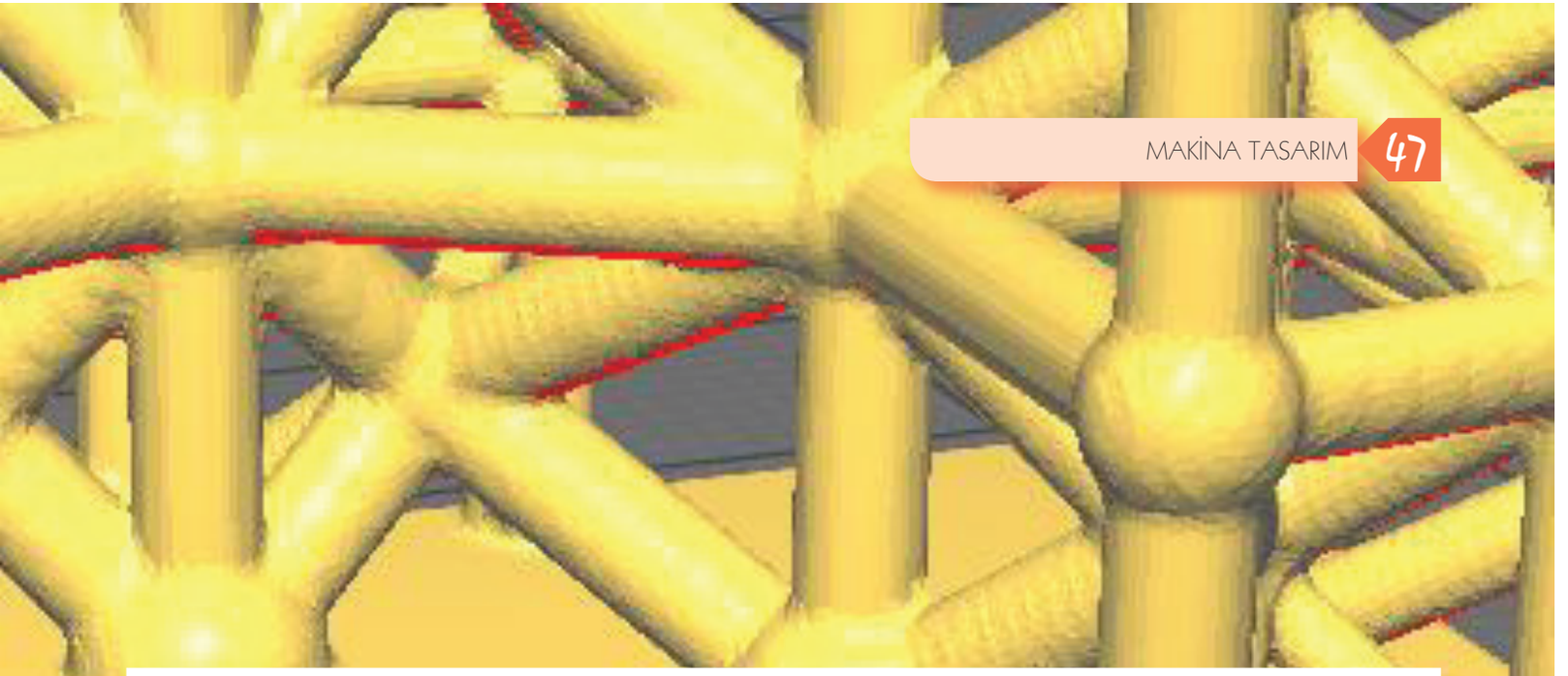


KAFES YAPI VE TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU İLE EKLEMELİ İMALAT İÇİN BİR HAVA ARACI PARÇASI TASARIMI

Mehmet Demirtunç[1], Görkem Can Ateş[2], Ali Cem Göçer[3], Abdülhamid Han Doğru[4], İstemihan Gökdağ[5], Hakan Yavaş[6], Recep M. Görgülüarslan[7]

1. GİRİŞ

Topoloji optimizasyonu, önceden tanımlanmış hedefler, kısıtlamalar, sınırlar ve yük koşulları dahilinde malzemenin belirli bir tasarım alanında en uygun dağılımını tasarımcıya sunabildiğinden, havacılık ve uzay yapılarının tasarımında en etkili tekniklerden biri olarak kabul edilmiştir [1]. Kafes yapılı parçaların tasarımı, özellikle topoloji optimizasyonu kullanılarak elde edilmiş kafes yapılı parçalar, havacılık ve uzay parçaları için ağırlık azaltma ve yüksek dayanıklılık nedeniyle uçuş performansını artırmak için oldukça kullanışlıdır.

Eklemeli imalat (Eİ) olarak ifade edilen ve bir üç boyutlu (3B) bilgisayar destekli tasarım (computer-aided design – CAD) modelini malzeme katmanlarını üst üste ekleyerek

[1] TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü - *mehmetdemirtunc@gmail.com*
[2] TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü - *g.canates@gmail.com*
[3] TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü - *alicemgocer@gmail.com*
[4] TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü - *abdulhamiddogru@gmail.com*
[5] Mühendis, Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş. Eklemeli İmalat Bölümü - *istemihan.gokdag@tai.com.tr*
[6] Dr., Mühendis, Türk Havacılık ve Uzay Sanayii A.Ş. Eklemeli İmalat Bölümü - *hakan.yavaş@tai.com.tr*
[7] Dr., Öğretim Üyesi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü - *rgorguluarslan@etu.edu.tr*

üretebilen imalat teknikleri, yüksek geometrik karmaşıklığa sahip kafes yapılı tasarımların üretilebilmesi için gereklidir. Eklemeli imalat teknolojisi, talaşlı imalat ve döküm gibi geleneksel imalat yöntemleri ile üretilemeyecek karmaşıklıktaki geometrilerin serbest biçimli imalatına izin verir. Ayrıca eklemeli imalat süreçleri, teslimat süresini önemli ölçüde kısaltır ve tek parça için maliyet açısından etkilidir [2].

Kafes yapılı hücresel malzemeler, mikrometre ve milimetre seviyesinde birbirlerine bağlı çubuk elemanların oluşturduğu boşluklu yapı sayesinde hafif ve daha güçlü malzemeler oluşturma avantajı sunar. Dahası, metal kafes yapılı malzemeler, ultra hafif, yüksek özgül direnç, yüksek özgül sertlik, yüksek dayanıklılık ve yüksek enerji sönümleme gibi mükemmel mekanik özelliklere sahiptir [3,4]. Kafes yapılar yüksek mukavemet ve hafiflik sunmasına karşın, bu yapıların geometri karmaşıklığı, geleneksel CAD modelleme ve tasarım optimizasyon tekniklerini verimsiz kılar. O yüzden, kafes yapıların tasarımda kullanılması, dikkatli bir şekilde karakterize edilmiş malzeme özellikleri ve iyi modellenmiş yapılar gerektirir.

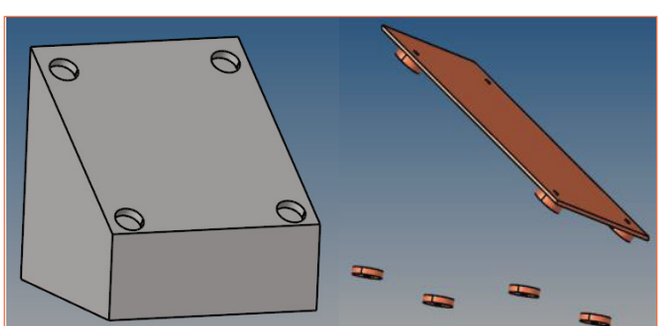
Topoloji optimizasyonu problemi ilk olarak Michell [5] tarafından sunulmuştur. Beghini [6] tarafından, topoloji optimizasyonu kullanılarak yüksek katlı yapılar için braket sistemlerinin tasarımı üzerine bir çalışma yapılmıştır. Zhu vd. [7] uçak ve uzay yapıları tasarımında topoloji optimizasyonunu kullanmıştır. Saleem vd. [8], ANSYS yazılımını kullanarak ticari bir hava taşıtı dikey dengeleyici parçası üzerinde parametrik olmayan topoloji optimizasyonu uygulamışlardır. Görgülüarslan vd. [3] bir boyut optimizasyon algoritması kullanarak kafes yapıları için örnek bir tasarım geliştirmiştir. Elde edilen tasarımın sonlu elemanlar analizi (SEA) sonuçları, eklemeli imalat ile üretilen kafes yapıların deneysel sonuçları ile doğrulanmıştır. Görgülüarslan vd. [4], eklemeli imalat süreci için üretim kısıtlamalarını dikkate alan iki aşamalı bir kafes yapı optimizasyon sürecinin otomotiv parçalarına uygulanabilirliğini göstermişlerdir.

Seabra vd. [9], bir metal Eİ tekniği olan seçmeli lazer ergitme (SLE) yöntemi ile üretilecek bir uçak braketi için topoloji optimizasyonunu kullanmıştır. Shi vd. [10], topoloji ve boyut optimizasyonundan yararlanarak bir havacılık braketinin kütlesini %18'in üzerinde azaltmayı başarmıştır. Sudin vd. [11], bir fren pedalı tasarımında topoloji optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Performans gereksinimini karşılayarak mevcut fren pedalından %22 daha az nihai ağırlığa ulaşmışlardır.

Tomlin vd. [12] Airbus A320 menteşe braketi için sertliği korurken maksimum gerilimi azaltan topoloji optimizasyonunu yöntemi kullanmıştır. Tucker vd. [13], uçak kanadı kaburga kirişleri için topoloji optimizasyonunu kullanmıştır. Eves vd. [14], bir uçağın yapısal yerleşiminin kavramsal tasarımlarını geliştirmek için topoloji optimizasyonunu kullanmaya yönelik yeni bir yaklaşım önermiştir. Amacı, yerel sehim ve burkulma kısıtlamalarının katılımıyla ilişkili bazı sorunların üstesinden gelmektir. Zhu vd. [15], yüksek ölçekli gerilerek şekillendirme kalıbı tasarımı için bir topoloji optimizasyon yöntemi göstermiştir. Üretim gereksinimlerini karşılayan yönlü yapılar oluşturmak için tasarım değişkenlerini doğrusal enterpolasyona dayalı olarak tanımlamışlardır. Dunning vd. [16], yapılandırılmamış üç boyutlu bir ağ için bir seviye ayarlı topoloji optimizasyon yöntemi geliştirerek bunu birleşik "aero" yapısal hususlar için kanat tasarımına uygulamışlardır.

2. PROBLEM TANIMI

Bu projede, bir hava aracında kullanılan braket geometrisi, topoloji optimizasyonu ve sonrasında kafes yapılar ile optimizasyon kullanılarak yeniden tasarlanmıştır. Bu hava aracı braketinin topoloji optimizasyonunda kullanılacak ilk tasarım alanı Şekil 1'de gösterilmiştir. Tasarım sırasında, Şekil 1(a)'da gösterilen tasarım alanının istenilen dayanım şartlarını sağlayacak şekilde hafifletilmesi hedeflenmektedir. Şekil 1(b)'de gösterilen ve braketin bağlantı noktalarını oluşturan parçalar ise tasarım alanı dışında tutulmuştur; ancak parça dayanımına etkisi olduğundan, analizlere dahil edilmiştir.



(a) (b)

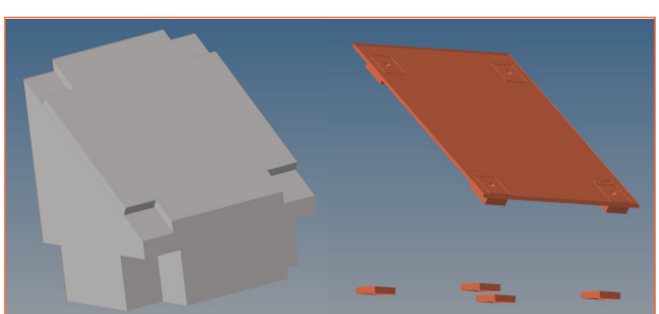
Şekil 1. Hava Aracı Braketi Başlangıç Modeli
(a) Braket tasarım alanı (b) Tasarım dışı alanı

2.1 İlk Tasarım Alanı Düzenlemeleri

Bu tür bir modelin kafes yapılar ile modellenmesi için kübik yapıda hücrelere bölünmesi gereklidir aksi taktirde model üçgen prizmalara bölünecek ve kafes yapı tipleri oluşmayacaktır. Bu durumda sadece üçgen prizmaların ayrıtları kirişlerle modellenecek ve bu durum elde olmayan gerilmelerin oluşmasına sebep olabilecektir. Fakat, Şekil 1'de görüldüğü gibi kübik yapı ile uyumsuz olan silindirik bölümler bulunmaktadır. Bu yüzden, modelin kübik yapı ile uyumsuz olan silindirik bölgeleri Şekil 2'de görüldüğü gibi köşeli olarak değiştirilmiştir. Bu süreçte braketin delikleri çevresindeki tasarım dışı alanlar genişletilmiş ve oval olan delik bölgeler dikdörtgen hale getirilmiştir. Ayrıca, braketin alt bağlantı noktalarından diğer parçalara montajlanabilmesi için belirli bir yükseklikte ve derinlikte boşluk içermesi gerekmektedir. Bu şartları sağlaması için, alt taraflarda bulunan delikler Şekil 2(a)'da görüldüğü gibi derinleştirilmiştir. Böylelikle montaj için uygun alan başlangıç modeli üzerinde açılmıştır. Ayrıca, dikdörtgen şeklinde oluşturulan katı alanlar nedeniyle gösterilen tasarım dışı bölgede yüksek miktarda kütle artışı yaşanmaktadır. Bu durum, optimizasyonun sonunda tasarım dışı bölgenin yüksek ağırlıklı olmasına neden olur ve oluşturulacak son şekilde hedeflenen kütlenin elde edilmesini zorlaştırır. Bu sorunun üstesinden gelmek için, Şekil 2(b)'de görüldüğü gibi tasarım dışı alandaki delik kısımları mümkün olduğunda ince modellenmiştir.

2.2 Malzeme

Parçanın üretiminde, hafiflik sağlamak ve SLE tekniği ile üretebilmek için, malzeme olarak $AlSi_{10}Mg$ kullanılmıştır. Bu malzemenin elastik modülü $E = 65$ GPa, Poisson oranı $\nu = 0{,}3$, akma dayanımı $S_y = 152$ MPa ve yoğunluğu $\rho = 2{,}67$ g/cm^3 olarak alınmıştır.



(a) (b)

Şekil 2. Braketin Düzenlenmiş Başlangıç Modeli
(a) Braket tasarım alanı (b) Tasarım dışı alan

2.3 Tasarım Kriterleri

Bu braketin Şekil 1'de gösterilen ilk tasarım alanı, yaklaşık 4,2 kg'lık bir kütleye sahiptir. Hali hazırda hava aracında kullanılan tasarım 0,5 kg ağırlıkta iken elde edilen braket tasarımının kafes yapıların da tasarımda kullanılması ile istenilen şartları hala sağlarken daha da hafifletilmesi hedeflenmiştir. Bu amaçla, kafes yapı ile tasarım sürecinde kütlenin %30 azaltılarak 0,35 kg hedef kütle ile tasarlanması hedeflenmiştir.

Topoloji optimizasyonu ve kafes yapı ile tasarım sürecinde, malzemenin akma dayanımına bağlı olarak verilen bir marjin (M) değerinin 1'den büyük olması hedeflenmiştir:

$$M = \frac{S_y}{S_{maks}\ SF} - 1 \geq 1 \qquad (1)$$

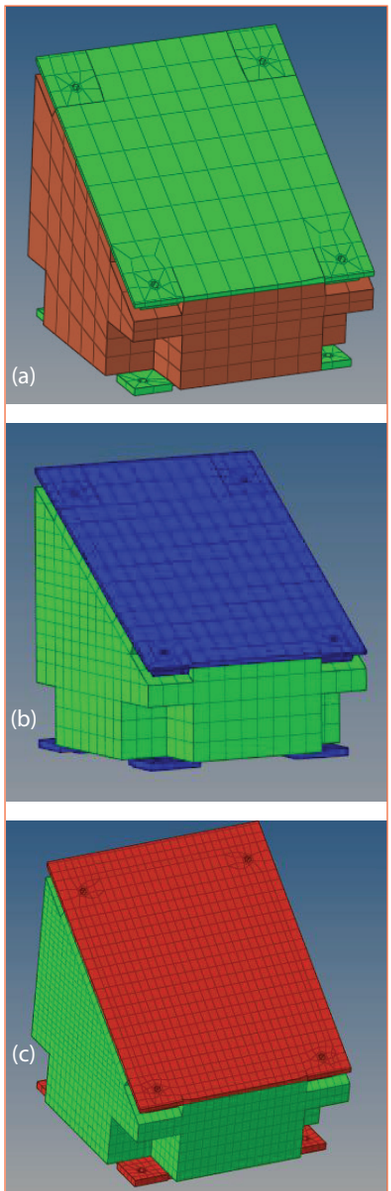
Bu denklemdeki güvenlik faktörünü temsil eden SF = 1,5 olarak seçilmiş ve parça üzerindeki en büyük gerilmeyi temsil eden S_{maks} ise SEA ile belirlenmiştir [18]. Tüm bu değerler yerleştirildiğinde, kafes yapı ile elde edilecek tasarım üzerindeki izin verilen en yüksek gerilme değeri S_{hedef} = 51 MPa olarak hesaplanır. Bu değer, SEA simülasyonlarında, tüm eksenlerde ayrı ayrı incelenmiş ve buna göre tasarım yapılmıştır. Ayrıca, tasarımın doğal frekansının 140 Hz'in üzerinde olması da bir tasarım kriteridir.

3. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ MODELİ

3.1 Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü

Tasarım sürecinin ilk aşamasında topoloji optimizasyonuna sokulacak Şekil 2'deki başlangıç braket modelinde, her bir sonlu eleman, sonrasında kübik kafes hücreler ile modelleneceğinden, kafes hücrelerin sığabileceği büyüklükte 3B kübik katı elemanlar kullanılmıştır. Sonlu elemanlar ile ağ örgüsü oluşturma işleminde, Hypermesh yazılımında katı haritalama tekniği kullanılmıştır. Bu teknikle, iki boyutlu dörtgen ağ yapıları, bir doğrultuda ve sıklıkta uzatılarak, 3B katı elemanlarla örülmüş sonlu elemanlar ağı elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada, üç farklı boyutta sonlu elemanlar ile üç farklı ağ örgüsü modeli oluşturulmuştur. Şekil 3(a)'da 20 mm boyutlardaki elemanlara sahip kaba ağ örgüsü, Şekil 3(b)'de 10 mm'lik orta ağ örgüsü ve Şekil 3(c)'de 5 mm'lik sıkı ağ örgüsü gösterilmiştir. Kaba ağ örgüsünde 795, orta ağ örgüsünde 2.487 ve sıkı ağ örgüsünde ise

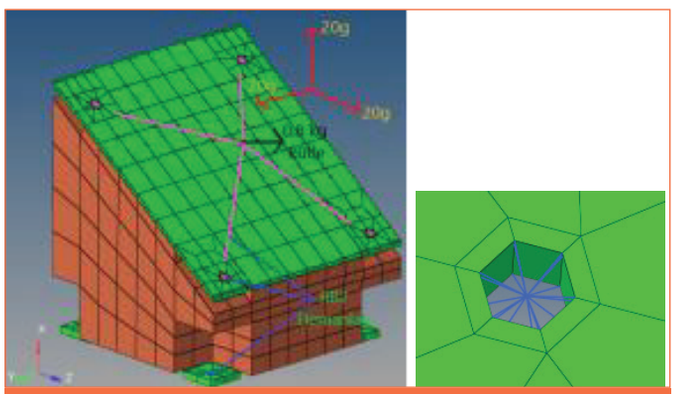


Şekil 3. Sonlu Elemanlar Ağ Örgüsü Modeller
(a) Kaba (b) Orta
(c) Sıkı ağ örgüsü

15.113 adet 3B katı kübik eleman bulunmaktadır. 3B ağ elemanının sayısının artması, çözücünün daha çok güç kullanması anlamına geldiğinden, analiz ve optimizasyon işlemlerinin daha uzun süreceği unutulmamalıdır. Ağ oluşturma işleminde, modelin bazı bölümlerinde geometrinin asimetrik yapısından dolayı kübik yapılarda uzunluk uyuşmazlıkları meydana gelebilmektedir. Bu bölgelerde, sonlu eleman boyutları; ince ağ için 4 mm, orta ağ için 7 mm ve kalın ağ için ağ uzunlukları 12 mm'ye kadar düşebilmektedir. Tasarım dışı alanda da deliklerin etrafına ağ yapıları oluşturulur ve oluşturulan ağ yapıları ile diğer ağ yapıları arasında bağlantı problemi oluşması istenmez. Bu nedenle, ağ kalitesi göz ardı edilmeden delik çevresinde farklı geometrilerde ağ yapıları kullanılabilir. Ek olarak, braketin alt kısmındaki deliklerin çevresinde ekstra ağ yapıları oluşturularak kafes yapıların, optimize edildikten sonra geometrideki tasarım dışı alanla bağlantısının kuvvetlenmesi amaçlanmıştır.

3.2 Sınır Koşulları ve Yüklemeler

Şekil 4(a)'da görüldüğü gibi braketin altındaki dört tasarım dışı alan, altı serbestlik derecesinden sabitlenmiştir. Üstteki dört bölge, kütle ile birbirine bağlıdır. Bu bölgeler, Şekil 4(b)'de gösterilen "RBE2" elemanları ile birleştirilerek sabitlenmiştir. Statik analiz için uygulanan kuvvet, parçaya etkiyen yerçekimi kuvvetidir. Havacılıkta yerçekimi her eksenden uygulanır ancak bu eksen, hava aracının sürekli yön ve yükseklik değiştirmesi nedeniyle sürekli olarak değişebilmektedir. Bu nedenle, braket, üç eksende de dayanıklı olacak şekilde tasarlanmış ve her eksendeki yer



(a) (b)

Şekil 4. Sonlu Elemanlar Modeli
(a) Sınır koşulları ve yüklemeler (b) Delikleri sabitlemek için kullanılan RBE2 elemanları

çekimi kuvveti ile ayrı ayrı analiz edilerek sonuçlar incelenmiştir. Bu projede kullanılan yerçekimi kuvveti değeri, yer çekimi ivmesi *g* ile gösterildiğinde, 20g'ye eşit bir kuvvete karşılık gelecek kuvvet olarak belirlenmiştir. Bu yüzden, üç eksenin her birinde 20g değeri uygulaması, Hypermesh yazılımında "GRAV" yükleme kartı ile tanımlanmıştır.

Ayrıca, braketin üstünde, brakete 0,8 kg kütleli bir başka parçanın statik yük uygulaması bulunmaktadır. Bu parçanın tamamını modellemek yerine sadece kütle merkezi

modellenerek Şekil 4(a)'da gösterildiği gibi dört köşedeki delik merkezlerine RBE2 elemanları ile bağlanmıştır. Ayrıca bu noktasal kütlenin doğru modellenmesi için atalet değerleri de üç yönde I_{xx} = 0.001 kg.m^2, I_{yy} = 0.001 kg.m^2 ve Izz = 0.002 kg.m^2 olarak tanımlanmıştır.

Titreşim analizi için ise, Hypermesh yazlımı üzerindeki "eigrl" kartı kullanılmış ve beş mod da incelenmiştir. Bu amaçla titreşim analizi sonuçları olarak öz vektörler ve öz değerleri incelenmiş ve bunlardan kaynaklanan frekanslar listelenmiştir [17]. İncelenen beş modun hepsinin 140 Hz'den fazla olması amaçlanmıştır.

4. KAFES YAPI OPTİMİZASYON SÜRECİ

4.1 Topoloji Optimizasyonu

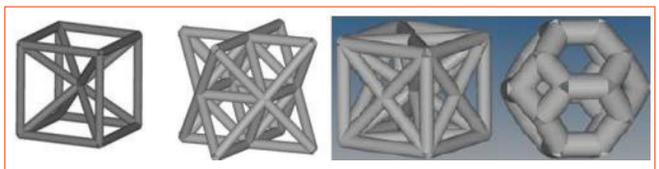
Kafes yapılar ile tasarım oluşturulmadan önce, Şekil 3'te üç farklı ağ örgüsü ile oluşturulan sonlu elemanlar modelleri ile Şekil 4'teki statik yükleme koşulları altında, verilen kütle kısıtlamasını sağlayacak (0,35 kg) şekilde braketin esnekliğini (*C*) en düşük yapacak bir topoloji optimizasyonu Altair Optistruct yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonrası, ağ örgüsündeki her bir elemanın göreceli yoğunluk değerleri (x_i) belirlenmiştir.

$$\begin{aligned} &bul && \{x_i\}\ i = 1,2,\dots,n \\ &\min && C(x) = u^T K(x) u \\ &kısıtlar && K(x)u = F \\ & && m(x) \le m_{sabit} \\ & && S_{maks} \le S_{hedef} \\ & && x_l \le x \le x_u \end{aligned} \tag{2}$$

Gerçekleştirilen topoloji optimizasyonunda, yukarıdaki optimizasyon problemi kullanılmıştır. Bu problemde *u* sehimi, *K* rijitlik matrisini, *F* kuvveti, *C*(*x*) esnekliği, x_l ve x_u sırasıyla göreceli yoğunluk alt ve üst sınırları, m_{sabit} ve *m*(*x*) ise sırasıyla sınırlanan ve elde edilen kütleleri, S_{maks} ve S_{hedef} değerleri ise sırasıyla en büyük elde edilen ve Eşitlik (1) ile elde edilen izin verilen gerilme değerlerini temsil etmektedir.

4.2 Kafes Yapı ile Tasarım

Topoloji optimizasyonundan elde edilen göreceli yoğunluk değerlerine bağlı olarak, her bir sonlu eleman, seçilen kafes hücre tipi ile doldurulmuştur. Hypermesh yazılımında dört farklı kafes hücre tipi bulunmaktadır. Bu kafes tipleri (KT) Şekil 5'te KT = {1,2,3,4} olarak verilmiştir.



KT = 1 KT = 2 KT = 3 KT = 4

Şekil 5. Kafes Hücre Tipleri [17]

Kafes yapı ile tasarım modeli oluşturulurken, göreceli yoğunluk değerlerinin alt ve üst limitleri tanımlanır. Bir sonlu elemanın topoloji optimizasyonundan elde edilen göreceli yoğunluğu, burada tanımlanan alt limitten küçükse, o sonlu eleman kafes yapı ile modellenmek yerine modelden tamamen silinir ve o bölge boşaltılmış olur. Yoğunluğu üst limitten büyük olduğu durumda ise, o sonlu eleman tamamen katı olarak bölgeye yerleştirilir. Bu çalışmada alt limit 0,3 olarak tanımlanmış ve bu değerin altındaki yoğunluklara sahip elemanlar modelden silinmiştir. Üst limit tanımı ise, tasarımda katı bölge istenmediğinden, kapalı tutulmuştur. Bu sayede sadece kafes yapılar ile modelleme yapılabilmiştir.

Kütle kısıtı olan m_{sabit} = 0,35 kg değeri kafes yapı ile tasarım sürecinde de bir kısıt olarak belirlenmiştir. Ayrıca, kafes yapının kiriş bileşenlerinin modellendiği kiriş elemanlar üzerinde oluşan von Mises gerilmesinin Eşitlik (1) ile belirlenen σ_x^- = 51 MPa'dan az olması kısıtı da tanımlanmıştır. Bu kısıtlar altında oluşturulan kafes yapılı braket tasarımı, esnekliğin minimize edilmesi hedefi kullanılarak optimizasyona sokulmuştur. Hatalı bir kafes yapı optimizasyonunda, ağ yapıları ve diğer belirtilen parametreler gözden geçirilerek işlemler tekrarlanmıştır. Sonuç olarak dört farklı kafes tipi ve üç farklı ağ yapısı olmak üzere on iki farklı model elde edilerek analiz edilmiştir.

4.3 Kafes Yapı Boyut Optimizasyonu

Kafes yapı ile tasarım süreci sonrasına elde edilen tasarımda en küçük üretilebilir çap değeri tanımlanmadığı için, elde edilen sonuç son tasarım olarak kullanılamamaktadır. Ayrıca, Tablo 1'de görüldüğü gibi, elde edilen kütle değeri hedef değerden biraz az veya çok olabilmektedir. Bu şartları net şekilde kullanabilmek için kafes yapı tasarımı üzerinde çubuk çaplarını değiştirecek bir boyut optimizasyonu gerçekleştirmek uygun olacaktır. Bu bo-

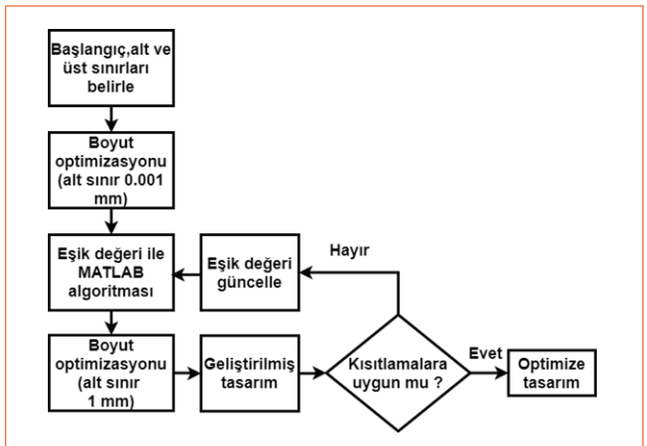
yut optimizasyonunda hedef olarak yine esneklik minimize edilmiş; kısıtlamalar olarak da kütle kısıtlaması m_{sabit} = 0,35 kg olarak, gerilme kısıtlaması σ_x^- = 51 olarak girilmiştir. Ayrıca, tasarım değişkenlerini temsil eden x_i, kafes yapıların bileşenleri olan her *i*'inci kiriş elemanın çapları olarak tanımlanmıştır. Bu çap değerleri üretimde daha alt değerlerin üretimi sorun yaratabileceğinden, en az *xl* = 1 mm olarak tanımlanmıştır. Boyut optimizasyonu sonucunda, eğer bir kiriş eleman çapı 1 mm'den az çıkarsa, bu eleman model üzerinden silinmiştir. Boyut optimizasyonunun formülasyonu:

$$\begin{aligned} &bul && \{x_i\}\ i = 1,2,\dots,n \\ &\min && C(x) = u^T K(x) u \\ &kısıtlar && K(x)u = F \\ & && S_{maks} \le S_{hedef} \\ & && m(x) \le m_{sabit} \\ & && x_l \le x \le x_u \end{aligned} \tag{3}$$

Gerçekleştirilen boyut optimizasyonunda yukarıdaki optimizasyon problemi kullanılmıştır. Bu problemde *u* sehimi, *K* sertlik matrisini, *F* kuvveti, *C*(*x*) esnekliği, x_l ve x_u sırasıyla alt ve üst çap değerlerini, m_{sabit} ve *m*(*x*) ise sınırlanan ve elde edilen kütleleri, S_{maks} ve S_{hedef} değerleri ise kiriş elemanlar üzerinde SEA ile hesaplanan gerilme ve Eşitlik (1) ile belirlenen izin verilen gerilmeyi temsil etmektedir.

Bu boyut optimizasyonunda, üç tip optimizasyon algoritması kullanılmıştır. İlk ikisi Optistruct yazılımı üzerindeki algoritmalardır. Bunlardan birincisi, Optistruct yazılımı üzerinden FSD kartı kullanılarak simetrik optimizasyon yapılmasıdır. Bu yöntemin dezavantajı, FSD kartı kullanılırken optimize geometri simetrik olmasına rağmen, sıfır kuvvet çubuklarının boyut optimizasyonunda yapıdan çıkarılmamasıdır. İkinci optimizasyon yöntemi, Optistruct üzerinde PNORM kartı kullanılarak, başlangıçta asimetrik oluşan geometrinin, daha sonra manuel olarak simetrik hale getirilmesidir. Asimetrik kafes yapının nihai modeli, stres taşımayan elemanların atılması ve stres taşıyan elemanların değiştirilmesi ile elde edilmiştir.

Son olarak, Şekil 6'da akış şeması verilen bir MATLAB algoritması geliştirilerek eklemeli imalat ile üretim kısıtı olarak kafes hücrelerdeki her çubuk eleman için minimum 1 mm çap olması gerekliliği tasarım oluşturulurken göz önüne alınmıştır. Fakat 1 mm çapı doğrudan alt sınır olarak koymak, bu değerin altında çaplara sahip birçok çubuk elemanın silinmesine neden olacaktır. Bu nedenle süreksizlikler meydana gelebilmektedir. Bunu önlemek için, öncelikle alt sınırlar 0,01 mm gibi sıfıra çok yakın belirlenmiş ve üst sınırları 5 mm olarak ayarlanarak Optistruct ile optimizasyon gerçekleştirilmiştir. Fakat, çıkan sonuçta, alt sınır 0,01 mm olduğundan, üretim alt limiti olan 1 mm çap değerinden daha küçük çapta çubuklar da bulunmaktadır. Önerilen MATLAB algoritması ile bu üretim alt limitinden küçük çaptaki çubukların düzenlenmesi hedeflenmiştir. Bunun için, MATLAB algoritması, optimize edilmiş yapının kiriş elemanlarının çap değerlerini okur, önceden tanımlanmış bir eşik çap değerinden daha düşük olanları modelden siler. Geri kalan çubuklar için, çapları eşik değer ile üretim alt limiti olan 1 mm arasındaki çapları, üretim alt limiti olan 1 mm'ye yuvarlar. Bu çalışmada eşik değeri 0,2 mm alınmıştır. Daha sonra alt sınır 1 mm olacak şekilde Optistruct yazılımında tekrar bir optimizasyon yapılır. Böylece, sistemde üretilemeyecek çubuk çapı oluşumu elimine edilmiştir.



Şekil 6. MATLAB Algoritmasının Akış Diyagramı

5. TASARIM VE ANALİZ SONUÇLARI

5.1 Tüm Alternatif Kafes Yapı Tasarım Sonuçları

Bölüm 4.2'de, topoloji optimizasyonu yoğunluklarına bağlı olarak elde edilen on iki farklı tasarımın sonuçları Tablo 1'de listelenmiştir.

Elde edilen on iki farklı model karşılaştırıldığında, kafes hücre tipleri 2 ve 4 olan modellerin, kafes tipi 1 ve 3'e göre, aynı ağ yapılarındaki kütlelerinin daha fazla olduğu görülmüştür. Bu yüzden, 1 ve 3 numaralı kafes hücre tiplerinin kullanılmasına karar verilmiştir. Ağ yapısı için ise, orta ve sıkı ağ yapılarında kiriş sayılarının daha yüksek ol-

Tablo 1. Farklı Ağ ve Kafes Hücre Türleri İçin Optimizasyon Sonuçları

	Kütle	Kiriş sayısı
Kaba ağ KT=1	351 gr	2887
Kaba ağ KT=2	409 gr	6226
Kaba ağ KT=3	347 gr	6399
Kaba ağ KT=4	384 gr	6226
Orta ağ KT=1	346 gr	8472
Orta ağ KT=2	390 gr	18315
Orta ağ KT=3	348 gr	18548
Orta ağ KT=4	369 gr	18311
Sıkı ağ KT=1	346 gr	71582
Sıkı ağ KT=2	391 gr	155891
Sıkı ağ KT=3	345 gr	153209
Sıkı ağ KT=4	372 gr	154762

ması optimizasyon süresini uzattığı halde daha iyi sonuçlar vermediği için bunlar kullanılmamıştır. Sonuç olarak, kaba ağ örgüsü ve KT=1 ve KT=3'ün kullanılmasına karar verilmiştir.

5.2 Boyut Optimizasyonu Sonuçları

Bölüm 4.3'te anlatılan üç farklı boyut optimizasyonu yöntemi ve Bölüm 5.1'de uygun olarak belirlenen kaba ağ örgüsü ve iki farklı kafes tipinde yapılan optimizasyon işlemleri sonucunda PNORM kartı ile elde edilen sonuçlar, geometrinin simetrik olmamasından dolayı, yüklemeler altında asimetrik bir tasarım oluşturmuştur. Bu tasarımı simetrik tasarıma çevirmek elle müdahale gerektirmektedir. Bu tasarımın otomasyona uygun olmamasından dolayı kullanılmamasına karar verilmiştir. Optistruc yazılımında FSD algoritması kullanılması ve MATLAB yardımı ile eşik değer kullanılması ile yapılan optimizasyon süreçlerinde ise kaba ağ örgüsü ve KT=1 ile KT=3 kafes yapılarıyla dört farklı tasarım elde edilmiştir. Bu tasarımların 3 farklı yönde statik 20g kuvvetin uygulandığı SEA sonuçları ve titreşim analizi sonuçları Tablo 2'de listelenmiştir.

Kaba ağ örgüsü ile KT=1 ve KT=3 için Tablo 1'de Yöntem 1 olarak verilen Optistruct FSD algoritması kullanılarak elde edilen kafes yapı tasarımlarının kütle, gerilme, üretim kısıtlarını sağladığı görülmektedir. Fakat sonuçlar karşılaştırıldığında, KT=3 modelinin, statik gerilme ve doğal frekans açısından KT=1 modelinden daha kötü sonuç verdiği görülebilir.

Kaba ağ örgüsü ile KT=1 ve KT=3 için Tablo 1'de Yöntem 2 olarak verilen MATLAB algoritması kullanılarak elde edilen kafes yapı tasarımlarının sonuçlarının da kütle, gerilme, üretim kısıtlarını sağladığı görülmektedir. KT=3 modeli, KT=1 modelinden daha yüksek gerilimlere sahip olmasına rağmen, KT=3 modeli (321 gr), KT=1 modelinden (347 gr) daha az kütleye sahiptir. Her iki tasarım için de uyum çok benzerdir ve doğal frekanslar da tasarım isteri olan 140 Hz'in üzerinde olduğundan güvenli bölgededir.

5.3 Alternatif Tasarımların Değerlendirmesi

Tablo 2'de verilen sonuçların karşılaştırması sonucunda aşağıdaki çıkarımlar yapılmıştır:

Tablo 2. Tasarımların SEA Sonuçları (Yöntem 1: Sadece Optistruct ile çözülen optimizasyon, Yöntem 2: MATLAB algoritması ile çözülen optimizasyon, S_{maks} : Maksimum gerilme, *C*: Esneklik, *ω*: Doğal Frekans, *m*: kütle)

	Yöntem 1 KT=1	Yöntem 1 KT=3	Yöntem 2 KT=1	Yöntem 2 KT=3
$S_{maks,x}$ [Mpa]	23,75	30,81	37,34	40,27
$S_{maks,y}$ [Mpa]	34,72	49,70	36,57	41,22
$S_{maks,z}$ [Mpa]	27,43	39,19	39,63	44,21
C_x	9,47e-3	9,67e-4	9,45e-4	8,70e-4
C_y	2,55e-3	2,47e-3	2,55e-3	2,44e-3
C_z	2,74e-3	3,00e-3	2,74e-3	2,55e-3
ω[hz]	401,5	384,1	423,1	414,5
m [g]	348	346	347	321

1. Kendi aralarında aynı kafes tipleri incelendiğinde önerilen MATLAB algoritması ile elde edilen Yöntem 2 çözümünün esneklik değerlerinin ve kütlelerinin, sadece Optistruct ile elde edilen Yöntem 1 çözümüne göre daha düşük olduğu dolayısıyla, tercih edilmesinin daha uygun olduğu görülmüştür.

2. KT=3 için, Yöntem 1 ile elde edilen x ve z eksenlerindeki gerilme sonuçları, Yöntem 2 ile elde edilen sonuçlara göre daha düşük olmasına rağmen, y eksenindeki 49,7 MPa gerilme değeri, 51 MPa olan izin verilen gerilme değerine daha yakın oluştuğu için Yöntem 2'deki MATLAB algoritması ile elde edilen tasarımın tercih edilmesi gerilmeler açısından da uygun gözükmektedir.

3. KT=1 için Yöntem 1 ile elde edilen gerilme sonuçları diğer modellere kıyasla daha düşük olmasına rağmen, en yüksek kütleye ve Yöntem 2 sonuçlarına göre daha yüksek esneklik değerlerine sahiptir.

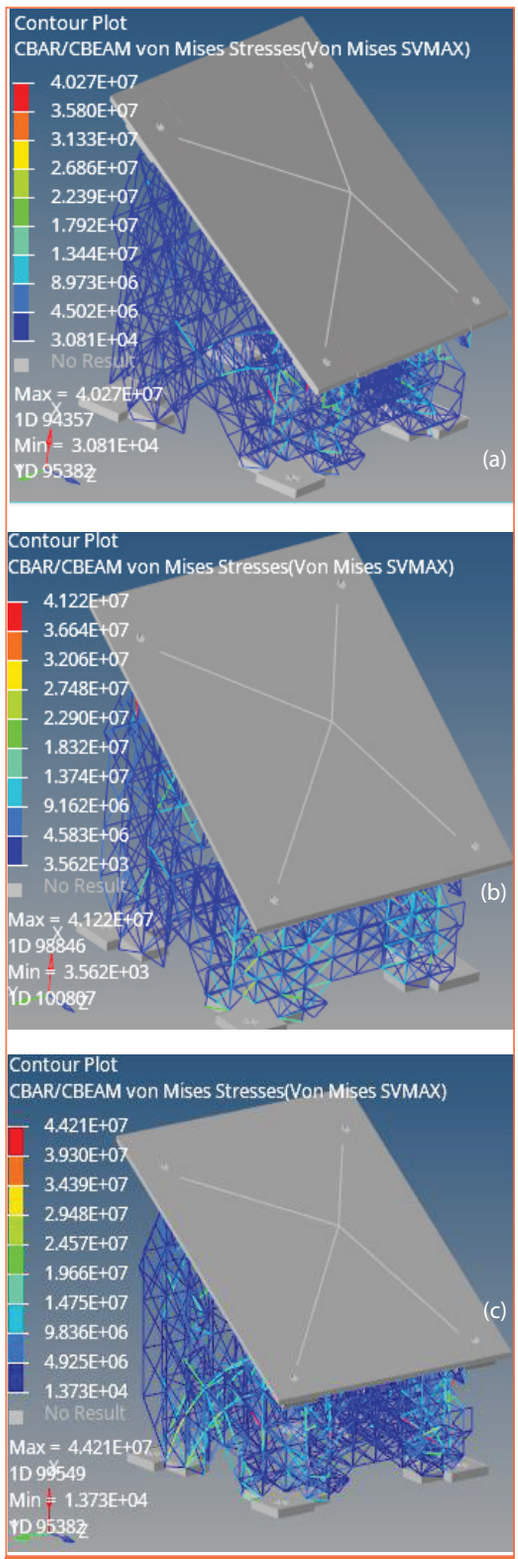
4. Yöntem 2 olarak verilen MATLAB algoritması ile çözümün KT=1 ve KT=3 tasarım sonuçları karşılaştırıldığında, KT=1 gerilmeleri daha düşük olsa da KT=3 için esneklik değerleri ve özellikle kütle daha düşük olduğundan, KT=3 daha uygun görülmüştür.

Bu değerlendirmeler sonucunda, MATLAB ile elde edilen iki çözümün de sadece Optistruct ile elde edilen çözümlere oranla daha tercih edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. İki MATLAB çözümü karşılaştırıldığında, gerilme olarak kritik bölgeden uzakta olan KT=3'ün kütlesi, ilave imalat sırasında oluşabilecek olası bir kütle eklentisi için tolere edilebilir olduğundan, daha uygun olarak öngörülmüştür. Sonuç olarak, Tablo 2'de sonuçları verilen ve MATLAB ile yapılan KT=3 çözümünün seçilmesi uygun olacaktır. Bu tasarım için, minimum doğal frekans değeri ise Tablo 2'de 414,5 Hz olarak elde edilmiştir. Dolayısıyla bu sonuç, tasarım isteri olan 140 Hz'in üzerinde olma isterinin de sağlandığını göstermektedir.

Bu tasarımlar arasından daha uygun görülen Yöntem 2 ve KT=3 kafes yapı türü ile elde edilen tasarım için 20g yüklemenin x, y ve z ekseninde ayrı ayrı uygulanması ile elde edilen statik gerilme dağılımları, sırasıyla Şekil 7 (a), (b) ve (c)'de gösterilmiştir. İlk 5 mod için doğal frekans değerleri ise Tablo 3'te listelenmiştir. Şekil 7'den görüldüğü gibi, gerilme değerleri sadece çok az kirişte maksimum değerlere ulaşmıştır.

5.3 Seçilen Tasarım Modelinin Eklemeli İmalat ile Üretimi için Hazırlanması

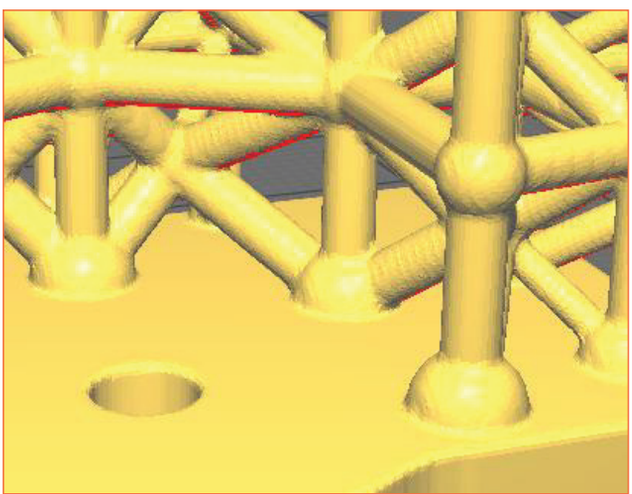
Tasarlanan son model, eklemeli imalat ile üretim için hazır hale getirilmelidir. Fakat, kiriş elemanlar kullanılarak modelleme gerçekleştirildiğinden, bu kiriş elemanların birbirlerine bağlantılarının doğrudan yapılması keskin geçiş kenarlarının oluşmasına neden olacaktır. Bu keskin geçişler hem gerilme konsantrasyonu oluşturabilir ve hasara sebep olabilir hem de eklemeli imalat ile üretim için zorluklar oluşturabilir. Bu soruların oluşmaması için Şekil 8'de gösterildiği gibi kiriş elemanların bağlantı noktalarına kiriş çapları ile uyumlu küreler eklenerek son model oluşturulmuştur.



Şekil 7. MATLAB Algoritması Kullanılarak KT=3 Kafes Türü İçin Elde Edilen Tasarımın Statik Analiz Gerilme Sonuçları (a) 20g kuvvetin x yönünde, (b) 20g kuvvetin y yönünde, (c) 20g kuvvetin z yönünde uygulandığı durumlar.

Tablo 3. Matlab KT=3 Modelinin İlk 5 Mod İçin Titreşim Analizi Sonuçları

Mod	Frekans (Hz)
1	414,46
2	442,14
3	563,43
4	564,04
5	568,99



Şekil 8. Kesişme Noktalarında Küreler Oluşturulan Kafes Yapısı Modeli

Bu kürelerin eklenmesi ve kiriş elemanlarla düzgün bir yüzey oluşturacak şekilde bir STL modelinin elde edilmesi için Autodesk Netfabb yazılımı kullanılmıştır. Fakat Hypermesh'teki kiriş elemanlarla oluşturulmuş kafes yapı tasarımını doğrudan Netfabb yazılımına aktarmak mümkün değildir. Bu aktarımı sağlamak için, kiriş elemanların çaplarını ve birbirleri ile olan bağlantı ilişkilerini Netfabb formatına dönüştürecek bir MATLAB algoritması geliştirilmiştir. Bu MATLAB algoritması aynı zamanda kiriş bağlantı noktalarına otomatik olarak kiriş çapları ile orantılı küreler de tanımlamaktadır. Bu sayede Netfabb yazılımına aktarılan model, burada eklemeli imalat için gerekli olan STL formatına dönüştürülmüş ve üretime hazır hale getirilmiştir.

6. SONUÇ

Sonuç olarak, bu proje kapsamında bir havacılık braketinde kafes yapılı tasarım elde etmek için topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır. Bu optimizasyon sonucunda elde edilen braket geometrisinde; belirli bir kütle azaltılması, yüksek doğal frekans ve yapısal olarak güvenli bölgede olan bir tasarım elde edilmesi amaçlanmıştır. İlk olarak, optimizasyona uygun bir yapı elde etmek amacıyla tasarım bölgesi değiştirilmiş ve elde edilen tasarım alanına üç farklı boyutta ağ örgüsü çalışması yapılmıştır. Elde edilen kaba ağ örgüsü geometrisi üzerinde topoloji optimizasyonu gerçekleştirilerek elde edilen yoğunluk değerlerine göre Altair Hypermesh yazılımında bulunan dört farklı kafes hücre tipi ile modellemeler oluşturulmuştur. Üç farklı ağ yapısının her biri için dört farklı kafes tipi olmak üzere on iki farklı model içerisinden en uygun olanlar seçilmiştir. Sonrasında da, Altair Optistruct ile kafes yapı tasarımı için boyut optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optistruct çözücüsü ile yapılan optimizasyon, ayrıca bir MATLAB algoritması geliştirilerek eklemeli imalat kısıtı olan en küçük üretilebilir çap kısıtı da optimizasyona dahil edilerek desteklenmiş, sadece Optistruct çözücüsü ile elde edilen tasarımlarla karşılaştırılmıştır. Elde edilen tasarımlar, üç ayrı eksende 20g yerçekimi yükü altında statik gerilim analizi ve titreşim analizi yapılmıştır. Bunlardan KT=1 ve KT=3 kafes hücre tiplerine sahip tasarımların kriterleri sağlayan sonuçlar verdiği görülmüştür. Bu sonuçlar arasında ise MATLAB algoritması kullanılarak elde edilen KT=3 kafes hücre tipindeki tasarımın istenilen kriterleri sağlayan en uygun tasarım olduğu sonucuna varılmıştır. Seçilen nihai model, Netfabb programında eklemeli imalat için hazır hale getirilmiştir.

Bu sonuca dayanarak, kafes yapılı tasarım elde etmek için topoloji ve boyut optimizasyonuna bağlı olarak bu çalışmada kullanılan yöntemin, havacılık uygulamalarında standart topoloji optimizasyonuna kıyasla hafifletme açısından avantajlı olabileceği görülmüştür. Bu çalışmanın gelecekteki aşaması ise, tasarımı sonlandırılan braketin SLE tekniği ile üretilmesi ve fiziksel testlerinin yapılarak sonuçların doğrulanmasıdır.

KAYNAKÇA

1. **Zhu, J. H., Zhang, W. H., ve Xia, L. .**2016. "Topology optimization in aircraft and aerospace structures design". Archives of Computational Methods in Engineering, 23(4), 595-622.
2. **Waterman, N. A., ve Dickens, P.** 1994. "Rapid product deve-

lopment in the USA, Europe and Japan". World Class Design to Manufacture.

3. **Gorguluarslan, R. M., Gandhi, U. N., Mandapati, R., ve Choi, S. K.** 2016. "Design and fabrication of periodic lattice-based cellular structures". Computer-Aided Design and Applications, 13(1), 50-62.

4. **Gorguluarslan, R. M., Gandhi, U. N., Song, Y., ve Choi, S. K.** 2017. "An improved lattice structure design optimization framework considering additive manufacturing constraints". Rapid Prototyping Journal.

5. **Michell, A. G. M.** 1904. "LVIII. The limits of economy of material in frame-structures". The London, Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 8(47), 589-597.

6. **Beghini, L.** 2013. "Building science through topology optimization". (Doctoral dissertation, University of Illinois at Urbana-Champaign).

7. **Zhu, J. H., Zhang, W. H., ve Xia, L.** 2016. "Topology optimization in aircraft and aerospace structures design". Archives of Computational Methods in Engineering, 23(4), 595-622.

8. **Saleem, W., Yuqing, F., ve Yunqiao, W.** 2008. "Application of Topology Optimization and Manufacturing Simulations-A new trend in design of Aircraft components". In Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists (Vol. 2).

9. **Seabra, M., Azevedo, J., Araújo, A., Reis, L., Pinto, E., Alves, N., ... ve Mortágua, J. P.** 2016. "Selective laser melting (SLM) and topology optimization for lighter aerospace componentes". Procedia Structural Integrity, 1, 289-296.

10. **Guanghui, S. H. I., Chengqi, G. U. A. N., Dongliang, Q. U. A. N., Dongtao, W. U., Lei, T. A. N. G., ve Tong, G. A. O.** 2019. "An aerospace bracket designed by thermo-elastic topology optimization and manufactured by additive manufacturing". Chinese Journal of Aeronautics.

11. **Sudin, M. N., Tahir, M. M., Ramli, F. R., ve Shamsuddin, S. A.** 2014. "Topology optimization in automotive brake pedal redesign". International Journal of Engineering and Technology (IJET), 6(1), 398-402.

12. **Tomlin, M., & Meyer, J.** 2011. "Topology optimization of an additive layer manufactured (ALM) aerospace part". In Proceeding of the 7th Altair CAE technology conference (pp. 1-9).

13. **Krog, L., Tucker, A., Kemp, M., ve Boyd, R.** 2004. "Topology optimisation of aircraft wing box ribs". In 10th AIAA/ISSMO multidisciplinary analysis and optimization conference (p. 4481).

14. **Eves, J., Toropov, V. V., Thompson, H. M., Gaskell, P. H., Doherty, J. J., ve Harris, J.** 2009. "Topology optimization of aircraft with non-conventional configurations".

15. **Zhu, J. H., Gu, X. J., Zhang, W. H., ve Beckers, P.** 2013. "Structural design of aircraft skin stretch-forming die using topology optimization". Journal of Computational and Applied Mathematics, 246, 278-288.

16. **Dunning, P. D., Stanford, B. K., ve Kim, H. A.** 2015. "Coupled aerostructural topology optimization using a level set method for 3D aircraft wings". Structural and Multidisciplinary Optimization, 51(5), 1113-1132.

17. Altair University "Practical Aspect of Structural Optimization A Study Guide", 113-130

18. **Orme, M.,., Madera, I., Gschweitl, M., ve Ferrari, M.** 2018. "Topology Optimization for Additive Manufacturing as an Enabler for Light Weight Flight Hardware." Designs 2(4): 51.