} konservatif (güvenli) olarak belirlenir, ya da farklı açı ve uzunluk değerlerine göre d_{min} değerleri belirlenerek bir ampirik model oluşturulabilir. Örneğin, Tang vd. [21] çubuk açısına ve uzunluğuna bağlı olarak d_{min} değerlerinin ABS malzeme için 0,9 mm ile 1,9 mm aralığında değişeceğini deneysel olarak göstermiş ve ampirik bir model önermiştir. Bu ampirik model yerine doğrudan tüm çubuk açısı ve uzunluklarında üretilebilecek genel $d_{min} = 1,9$ mm değeri konservatif bir değer olarak kullanılabilir. Bu çalışmadaki iki İHA kolu tasarım örneğinden ilkinde konservatif bir d_{min} değeri, ikincisinde ise Tang vd. [21] tarafından farklı çubuk açısı ve uzunluklarına göre belirlenen d_{min} değerleri kullanılmıştır. Bu örneklerin detayları Bölüm 5'te verilmiştir.

2.2. Kafes Hücre Boyutları Üst Sınırları (Upper Bounds of Lattice Cell Dimensions)

Hücre boyutlarının üst sınırları, parçanın belirlenmiş dış geometri boyutlarına göre belirlenir. Dış geometri için $q=\{1,2,3\}$ sırasıyla x , y ve z yönlerini gösterirse, dış geometri boyutları L_q , kenar uzunlukları l_q olan kafes hücreler ile doldurulup farklı tasarımlar oluşturulabilir. Bu kafes hücre boyutlarının alabileceği en büyük değerler, $l_{u,q}$, dış geometrinin uzunlukları olarak belirlenebilir:

$$l_{u,q} = L_q \quad (1)$$

Eş. 1 için öncelikle dış geometri boyutları belirlenmelidir. Bu çalışmada, bir İHA kolu dış geometri belirleme süreci anlatılmıştır. Kolları 45° açılar ile bağlanmış bir İHA geometrisi Şekil 1a'daki gibi 5 parçaya ayrılırsa, (3) ile gösterilen kol geometrisi kafes hücreler ile modellemeye uygundur. Bu kol geometrisinin L_1 uzunluğu

$$L_1 = (\sqrt{2}/2)(D_p - L_B + C) - (L_{RA} + L_{BA})/2 \quad (2)$$

eşitliği kullanılarak hesaplanabilir. Burada, L_B , L_{BA} ve L_{RA} , sırasıyla gövde, gövde-kol ve motor-kol bağlantılarının uzunluklarıdır. C ise, iki pervanenin birbirine değmesini engellemek için eklenen uzunluktur. D_p ile gösterilen pervane çapı, İHA'nın taşıyabileceği P yükünü kaldırabilecek rotor ve pervaneye göre belirlenir [25]. Yükleme etkileyen belirsizlikleri dahil edebilmek için alınan bir k_{sf} güvenlik faktörü ile dört adet kolun her birine uygulanan kuvvet bulunabilir:

$$F_T = k_{sf}(P/4) \quad (3)$$

Pervaneler tarafından kol üzerine etkileyen itki kuvveti olarak da ifade edilen F_T kuvvetini hesaplamak için $k_{sf}=2$ alınabilir [34]. İHA kolları üzerinde ayrıca motor torkundan dolayı bir yüklemeye de oluşacaktır; fakat karşılaştırma yapılan literatür çalışmalarında torkun etkisi ihmal edildiğinden, karşılaştırmaların adil yapılabilmesi için bu çalışmada da torkun etkisi ihmal edilerek kol üzerine sadece Şekil 1b gösterildiği gibi F_T itme yükünün etkisi uygulanmıştır.

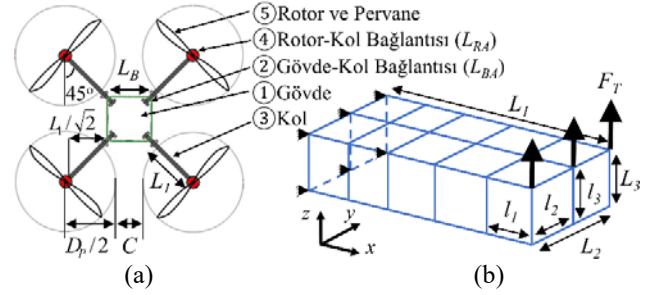
Kol uzunluğu L_1 , Eş. 2 ile hesaplandıktan sonra, Şekil 1b'de verilen diğer iki kenar uzunluğu olan L_2 ve L_3 , L_1 ve gövde uzunluğu L_B 'den küçük olacak şekilde belirlenir:

$$L_2 \leq L_1, L_B \quad \text{ve} \quad L_3 \leq L_1, L_B \quad (4)$$

2.3. Kafes Hücre Boyutları Alt Sınırları (Lower Bounds of Lattice Cell Dimensions)

Kafes hücrelerin modellenebileceği boyutlar, özellikle belirli boyutlardan daha küçük değerlerde, çubuk elemanlar birbirlerine tamamen temas edeceklerinden, hücre içerisinde veya yüzeylerinde hiçbir boşluk oluşturmayacaktır. Bu durumda, katı bir yüzey veya hücre oluşacak; kafes yapı kullanım amacı olan boşluklu yapılarla hafif tasarım elde

etme amacı karşılanmayacaktır. Bu durum özellikle hücre uzunluklarının, kafes hücre türüne ve Eİ ile üretilebilecek en küçük çap olan d_{min} değerine bağlı olarak bir hücre yüzeyindeki çubukların çaplarının toplamına eşit veya toplamından küçük olduğunda gerçekleşir. O yüzden, bu çalışmada, bu parametrelere bağlı olarak kafes hücre boyutlarının alt sınırlarının ($l_{l,q}$) belirlenebileceği genel bir formülasyon geliştirilmiştir.



Şekil 1. (a) Dört kollü İHA bileşenleri (b) Tasarım alanı dış geometrisi ve periyodik hücre boyutları.

(a) Quadcopter components (b) Dimensions of the outer geometry of design space and the peridic cells.)

Bir kafes hücrenin xy , yz ve xz düzlemlerindeki yüzleri $i = \{1,2,3\}$ ile tanımlanırsa, her bir i yüzünde, Tablo 1'de gösterilen iki farklı q yönündeki hücre uzunlukları bulunur. Dolayısıyla i yüzündeki çubuk elemanların çap değerleri ile bir toplam uzunluk ℓ_{qi} , sırasıyla i yüzeyi ve q yönündeki n adet çubuk eleman çapı $d_{n,qi}$ ve (varsa) çapraz çubuklar arasındaki açı α_{qi} 'nin bir fonksiyonu olarak elde edilebilir:

$$\ell_{qi} = f(d_{n,qi}, \alpha_{qi}) \quad (5)$$

Tablo 1. Eş. 5'te l_{qi} uzunluğunun hesaplanacağı i yüzlerinin düzlemleri ve q yönleri. (Planes of each face i and each direction q for which l_{qi} is calculated in Eq. (5))

ℓ_{qi}	$i=1$	xy düzlemi	$q=\{1,2\}$	$\rightarrow \{x,y\}$ yönleri
	$i=2$	yz düzlemi	$q=\{2,3\}$	$\rightarrow \{y,z\}$ yönleri
	$i=3$	zx düzlemi	$q=\{3,1\}$	$\rightarrow \{z,x\}$ yönleri

Çubukların tüm yüzeyi doldurmasını engellemek ve çubuklar arasında boşluk bulunabilecek bir kafes yapı oluşturmak için, bir i yüzü için q yönündeki kafes hücre boyutu alt sınırı, $l_{l,qi}$, bu yönde hesaplanan ℓ_{qi} uzunluğundan büyük olmalıdır. Bu eşitsizlik, $k_l > 1$ olacak şekilde bir katsayı ile $l_{l,qi} = k_l \ell_{qi}$ eşitliğine dönüştürülebilir. Her bir çubuk için $d_{n,qi}$ farklı ise, her bir q yönündeki hücre uzunluğu, Tablo 1'de görüldüğü gibi, iki farklı düzlemdeki yüzlerde bulunduğu için, iki adet $l_{l,qi}$ hesaplanır. Çubuklar arasında boşluğun her yüzde oluşabilmesi için, bu iki değer en büyüğü, q yönündeki hücre uzunluğunun alt sınırı $l_{l,q}$ 'yu verir:

$$l_{l,q} = \max(k_l \ell_{qi}) \quad (6)$$

Eş. 5 ve Eş. 6, farklı kafes hücreler için farklılık gösterebilir. Bu çalışmada BK, BYMK ve BHMK hücre türleri için

eşitlikler geliştirilmiştir. Şekil 2’de, bu üç hücrenin bir i yüzeyindeki geometrik parametreler gösterilmiştir. Şekil 2’de saydam kırmızı ile temsili olarak gösterildiği gibi, i yüzeyi, BK ve BYMK için iki dik kenarın oluşturduğu yüzeye karşılık gelirken, BHMK için bu iki dik kenarın hipotenüsünün ve diğer dik kenarın oluşturduğu köşegen yüzeye karşılık gelmektedir. Bu kafes yapılar için oluşturulmuş Eş. 5 ve Eş. 6, tüm çubuklarda $d_{n,qi} = d_{min}$ kullanılarak Tablo 2’de listelenmiş ve aşağıdaki alt başlıklarda bu formüllerin çıkarımları açıklanmıştır.

Şekil 2’deki kafes hücrelerde de görüldüğü gibi, geliştirilen formülasyonlarda, çubuk elemanların birleşimlerinin keskin olduğu varsayımı yapılmıştır. Fakat Eİ ile üretilen kafes yapılarda bu birleşimlerde, üretim şartlarından dolayı (malzeme yığılması, nozul çapı vb.) [35], keskinlikler yerine radyusa benzer geometriler oluşacaktır [36]. Yine de kafes yapı modellemelerinde çubuk eleman birleşimlerindeki bu değişimler ihmal edilmektedir [37]. Özellikle giriş elemanlarla modelleme gerçekleştirildiğinde, bu değişimleri dahil etmek mümkün olmamaktadır [38]. Bu çalışmada da optimizasyon sırasında kullanılan sonlu elemanlar modelinde, giriş elemanlarla modelleme gerçekleştirildiğinden, sınırları belirlemek için önerilen formülasyonlarda bu değişimler ihmal edilmiştir. Üretilen parçalarda oluşan bu değişimlerin de hesaplamalara dahil edilmesi bu çalışmanın konu kapsamı dışında olup gelecekte yapılacak bir çalışma olarak düşünülebilir.

2.3.1. BK için hücre boyutları alt sınırları
(Lower bounds of cell dimensions for SL)

Şekil 2a’da gösterildiği gibi, BK hücre türü için, her i yüzünün q yönünde, $d_{n,qi}$ ile gösterilen ve bu yöne dik $n=2$ adet paralel çubuk eleman bulunmaktadır. Kesikli çizgilerin sınırladığı hücre içerisinde sadece bu çubukların çeyrek kısımları bulunduğundan, Eş. 5’te verilen ℓ_{qi} toplam uzunluk değeri, bu çubukların yarı çapları toplamı ile Tablo 2’teki gibi hesaplanır. Boyut optimizasyonunda, çubuk çaplarının

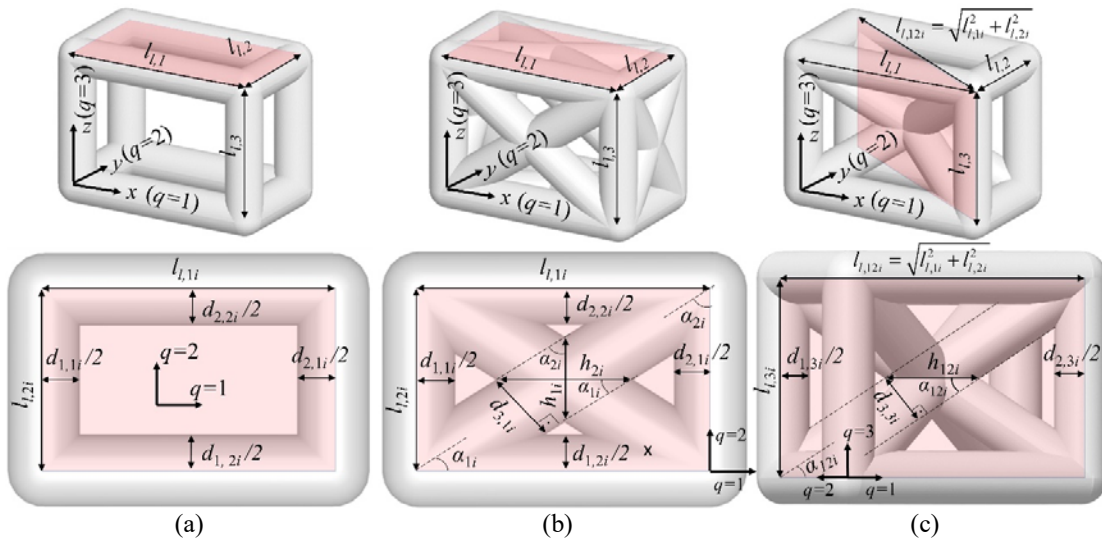
alt sınırı, d_{min} değerine eşitleneceğinden, $d_{1,qi}=d_{2,qi}=d_{min}$ olarak alınır ve uzunluklar $\ell_{qi}=d_{min}$ olarak hesaplanır. Her q yönündeki $l_{i,q}$, Tablo 2’de verilen eşitlik Eş. 6 ile belirlenir.

2.3.2. BYMK için hücre boyutları alt sınırları
(Lower bounds of cell dimensions for SFCL)

BYMK hücre tipi için, Şekil 2b’de görüldüğü gibi her i yüzünde, Tablo 1’de verilen iki q yönünde, paralel çubuklara ek olarak çapraz çubuklar da bulunmaktadır. Bu yüzden, Eş. 5’teki ℓ_{qi} , Şekil 2b’de h_{qi} ile gösterilen çapraz çubukların keşiştikleri kısımdaki kalınlık değerini de içerir. Tüm çubuk çapları $d_{n,qi} = d_{min}$ alındığında $h_{qi} = d_{min} / \sin\alpha_{qi}$ ile hesaplanabilir. Bu eşitlikte, α_{qi} açısı, çapraz çubukların, ℓ_{qi} ’nin hesaplanacağı q yönüne göre olan açıdır. Bu açı, Tablo 1’den her i yüzeyi için verilen her iki q yönünde, geometriden bulunabilir:

$$\alpha_{1i} = \tan^{-1}(l_{i,2i} / l_{i,1i}) \text{ ve } \alpha_{2i} = 90 - \alpha_{1i} \quad (7)$$

Dolayısıyla, ℓ_{qi} değeri, h_{qi} ve h_{qi} ’ye dik çubukların yarıçaplarının toplamı olarak, Tablo 2’de BYMK için verilen Eş. 5 ile hesaplanır. Eş. 7’den görüldüğü gibi α_{qi} ’nin belirlenmesi için $l_{i,qi}$ değerlerinin bilinmesi gerekmektedir; fakat bu uzunluklar zaten başlangıçta bilinmeyen ve hesaplanması istenen uzunluklardır. Bu durumu çözmek için, öncelikle olası $l_{i,qi}$ değerlerini farklı açı alternatifleri için hesaplayıp sonra ℓ_{qi} değerlerinin belirlenmesi önerilmiştir. Bu amaçla, her i yüzünde öncelikle α_{qi} açısının $[0^\circ, 90^\circ]$ aralığında tüm değerleri için Tablo 2’deki Eş. 5 ile ℓ_{qi} değerleri belirlenir. Bu eşitlikteki açının sinüs değeri, açı 0° ’ye yaklaştıkça küçüleceğinden, ℓ_{qi} ’nin en büyük değeri, açının 0° olduğu durum olur. Fakat 0° ve yakınındaki açılar için, çapraz çubukların hücre içinde bulunması mümkün olmayacaktır. Ayrıca, Eİ’de çubukların, α_i ile verilen desteksiz üretilebilecek en küçük açı değerinden büyük açılarda üretilmesi gerekir. Bu sebeplerden dolayı, α_{qi} değerleri, $[\alpha_i, 90^\circ - \alpha_i]$ aralığında belirlenmelidir. Bu



Şekil 2. Üç farklı kafes türü için i ’nci yüzeydeki parametreler (a) BK (b) BYMK (c) BHMK.
(Parameters on i th face of cells (a)simple lattice (SL), (b)simple face centered lattice (SFCL), (c)simple body centered lattice (SBCL))

Tablo 2. Üç farklı kafes hücre türü için formülasyonlar (Formulations for three lattice types.)

	BK	BYMK	BHMK
Eş. 5	$\ell_{qi} = d_{\min}$	$\ell_{qi} = d_{\min} + d_{\min} / \sin \alpha_{qi}$	$\ell_{12i} = d_{\min} + d_{\min} / \sin \alpha_{12i}$
Eş. 6	$l_{i,q} = \max(k_i \ell_{qi})$	$l_{i,q} = \max(k_i \ell_{qi})$	$l_{i,q} = \max(k_i \ell_{12i} / \sqrt{2})$
Eş. 11	$d_u = \min\left(\frac{l_q}{k_i}\right)$	$d_u = \min\left(l_{qi} / k_i (1 + 1 / \sin \alpha_{qi})\right)$	$d_u = \min\left(l_{12i} = \sqrt{l_{1i}^2 + l_{2i}^2} / k_i (1 + 1 / \sin \alpha_{12i})\right)$

aralıktaki farklı açılarda Eş. 5 ile hesaplanan ℓ_{qi} değerleri Eş. 6'da kullanılarak olası $l_{i,q}$ değerleri belirlenebilir. Bu farklı açı alternatifleri her i yüzü için aynı olacağından, farklı yüzlerden farklı ℓ_{qi} değerleri gelmeyecek; fakat farklı açılarda farklı l_q değerleri olacağından, Eş. 6'da en büyük değeri bulmak için yine maksimum fonksiyonu kullanılacaktır. O yüzden, bu durumda, i alt indisi, farklı yüzler yerine, farklı α_q açılarını belirtirse, $l_{i,qi}$ değerlerinin en büyük değeri, Tablo 2'deki Eş. 6'da gösterildiği gibi, $l_{i,q}$ değeri olarak belirlenmiş olur. Bu önerilen yöntem Bölüm 5.1'de bir örnek ile anlatılmıştır.

2.3.3. BHMK için hücre boyutları alt sınırları (Lower bounds of cell dimensions for SBCL)

BHMK hücre için, Eş. 5'teki toplam uzunluk, ℓ_{qi} , aslında BYMK için Tablo 2'de verilen Eş. 5 ile aynıdır. Fakat, BYMK hücreden farklı olarak, i yüzü, hücre yüzlerinde değil; Şekil 2c'de saydam kırmızı renk ile gösterildiği gibi, iki kenarın hipotenüsü ve diğer dik kenarın oluşturduğu, hücre hacim merkezinden geçen köşegen yüz olarak tanımlanmıştır. Ayrıca, hipotenüsü oluşturan l_{1i} ve l_{2i} uzunluğundaki iki dik kenarın bulunduğu yönler, Tablo 1'de karşılık gelen $q=1$ ve $q=2$ ile tanımlanırken, üçüncü dik kenarın yönü de $q=3$ yönü olarak tanımlanmış ve bu yöndeki üçüncü hücre kenar uzunluğu da l_{3i} ile tanımlanmıştır. Dolayısıyla, l_{1i} ve l_{2i} uzunluklarının oluşturduğu hipotenüs uzunluğu $l_{12i} = \sqrt{l_{1i}^2 + l_{2i}^2}$ ile hesaplanır. Şekil 2c'de görüldüğü gibi, α_{qi} açısı ise, yataydaki kenar yönü hem $q=1$ hem $q=2$ ile tanımlandığından, α_{12i} ile gösterilmiştir. Bu açıyı hesaplamak için

$$\alpha_{12i} = \tan^{-1}(l_{1i} / l_{12i}) \quad (8)$$

eşitliği kullanılır. BHMK hücre için, Tablo 2'deki Eş. 5 ile sadece l_{12i} ile verilen hipotenüs uzunluğu yönünde ℓ_{12i} hesaplanması yeterli olacaktır; çünkü Eş. 5'e bağlı olarak l_{12i} belirlendikten sonra, Eş. 8'den l_{3i} doğrudan hesaplanabilecektir. Fakat, Eş. 8'de α_{12i} 'nin belirlenmesi için l_{12i} ve l_{3i} değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu durumu çözmek amacıyla, BYMK hücre için Bölüm 2.3.2'de önerilen yöntem benzer olarak, öncelikle $[\alpha_i, 90^\circ - \alpha_i]$ aralığında farklı açılar i alt indisi ile tanımlanarak α_{12i} değerleri belirlenir ve her biri için Tablo 2'deki Eş. 5 ile ℓ_{12i} değerleri hesaplanır. Eş. 6'da ℓ_{12i} ile k_i çarpıldığında elde edilen l_{12i} hipotenüsünü oluşturan l_{1i} ve l_{2i} uzunluklarını bulmak için ise, bu iki kenar başta eşit $l_{1i} = l_{2i} = l_{i,qi}$ kabul edilerek $l_{12i} = k_i \ell_{12i} = \sqrt{2} l_{i,qi}$ olması önerilmiştir. Dolayısıyla, her i açısı için l_{12i} hesaplanıp $\sqrt{2}$ 'ye bölünürse, Tablo 2'deki Eş. 6 ile bunların en büyüğü $q=1$ ve $q=2$

yönlerindeki en küçük hücre uzunlukları $l_{i,q}$ için eşit bir değer olarak belirlenir. Bu önerilen yöntem, Bölüm 5.2'de bir örnek üzerinde detaylı açıklanmıştır.

2.3.4. Hücre boyutlarının seçilmesi (Selection of the cell dimensions)

Eş. 1 ile üst sınırlar, Eş. 6 ile alt sınırlar belirlendikten sonra, tasarımda kullanılacak her q yönündeki kafes hücre uzunlukları bu alt ve üst sınır değerleri aralığında seçilir:

$$l_{1,q} \leq l_q \leq l_{u,q} \quad (9)$$

Kafes hücrelerin geometri içerisine tam olarak sığmaları için her bir q yönünde l_q değerleri bu aralıktaki seçilirken, geometri içerisine girebilecek kafes hücre sayısı, $N_{H,q}$, pozitif tam sayı (Z^+) olacak şekilde seçilmelidir:

$$\forall (l_{u,q} / l_q = N_{H,q}) \in Z^+ \quad (10)$$

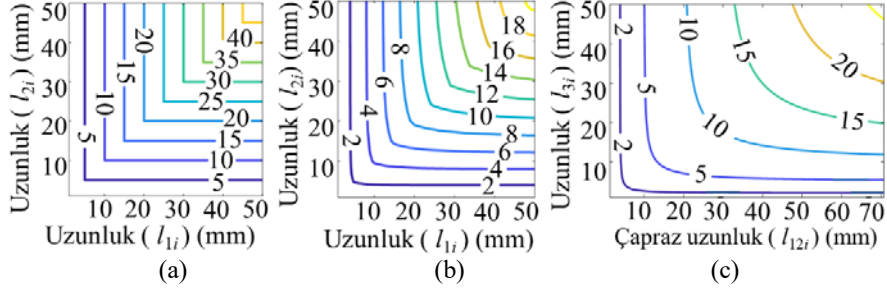
2.4. Çubuk Çapı Üst Sınırı (Upper Bound of Strut Diameter)

Optimizasyondaki tasarım değişkenlerini sınırlayacak en büyük çap olan d_u 'yu belirlemek için, kafes hücredeki tüm çubuklar d_u ile modellendiğinde, çubuklar arasındaki boşlukların tamamen kapalı olmaması şartının sağlanması önerilmiştir. Bu şartı sağlamak için, Bölüm 2.3'te hücre uzunluklarını belirlerken kullanılan Eş. 6'daki ℓ_{qi} yerine, Eş. 5'te d_{\min} yerine bilinmeyen d_u kullanılarak elde edilen ℓ_{qi} yazılır ve $l_{i,q}$ değerleri Bölüm 2.3'te belirlenen l_q hücre uzunlukları olarak alınır. Bu eşitliğin tersi, d_u 'yu yalnız bırakacak şekilde alınırsa, maks fonksiyonu min fonksiyonuna dönüşür ve böylece Eş. 5 ve Eş. 6'da tek bilinmeyen $d_{u,q}$ olur. Dolayısıyla, Eş. 6'da d_u yalnız bırakılıp, bulunan değerlerin en küçüğü tüm çubuklar için tek bir d_u olarak belirlenir:

$$d_u = \min(d_{u,q}(\ell_{qi}, \alpha_{qi}, k_i)) \quad (11)$$

Eş. 11, kullanılacak kafes hücre türü için özel olarak belirlenmelidir. Bu çalışmada BK, BYMK ve BHMK için Tablo 2'nin son satırındaki gibi tanımlanmışlardır.

Şekil 3a'da BK için, Şekil 3b'de BYMK için ve Şekil 3c'de BHMK için, Tablo 2'nin son satırındaki Eş. 11'ler ile, 0 mm-50 mm aralığında farklı l_q değerleri kullanılarak ve $k_i = 1$ alınarak d_u değerleri hesaplanmış ve kontur grafikleri çizilmiştir. BK için, Şekil 3a'da görüldüğü gibi bir kenar sabit iken diğer kenar değiştiğinde alabilecek d_u değerleri



Şekil 3. Farklı hücre uzunlukları için çap üst sınırı d_u kontur grafikleri (a) BK (b) BYMK (c) BHMK.
(Contour plots of upper limit diameter d_u for various cell lengths (a) SL (b) SFCL (c) SBCL)

arasında lineer bir ilişki bulunmaktayken, BYMK ve BHMK için Şekil 3b ve Şekil 3c'de görüldüğü gibi hesaplanan açılı değerinin sinüsünden dolayı doğrusal olmayan bir ilişki vardır. Dolayısıyla, optimizasyonda kullanılacak d_u değerlerini belirlemek için, Eş. 11'den analitik hesap yapmak yerine, bir kafes hücrenin i 'nci yüzü için Tablo 1'de verilen q yönlerindeki uzunluklar ile Şekil 3'teki bu grafikler kullanılabilir. Her i yüzü için bu grafiklerden belirlenen d_u değerlerinin en küçük olanı belirlenerek, tüm çubuk çapları için tek bir d_u değeri kullanılabilir. Örneğin $\{l_1, l_2, l_3\} = \{36, 15, 30\}$ mm³ uzunluklara sahip bir hücrede, BK kullanıldığında tüm yüzeylerde Şekil 3a'dan $d_u = 10$ mm olarak belirlenir. BYMK kullanıldığında ise, Şekil 3b'den, xy yüzeyinde ($i=1$) $d_{u,1} = 4$ mm, yz yüzeyinde ($i=2$) $d_{u,2} = 4,3$ mm ve xz yüzeyinde ($i=3$) $d_{u,3} = 6$ mm'dir. Bunların en küçüğü $d_u = 4$ mm tasarımda kullanılacak değer olur. BHMK için ise çapraz uzunluk yüzey kenarlarından hesaplanmalıdır. Bu örnekte, xy yüzeyi olan $i=1$ için, Tablo 1'den $q=1$ ve $q=2$ sırasıyla x ve y yönlerini temsil edecektir. Dolayısıyla, bu yüzeydeki hipotenüs, $l_{11} = 10$ mm ve $l_{21} = 20$ mm uzunlukları ile $l_{121} = 22,36$ mm hesaplanır. Şekil 3c'de, bu l_{121} değeri yatay eksen ve xy düzlemine dik üçüncü eksen olan z eksenine $q=3$ ile temsil edildiğinde alınan $l_{31} = 15$ mm ise dikey eksen alındığında, $d_{u,1} = 8$ mm bulunur. Benzer şekilde, $i=2$ için yz yüzeyinde hipotenüs $l_{122} = 25$ mm ve $d_{u,2} = 6,8$ mm; $i=3$ için xz yüzeyinde ise hipotenüs $l_{123} = 18,03$ mm ve $d_{u,3} = 7,7$ mm hesaplanır. Dolayısıyla, tasarımda kullanılacak değer olarak en küçük $d_u = 6,8$ mm belirlenir. Bu aşamada, seçilen hücre tipi için belirlenen d_u değeri, daha önce belirlenmiş d_{min} değerine çok yakın bulunursa, boyut optimizasyonu sırasında bu değerler çapların alt ve üst sınırları olarak kullanılacağından, çapların değişimini sağlayacak yeterli bir tasarım alanı oluşturamayabilirler. O yüzden, d_u değeri belirlendikten sonra d_{min} ile olan aralık kontrol edilmeli; eğer yeterli aralık yoksa bu tasarım seçeneklerden çıkarılmalıdır. Bu kontrolü sağlamak için d_{min} değeri, tasarımcının belirleyeceği bir k_d katsayısı ile çarpılıp d_u 'dan büyük olup olmadığı kontrol edilebilir.

$$d_u \geq k_d d_{min} \quad (12)$$

3. KAFES YAPI OPTİMİZASYONU (LATTICE STRUCTURE OPTIMIZATION)

Kafes yapılar optimizasyonu kavramı ilk olarak analitik çözümlerin geliştirildiği Michell [39] tarafından yapılan

çalışma ile başlamıştır. Analitik çözümlerin zor olacağı veya mümkün olmayacağı kafes sistemlerin optimum tasarımı için ise, bilgisayar teknolojilerinin gelişmesine bağlı olarak, SEA ve optimizasyon yöntemleri kullanılmaya başlanmıştır [40]. Kafes yapı optimizasyonu olarak tanımlanan bu yöntemlerde, ilk olarak, tasarım alanındaki tüm potansiyel noktaların çubuk elemanlar ile birleştirilmesi ile elde edilen bir başlangıç kafes sistemi tanımlanır. Bu çalışmada kullanılan kafes yapı optimizasyonu formülasyonu

$$\begin{aligned} \text{Tasarım değişkenleri} &: d \\ \text{Amaç fonksiyonu} &: \min E_s(d) = U^T KU \\ \text{Sınırlayıcılar} &: V - v_f V_T \leq 0 \\ &: d_l \leq d \leq d_u \end{aligned} \quad (13)$$

ile verilmiştir. Burada, $E_s(d)$ kafes sistemin rijitliğini artırmak için "min" gösterimi ile en aza indirgenecek global gerinim enerjisidir. E_s 'nin belirlenmesi için çözülen SEA'daki denge denklemi

$$F = KU \quad (14)$$

ile verilir. Burada, F ve U, global kuvvet ve yer değiştirme vektörleridir. K matrisi ise global rijitlik matrisini temsil eder ve her elemanın rijitlik matrisine global koordinat transformasyonu uygulanarak oluşturulur [41]. Eş. 14'in çözümü için genellikle lineer kafes eleman [42] veya çerçeve (ya da kiriş) eleman [15] kullanılabilir. Bu çalışmada, momentlerin de serbestlik derecesi olarak hesaba katıldığı çerçeve eleman formülasyonu kullanılmıştır [41].

Eş. 13'te, $d = \{d_1, \dots, d_e, \dots, d_{N_e}\}^T$, $e = \{1, \dots, N_e\}$ için çubukların çaplarının bulunduğu tasarım değişkenleri vektörüdür. Burada, N_e başlangıç kafes yapısındaki çubuk eleman sayısını, d_e ise e 'inci çubuk eleman çapını tanımlar. Eş. 13'teki d_l ve d_u vektörleri ise çubuk çaplarının alt ve üst sınır vektörleridir. Bu alt ve üst sınır değerlerine bağlı olarak Bölüm 3.1'de verilen iki farklı optimizasyon yöntemi tanımlanabilir. Ayrıca, Eş. 13'teki ilk sınırlayıcı fonksiyonda, çaplara bağlı olarak kafes yapı için hesaplanan hacim V , bir hacim oranı v_f ile tüm katı geometri hacmi V_T 'nin çarpımı ile hesaplanan değerden küçük veya bu değere eşit olması beklenir. Her çubuğun uzunluğunu içeren uzunluk vektörü $L = \{L_1, \dots, L_e, \dots, L_{N_e}\}^T$ için kafes yapı hacmi hesaplanabilir:

$$V = 0.25\pi dL^2 = 0.25\pi \sum_{e=1}^{N_e} (d_e)^2 L_e \quad (15)$$

3.1 Kafes yapı boyut ve topoloji optimizasyonu (Lattice structure size and topology optimization)

Belirli alt ve üst limitler aralığında, kafes yapı topolojisini değiştirmeden, sadece çubuk elemanların çapları optimize edilirse, bu optimizasyon yöntemi kafes yapı boyut optimizasyonu olarak tanımlanır. Tasarım değişkelerinin d_i ile verilen alt sınırları sıfıra yakın tanımlanarak boyut optimizasyonu gerçekleştirilir ve sıfıra yakın belirli bir limit değerden (d_i) küçük kesit boyutundaki elemanlar ve bağlantı noktaları topolojiden silinirse, bu yöntem kafes yapı topoloji optimizasyonu olarak tanımlanır [40]. Çubuk elemanların silinmesi için

$$d_e = \begin{cases} 0, & \text{eğer } d_e < d_l \\ d_u, & \text{eğer } d_e \geq d_l \end{cases} \quad (16)$$

şeklinde bir şartlı eşitlik kullanılabilir. Eş. 16'daki ikinci şartta, topolojide kalan çubuk çapları için, d_u yerine optimizasyon ile belirlenmiş çap değerleri kullanılarak doğrudan tasarım oluşturulabilir. Önerilen bu çalışmada ise, topoloji optimizasyonu sadece topolojik yapıyı belirlemek için kullanılacağından, çubuk elemanların çaplarının değişimi önemli olmayıp, topolojide kalan çapların hepsi, Eş. 16 ile d_u ya eşitlenmiş ve topoloji elde edilmiştir. Sonrasında tekrar bir boyut optimizasyonu ile çubuk çapları belirlenmiştir.

3.2 Optimallik Kriterleri (OK) Metodu (Optimality Criteria (OC) Method)

Kafes yapıdaki çubuk elemanların çapları farklı optimizasyon algoritmaları kullanarak belirlenebilir [11]. Global optimizasyon algoritmaları (Genetik algoritma [42], Parçacık Küme Optimizasyonu [43], vb.) optimum noktaya ulaşmak için ve de birden fazla hedef fonksiyonlu optimizasyon için kullanılabilir; fakat global optimizasyon algoritmaları, hesaplama maliyetlerinin yüksek olmasından dolayı bu çalışmadaki gibi tek hedef fonksiyonlu kafes yapı optimizasyonunda tercih edilmemektedir [40]. Maliyeti çok düşük olan lineer programlama (LP) tekniği ile optimizasyon gerçekleştirilebilir [44]; fakat gerinim enerjisi minimizasyonu için Eş. 13 ile verilen optimizasyon formülasyonu, lineer olmayan durumları ancak bir noktaya kadar temsil edebilen lineer hale getirilmiş bir formülasyona dönüştürülmelidir [31]. Optimallik Kriterleri (OK) metodu [45] ise hem lineer olmayan durumları hesaba katabildiğinden hem de düşük hesaplama maliyeti ile sonuca ulaşabildiğinden tercih edilmektedir [46]. Bu metodu kafes yapı optimizasyonunda kullanmak için, Lagrangian formülasyonu

$$\mathfrak{Z}(d_e, \lambda_j) = f(d_e) + \sum_j^m \lambda_j g_j \quad (17)$$

ile verilir. Bu eşitlikte λ_j , toplam sayısı m olan j 'inci sınırlayıcı fonksiyon g_j için Lagrange çarpanını temsil etmektedir. Belirli kısıtlar içinde lokal bir minimum çözüm

elde etmek için gerekli olan optimallik şartları veya Kuhn-Tucker şartları, aynı zamanda m kısıtı olan ve N_e denklemden oluşan bir eşitlik sistemi ile hesaplanabilir:

$$B_e = \sum_{j=1}^m c_{ej} \lambda_j = 1 \quad (18)$$

$$c_{ej} = \frac{\nabla g_{ej}}{\nabla f_e} = \left(-\frac{\partial g_j}{\partial d_e} \right) / \left(\frac{\partial f}{\partial d_e} \right) \quad (19)$$

Burada c_{ej} kısmi diferansiyellerin oranını temsil eder. ∇g_{ej} ifadesi, j 'inci sınırlayıcı olan g_j 'nin e 'inci değişken d_e 'ye göre kısmi türevi ve ∇f_e ifadesi de amaç fonksiyonunun kısmi türevidir. Eş. 19'daki kısmi türevlerin matematiksel olarak elde edilebildiği varsayılırsa, Lagrangian çarpanları olarak tanımlanan λ_j hesaplanması için Eş. 18'in çözülmesi gerekir. O halde, her bir k iterasyonu için tasarım değişkenleri

$$d_e^{(k+1)} = d_e^{(k)} \left((B_e^{(k)})^{-1} \right)^\eta \quad (20)$$

denklemleri ile güncellenebilir. Burada η nümerik bir sönümlenme katsayısıdır ve Bendsoe ve Sigmund [47] çalışmasında yakınsamayı stabilize etmek için önerilen değer olan 0,3 olarak alınmıştır. Her iterasyonda, λ_j değerleri Eş. 18'i çözerek tekrar hesaplanır ve yeni B_e değerleri ile yeni tasarım değişkenleri değerlerini bulmak üzere Eş. 20'de kullanılır. İterasyonlar boyunca, optimizasyon algoritması, yeni tasarım değişkeni $d_e^{(k+1)}$ 'nin her iterasyonda alt ve üst limitler olan $d_{e,l}$ ve $d_{e,u}$ arasında kalmasını sağlamalıdır. Ayrıca, $d_e^{(k+1)}$ yakınsama için $d_e^{(k)}$ değerine yakın olmalıdır. Bu şartları sağlayacak şekilde, s ile temsil edilen küçük bir adım boyutu ile yeni tasarım değişkenleri $d_e^{(k+1)}$ 'yi belirlemek adına deneysel bir algoritma kullanılabilir [47]:

$$d_e^{(k+1)} = \max \left(d_{e,l}, \max \left\{ d_e^{(k)} - s, \min \left[d_{e,u}, d_{alt} \right] \right\} \right) \quad (21)$$

$$d_{alt} = \min \left(d_e^{(k)} + s, d_e^{(k)} \left(\max(1^{-10}, (B_e^{(k)})^{-1} \right)^\eta \right) \right)$$

Eş. 18'de $B_e^{(k)}$ 'yi hesaplamak için gerekli λ_j değerlerini belirlemek için alternatif bir yol ise lineer bir yaklaşım kullanmaktır. Bu çalışmada, yeni λ_j aralığını her iterasyonda kısıtlara bağlı olarak yarıya bölen "bisection" algoritması kullanılmıştır. Bu aralığı k iterasyonu için $[\lambda_{j,l}^{(k)}, \lambda_{j,u}^{(k)}]$ ile tanımlarsak $\lambda_j^{(k)}$ şu şekilde hesaplanabilir:

$$\lambda_j^{(k)} = \left(\lambda_{j,l}^{(k)} + \lambda_{j,u}^{(k)} \right) / 2 \quad (22)$$

$$\begin{cases} \lambda_{j,u}^{(k+1)} = \lambda_j^{(k)} & \text{eğer } g_j(d) < 0 \\ \lambda_{j,l}^{(k+1)} = \lambda_j^{(k)} & \text{diğer} \end{cases} \quad (23)$$

Eş. 23'teki şartlara göre belirlenen yeni aralık değerleri $[\lambda_{j,l}^{(k+1)}, \lambda_{j,u}^{(k+1)}]$ kullanılarak Eş. 22'den $\lambda_j^{(k+1)}$ değerleri hesaplandıktan sonra, Eş. 20 ile yeni $d_e^{(k+1)}$ değerleri Eş. 24'deki kriter sağlanana kadar hesaplanır [46]:

$$\left(\lambda_{j,l}^{(k+1)} - \lambda_{j,u}^{(k+1)} \right) / \left(\lambda_{j,l}^{(k+1)} + \lambda_{j,u}^{(k+1)} \right) \leq \varepsilon \quad (24)$$

Burada ε ile gösterilen küçük bir limit değerdir ve bu çalışmada $\varepsilon=10^{-4}$ olarak alınmıştır. $\lambda_{j,l}$ ve $\lambda_{j,u}$ için ilk başlangıç değerleri ise $\lambda_{j,l}=0$ ve $\lambda_{j,u}=10^4$ olarak kullanılmıştır. Bunlara ek olarak, iki tane daha optimizasyonu durdurma şartı iyi bir sonuç almak amacıyla aşağıdaki gibi tanımlanmıştır:

$$S = \begin{cases} k > k_{\max} \\ \max \left(\left| d_e^k - d_e^{k-1} \right| \right) < d_t \end{cases} \quad (25)$$

Eş. 25'te k_{\max} , k iterasyonlarının en büyük alabileceği sayı, d_t ise art arda iki iterasyon için elde edilen tasarım değişkenleri arasındaki farkın en küçük değeridir. Bu şartlar sağlanmazsa optimizasyon otomatik olarak durdurulur ve optimum tasarım değişkenleri belirlenmiş olur. Bu çalışmada $k_{\max} = 200$ ve $d_t = 0.001$ kullanılmıştır. Eş. 19'daki amaç fonksiyonunun tasarım değişkenlerine göre türevi, Eş. 13'teki optimizasyon için

$$\partial E_s / \partial d_e = -U^T \left(\partial K / \partial d_e \right) U \quad (26)$$

Eş. 26 ile verilebilir. Bu gerinim enerjisi türevleri her eleman için eleman rijitlik matrisi kullanılarak

$$\partial E_s / \partial d_e = -u_e^T k_e u_e \quad (27)$$

Eş. 27 ile hesaplanır. Ayrıca Eş. 19'daki sınırlayıcı fonksiyonlar olarak Eş. 13'te sadece hacim sınırı fonksiyonu vardır ($j=1$). Bu fonksiyonun çap değişkenlerine göre kısmi türevleri ise Eş. 15'ten aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$\partial g_1 / \partial d_e = L_e \quad (28)$$

4. ÖNERİLEN TASARIM OPTİMİZASYON SÜRECİ (PROPOSED DESIGN OPTIMIZATION PROCESS)

Tasarım süreci iki ana aşamadan oluşmaktadır: Aşama 1'de, Eİ kısıtları düşünülerek, hücre boyutları ve tasarım değişkenleri için alt ve üst sınırlar Bölüm 2'de önerilen formülasyonlar ile belirlenir ve alternatif hücre boyutları elde edilir. Aşama 2'de ise her alternatif için Bölüm 3'teki OK algoritması ile önce topoloji sonra boyut optimizasyonu gerçekleştirilir ve en iyi sonucu veren hücre boyutları ile tasarım değişkenleri belirlenir.

4.1. Aşama 1 – Alt ve Üst Sınırların Belirlenmesi (Stage 1 – Determining Lower and Upper Bounds)

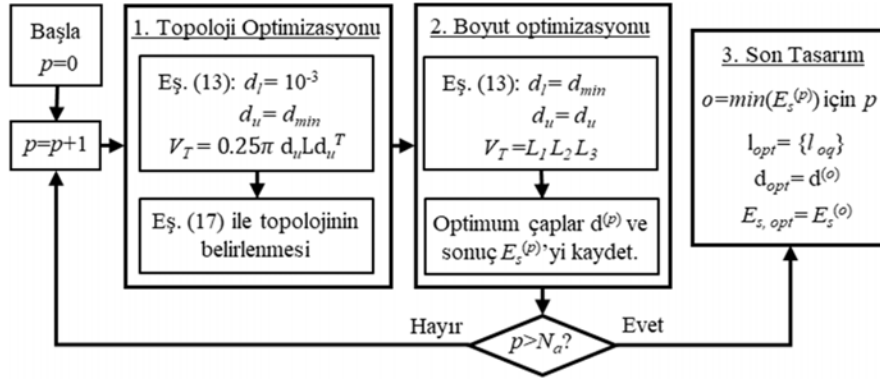
- *Adım 1. Eİ kısıtlarının belirlenmesi:* Eİ ile üretilebilecek en küçük çap d_{min} , destek kullanmadan üretilebilecek en

küçük açısı α_t ve kafes yapı üretim düzlemi, sonraki adımlarda alt ve üst sınırları bulmak için kullanılacak Eİ yöntemi için belirlenmelidir.

- *Adım 2. Dış geometri boyutlarının belirlenmesi:* Kafes hücreler ile doldurulacak dış geometrinin x,y ve z yönlerindeki uzunlukları, $L_q = \{L_1, L_2, L_3\}$ belirlenmelidir. Bu çalışmada örnek olarak uygulanan İHA kolu dış geometrisi (Şekil 1b) için Eş. 2- Eş. 4 kullanılarak L_q belirlenebilir.
- *Adım 3. Kafes hücre boyutları üst sınırlarının belirlenmesi:* Eş. 1 kullanılarak kafes hücre uzunluklarının üst sınır değerleri, $l_{u,q}$, Adım 2'de belirlenen dış geometri uzunluklarına eşitlenir.
- *Adım 4. Kafes hücre boyutları alt sınırlarının ($l_{l,q}$) belirlenmesi:* Adım 1'de belirlenen d_{min} ve α_t ile tasarımda kullanılacak kafes tipi için Tablo 2'deki Eş. 5 ve Eş. 6 kullanılarak $l_{l,q}$ belirlenir.
- *Adım 5. Üst ve alt sınır aralığında hücre boyut alternatiflerinin belirlenmesi:* Hücre boyutları için üst ve alt sınırlar belirlendikten sonra, Eş. 9 ve Eş. 10 kullanılarak bu sınırlar arasında, pozitif tam sayı olarak hücre sayısı verebilen tüm alternatif $l_q = \{l_1, l_2, l_3\}$ kombinasyonları hesaplanır.
- *Adım 6. Her hücre boyut alternatifi için çap üst sınırının (d_u) belirlenmesi:* Her bir hücre boyut alternatifi için d_u değeri, kullanılacak kafes tipi için Tablo 2'de verilen Eş. 11 kullanılarak hesaplanır.
- *Adım 7. Hücre boyut kombinasyonlarının belirlenmesi:* Adım 5'te belirlenen uzunluk alternatifleri arasından belirli ek kısıtları sağlayan kombinasyonlar bu adımda belirlenir. Ek kısıtlardan ilki, alt ve üst çap sınırlarının birbirinden yeterince uzak olup bir tasarım alanı oluşturmasıdır. Bu amaçla, Eş. 12'yi sağlayan $\{l_1, l_2, l_3\}$ kombinasyonları tüm alternatifler arasından belirlenir. Ayrıca, desteksiz üretimi mümkün olmayacak alternatifleri de listeden çıkarmak için, Adım 1'de belirlenen parçanın üretim düzlemine dik düzlemdeki tüm çubukların baskı düzlemine göre açıları α , en küçük üretilebilecek α_t açısından küçük olacak şekilde, $\alpha \geq \alpha_t$ şartını sağlayan hücre boyut alternatifleri belirlenir. Bunların dışında başka ek kısıtlar da gerekirse bu adıma eklenerek N_a adet uzunluk kombinasyonları, $p = \{1, 2, \dots, N_a\}$ alt indisi son alternatifleri temsil edecek şekilde bir l_{pq} matrisine kaydedilir.

4.2. Aşama 2 – Optimizasyon ile Son Tasarımın Belirlenmesi (Stage 2 – Determining Final Design by Optimization)

Aşama 2'de, Aşama 1'de belirlenen her bir p uzunluk kombinasyonu için, önce topoloji optimizasyonu ve sonrasında da boyut optimizasyonunu içeren Şekil 4'teki optimizasyon süreci önerilmiştir. İlk adımda, Eş. 13'te çap alt sınırı sifira yakın ($d_l=10^{-3}$) alınarak, topoloji optimizasyonu olarak gerçekleştirilir. Burada amaç, uygun çap değerlerini bulmak yerine, hangi çubuk elemanların topolojide olması gerektiğini belirlemektir. O yüzden, çap üst sınırları için, optimizasyonda eşit seviyede sonuç alınması amacıyla, her bir uzunluk alternatifi için Aşama 1'de belirlenen farklı d_u değerleri yerine $d_u = d_{min}$ olarak



Şekil 4. Optimizasyon aşaması akış diyagramı. (Flowchart of the optimization stage.)

kullanılması önerilmiştir. Dolayısıyla, bu durumda, Eş. 13'teki hacme bağlı sınırlayıcı fonksiyondaki v_f ile çarpılan V_T değeri, Eş. 15'te $d_u = d_{min}$ kullanarak hesaplanacak ve böylece çubuk alt ve üst sınırları dar bir aralıkta Eş. 16 ile var ya da yok koşulunu sağlayacak hale gelecektir. Eş. 16 ile topolojiden silinecek çubuklar belirlenirken gerekli $d_l = 0.03$ alınmıştır.

İkinci adımda, ilk adımdan sonra topolojide kalan çubuklar için, Eş. 13'te $d_l = d_{min}$ ve d_u ise Aşama 1'de belirlenen üst çap sınırı olarak tanımlanarak bir boyut optimizasyonu gerçekleştirilir. Toplam hacim V_T Şekil 4'te de gösterildiği gibi dış geometrinin toplam hacmi olarak hesaplanır ve istenilen v_f değeri ile çarpılır. Her bir p uzunluk kombinasyonu için bu iki optimizasyon adımı Bölüm 3.2'deki OK metodu ile gerçekleştirilerek optimum çap değerleri $d^{(p)}$ ile hedef fonksiyon gerinim enerjisi $E_s^{(p)}$ sonuçları kaydedilir. Şekil 4'teki üçüncü adımda ise en düşük E_s değerini veren optimum (opt) tasarım için p indisi değeri $p_{opt} = o$ olarak belirlenir. Bu tasarım için kafes hücre uzunlukları $l_{opt} = \{l_{oq}\}$, çubuk çapları $d_{opt} = d^{(o)}$ ve $E_{s,opt} = E_s^{(o)}$ değerleri elde edilir.

5. İHA KOLU TASARIM UYGULAMALARI (APPLICATIONS TO QUADCOPTER ARM DESIGN)

Bu çalışmada önerilen tasarım optimizasyon süreci, Tablo 3'te parametreleri listelenen literatürdeki iki İHA kolu tasarımı için uygulanmış ve alınan sonuçlar literatür sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

5.1 BYMK için Hücre Boyutları Alt Sınırları (Lower Bounds of Cell Dimensions for SFCL)

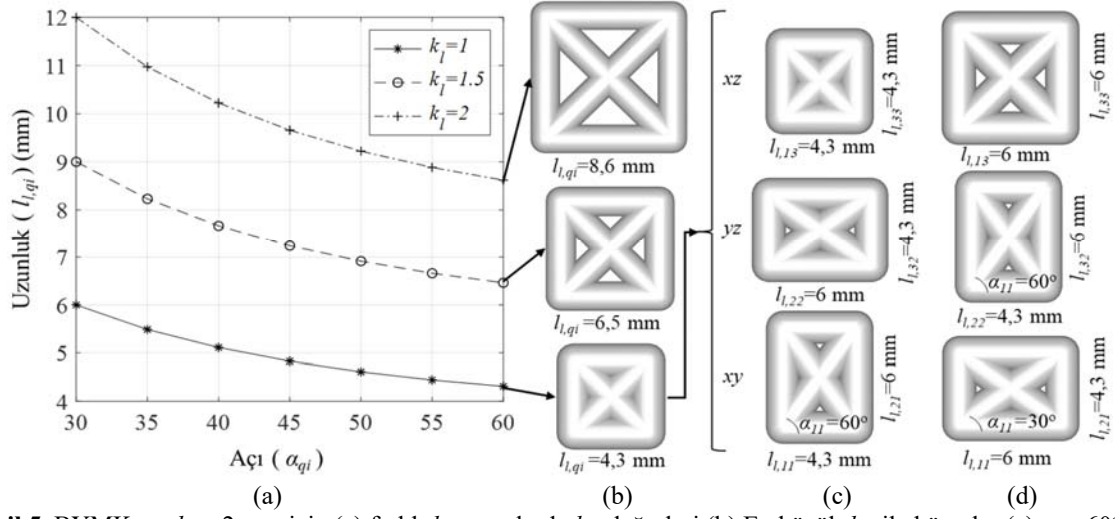
Tasarımlar gerçekleştirilmeden önce, Bölüm 2.3.3'te BYMK için anlatılan hücre uzunlukları alt sınırları belirleme süreci, örnek olarak Tasarım 1'e uygulanmıştır. Bunun için, öncelikle en küçük üretilebilir çap ve açı değerleri belirlenmiştir. Bu çalışmada, Tablo 3'ten Tasarım 1 için $d_{min}=2$ mm alınmış ve $\alpha_i=30^\circ$ kabul edilmiştir. Dolayısıyla $[\alpha_i, 90^\circ - \alpha_i]$ açı aralığı $[30^\circ, 60^\circ]$ olarak hesaplanır. Bu aralıkta 5° artışlarla l_{qi} değerleri Tablo 2'deki Eş. 5 ile hesaplanmış ve 3 farklı k_l değerleri ile çarpılarak elde edilen $l_{i,qi}$ değerleri Şekil 5a'da çizdirilmiştir. Eş. 7'den beklenildiği gibi açı arttıkça $l_{i,q}$ değeri azalmaktadır. Farklı k_l değerleri için en

küçük $l_{i,qi}$ değerleri ile her kenar eşit kabul edildiğinde Şekil 5b'de gösterilen BYMK kafes geometrileri elde edilmektedir. Görüldüğü gibi $k_l=1$ için en küçük $l_{i,qi}=4,3$ mm alındığında çizilen kafes hücrenin yüzeylerinde çubuklar arasındaki boşluklar tamamen kapandığından $d_{min}=2$ mm için en alt sınır belirlenmiştir. Çubuklar arasında boşluk olması için hücre uzunlukları bu değerden büyük olmalıdır. O yüzden, k_l değeri artırılıp çubuklar arasında boşluk oluşturulabilir ($k_l=1,5$ ve $k_l=2$ için Şekil 5b). Burada k_l değeri, tasarımcının çubuklar arasında istediği boşluğa göre bir değer seçilebilir.

Tablo 3. Literatürdeki İHA kolu tasarımları parametreleri.
(Design parameters of the quadcopter arm designs in the literature)

Parametreler	Tasarım 1 [25]	Tasarım 2 [21]
$\{L_1, L_2, L_3\}$ (mm)	{180, 30, 30}	{150, 35, 32}
$\{l_1, l_2, l_3\}$ (mm)	{36, 30, 15}	{25, 17,5, 16}
$\{d_l, d_u\}$ (mm)	{2, 6}	{Eş. 30, 5}
$v_f V_T$ (mm ³)	0,25 V_T	19777,92
Kafes Türü	BYMK	BHMK
Baskı Düzlemi	yz	xy
Malzeme	PLA	ABS
Elastik Modül (MPa)	2600	2070
Poisson Oranı	0,30	0,35
F_T (N)	17,66	7,5
3B Yazıcı Markası	BYM-UB3D	Zortax M200
Katman Kalınlığı	0.2	0.19
Baskı Hızı	200 mm/s	Normal
Dolgu miktarı	%100	%100
Deney Sonucu	-	$A_z = 0.454$ mm

Bunun yanında, $\alpha_{11}=60^\circ$ ve $\alpha_{11}=30^\circ$ sınır açıları için hücre uzunlukları eşit kabul edilmeden hesaplanan hücre uzunluk sonuçları sırasıyla Şekil 5c ve Şekil 5d'de verilmiştir. Görüldüğü gibi $\alpha_{11}=60^\circ$ seçildiğinde $l_{i,11}=4,3$ mm hesaplanmış ve her i hücre yüzü için her q yönündeki diğer $l_{i,qi}$ değerleri Şekil 5c'de verildiği gibi hesaplanmıştır. Fakat bu durumda Şekil 5c'deki xz düzleminde görüldüğü gibi çubuklar arasında boşluk oluşmadığından istenildiği gibi boşluklu bir kafes hücre oluşmamıştır. Dolayısıyla, hücre uzunluklarının, hesaplanan 4,3 mm'den büyük seçilmesi gerektiği görülmektedir. En küçük açı $\alpha_{11}=30^\circ$ seçildiğinde ise $l_{i,11}=6$ mm olarak hesaplanmış ve Şekil 5d'de verilen her i yüzeyindeki sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 5c ve Şekil



Şekil 5. BYMK ve $d_{min}=2$ mm için (a) farklı k_i ve açılarda $l_{i,qi}$ değerleri (b) En küçük $l_{i,qi}$ ile hücreler (c) $\alpha_{11}=60^\circ$ 'de $l_{i,11}=4,3$ mm için hücre görünümleri (d) $\alpha_{11}=30^\circ$ 'de $l_{i,11}=6$ mm için hücre görünümleri (For SFCL and $d_{min}=2$ mm (a) $l_{i,qi}$ at various k_i and angles (b) Cells with minimum $l_{i,qi}$ (c) Cell views for $l_{i,11}=4.3$ mm at $\alpha_{11}=60^\circ$ (d) Cell views for $l_{i,11}=6$ mm at $\alpha_{11}=30^\circ$)

5d'den görüldüğü gibi, her yön için 6 mm ve 4,3 mm olmak üzere iki alternatif hücre uzunluğu elde edilmiş; Tablo 2'deki Eş. 6 ile büyük olan $l_{i,q}=6$ mm seçildiğinde, kübik hücrenin her yüzü, Şekil 5d'nin en üstündeki xz yüzü olmuştur. Dolayısıyla, önerilen yöntemle çubuklar arasında boşluk bırakacak şekilde $l_{i,q}$ değerleri belirlenebileceği doğrulanmıştır.

5.2. BHMK için hücre boyutları alt sınırları (Lower bounds of cell dimensions for SBCL)

Tablo 2'de BHMK ve BYMK için verilen Eş (5)'ler aynı olduğundan, $d_{min}=2$ mm iken, Şekil 5a'daki aynı grafik BHMK için de elde edilir. Tek fark, Şekil 5a'daki BYMK için verilen $l_{i,qi}$ uzunlukları, BHMK için i yüzündeki hipotenüs uzunluklarıdır ($l_{i,12i}$). Bu uzunluklar, Bölüm 2.3.4'te anlatılan Tablo 2'de verilen Eş. 6'da $\sqrt{2}$ 'ye bölünerek $l_{i,q}$ uzunluğu her yüz için hesaplanır. Örneğin, Şekil 5a'da $k_i=1$ için verilen eğri üzerinden $\alpha_{121}=30^\circ$ 'de belirlenen $l_{121}=6$ mm kullanıldığında Eş. 6 ile en büyük değer $l_{i,q}$ olarak hesaplanacaktır. Bu değer $\sqrt{2}$ 'ye bölündüğünde, i yüzündeki eşit iki kenarın minimum uzunlukları $l_{i,12i}=l_{i,12i}=4,24$ mm olur. Bu durumda, Şekil 2c'den de anlaşılabilir gibi, Eş. 8'de $\alpha_{12i}=30^\circ$ 'nin tanjantı ile $l_{i,3i}=2,35$ mm hesaplanır. Diğer açılarda hesaplanan değerler daha küçük olacağından $l_{i,qi}=4,24$ mm tüm kenarlar için $l_{i,q}$ olur. Bu değer $l_{i,3i}=2,35$ mm'den büyük olduğundan çubuklar arasında boşluk oluşmasını garanti eder. O yüzden, BHMK için imalat kısıtları $d_{min}=2$ mm ve $\alpha_i=30^\circ$ iken $k_i=1$ için en küçük hücre uzunluğu için $l_{i,q}=4,24$ mm olarak belirlenmiştir.

5.3. Tasarım 1 için Önerilen Yöntem ile Sonuçlar (Results with Proposed Approach for Design 1)

5.3.1. Aşama 1: Alt ve üst sınırların belirlenmesi (Stage 1: Determining lower and upper bounds)

Aşama 1'in ilk adımında, Tablo 3'teki Tasarım-1 Eİ tekniği olan BYM ve PLA malzemesi için $d_{min}=2$ mm, $\alpha_i=30^\circ$ ve

baskı düzlemi ise Şekil 1b'deki yz düzlemi olarak belirlenmiştir. Adım 2'de, Tasarım-1'in taşıyabileceği yük 3,6 kg hedeflendiğinden [25], Eş. 3'ten $F_T = 17,66$ N olarak hesaplanmıştır. Önceki çalışmadaki tasarım [25] ile karşılaştırabilmek için BYMK hücre kullanılmıştır. Kolun dış geometri boyutları ise Eş. 2 ve Eş. 4'ü kullanarak Tablo 3'teki değerler alınmıştır. Adım 3'te en büyük uzunluklar ($l_{u,q}$), Eş. 1 ile $l_{u,1} = 180$ mm, $l_{u,2} = 30$ mm, ve $l_{u,3}=30$ mm olarak; Adım 4'te ise en küçük uzunluklar, Bölüm 5.1'de de anlatıldığı üzere $k_i = 1$ için $l_{i,q} = 6$ mm belirlenmiştir. Adım 5'te, bu aralıklarda kafes hücre uzunlukları l_q hesaplanmış ve Eş. 10 ile tüm alternatif $\{l_1, l_2, l_3\}$ 'lerin toplam 400 adet olduğu belirlenmiştir. Adım 6'da her bir alternatif için d_u 'lar, Tablo 2'deki BYMK için Eş. 11 kullanılarak belirlenmiştir. Adım 7'de $k_d = 2$ kullanarak Eş. 12 ile hesaplanan değerden küçük d_u 'ya sahip tasarımlar, tasarım alanını geniş tutmak için, bu listeden çıkarılmıştır. Ayrıca destek malzeme gerektirmeden üretilebilmek için yz baskı düzlemine dik yüzlerde $\alpha_i = 30^\circ$ 'den küçük açılara sahip çubukların olduğu alternatifler listeden çıkarılmıştır. Sonuç olarak, 400 alternatiften Adım 7 şartlarını sağlayan alternatifler sadece $N_a = 94$ adet olarak belirlenmiştir; Tablo 4'te bu alternatifler ve hesaplanan d_u değerleri listelenmiştir. Tablo 4'teki en iyi 6 tasarım için topoloji ve boyut optimizasyonu sonuçları sırasıyla Şekil 6a ve Şekil 6b'de gösterilmiştir.

5.3.2. Aşama 2: Önerilen optimizasyon süreci sonuçları (Stage 2: Results of the proposed optimization process)

Aşama 1'de belirlenen 94 alternatif tasarım için Şekil 4'te gösterilen Aşama 2 gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonuçları gerinim enerjisine (E_s) göre Tablo 4'te listelenmiştir. Tablo 3'teki $\{l_1, l_2, l_3\} = \{36, 15, 30\}$ mm ile elde edilen tasarım Şekil 7a'da verilmiştir. Bu tasarımda elde edilen $E_s=3,87$ ile, aynı hücre boyutlarını kullanan önceki çalışmada [25] elde edilen $E_s=4,21$ karşılaştırıldığında, önerilen yöntemle %8 daha iyi rijitliğe sahip bir tasarım elde edildiği görülmektedir. Bu iyileşmenin en önemli sebebi,

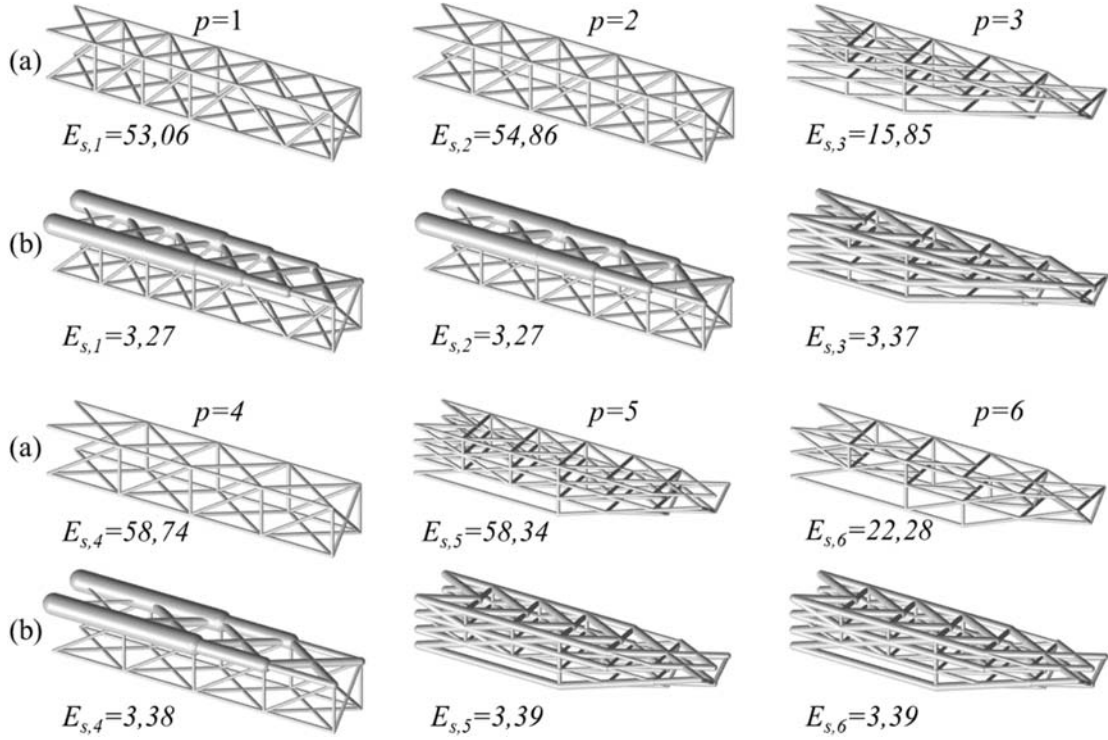
Tablo 4. Tasarım 1 için tüm 94 latis uzunluk kombinasyonları için optimizasyon sonuçları
(Optimization results for all 94 lattice length combinations for Design 1)

p	l_1	l_2	l_3	d_u	E_s	p	l_1	l_2	l_3	d_u	E_s	p	l_1	l_2	l_3	d_u	E_s
1	30	30	30	12,4	3,27	33	36	15	30	7,08	3,87	64	12	15	15	5,26	4,91
2	36	30	30	12,4	3,27	34	20	30	15	6,67	3,87	65	15	10	15	4,54	4,96
3	36	15	10	4,54	3,37	35	90	30	30	12,4	3,87	66	10	15	10	4,14	5,16
4	45	30	30	12,4	3,38	36	36	10	10	4,14	3,87	67	90	30	10	4,87	5,17
5	30	15	10	4,54	3,39	37	18	15	10	4,54	3,93	68	10	10	10	4,14	5,19
6	36	15	15	6,21	3,41	38	18	10	10	4,14	3,93	69	30	10	30	4,87	5,28
7	30	15	15	6,21	3,45	39	20	30	10	4,72	3,95	70	36	10	30	4,87	5,28
8	45	15	10	4,54	3,46	40	60	15	10	4,54	3,96	71	60	10	15	4,54	5,28
9	45	15	15	6,21	3,46	41	18	15	15	6,21	3,98	72	60	10	10	4,14	5,31
10	36	30	15	7,08	3,46	42	30	15	30	7,08	3,99	73	45	10	30	4,87	5,37
11	30	30	15	7,08	3,49	43	18	30	15	6,52	4,02	74	22,5	10	30	4,77	5,60
12	45	30	15	7,08	3,50	44	30	10	15	4,54	4,05	75	12	10	15	4,34	5,67
13	36	30	10	4,87	3,51	45	36	10	15	4,54	4,08	76	90	15	10	4,54	5,67
14	60	30	30	12,4	3,53	46	18	30	10	4,66	4,11	77	20	10	30	4,72	5,85
15	22,5	30	30	10,0	3,57	47	15	15	15	6,21	4,11	78	10	15	15	4,54	5,94
16	30	30	10	4,87	3,58	48	18	30	30	8,31	4,13	79	18	10	30	4,66	6,10
17	45	30	10	4,87	3,64	49	15	15	10	4,54	4,15	80	10	10	15	4,14	6,33
18	22,5	15	10	4,54	3,65	50	15	10	10	4,14	4,21	81	60	10	30	4,87	6,36
19	60	30	15	7,08	3,66	51	45	10	10	4,14	4,22	82	90	15	15	4,15	6,90
20	22,5	15	15	6,21	3,67	52	22,5	10	15	4,54	4,27	83	180	30	15	7,08	7,23
21	30	10	10	4,14	3,71	53	90	30	15	7,08	4,27	84	180	30	30	12,4	7,32
22	22,5	30	15	6,81	3,74	54	22,5	15	30	6,81	4,35	85	90	10	15	4,54	7,79
23	22,5	30	10	4,77	3,76	55	45	10	15	4,54	4,37	86	90	10	30	4,87	8,15
24	22,5	10	10	4,14	3,76	56	20	10	15	4,54	4,44	87	90	10	10	4,14	8,16
25	45	15	30	7,08	3,77	57	20	15	30	6,67	4,50	88	180	15	30	7,08	10,08
26	20	15	10	4,54	3,79	58	18	10	15	4,54	4,59	89	180	30	10	4,87	10,37
27	60	30	10	4,87	3,80	59	12	15	10	4,34	4,62	90	180	15	15	6,21	10,42
28	60	15	15	6,21	3,82	60	12	10	10	4,14	4,70	91	180	15	10	4,54	13,10
29	20	30	30	9,08	3,82	61	18	15	30	6,52	4,73	92	180	10	30	4,87	20,27
30	20	15	15	6,21	3,83	62	90	15	30	7,08	4,82	93	180	10	15	4,54	20,78
31	20	10	10	4,14	3,83	63	90	15	15	6,21	4,91	94	180	10	10	4,14	21,06
32	60	15	30	7,08	3,85												

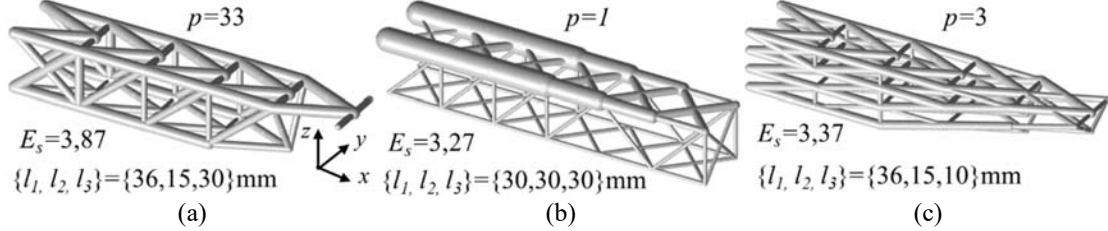
önceki çalışmada $d_u=6$ mm iken, önerilen yöntemle çapların tasarım alanını çubuklar arasında kapanma olmadan mümkün olduğunca genişletecek değer $d_u=7,08$ mm belirlenmiştir. Ayrıca, Tablo 4 incelenirse, Şekil 7a'daki sonuç, 94 alternatif uzunluk arasında $p=33$ iken elde edilmiştir. Yani, bu tasarımdan, daha iyi olan 32 farklı tasarım vardır. Bu tasarımlardan, $p=1$ 'deki en iyi tasarım Şekil 7b'de verilmiştir. Bu tasarımın gerinim enerjisi ($E_s = 3,27$), önceki çalışma sonucu ile karşılaştırıldığında, %23 oranında daha iyi rijitliğe sahip olduğu görülmektedir. Bu sonuçlardan, aslında önceki çalışmada [25] önerilen hücre uzunluklarından daha farklı hücre uzunlukları ile daha iyi bir tasarım elde edilebileceği anlaşılmaktadır. OK algoritması sayesinde, farklı uzunluklardaki birçok alternatif kısa süre içerisinde değerlendirilebilmiştir (hücre sayısına göre 2 s – 15 s arası).

Şekil 6'daki en iyi 6 tasarımın sonuçları incelendiğinde, özellikle $p=1$, $p=2$, ve $p=4$ için elde edilen tasarımların çok benzer olarak üst yüzey dışındaki bölgelerde pek bir değişim olmadığı görülmüştür. Bunun sebebi, bu üç tasarım için d_u değerlerinin ($d_u=12,4$ mm) çok büyük olması ile üst yüzey

bölgesindeki belirli çubukların daha baskın elde edilmesi olabilir; çünkü Şekil 6'da $p=3$, $p=4$, ve $p=5$ ile verilen diğer 3 tasarımda d_u değerleri çok daha küçük değerler iken (4,53 mm ve 6,21 mm) kalın çubukların baskın olduğu bölgelerin olmadığı fakat yakın E_s değerlerinin elde edildiği görülmektedir. Dolayısıyla, d_u değeri yüksek alınarak tasarım alanının çok fazla geniş tutulması, az sayıda çubuk elemanın bu üst sınıra yaklaştırılması ile diğer çubuklara göre daha baskın olmalarına sebep olabilmektedir. Bu durum kafes yapıların kullanılması amaçlanan bu tür çalışmalarda istenen bir durum değildir; çünkü kafes yapıdan daha çok tek bir katı malzeme ile modelleniyormuş gibi sonuçlar elde edilmektedir. Şekil 7c'de $p=3$ ile verilen tasarım sonucunda görüldüğü gibi, nispeten küçük d_u değerlerine sahip tasarım sonuçlarında ise bir kafes yapı tasarımında beklenileceği gibi çubuk çaplarının neredeyse tüm çubuklara dağılımı olduğu gözlemlenmiştir. O yüzden, eğer Şekil 7b'deki gibi baskınlık oluşturan az sayıda çubuk tasarımda istenmiyorsa ve d_u değerleri çok büyük hesaplandysa, alt ve üst sınırların belirlenmesi aşamasındaki Adım 7'de, ek bir şart olarak, hesaplanan d_u değeri, belirlenen bir üst değerden büyükse, bu üst değere eşit olması eklenebilir. Bu üst değer, tasarım



Şekil 6. Tasarım 1 için gerinim enerjisi sonuçlarına göre en iyi 6 tasarım (a) Topoloji Optimizasyonu sonuçları (b) Boyut optimizasyonu sonuçları
(The best 6 designs for Design 1 based on strain energy results (a) Topology optimization results (b) Size optimization results)



Şekil 7. Önerilen yöntem ile Tasarım 1 optimizasyon sonuçları (a) Literatür [25] ile aynı hücre uzunlukları ile, Tablo 4'te $p=33$ sonucu (b) Tablo 4'te $p=1$ ile verilen en iyi sonuç (c) Tablo 4'te $p=3$ ile verilen sonuç.
(Design 1 optimization results with the proposed approach (a) Result with the same lengths with the literature [25], given in Table 4 with $p=33$. (b) Best result given in Table 4 with $p=1$. (c) Result given in Table 4 with $p=1$)

alanını sabit tutabilmek için çapların alt değeri ile bir katsayının (k_m) çarpımı olarak belirlenebilir:

$$Eğer \ d_u > k_m d_l \ ise \ d_u = k_m d_l \quad (29)$$

Örneğin, $p=1$ 'deki kafes yapı için, önceden $d_u=12,4$ mm iken, $k_m=2,5$ alındığında $d_u=5$ mm olmaktadır. Bu durumda elde edilen tasarımın gerinim enerjisi $E_s=6,49$ olarak hesaplanmıştır. Bu değer, $d_u=12,4$ mm iken hesaplanan değer yaklaşık iki katına eşit olup, bu tasarımı en kötü rijitliğe sahip tasarımlardan biri haline getirmiştir. Aynı kriter, Şekil 7c'deki $p=3$ ile gösterilen tasarım için kullanıldığında ise d_u değeri yine 4,54 mm olarak hesaplanmıştır. Dolayısıyla, $p=3$ tasarımı gerinim enerjisi aynı ($E_s=3,37$) kalmış ve $k_m=2,5$ kullanıldığında en iyi E_s sonucunu veren tasarım olmuştur. Şekil 7c'deki tasarım bile önceki çalışma sonucu ile karşılaştırıldığında, yaklaşık %20 daha iyi rijitliğe sahip olduğundan, Eş. 29 sınırlaması

eklenmiş olmasına rağmen daha iyi performans veren bir tasarım önerilen yöntemle elde edilebilmektedir.

Bunların yanında, z eksenindeki (yük yönündeki) uzunluklara bağlı olarak bir genelleme yapılabilir. Şekil 6'daki sonuçlara göre, özellikle $p=3, 4, ve 5$ 'teki tasarımlar gibi d_u 'nun çok büyük olmadığı durumlarda, z yönünde kısa hücre uzunlukları kullanıldığında daha iyi sonuçlar veren tasarımlar elde edildiği anlaşılmaktadır. Ayrıca, Tablo 4 incelendiğinde, uzun kol boyu yönündeki (x yönü) hücre uzunluğu olan l_1 'in, genel olarak 45 mm, 36 mm ve 30 mm alındığında ilk 10 tasarımın elde edildiği gözlemlenmiştir. Genelde çok küçük ($l_1 < 30$ mm) olduğu durumlarda da daha kötü gerinim enerjisi değerleri elde edildiği görülmektedir. Diğer taraftan, en kötü sonuçları veren son 10 tasarım için ($p=84-94$ aralığında) l_1 'in toplam kol boyu olan 180 mm'ye veya yarısı olan 90 mm'ye eşit olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, İHA kol boyuna göre göreceli olarak küçük ama en

alt uzunluk sınırına da çok yakın olmayan hücre uzunlukları seçmenin, iyi bir tasarım için uygun olduğu anlaşılmaktadır.

5.4. Tasarım 2 için Sonuçlar (Results for Design 2)

Bu bölümde, Tablo 3'teki Tasarım 2 [21] kullanılarak, İHA kolu tasarımı, BYMK ve BHMK hücre türleri ile gerçekleştirilmiştir.

5.4.1. Aşama 1: Alt ve üst sınırların belirlenmesi (Stage 1- Determining lower and upper bounds)

Aşama 1'de, en küçük üretilebilen çaplar, Tang vd. [21] çalışmasında, 0,9 mm ile 1,9 mm arasında, çubuk açısı ve uzunluğuna bağlı olarak değişmekte ve desteksiz üretilecek en küçük açı ise $\alpha_t = 30^\circ$ 'dir. En küçük kafes hücre boyutlarını belirlemek için gerekli d_{min} değeri, çubukların birbirine tamamen temasını engellemek ve güvenli tarafta kalmak için en büyük değer olan 1,9 mm alınmıştır. Ayrıca, Tang vd. [21] sonuçları ile karşılaştırabilmek için, aynı baskı düzlemi, yani Şekil 1b'deki xy düzlemi alınmıştır. BYMK ve BHMK hücre uzunlukları için $k_i=1$ iken, Tablo 2'deki Eş. 6'lardan $l_{i,q}$ değerleri her yönde aynı ve sırasıyla 5,7 mm ve 4,03 mm; üst sınırlar ise Tablo 3'ten $l_{u,1} = 150$ mm, $l_{u,2} = 35$ mm, ve $l_{u,3} = 32$ mm olarak belirlenmiştir. Bu sınırlar arasında, pozitif tamsayı verecek hücre uzunlukları hesaplanmış ve Eş. 10 ile tüm alternatif $\{l_1, l_2, l_3\}$ 'lerin BYMK için 132, BHMK için 240 adet olduğu belirlenmiştir. Her bir alternatif için d_u değerleri Tablo 2'de BYMK ve BHMK için verilen Eş. 11 ile belirlenerek Eş. 12'de, $k_d = 2$ kullanılarak d_{min} ile d_u arasında en az iki kat fark olması düşünülmüştür. Ayrıca xy baskı düzlemine göre $\alpha_t=30^\circ$ 'den küçük açı varsa bu alternatifler listeden çıkarılmıştır. Sonuçta, Eş. 12 şartı ile belirlenen BYMK için $N_a=23$ ve BHMK için $N_a=63$ alternatif hücre uzunluk kombinasyonu sırasıyla Tablo 5 ve 6'da hesaplanan d_u değerleri ile birlikte listelenmiştir.

5.4.2. Aşama 2: Önerilen optimizasyon süreci sonuçları (Stage 2: Results of the proposed optimization process)

Aşama 2'de önerilen optimizasyon süreci kullanılarak elde edilen tasarım sonuçları da bu tablolarda en iyiden en kötüye doğru listelenmiştir. Boyut optimizasyonunda kullanılan $d_t = d_{min}$ değerleri çubuk açısı ve uzunluklarına göre Tang vd. [21] çalışmasında belirlenen değerlere bağlı olarak aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \alpha_{\text{çubuk}} = 0^\circ & \text{ ise } d_{\min} = 16 + \frac{(25-16)(l_{\text{çubuk}} - 0,9)}{(1,5-0,9)} \\ 16\text{mm} \leq l_{\text{çubuk}} \leq 25\text{mm} & \\ \alpha_{\text{çubuk}} = 0^\circ & \text{ ise } d_{\min} = 0,9 \\ l_{\text{çubuk}} < 16\text{mm} & \\ 31^\circ \leq \alpha_{\text{çubuk}} \leq 90^\circ & \text{ ise } d_{\min} = (31-90)(\alpha_{\text{çubuk}} - 0,9) + 90 \\ \text{diğer} & \text{ ise } d_{\min} = 1,9\text{mm} \end{aligned} \quad (30)$$

BYMK için gerinim enerjisine göre en iyi tasarım Şekil 8a'da gösterildiği gibi $\{l_1, l_2, l_3\} = \{50, 16, 35\}$ mm hücre uzunlukları ile bulunmuştur. Ayrıca, Tang vd. [21] çalışmasında kullanılan $\{l_1, l_2, l_3\} = \{25, 16, 17,5\}$ mm uzunluklar ile elde edilen tasarım sonucu ise BYMK hücre ile sıralama olarak $p=8$ 'de bulunmuş ve Şekil 7b'de gösterilmiştir. BHMK kullanıldığında ise en iyi sonuç Şekil 7c'deki gibi Tang vd. [21] çalışmasındaki aynı hücre uzunlukları ile elde edilmiştir. Önerilen yöntemle elde edilen yer değiştirme Δ_z değerleri de Şekil 8'de ve Tablo 5 ve Tablo 6'da verilmiştir.

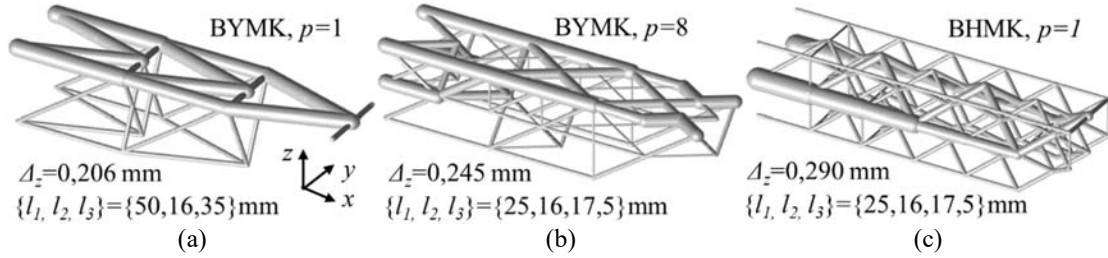
Tang vd. [21] $\{l_1, l_2, l_3\} = \{25, 16, 17,5\}$ için BHMK ile gerçekleştirdikleri optimizasyon ile sabit çap sınırı kullandıklarında kuvvet yönü olan z ekseninde en büyük $\Delta_z = 0,319$ mm; Eş. 30'da verildiği gibi Eİ için farklı en küçük üretilebilir çapları kullandıklarında ise $\Delta_z = 0,375$ mm elde etmiştir. Bu değerlere göre, önerilen yöntemle elde edilen Şekil 8'deki tasarımlarla daha iyi sonuçlar elde edildiği

Tablo 5. Tasarım 2 için BYMK hücre türü ile $N_a=23$ uzunluk alternatifleri için optimizasyon sonuçları (Optimization results for $N_a=23$ length combinations with SBC cell type for Design 2)

p	l_1	l_2	l_3	d_u	E_s	Δ_{maks}	p	l_1	l_2	l_3	d_u	E_s	Δ_{maks}
1	50	16	35	7,62	0,77	0,206	14	12,5	16	17,5	5,51	1,03	0,278
2	25	32	35	11,02	0,78	0,209	15	25	8	17,5	3,81	1,03	0,277
3	30	32	35	12,65	0,80	0,213	16	30	8	17,5	3,81	1,07	0,287
4	30	16	35	7,50	0,80	0,220	17	10	16	17,5	4,59	1,11	0,302
5	25	16	35	7,32	0,82	0,222	18	12,5	16	35	5,51	1,13	0,303
6	37,5	32	35	13,59	0,82	0,219	19	12,5	32	35	6,03	1,16	0,310
7	50	32	35	13,59	0,87	0,231	20	25	8	35	3,90	1,18	0,315
8	25	16	17,5	6,79	0,89	0,245	21	30	8	35	3,93	1,23	0,330
9	30	16	17,5	6,79	0,92	0,254	22	37,5	8	35	3,95	1,24	0,333
10	15	16	35	6,33	0,97	0,258	23	10	16	35	4,59	1,35	0,362
11	15	16	17,5	6,33	0,98	0,265	24	50	8	35	3,95	1,48	0,397
12	15	32	35	7,13	0,99	0,267	25	10	32	35	4,88	1,54	0,410
13	37,5	16	35	7,62	1,00	0,269							

Tablo 6. Tasarım 2 için tüm 63 latis uzunluk kombinasyonları için optimizasyon sonuçları
(Optimization results for all 63 lattice length combinations for Design 2)

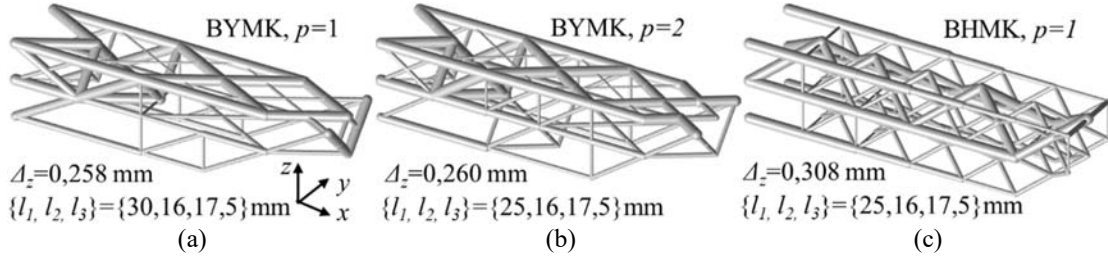
p	l_1	l_2	l_3	d_u	E_s	Δ_{maks}	p	l_1	l_2	l_3	d_u	E_s	Δ_{maks}
1	25	16	17,5	9,68	1,08	0,290	33	10	6,4	17,5	4,68	2,20	0,589
2	15	16	17,5	8,26	1,18	0,316	34	6	16	17,5	4,67	2,23	0,598
3	12,5	16	17,5	7,54	1,29	0,346	35	10	32	35	8,11	2,25	0,601
4	50	16	35	12,35	1,34	0,359	36	5	6,4	17,5	3,84	2,25	0,719
5	10	16	17,5	6,64	1,43	0,383	37	7,5	8	17,5	5,03	2,44	0,655
6	30	16	35	11,38	1,43	0,384	38	7,5	32	35	6,41	2,46	0,656
7	10	8	35	6,20	1,45	0,389	39	12,5	6,4	35	5,39	2,53	0,679
8	25	8	17,5	6,17	1,50	0,403	40	15	16	35	10,06	2,56	0,686
9	7,5	8	35	5,35	1,56	0,417	41	7,5	6,4	17,5	4,59	2,70	0,724
10	10	6,4	35	5,37	1,56	0,419	42	5	16	35	4,39	2,75	0,734
11	37,5	16	35	11,77	1,59	0,426	43	6	16	35	5,14	2,77	0,746
12	7,5	6,4	35	4,84	1,65	0,441	44	5	16	17,5	4,06	2,79	0,745
13	12,5	8	17,5	5,56	1,71	0,460	45	6	32	35	5,29	2,85	0,760
14	6	8	35	4,90	1,75	0,474	46	6	6,4	17,5	4,14	2,87	0,766
15	10	6,4	7	3,87	1,78	0,480	47	37,5	8	35	6,85	2,89	0,773
16	7,5	16	17,5	5,49	1,79	0,479	48	30	8	35	6,73	2,91	0,779
17	15	8	17,5	5,69	1,83	0,491	49	6	8	17,5	4,41	2,92	0,781
18	6	6,4	35	4,32	1,83	0,548	50	12,5	16	35	9,08	2,93	0,785
19	25	6,4	17,5	5,20	1,85	0,496	51	50	8	35	7,02	3,03	0,813
20	15	6,4	17,5	4,87	1,88	0,503	52	25	8	35	6,65	3,06	0,818
21	5	8	35	4,35	1,94	0,524	53	10	16	35	7,73	3,11	0,832
22	10	8	17,5	5,43	1,95	0,524	54	12,5	8	35	6,46	3,32	0,889
23	12,5	6,4	17,5	4,77	1,99	0,532	55	5	8	17,5	3,87	3,39	0,904
24	5	6,4	35	4,01	2,02	0,576	56	37,5	6,4	35	5,65	3,46	0,926
25	25	32	35	15,08	2,05	0,545	57	15	6,4	35	5,41	3,50	0,938
26	37,5	32	35	17,75	2,06	0,549	58	5	32	35	4,50	3,54	0,943
27	25	16	35	11,12	2,06	0,551	59	30	6,4	35	5,57	3,77	1,010
28	15	32	35	10,99	2,12	0,566	60	25	6,4	35	5,52	3,83	1,024
29	7,5	8	7	3,84	2,13	0,573	61	50	6,4	35	5,76	3,89	1,040
30	30	32	35	16,52	2,14	0,570	62	15	8	35	6,49	4,42	1,183
31	12,5	32	35	9,63	2,15	0,573	63	7,5	16	35	6,18	4,43	1,182
32	50	32	35	19,00	2,16	0,576							



Şekil 8. Önerilen yöntem ile Tasarım 2 optimizasyon sonuçları (a) BYMK için $p=1$ ile en iyi sonuç (b) Literatür [21] ile aynı hücre uzunlukları ile, BYMK için $p=8$ ile sonuç (c) BHKM için $p=1$ ile en iyi sonuç (Design 2 optimization results with the proposed approach (a) Best result with $p=1$ for SFCL (b) Result with the same lengths with the literature [20] with $p=8$ for SFCL (c) Best result with $p=1$ for SBCL)

görülmektedir. Aynı hücre türü olan BHKM ile (Şekil 8c) Eş. 30'dan elde edilen d_i 'ler kullanılmasına rağmen elde edilen $\Delta_z = 0,29$ mm değeri, $\Delta_z = 0,375$ mm ile kıyaslandığında %23 daha az yer değiştirme elde edildiği görülmüştür. Sabit çap sınırları kullanmadıklarında elde edilen $\Delta_z = 0,319$ mm ile kıyaslandığında bile %9'luk bir azalma önerilen yöntem ile elde edilmiştir. Bunlara ek olarak, BHKM yerine BYMK hücre türü kullanıldığında ise, Şekil 8a'da en iyi sonucu veren $p=1$ tasarımıyla ($\Delta_z = 0,206$ mm), Tang vd. [21]

çalışmasında elde edilen $\Delta_z = 0,375$ mm'den %45, $\Delta_z = 0,319$ mm'den ise %35 daha düşük yer değiştirme elde edildiği görülmektedir. Ayrıca, Şekil 8b'deki aynı $\{l_1, l_2, l_3\} = \{25, 16, 17,5\}$ mm uzunlukları için, BYMK ile en iyi sonuçlar elde edilmemiş olsa bile, Şekil 7c'deki en iyi BHKM sonucundan %16 daha iyi bir sonuç elde edilmiştir. Tang vd. [21] çalışmasından ise %35 az yer değiştirme elde edildiği görülmüştür. Bu sonuçlar, BYMK hücre türünün BHKM'ya göre rijit tasarımlar elde etmek için daha uygun bir kafes türü



Şekil 9. Eş. 29 kullanıldığında Tasarım 2 sonuçları (a) BYMK için $p=1$ ile en iyi sonuç (b) Literatür [21] ile aynı hücre uzunlukları ile, BYMK için $p=2$ ile sonuç (c) BHMK için $p=1$ ile en iyi sonuç
(Figure 9. Design 2 results when Eq. (29) is used (a) Best result with $p=1$ for SFCL (b) Result with the same lengths with the literature [21] with $p=2$ for SFCL (c) Best result with $p=1$ for SBCL)

olduğunu göstermektedir. Ayrıca, bu sonuçlara göre, önerilen tasarım ve optimizasyon yöntemi ile Eİ kısıtları göz önüne alınarak belirlenen alt ve üst sınırlar kullanıldığında daha iyi performansa sahip tasarımlar elde edilebileceği açıkça görülmektedir.

Şekil 8'deki en iyi tasarımlara bakıldığında, Tasarım 1'e benzer olarak, belirli bölgelerdeki çubukların d_u değerine yakın sonuçlarla baskın olduğu gözlemlenmektedir. Bu gözlem, Tasarım 1 için de belirtilen Eş. 29 ile d_u değerleri için bir üst limit belirleyip yüksek olanların baskın olmaması için azaltılması gerektiği yorumunu güçlendirmektedir. O yüzden, Tasarım 2 için $k_m=2,5$ ile çap alt sınırı $d_f=1.9$ mm kabul edilerek Eş. 29 kullanıldığında elde edilen $d_u=4,75$ mm'den büyük d_u değerine sahip tasarımlarda, $d_u=4,75$ mm alınmış ve elde edilen en iyi tasarımlar Şekil 9'da verilmiştir.

Şekil 9a'da görüldüğü gibi, Eş. 29 ile BYMK için en iyi tasarım, Şekil 8a'dan farklı olarak, $\{l_1, l_2, l_3\} = \{30, 16, 17,5\}$ mm uzunlukları ile elde edilmiştir. Bu uzunluklarla Eş. 29 kullanılmadığında elde edilen $d_u=6,79$ mm ile tasarım Tablo 5'te $p=9$ 'da bulunmaktadır. Fakat, Eş. 29 ile, $d_u=4,75$ mm'ye düşmüş ve en iyi tasarım olarak bulunmuştur. Şekil 9a'ya bakıldığında, Şekil 8a'dan farklı olarak genel bir çap dağılımı elde edilmiştir. Bunun yanında, Tang vd. [21] ile aynı uzunluklarda elde edilen tasarım, Şekil 8b'de $p=8$ ile sıralanmışken, Eş. 29 kullanıldığında, Şekil 9b'de görüldüğü gibi $p=2$ ile en iyi ikinci tasarım olmuştur.

Ayrıca, bu iki tasarımdaki çubuk çap dağılımları karşılaştırıldığında, Şekil 8b'de daha çok üst yüzeyde büyük çapların yığılması gözlemlenmişken, Şekil 9b'de, d_u azaltıldığı için beklenildiği gibi genel bir dağılım oluşmuştur. Benzer durum, BHMK hücre türü için Şekil 9c'deki Eş. 29 kullanıldığında elde edilen en iyi tasarım ile Şekil 8c karşılaştırıldığında da görülmektedir. Dolayısıyla, hem Tasarım 1 için, hem de Tasarım 2 için Eş. 29 kullanıldığında çubuk çaplarının belirli bir bölgede toplanmadan genele dağılabildiği kafes yapı tasarımlarının elde edilebileceği görülmüştür. Tüm bunlara ek olarak, d_u değerleri Eş. 29 ile azaldığından Şekil 9'da Δ_z sonuçlarında artış olmasına rağmen, Tang vd. [21] sonuçlarına göre düşük Δ_z elde edilmesi, önerilen tasarım yönteminin etkinliğini kanıtlamaktadır. Son olarak belirtilmelidir ki, Şekil 7- Şekil 9'daki kol tasarımlarında görüldüğü gibi optimizasyon sonrası elde edilen kafes yapı tasarımlarının Şekil 1'de

verilen rotor-kol bağlantısı ve gövde-kol bağlantısı bileşenleri ile eşleşeceği ön ve arka kısımlarında geometrik farklılıklar oluşmaktadır. Dolayısıyla, kafes yapı ile tasarlanan kol geometrisi, sabit geometriye sahip olan rotor ve gövde bağlantı bileşenleri ile beraber üretilmek istendiğinde kafes yapı kol tasarımındaki bu geometrik farklılıklardan dolayı bağlantı noktaları problem oluşturabilir. Bu çalışmada kullanılan optimizasyon sürecinde bu bağlantı kısımlarında oluşabilecek farklılıklar göz ardı edilerek çözümler elde edilmiştir. Bu yüzden, optimize edilen tasarım elde edildikten sonra, tasarımın diğer gövde ve kol bağlantısı bileşenleri ile uygun şekilde eşleşmesi ve eklemeli imalat ile üretilmesi için ek tasarım çalışmaları yapılmalıdır. Bu kısım, bu çalışmanın odağı olmadığından gelecek çalışması olarak bırakılmıştır.

6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Bu çalışmada, kafes yapıların optimizasyonunda kullanmak için hücre boyutlarının alt ve üst sınırlarının geometri ve Eİ yönteminin getirdiği kısıtlara bağlı olarak belirlenebileceği bir yöntem önerilmiştir. Bu alt ve üst sınırlar arasında, tasarımda kullanılacak alternatif kafes hücre boyutları belirlenebilmektedir. Ayrıca, optimizasyon sürecinde, tasarım değişkenleri olan çubuk elemanların çapları için üst sınırlar da bu çalışmada önerilen yöntem kullanılarak belirlenebilmektedir. Bu sayede, kafes hücrelerin amacı gereği çubuklar arasında olması gereken boşlukların oluşmasını garanti edilecek şekilde tasarım alanı genişletilerek optimizasyonda kullanılabilir. Bunlara ek olarak, farklı hücre boyutlarında optimizasyonun etkin bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için hızlı ve güvenilir sonuç veren OK algoritmasının kullanıldığı bir optimizasyon süreci önerilmiştir. OK optimizasyon algoritmasının hızlı olması sayesinde, başta belirlenen bir kafes hücre türü ile dış geometri modellenerek, önce topoloji optimizasyonu ile yapı içerisinde olması gereken çubuk elemanlar, farklı hücre boyutlarında hızlı bir şekilde belirlenebilmektedir. Sonrasında ise, sadece topoloji optimizasyonu ile belirlenen çubuk elemanların olduğu kafes yapı alternatifleri için, en düşük gerinim enerjisi ve belirlenen hacim sınırlamasını sağlayacak şekilde optimum çap değerleri boyut optimizasyonu ile belirlenmiştir. Bu çalışmada BYM tekniği ile üretimi önerilen İHA kol tasarımı örneklerinde, önerilen tasarım süreci ile BYMK ve BHMK kafes türleri için literatürdeki çalışmalardan daha iyi performansa sahip

tasarımlar elde edildiği gösterilmiş; belirlenen şartların elde edilen alternatif tasarımlara etkileri değerlendirilmiştir. Önerilen yöntem için tüm algoritmalar ve hesaplamalar MATLAB yazılımı üzerinde geliştirilen kodlarla yapılmıştır.

Önerilen bu tasarım ve optimizasyon sürecinin, sadece İHA kol tasarımı için değil, havacılık, otomotiv ve biyomedikal gibi birçok alanda, kafes yapıların periyodik bir şekilde parça hafifletme amaçlı kullanılacağı tasarımlara da uygulanma potansiyeli vardır. Ayrıca, Eİ tekniği olarak sadece BYM tekniği ile değil, özellikle toz yataklı Eİ sistemleri için ve metal malzemeler ile tasarım ve üretim için de bu tasarım süreci kullanışlı olacaktır; çünkü kafes hücre boyutları bulunurken çubuklar arasında boşluk olması kriteri ön planda tutulmaktadır. Özellikle toz yataklı sistemlerde bu üretimler gerçekleştirilirken, arada boşluk olması hücre içinde biriken tozun üretim sonunda dışarı atılması için önemlidir. BYM gibi destek malzemesi kullanabilen yöntemlerde ise, destek malzemesinin sökülmesi gibi işlemler için de bu boşlukların bulunması gerekli olduğundan önerilen yöntemin önemi büyüktür. Gelecek çalışmaları olarak toz yataklı bir üretim sisteminde ve de destek malzemeli bir BYM tekniği için farklı bir tasarımda önerilen yöntem kullanılarak tasarım sürecinin etkinliği gösterilecektir. Potansiyel bir başka gelecek çalışması da optimizasyon sürecinde hibrit bir optimizasyon algoritması kullanılması ve bu sayede daha yüksek başarı oranı elde edilmesi olabilir. Ayrıca, kafes yapı türleri için formülasyonların geliştirilmesi ve de çubuk elemanlar üzerindeki gerilmelerin de hesaba katıldığı bir optimizasyon sürecinin kullanılması ileriki çalışmalar olarak düşünülmektedir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışmanın tamamlanmasında 118M715 numaralı proje kapsamında sağlanan finansal destek için TUBİTAK'a teşekkür ederiz.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Gibson L.J., Ashby M.F., Harley, B.A., Cellular Materials in Nature and Medicine, 1st ed, Cambridge University Press, 2010.
- Nazir, A., Abate, K.M., Kumar, A., Jeng, J.Y., A state-of-the-art review on types, design, optimization, and additive manufacturing of cellular structures. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 104 (9-12), 3489-3510, 2019.
- Deshpande V.S., Fleck N.A., Collapse of truss core sandwich beams in 3-point bending, International Journal of Solids and Structures, 38 (36-37), 6275–6305, 2001.
- Schaedler T.A., Carter W.B., Architected cellular materials, Annual Review of Materials Research, 46, 187–210, 2016.
- Jia Z., Liu F., Jiang X., Wang L., Engineering lattice metamaterials for extreme property, programmability, and multifunctionality, Journal of Applied Physics, 127 (15), 150901, 2020.
- Nagesha B.K., Dhinakaran V., Shree M.V., Kumar K.M., Chalawadi D., Sathish T., Review on characterization and impacts of the lattice structure in additive manufacturing. Materials Today: Proceedings, 21, 916-919, 2020.
- Li J., Cui X., Hooper G.J., Lim K.S., Woodfield T.B., Rational design, bio-functionalization and biological performance of hybrid additive manufactured titanium implants for orthopaedic applications: A review, Journal of the Mechanical Behavior of Biomedical Materials, 105, 103671, 2020.
- Gümrük R., Uşun A., Investigation of mechanical properties of electroless nickel plated micro-lattice structures, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, 35 (4), 1783-1798, 2020.
- Zok F.W., Latture R.M., Begley M.R., Periodic truss structures, Journal of the Mechanics and Physics of Solids, 96, 184–203, 2016.
- Liu J., Gaynor A.T., Chen S., Kang Z., Suresh K., Takezawa A., Li L., Kato J., Tang J., Wang C.C.L., Cheng, L., Current and future trends in topology optimization for additive manufacturing. Structural and Multidisciplinary Optimization, 57 (6), 2457–2483, 2018.
- Gorguluarslan R.M., Gandhi U.N., Mandapati R., Choi S.K., Design and fabrication of periodic lattice-based cellular structures, Computer Aided Design and Applications, 13 (1), 50–62, 2016.
- Tang Y., Kurtz A., Zhao Y.F., Bidirectional Evolutionary Structural Optimization (BESO) based design method for lattice structure to be fabricated by additive manufacturing, Computer-Aided Design, 69, 91-101, 2015.
- Gorguluarslan R.M., Gandhi U.N., Song Y., Choi S.-K., An improved lattice structure design optimization framework considering additive manufacturing constraints, Rapid Prototyping Journal, 23, 305–319, 2017.
- Chen W., Zheng X., Liu S., Finite-element-mesh based method for modeling and optimization of lattice structures for additive manufacturing, Materials, 11 (11), 2073, 2018.
- Wang Y., Li S., Yu, Y., Xin Y., Zhang X., Zhang Q. and Wang S., Lattice structure design optimization coupling anisotropy and constraints of additive manufacturing. Materials & Design, 109089, 2020.
- Plessis A., Broeckhoven C., Yadroitsava I., Yadroitsev I., Hands C.H., Kunju R., Bhate D., Beautiful and functional: a review of biomimetic design in additive manufacturing. Additive Manufacturing, 27, 408-427, 2019.
- Alzahrani, M., Choi S.K., Rosen D.W., Design of truss-like cellular structures using relative density mapping method. Materials and Design, 85, 349–360, 2015.

18. Daynes S., Feih S., Lu W.F., Wei J., Optimisation of functionally graded lattice structures using isostatic lines, *Materials & Design*, 127, 215–223, 2017.
19. Panesar A., Abdi M., Hickman D., Ashcroft I., Strategies for functionally graded lattice structures derived using topology optimisation for additive manufacturing. *Additive Manufacturing*, 19, 81-94, 2018.
20. Wu J., Wang C.C., Zhang X., Westermann R., Self-supporting rhombic infill structures for additive manufacturing. *Computer-Aided Design*, 80, 32-42, 2016.
21. Tang Y., Dong G., Zhou Q., Zhao Y.F., Lattice structure design and optimization with additive manufacturing constraints. *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering*. 15 (4), 1546–1562, 2017.
22. Anudeep M. Diwakar G. Katukam R., Design of a quadcopter and fabrication. *International Journal of Innovations in Engineering and Technology*, 4, 59–65, 2014.
23. Zhang Q., Chen J., Yang L., Dong W., Sheng X., Zhu X., Structure optimization and implementation of a lightweight sandwiched quadcopter, *International Conference on Intelligent Robotics and Applications*, Portsmouth-UK, 220–229, 2015.
24. Li D., Liao W., Dai N., Dong G., Tang Y., Xie Y.M., Optimal design and modeling of gyroid-based functionally graded cellular structures for additive manufacturing, *Computer Aided Design*, 104, 87–99, 2018.
25. Gorgularslan R.M., Aksoy S.T., Turnacılar T., Köksal A.F., Design of a quadcopter arm for additive manufacturing using optimization and lattice structures, *The 18th International Conference on Machine Design and Production*, Eskişehir-Türkiye, 261–275, 3-6 Temmuz 2018.
26. Vlădulescu F., Constantinescu D.M., Lattice structure optimization and homogenization through finite element analyses. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 1464420720945744, 2020.
27. Cheng L., Bai J., To A.C., Functionally graded lattice structure topology optimization for the design of additive manufactured components with stress constraints, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 344, 334-359, 2019.
28. Wu T., Liu K., Tovar A., Multiphase topology optimization of lattice injection molds, *Computers & Structures*, 192, 71-82, 2017.
29. Cheng, L., Liu, J. and To, A.C., Concurrent lattice infill with feature evolution optimization for additive manufactured heat conduction design. *Structural and Multidisciplinary optimization*, 58 (2), 511-535, 2018.
30. Li D., Liao W., Dai N., Xie Y.M., Anisotropic design and optimization of conformal gradient lattice structures. *Computer-Aided Design*, 119, 102787, 2020.
31. Stankovic T., Mueller J., Shea K., The effect of anisotropy on the optimization of additively manufactured lattice structures, *Additive Manufacturing*, 17, 67-76, 2017.
32. Chan Y.C., Shintani K., Chen W., Robust topology optimization of multi-material lattice structures under material and load uncertainties. *Frontiers of Mechanical Engineering*, 14 (2), 141-152, 2019.
33. Lebaal N., Zhang Y., Demoly F., Roth S., Gomes S., Bernard A., Optimised lattice structure configuration for additive manufacturing, *CIRP Annals*, 68 (1), 117-120, 2019.
34. Selvaganapathy S., Ilangumaran A., Design of quadcopter for aerial view and organ transportation using drone technology. *Asian Journal of Applied Sciences and Technology*, 1, 311–315. 2017.
35. Liu L., Kamm P., García-Moreno F., Banhart J. and Pasini D., Elastic and failure response of imperfect three-dimensional metallic lattices: the role of geometric defects induced by Selective Laser Melting, *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 107, 160-184, 2017.
36. Vanderesse N., Ky I., González F.Q., Nuño N., Bocher, P., Image analysis characterization of periodic porous materials produced by additive manufacturing, *Materials & Design*, 92, 767-778, 2016.
37. Takano N., Takizawa H., Wen P., Odaka K., Matsunaga S., Abe S., Stochastic prediction of apparent compressive stiffness of selective laser sintered lattice structure with geometrical imperfection and uncertainty in material property, *International Journal of Mechanical Sciences*, 134, 347-356, 2017.
38. Rezaei R, Karamooz Ravari MR, Badrossamay M, Kadkhodaei M., Mechanical characterization and finite element modeling of polylactic acid BCC-Z cellular lattice structures fabricated by fused deposition modeling, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 231 (11), 1995-2004, 2017.
39. Michell A.G.M., The limits of economy of material in frame-structures, *The London, Edinburgh, Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science*, 8 (47), 589–597, 1904.
40. Stolpe, M., Truss optimization with discrete design variables: a critical review. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 53 (2), 349-374, 2016.
41. Kattan P.I., *MATLAB guide to finite elements: An interactive approach*, Springer-Verlag, New York, NY, A.B.D., 2008.
42. Richardson J.N., Adriaenssens S., Bouillard P., Coelho R.F., Multiobjective topology optimization of truss structures with kinematic stability repair, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 46 (4), 513-532, 2012.
43. Li L.J., Huang Z.B., Liu F., A heuristic particle swarm optimization method for truss structures with discrete variables, *Computers & Structures*, 87 (7-8), 435-443, 2009.
44. Zegard T., Paulino G.H., GRAND3—Ground structure based topology optimization for arbitrary 3D domains using MATLAB, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 52 (6), 1161-1184, 2015.

45. Venkayya V.B., Optimality criteria: A basis for multidisciplinary design optimization, *Computational Mechanics*, 5 (1), 1–21, 1989.
46. Stankovic T., Mueller J., Egan P., Shea K., A generalized optimality criteria method for optimization of additively manufactured multimaterial lattice structures. *Journal o Mechanical Design*, 137 (11), 111405, 2015.
47. Bendsøe M.P., Sigmund O., *Topology Optimization, Theory, Methods and Applications*, Springer-Verlag, Berlin, 2003.