

**UÇAK KANADI TASARIMI, ANALİZİ VE YAPI
ELEMENLARININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU**

Hasan KORKUT



T.C.
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**UÇAK KANADI TASARIMI, ANALİZİ VE YAPI ELEMANLARININ
TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU**

Hasan KORKUT
0000-0002-5659-2629

Prof. Dr. Hakan AYDIN
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2023
Her Hakkı Saklıdır

TEZ ONAYI

Hasan KORKUT tarafından hazırlanan ‘‘UÇAK KANADI TASARIMI, ANALİZİ VE YAPIELEMENLARININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU’’ adlı tez çalışması aşığıdaki jüri tarafından oy birliğı ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Prof. Dr. Hakan AYDIN

- Başkan** : Prof. Dr. Hakan AYDIN İmza
0000-0001-7311-8358
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı
- Üye** : Prof. Dr. Ali BAYRAM İmza
0000-0001-7311-8358
Bursa Uludağ Üniversitesi,
Mühendislik Fakültesi,
Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı
- Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ İmza
0000-0002-1987-5750
Bursa Teknik Üniversitesi,
Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi,
Makine Mühendisliğı Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN
Enstitü Müdürü
.../.../.....

B.U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

23/02/2023

İmza

Hasan KORKUT

TEZ YAYINLANMA FİKRİ MÜLKİYET HAKLARI BEYANI

Enstitü tarafından onaylanan lisansüstü tezin/raporun tamamını veya herhangi bir kısmını, basılı (kâğıt) ve elektronik formatta arşivleme ve aşağıda verilen koşullarla kullanıma açma izni Bursa Uludağ Üniversitesi'ne aittir. Bu izinle Üniversiteye verilen kullanım hakları dışındaki tüm fikri mülkiyet hakları ile tezin tamamının ya da bir bölümünün gelecekteki çalışmalarda (makale, kitap, lisans ve patent vb.) kullanım hakları tarafımıza ait olacaktır. Tezde yer alan telif hakkı bulunan ve sahiplerinden yazılı izin alınarak kullanılması zorunlu metinlerin yazılı izin alınarak kullandığımı ve istenildiğinde suretlerini Üniversiteye teslim etmeyi taahhüt ederiz.

Yükseköğretim Kurulu tarafından yayınlanan “**Lisansüstü Tezlerin Elektronik Ortamda Toplanması, Düzenlenmesi ve Erişime Açılmasına İlişkin Yönerge**” kapsamında, yönerge tarafından belirtilen kısıtlamalar olmadığı takdirde tezin YÖK Ulusal Tez Merkezi / B.U.Ü. Kütüphanesi Açık Erişim Sistemi ve üye olunan diğer veri tabanlarının (Proquest veri tabanı gibi) erişimine açılması uygundur.

Prof. Dr. Hakan AYDIN
23.02.2023

Hasan KORKUT
23.02.2023

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

İmza

Bu bölüme kişinin kendi el yazısı ile okudum
anladım yazmalı ve imzalanmalıdır.

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

UÇAK KANADI TASARIMI, ANALİZİ VE YAPI ELEMANLARININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Hasan KORKUT

Bursa Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Hakan AYDIN

Havacılık ve uzay endüstrisinde bir yapısal parçanın nihai ürüne dönüşebilmesi için birçok disiplin birbirleriyle iletişim halinde ve birbirlerinin çalışmalarına girdi sağlayarak çalışırlar. Özellikle yük grubu, tasarım grubu ve analiz grubu bu şekilde çalışırlar. Bu guruplar parçayı nihai haline getirebilmek için birçok basamak takip ederler. En önemli basamaklardan biri konsept tasarım aşamasıdır. Bu aşama da özellikle bazı tasarım değişikliklerine karar verebilmek adına tasarım ve analiz ekibi birbirleriyle çok fazla iletişim halinde olurlar ve sürekli farklı konseptler üzerinde çalışılır. Optimum konsept tasarım bulunduğu taktirde artık detay çalışmalar başlatılır. Konsept tasarım sürecinde özellikle havacılık sektöründe en dikkat edilen unsur parçanın en hafif şekilde görevini yerine getirebilmesidir. Bunu en tutarlı ve kısa zamanda yapabilmek projeye oldukça avantaj sağlamaktadır. Günümüzde yapısal parçaları daha hafif tasarlamak için farklı yöntemler kullanılmaktadır. Bunlara malzemenin değiştirilmesi, parça geometrisinin değiştirilmesi veya üretim yönteminin değiştirilmesi gibi örnekler verilebilir. Bu değişikliklerden bazısı çok zaman ve maliyet gerektirirken, bazısı daha pratik yöntemlerdir. Bu çalışmada uçak kanat tasarımı CATIA kullanılarak yapılmış ve bu tasarımda hafifletme için yapılacak geometrik değişikliklere HYPERMESH topoloji optimizasyonu yetenekleri kullanılarak birçok iterasyon uygulanıp karar verilmiştir. Bu iterasyonlar sonucunda uçak kanadı tasarımının en hafif ve en mukavim hali ortaya çıkmıştır. Optimizasyon sonucunda ortaya çıkan kanat geometrisi yapısal olarak analiz edilip yapının gerekli mukavemeti kontrol edilmiştir. Gereken malzeme müsaade edilebilir tasarım değerlerine uygun sonuçlar elde edilmiştir. Bunun yanında geometrinin bütünlüğünü sağlayan bağlantı elemanlarının statik hesaplamaları da yapılmıştır. Yapılan çalışmalar da malzeme olarak alüminyum seçilmiştir. Nihai tasarıma ulaştırılan alüminyum kanadın yanı sıra malzeme olarak kompozit kullanılan bir kanat yapısı da çalışılmış olup, farklılıklar karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Uçak Kanadı, Giriş , Tasarım, Analiz, Topoloji Optimizasyonu, Sonlu Elemanlar Metodu

2023, xiv + 54 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

AIRPLANE WING DESIGN, ANALYSIS AND TOPOLOGY OPTIMIZATION OF COMPONENTS

Hasan KORKUT

Bursa Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Hakan AYDIN

In the aerospace industry, many disciplines work in communication with each other and provide input to each other's work so that a structural part can be transformed into a final product. In particular, the load group, design group, and analysis group work this way. These groups follow many steps to finalize the piece. One of the most important steps is the concept design phase. At this stage, especially in order to decide on some design changes, the design and analysis team communicate with each other a lot and different concepts are constantly worked on. Once the optimum concept design is found, detailed studies are started. The most important element in the concept design process, especially in the aviation industry, is that the part can fulfill its task in the lightest way. Being able to do this in the most consistent and short time provides a great advantage to the project. Today, different methods are used to design structural parts lighter. Examples of these are changing the material, changing the part geometry, or changing the manufacturing method. Some of these changes require a lot of time and cost, while others are more practical. In this study, the aircraft wing design was made using CATIA, and many iterations were applied using HYPERMESH topology optimization capabilities to decide on the geometric changes to be made for lightening in this design. As a result of these iterations, the lightest and most durable version of the aircraft wing design has emerged. The wing-geometry resulting from the optimization was analyzed structurally and the required strength of the structure was checked. The results were obtained in accordance with the required material permissible design values. In addition, static calculations of the fasteners that ensure the integrity of the geometry were also made. In the studies carried out, aluminum was chosen as the material. In addition to the aluminum wing, which was reached to the final design, a wing structure using composite material was also studied and the differences were compared.

Key words: Airplane wing, spar, Design, Analysis, Topology Optimization, Finite Element Method

2023, xiv + 54 pages.

TEŞEKKÜR

Yüksek Lisans Tez hazırlama sürecinde çalışmama ivedilikle yardım eden, desteği ve deneyimleri ile bana yol gösterdiği için ve bana kendisiyle çalışma fırsatı verdiği için değerli hocam Prof. Dr. Hakan AYDIN' a teşekkürlerimi sunarım. Aynı zamanda bu çalışma boyunca ve hayatımın her aşamasında bana destek olup, her koşulda arkamda durarak beni cesaretlendiren eşime ve aileme teşekkürlerimi sunarım.

Akademik çalışmamı destekleyen şirketim TUSAŞ'a teşekkürlerimi sunarım.

Hasan KORKUT
12/01/2023

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	vi
ABSTRACT	vii
TEŞEKKÜR	viii
İÇİNDEKİLER	ix
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiv
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	2
3. MATERYAL ve YÖNTEM	8
3.1. Tasarım	8
3.1.1. Bağlayıcı Çeşitleri	9
3.1.2. Tasarım Kural ve Kriterleri	12
3.2. Malzeme Seçimi	17
3.2.1. Alüminyum	19
3.2.2. Kompozit	20
3.3. Yük	23
3.4. Sonlu Elemanlar Metodu	24
3.5. Topoloji Optimizasyonu	29
3.6. Analiz	30
3.6.1. Gerilim	30
3.6.2. Bağlayıcı kesme kuvveti	31
3.6.3. Bağlayıcı aksenal kuvveti	32
3.6.4. Dayanma gerilimi	33
3.6.5. Net kesit gerilimi	34
3.6.6. Bağlayıcılar arasında burkulma	35
3.6.7. Gerinim	36
3.6.8. Kompozit Malzeme de dayanma ve baypas gerilimi	37
3.6.9. Kompozit malzemede bağlayıcılar arasında burkulma	38
4. BULGULAR	39
4.1. Alüminyum Kanat Analiz Çalışmaları	40
4.1.1. Gerilim	40
4.1.2. Bağlayıcı kesme kuvveti	41
4.1.3. Bağlayıcı aksenal kuvveti	42
4.1.4. Dayanma gerilimi	43
4.1.5. Net kesit gerilimi	43
4.1.6. Bağlayıcılar arasında burkulma gerilimi	44
4.2. Kompozit Kanat Analiz Çalışmaları	45
4.2.1. Gerinim	46
4.2.2. Bağlayıcı kesme kuvveti	47
4.2.3. Bağlayıcı aksenal kuvveti	47
4.2.4. Dayanma ve baypas gerilimi	48

4.2.5. Bağlayıcılar arasında burkulma gerilimi	49
4.3. Alüminyum ve Kompozit Kanat Karşılaştırılması	49
5. TARTIŞMA ve SONUÇ	51
KAYNAKLAR	52
ÖZGEÇMİŞ	54

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
Al	Alüminyum
St	Çelik
Mg	Magnezyum
Zn	Çinko
Cu	Bakır
σ	Gerilim
ε	Gerinim
F_L	Aerodinamik kaldırma kuvveti
F_D	Aerodinamik sürüklenme kuvveti
M_Y	Yunuslama momenti
EK	Emniyet katsayısı
F_K	Kesme kuvveti
F_E	Eksenel kuvvet
$F_ç$	Çekme kuvveti
F_{ND}	Nihai dayanım gerilim değeri
F_{NDD}	Nihai dayanma gerilimi değeri
C_L	Kaldırma katsayısı
C_D	Sürüklenme katsayısı
C_M	Yunuslama katsayısı
ρ	yoğunluk
v	Hız
A	Kanat alanı
L	Kanat uzunluğu
m	Metre
s	Saniye
3D	Üç boyutlu
2D	İki boyutlu
1D	Bir boyutlu
Kısaltmalar	Açıklama
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
MMPDS	Metallic Materials Properties Development and Standardization
kr	Kritik
mgçm	Malzeme gerinim çekme müsaade edilebilir değeri
mgbm	Malzeme gerinim basma müsaade edilebilir değeri
BKM	Bağlayıcı kesme kuvveti müsaade edilebilir değeri
BEM	Bağlayıcı eksenel kuvvet müsaade edilebilir değeri
SEM	Sonlu elemanlar metodu
SEA	Sonlu elemanlar analizi
İHA	İnsansız hava aracı
CATIA	Computer Aided Three Dimensional Interactive Application

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 3.1.	NACA 64012A kanat profili 8
Şekil 3.2.	Uçak kanadı ilk tasarımı 9
Şekil 3.3.	Dolgu gövdeli perçin kafa tipi örnekleri A) Bombe başlı perçin B) Havşa başlı perçin C) Mantar başlı perçin 10
Şekil 3.4.	Kör perçin kafa tipi örnekleri A) Bombe başlı perçin B) Havşa başlı perçin 10
Şekil 3.5.	HiLok kafa tipi örnekleri A) Bombe başlı hilok B) Havşa başlı hilok 11
Şekil 3.6.	Civata montaj gösterimi 11
Şekil 3.7.	Havşa başlı bağlayıcı montajı için malzeme kalınlığı 12
Şekil 3.8.	Bağlayıcı yükleme gösterimi 12
Şekil 3.9.	Kenar uzaklığı gösterimi 13
Şekil 3.10.	Bağlayıcı arası mesafe gösterimi 13
Şekil 3.11.	Bağlayıcılar arasında burkulma gösterimi 14
Şekil 3.12.	Hadde yönüne bağlı olarak malzeme iç yapısı gösterimi 14
Şekil 3.13.	Malzeme kalınlık değişimi gösterimi A) Tercih edilmeyen kalınlık değişimi tasarımı B) Tercih edilen kalınlık değişimi tasarımı 15
Şekil 3.14.	Simetrik laminat 16
Şekil 3.15.	Balanslı laminat 16
Şekil 3.16.	Gerilim-gerinim grafiği 18
Şekil 3.17.	Çekme kuvveti uygulanmış malzemenin deforme gösterimi . 19
Şekil 3.18.	Takviye geometrisine göre kompozit malzeme sınıflandırması A) Partikül kompozitler B) Pul kompozitler C) Fiber kompozitler 22
Şekil 3.19.	Yapıya uygulanan yükün gösterimi 24
Şekil 3.20.	Sonlu elemanlar yöntemi eleman gösterimi A) Bir boyutlu eleman B) İki boyutlu eleman C) Üç boyutlu eleman 25
Şekil 3.21.	Sonlu elemanlar elemanların düğüm ile bağlanması A) Düğüm ile bağlanmamış elemanlar B) Düğüm ile bağlanmış elemanlar 26
Şekil 3.22.	Bağlayıcı modellemesi gösterimi 28
Şekil 3.23.	Topoloji optimizasyonu örneği 30
Şekil 3.24.	Bağlayıcı kesme kuvveti gösterimi 31
Şekil 3.25.	Kesme kuvvetine maruz kalan bağlayıcının deforme gösterimi 32
Şekil 3.26.	Bağlayıcı eksenel kuvveti gösterimi 32
Şekil 3.27.	Eksenel kuvvet altında deforme gösterimi 33
Şekil 3.28.	Dayanma gerilimi gösterimi 33
Şekil 3.29.	Dayanma gerilimi altında malzemenin deforme gösterimi 34
Şekil 3.30.	Net kesit gerilimi gösterimi 34
Şekil 3.31.	Net kesit gerilimi altında deforme gösterimi 35
Şekil 3.32.	Bağlayıcılar arası burkulma 35
Şekil 3.33.	Dayanma - baypas gerilimi 38
Şekil 4.1.	Topoloji optimizasyonu gösterimi 39

Şekil 4.2.	Topoloji optimizasyonu ve tasarım A) Bir rib için topoloji optimizasyonu sonucu B) Topoloji optimizasyonu sonucunda yapılan tasarım	39
Şekil 4.3.	Gerilim dağılımı gösterimi	41
Şekil 4.4.	Kesme kuvvetinin sonlu elemanlar modelinde gösterimi	41
Şekil 4.5.	Eksenel kuvvetin sonlu elemanlar modelinde gösterimi	42
Şekil 4.6.	Sonlu elemanlar modelinde kademeli kalınlık artışı gösterimi	43
Şekil 4.7.	Net kesite dik kuvvetin sonlu elemanlar modelinde gösterimi	44
Şekil 4.8.	Sonlu elemanlar modelinden okunan gerilim değeri gösterimi	45
Şekil 4.9.	Kompozit malzeme serimi	46
Şekil 4.10.	Kesme kuvvetinin sonlu elemanlar modelinde gösterimi	47
Şekil 4.11.	Eksenel kuvvetin sonlu elemanlar modelinde gösterimi	48
Şekil 4.12.	Kompozit malzeme dayanma – baypas gerilimi	49
Şekil 4.13.	Nihai tasarım geometrisi	50
Şekil 4.14.	Nihai alüminyum kanat tasarımının kalınlık haritası gösterimi	50

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 3.1. Kanat ölçüleri	9
Çizelge 3.2. Tasarıma uygulanan yükler	24
Çizelge 4.1. Bağlayıcı özellikleri	40
Çizelge 4.2. Al Malzeme özellikleri	40
Çizelge 4.3. Kesme kuvveti emniyet katsayısı	42
Çizelge 4.4. Eksenel kuvvet emniyet katsayısı	42
Çizelge 4.5. Dayanma gerilimi emniyet katsayısı	43
Çizelge 4.6. Net kesit gerilimi emniyet katsayısı	44
Çizelge 4.7. Bağlayıcılar arasında burkulma emniyet katsayısı	45
Çizelge 4.8. Kompozit malzeme özellikleri	46
Çizelge 4.9. Kesme kuvveti emniyet katsayısı	47
Çizelge 4.10. Eksenel kuvvet emniyet katsayısı	48
Çizelge 4.11. İlk tasarım ve son tasarımlar arasındaki karşılaştırma	49

1. GİRİŞ

Günümüzde topoloji optimizasyonu konsept tasarım aşamasında özellikle havacılık endüstrisinde oldukça kullanılmaya başlandı. Ek olarak havacılık endüstrisinde alüminyum malzeme yerine kompozit malzeme kullanımı tercih sebebidir. Bunun en önemli nedenleri kompozit malzemenin sağladığı hafiflik ve sağladığı özel kabiliyetlerdir. Alüminyum havacılık alanın da güvenilir olan, üretim ve tamir etme konusunda endüstrinin hakim olduğu alandır. Bunun yanında bazı çalışmalar da malzeme seçimini üretim zorluğu, çalışma şartlarına uygunluk gibi engelleyici durumlarla da söz konusudur. Bu gibi durumlar da çalışmaya uygun malzeme seçimi yapılması gereklidir. Bu karar konsept tasarım aşamasında yapılmaktadır.

Topoloji optimizasyonu konsept tasarım aşamasında gerçekleştirilir ve daha sonrasında gelen aşama olan detay tasarım ve detay analize girdi olarak kullanılmaktadır. Yapıya uygulanan yük kullanılarak bir çok iterasyon sonucunda topoloji optimizasyonu tasarımı şekillendirecek bilgiler verir. Bu bilgiler ışığında detay tasarım ve analiz prosesleri başlamış olur. Konsept tasarım aşamasında kullanılacak en hızlı ve tutarlı sonuç veren yöntemlerden birisidir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Ramesh vd. (2020) , SEM aracı ANSYS kullanılarak bir jet dragster'da uygulama için bir sonlu eleman analizi gerçekleştirmişlerdir. Maksimum Von-Misses gerilimi ve doğal frekansın hesaplandığı ve sistemin frekans yanıtının belirlendiği statik analiz, modal analiz ve harmonik yanıt analizi gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın amacı, toplam ağırlığın azaltılmasına katkıda bulunmak ve dolayısıyla aracın performansını artırmak ve üretim maliyetlerini azaltmak için optimize edilmiş bir tasarıma sahip alternatif bir tasarım geliştirerek motor yatağının ağırlığını azaltmaktır.

Topoloji optimizasyonu sonucuna göre yeniden tasarlanan montaj parçalarındaki gerilme ve deformasyon dağılımlarını orijinal montaja karşılık gelenlerle karşılaştırmak için statik, modal ve harmonik tepki analizleri yapılmıştır. Topoloji optimizasyon sonuçları, yapısal bütünlüğü korurken, yapısal olarak kararlı ve orijinalinden %17,9 daha hafif olan alüminyum alaşımdan üretilmiş optimum bir montaj tasarımı sağladığı görüldü. Ayrıca, şeklini optimize ederek montajın toplam ağırlığını azaltmanın yanı sıra, üretim maliyetini de düşürdü. Bunun nedeni, optimize edilmiş montajı yapmak için daha az malzeme kullanılmasıdır. Bu çalışmada sunulan tasarım, optimize edilmiş montajın daha az malzeme kullanırken yüklemeye dayanabileceğini de kanıtlamıştır. 216,23 MPa'lık maksimum gerilim , 1,2 güvenlik faktörü ile alüminyum malzemenin akma dayanımının altındadır. Optimize edilmiş montajın toplam deformasyonunun da azaldığı görülmüştür. Vinchurkar vd. (2016), ağırlık azaltma optimizasyonu amacıyla bir karayolu taşıtı motor montaj braketinin sonlu eleman analizi (SEA) ve topoloji optimizasyonu araştırmasını yürütmüştür. Aşırı titreşimi önlemek için optimize edilmiş montaj yapısının uygun sertliğe sahip olması için çalışma yapılmıştır. Montaj yapılarının her birine etki eden motor yükü hesaplanır ve yapının davranışsal özelliklerini belirlemek ve sonuçların kabul edilebilir bir aralıkta olduğunu doğrulamak için bu sınır koşullarıyla güç ve stres analizi yapılır. Yapı, montajın alt kısmına rijit bir şekilde sabitleyip montaja 1500 N'luk bir kuvvetle bir kuvvet uygulandı. SEA sonucu elde etmek için sınır koşulları ve kuvvet yükleri uygulandığında, yapının topoloji optimizasyonu sonucunda montaj, kütlede uygun bir azalma sonucu alınmıştır.. Optimize edilmiş montajın ilk yapıya göre daha yüksek gerilim değerlerine sahip olduğu, ancak yine de hesaplanan emniyet katsayısı kabul edilebilir olduğu görülmüştür.

Liu vd. (2021) ,sandviç levhaya dayalı eşdeğer bir yöntem çıkarmış ve petek levhanın eşdeğer parametreleri elde etmişlerdir. Bu eşdeğer parametreler ile bal peteği levha eşdeğer SEM benzetim modeli ve gerçek model kurulmuş eşdeğer modelin ve gerçek model üç noktanın üç nokta eğilme simülasyonları tamamlanmıştır. Ardından, gerçek bir petek sandviç panelin üç noktalı eğme testi, test sonucuyla iyi bir şekilde örtüşen ve eşdeğer modelin etkinliğini gösteren simülasyon sonucuyla karşılaştırılmak üzere yapılmıştır. Yapısal topoloji optimizasyonu ve kanat statik simülasyon analizi için petek sandviç plakalı kanatçıkların eşdeğer modeli kurulmuş ve topoloji optimizasyon sonuçlarına göre uçuş testi için bir İHA prototipi yapılmıştır. Simülasyon ve prototip test sonuçları, sandviç eşdeğer teorisinin, petek sandviç plaka malzemeleri ile güneş İHA kanat yapılarının hafif tasarımı için uygun olduğunu ve bu yöntemin aynı tip kanat yapısı tasarımı için bir referans sağlayabileceğini göstermiştir. Eşdeğer model ile gerçek modelin verilerinin, iki simülasyon sonucu arasındaki karşılaştırmaya göre yüksek tutarlılığa sahip olduğu ve sandviç eşdeğer modelin doğruluğunun, eşdeğer model ile gerçek modelin karşılaştırma sonucu ile de doğrulanabileceği bulunmuştur. Gerçek malzeme deneyi sandviç eşdeğer modelinin, belirli bir ilerleme aralığında sonlu eleman simülasyonu için kompozit petek sandviç yapıların basitleştirilmiş bir modeli olarak kullanılabilmesini ve bu yöntemin diğer petek yapıların sonraki modelleme ve simülasyon analizleri için bir referans sağlayabileceğini göstermektedir. Optimizasyondan sonra, tek bir kanat nervürünün ağırlığı, 68,4 g olan ilk ağırlığa kıyasla %51,3 azalmayla 33,3 g olduğu görüldü. İHA için tasarlanan ikincil nervürlerin topolojisini içeren gerçek bir test uçuşu gerçekleştirilir. Uçuş sırasında kanadın maksimum deformasyonunun tasarım gereklilikleri içinde olması, kompozit malzemeler içeren kanat yapısının sandviç eşdeğer teorisine göre optimize edildiğini gösterir. Böylelikle bu yöntemin uygulanabilirliği tekrar doğrulanmış olmuştur.

Bhamdare vd. (2022) , pistonun ileri geri hareketini dönme hareketine çevirdiği temel mekanizma olan biyel kolu üzerine çalışmışlardır.. Bir içten yanmalı motorda, biyel kolu güç aktarımında hayati bir rol oynar. Bağlantı çubuklarındaki eğilim, bileşenlerin ağırlığını düşürme yönündedir. Daha hafif olmasına ve daha yüksek itme yüklerini tolere edebilmesi istenmektedir. Bu çalışmada, ANSYS 18.0'da sonlu elemanlar analizi kullanarak biyel kolunun yapısal analizini ve optimizasyonunu sunmaya çalışılmıştır. Biyel kolunu modellemek için CATIA V5 yazılımı kullanılmış, bu model daha sonra

sonlu elemanlar modeli kurmak için ANSYS 18.0 programına aktarılmış ve sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla analiz edilmiştir. Dövme çelik üretimi için statik analiz ve ağırlık azaltma fırsatlarından yararlanmak için çaba gösterilmiştir. İlk olarak, alüminyum, gri dökme demir ve dövme çelik olmak üzere üç malzeme üzerinde statik yük analizi yapılmıştır. Biyel kolu modelinin yapısal performansı deformasyon, Von Mises gerilimi ve eşdeğer gerinme temelinde karşılaştırılır. Daha sonra, bazı ağırlık azaltma faaliyetleri ile dövme çelik biyel kolu modeli üzerinde topoloji optimizasyonu gerçekleştirilir. Ağırlık azaltmanın sonuçları, optimizasyon yardımı ile elde edilir. Ayrıca, simülasyon sonuçları, dövme çeliğin statik yük analizi açısından iyi performans gösterdiğini ve dövme çelik biyel için %11'lik bir ağırlık azalması elde edildiğini ortaya koymuştur. ANSYS programında yapılan topoloji optimizasyonu analizi için dövme çeliğin en iyi malzeme olduğu anlaşılmıştır.

Ismail vd. (2020), bir bisiklet krank kolunun geometrisini ve bunun deneysel doğrulamasını optimize etmek için topoloji optimizasyonu ve yanıt yüzeyi yönteminin bir uygulamasını çalışmışlardır. Bu özellikle krank kolu kütlelerini azaltmak ve yüksek performanslı bisiklet gelişimi için gerekli olan hafif bir yapının ön tasarımını oluşturmak içindir. SpaceClaim yazılımında üç boyutlu bir bisiklet krank kolu modeli yapılmış, ardından ANSYS Workbench 2019 R1 kullanılarak statik sonlu elemanlar analizi yapılmıştır. Birden fazla yük oluşturmak için yatay konuma göre 30°, 45°, 60°, 90°, 120°, 135 ve 150° yedi krank açısında aynı anda çoklu çevrim yükü uygulanmıştır. Oradan, kütle kısıtlaması, stres kısıtlaması, döngü açısı ve krank malzemelerinin topolojik model sonucu üzerindeki etkisini araştırmak için topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Köşelerdeki gerilme konsantrasyonunu en aza indirmek için tepki yüzeyi yöntemi kullanılarak bir şekil optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve nihai geometri elde edilmiştir. Sonuçtan, her iki optimizasyon yönteminin de sadece krank kolu kütlelerini başarılı bir şekilde azaltmakla kalmayıp birkaç optimum tasarım seçeneği sağladığı, aynı zamanda optimizasyon sürecinden sonra krank kolundaki maksimum gerilimi %20'ye kadar azaltabildiği gösterilmiştir. Yeni geliştirilen bir kablosuz ölçüm sistemi kullanılarak yapılan deneysel doğrulama, sayısal sonuçlarla önemli bir uyum göstermektedir. Topoloji optimizasyonu, ilk kütlede %70'e kadar yapısal kütle azalmasını başarıyla sağlamıştır. Bu, gelecekteki bisiklet tasarımının geliştirilmesinde önemli olan hafif bir yapı oluşturmanın çok etkili bir yolu olacağı gösterilmiştir. Birkaç kısıtlama araştırmasından,

topoloji optimizasyon yöntemi, hafif bir krank kolunun tasarımı için birçok geometrik seçenek sağlama yeteneğine de sahip olduğu görülmüştür.

Dong vd. (2022), traktör şanzımanının ana bileşeni olan kutu, vites değiştirme ve kabini taşıma işlevlerine sahip olduğu gibi, aynı zamanda çerçeve işlevinin bir parçasını da taşır. Güç, sertlik veya titreşim kutunun özellikleri izin verilen gereksinimleri karşılamaz, büyük titreşim ve gürültü oluşabilir ve hatta bazı sınırlayıcı koşullarda kırılma olasılığı vardır. Bu sorunu çözmek için bir redüktörün yapısal parametrelerine göre Creo üç boyutlu modelleme yazılımı kullanılarak dişli kutusunun üç boyutlu modeli oluşturulmuştur. Farklı yük koşullarına göre yükleme yapılır. Bu aşırı koşullar altında analiz edilir. Traktör şanzımanının statik analizi ve modal analizi ANSYS Workbench Static Structural modülü kullanılarak yapılmaktadır. Deformasyon , eşdeğer gerilim dağılımı ve modal titreşim frekansı test edilir. Sonuçlar, optimize edilmiş kutunun ağırlığının %8,44, deformasyonun %15,89 ve eşdeğer gerilmenin %18,34 oranında azaldığını göstermektedir.

Xiaolei vd. (2020), eklemeli imalata dayalı topoloji optimizasyonu ve kafes yapı tasarım teknolojisi, montaj braketini hafifletmek için kullanmışlardır. Montaj braketinin hafif tasarımı, hava radarının anten ünitesini uçak braketine bağladığı için çok önemlidir. Sonlu eleman simülasyonu aracılığıyla, üç çeşit montaj braketinin mekanik özellikleri karşılaştırılıp analiz edilir. Sonuçlar şunu göstermektedir: ampirik tasarımla karşılaştırıldığında, topoloji optimizasyon sonucunda yapının ağırlığı %24,8 oranında azalır, maksimum aşırı yük koşulu altındaki deformasyon minimumdur ve birinci dereceden mod %14,5 oranında artar. Kafes malzeme yapısının ağırlığı %21,9 oranında azaltılır, maksimum aşırı yük koşulu altındaki deformasyon maksimumdur ve birinci dereceden mod %3,5 oranında azaltılır.

Zhu vd. (2015), uçak ve uzay yapıları tasarımında uygulanan topoloji optimizasyon tekniklerindeki son gelişmeleri araştırılmıştır. Topoloji optimizasyonu, özellikle havacılık ve uzay mühendisliğinde en az ağırlık ve performans tasarımı için etkili bir araç haline gelmiştir. Bu çalışma öncelikle mevcut birkaç uygulamayı gözden geçirmektedir: (1) gövde yapıları için standart malzeme yerleşim tasarımı, (2) uçak panelleri için takviye yapılarının yerleşim tasarımı, (3) havacılık yapısal sistemleri için çok bileşenli yerleşim tasarımı, (4) çoklu -montajlı uçak yapıları için bağlantı elemanları tasarımı. İkinci olarak, dinamik yanıt tasarımı, şekil koruma tasarımı, akıllı yapı tasarımı, yapısal

özelliik tasarımı ve eklemeli imalatta topoloji optimizasyonunun potansiyel uygulamaları tanıtılmaktadır. Havacılık endüstrisinde topoloji optimizasyonunun kullanımının çeşitlendirilmesi amaçlanmaktadır.

Shanmugasundar vd. (2021), biyel kolunun tasarımı, analizi ve topoloji optimizasyonu çalışması yapmışlardır. Tüm içten yanmalı motorlar, kullanılan silindir sayısına bağlı olarak bir dizi biyel kolu gerektirir. Biyel kolu 3D modelinin tasarımı için Creo Parametric yazılımı kullanılmış ve daha sonra tasarlanan biyel modeli ANSYS yazılımına aktararak tasarımın sonlu elemanlar metodu (SEM) kullanılarak tasarımın modellenmesi ve analiz edilmesi sağlanmıştır. Statik gerilme analizi yapılarak elde edilen sonuçlardan Autodesk Fusion 360 yazılımı kullanılarak biyel kolunun topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu, verilen tasarım alanı içinde verilen yükler ve sınır koşulları için tasarımın yerleşimini optimize etmek için kullanılan verimli bir matematiksel tekniktir ve tekniğin amacı, verilen tasarımın istenen performans özelliklerini arttırmaktır. Daha sonra, topoloji optimizasyonundan önce ve sonra biyel kolunun maksimum asal gerilme, eşdeğer gerilme, maksimum asal gerinim ve toplam deformasyon değerleri karşılaştırılmıştır. Optimize edilmiş modelin tasarımda verimli olduğu, gerilmelerin mevcut modele göre daha az olduğu ve çelik malzeme için optimize edilmiş tasarımda ağırlıkta yaklaşık %3,5 oranında azalma sağlandığı bulunmuştur. Biyel sap bölgesinde topoloji optimizasyonu sonucunda gerilimin düşük görüldüğü yerlerde delikler açılmıştır. Yapıya hafiflik kazandırılmıştır.

Htet (2020), uçak yapılarında ağırlık azaltma üzerine çalışma gerçekleştirmiştir. Uçak yapılarının ağırlığını azaltmanın birçok yolu vardır, örneğin kompozit malzemeler kullanmak. CFRP gibi kompozit malzemeler, uçaklar için önemli ölçüde ağırlık azaltma sağlar. Ağırlık azaltma, uçağın yakıt verimliliğini artırır ve bu da maliyet tasarrufu sağlar. Bu hafif malzemeleri kullanmanın yanı sıra, yapısal tasarım optimizasyonu şu anda ileri mühendislikte uygulanan geçerli bir metodolojidir. Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım alanı içindeki bir dizi yük ve kısıtlama için optimize edilmiş bir şekil ve malzeme dağılımı elde etmek için kullanılır. Çalışma da, tasarım yapısının yapısal dayanım hesabını ve topoloji optimizasyonu analiz edilmiştir. Çıkarılan ana sonuç, aynı yük koşulları altında deformasyon ve gerilmelerin çok fazla değişmemesi ile birlikte kütlenin azalmasıdır. Topoloji optimizasyonu ile elde edilen yapıların yeni tasarım modeli, aynı yük koşulları için ilk tasarıma kıyasla %18,36 daha hafif olduğu görülmüştür. Ansys'te

topoloji optimizasyonunun nasıl yapılacağı gösterilmiştir. Bu optimizasyonun uygulanması, uçak yapılarının yük taşıyan elemanlarının mümkün olduğunca hafif tasarlanması için yardımcı olmaktadır. Yük koşulu olarak belli bir sınır belirlenmiştir.

Aftab vd. (2022), Boeing 737 uçağı iniş takımı için bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. İniş takımı, bir uçaktaki en değerli yapılardan biridir. Bu çalışma iniş takımındaki kırılma sonucu yapıda oluşan arıza sebebiyle yapılmaktadır.. Bu çalışmada, uçak iniş takımının 3 boyutlu modelleme aracında bir prototipi oluşturulmuş ve bir analiz yazılımı kullanılarak analiz için değerlendirilmiştir. İniş takımı için seçilen malzemeler Alüminyum 7075, Ti6Al4V ve Alaşımli Çelik 4340'tır. Her üç malzeme de aynı yük koşulları dikkate alınarak analiz edilmiştir. Deformasyon ve Yorulma analizi iniş takımlarındaki arıza noktasını bulmak için yapılır. Yapılan analiz çalışmalarında Von Mises stres analizi etkin rol oynamıştır.

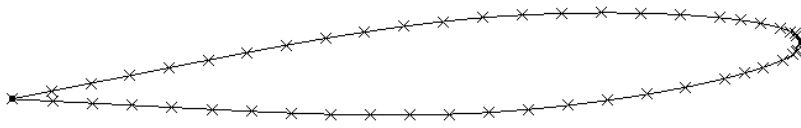
Abbas vd. (2021), tipik bir nakliye uçağı kanadının yapısal analiz prosedürleri takip etmişlerdir. Kanat modeli CATIA V5 kullanılarak çizilmiştir; bu model kirişler, rib ve kabuk gibi çeşitli yapısal bileşenlerden oluşur. Model, yapısal analiz yazılımı ANSYS 2016'ya aktarılmıştır. Model için gerilmeler, gerinimler, deformasyonlar ve güvenlik faktörleri elde edilmiştir. Kanat üzerindeki aerodinamik yüklerin neden olduğu elde edilen gerilmeler Von Mises kriteri kullanılarak, akma veya burkulma kaynaklı deformasyonun meydana gelmediği tasarım yapısal limitleri içinde olduğu bulunmuştur. Normal mod analizi ve doğrusal statik yapıyı belirlemek için bir uçak kanadı modeli analiz edilmiştir. Kanat yapısının doğal frekansları ve mod şekli olan modal özelliklerini elde etmek için sonlu elemanlar analizi yaklaşımı kullanılmıştır.

3. MATERYAL ve YÖNTEM

Bu çalışma da bir uçak kanadı konsept tasarımından nihai tasarıma giden prosesler ele alınmıştır. İlk tasarım olarak yapılan çalışmanın üzerine havacılıkta en önemli parametrelerden biri olan ağırlık konusunda iyileştirme yapılabilme amacıyla yapıya gelen yükler hesap edilerek, bu yükler altında topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucunda konsept tasarım da gerekli değişiklikler uygulanmıştır. Optimizasyon ve statik analiz sonuçlarına göre nihai tasarıma ulaşılmıştır. Bu çalışmalar havacılıkta en çok kullanılan iki malzeme olan alüminyum ve kompozit malzeme kullanılarak yürütülmüştür.

3.1. Tasarım

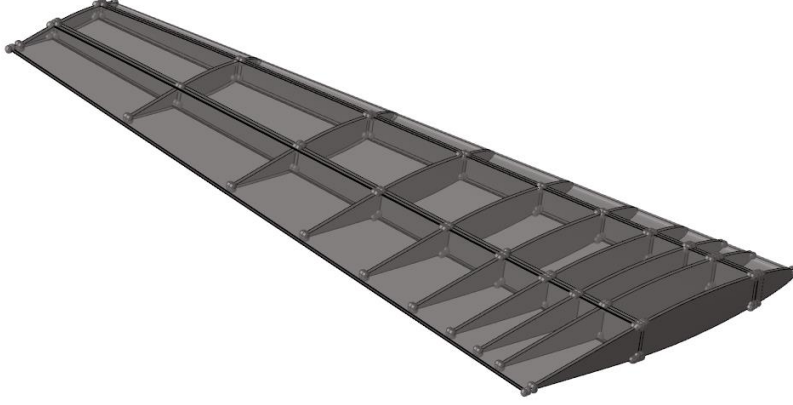
Yapılan literatür araştırmaları sonucunda bir jet eğitim uçak kanadının profiline ve geometrik ölçülerine karar verilmiştir. Uçak kanat profili Şekil 3.1’de görüldüğü gibi NACA 64012A serisidir (<http://Airfoil Tools.com>). Yapının geometrik ölçüleri Çizelge 3.1’de verilmiştir. Bu ölçüler ışığında uçak kanadı CATIA ortamında yüzey çalışılarak tasarlanmıştır. Çalışılan yüzey tasarımı katı modele çevrilmiştir (Sadraey, 2012).



Şekil 3.1. NACA 64012A kanat profili

Havacılık tarihinde yaşanan deneyimler ve yapılan akademik çalışmalar sonucunda birçok tasarım kuralı ve kriteri ortaya konmuştur. Bir uçak yapı elemanı tasarlanma sürecinde bu kural ve kriterlere uygun tasarım gerçekleştirilmesi, tasarımın güvenilirliğini, tutarlılığını ve uluslararası kabul edilirliliği açısından önemli parametrelerdir. Yapılan tasarım çalışması bu tasarım kural ve kriterler göz önünde

bulundurularak yapılmıştır. Bu çalışma kapsamında yapılan uçak kanadı ilk tasarım çalışması Şekil 3.2’de gösterilmektedir (Niu vd., 1989).



Şekil 3.2. Uçak kanadı ilk tasarımı

Çizelge 3.1. Kanat ölçüleri

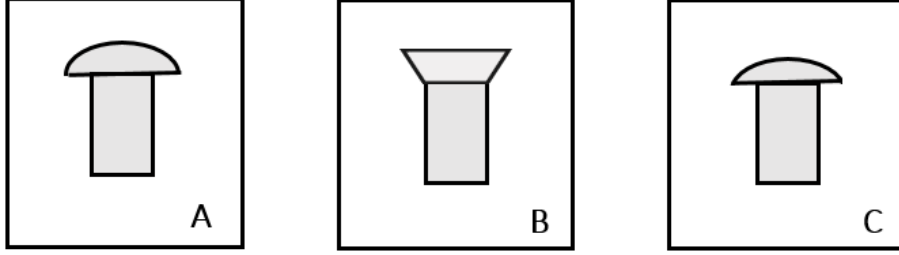
Parametre	Değer	Birim
Kanat boyu	4,75	m
Kanat alanı	8,25	m ²
Kanat profili	NACA 64012A	
Ortalama cord uzunluğu	1,736	m
Azami hız	222,222	m/s
Açıklık oranı	5,47	
Hücum açısı	2	°
Süpürme açısı	15	°

3.1.1. Bağlayıcı Çeşitleri

Bağlayıcılar iki veya daha fazla malzemeyi mekanik olarak birbirine bağlayan ve bu malzemeler arasında yük aktarımını sağlayan yapı elemanlarıdır. Bu mekanik bağlantıyı sağlayabilmek için çeşitli bağlayıcı tipleri mevcuttur. Bağlayıcılar, tasarım yapılırken sökülebilir, sökülemez, kafa tipi, çalışma alanı, montajı, uygulanacak yük, maliyet, çalışma koşulları gibi birçok kriter göz önüne bulundurularak seçilmektedirler.

Dolu gövdeli perçin havacılık endüstrisinde en yaygın kullanılan bağlayıcı çeşitlerindedir. Silindirik bir gövde ve kafa kısmından oluşmaktadır. Bu perçinlerin

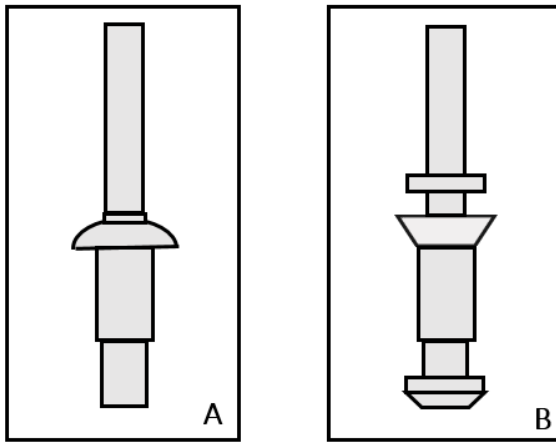
montajı bağlantı sağlanacağı yerin her iki tarafına da ulaşım gerektirir. Sökülebilir değildir. Kafa tipine göre Şekil 3.3'te gösterildiği gibi bombe başlı, havşa başlı, mantar başlı gibi çeşitleri mevcuttur. Ağırlıklı olarak alüminyum malzemesinden üretilmektedir. Maliyet açısından kullanılması tercih edilmektedir (Niu vd., 1989).



Şekil 3.3. Dolgu gövdeli perçin kafa tipi örnekleri.

A) Bombe başlı perçin B) Havşa başlı perçin C) Mantar başlı perçin

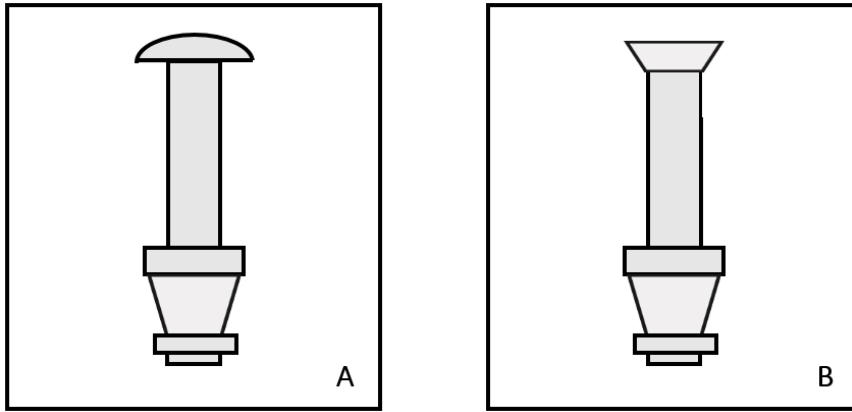
Kör perçin ve civataların montajında bağlantı sağlanacak malzemelerin her iki tarafına da ulaşım gerektirmeden yapılabilir. Montaj gereği bağlantının bir tarafına ulaşım sağlanamayan montajlar da kör bağlayıcıların kullanımı kaçınılmazdır. Bu bağlayıcıların mukavemet değerler diğer bağlayıcılara nazaran düşük olduğu için birincil yapılarda kullanımı tercih sebebi değildir. Şekil 3.4'te gösterildiği gibi bombe başlı, havşa başlı gibi çeşitleri vardır (Niu vd., 1989).



Şekil 3.4. Kör perçin kafa tipi örnekleri.

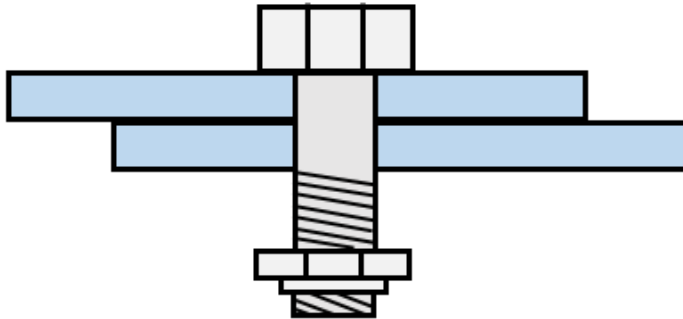
A) Bombe başlı perçin B) Havşa başlı perçin

Hi-Lok iki parçadan oluşan basit bir bağlayıcı tipidir. Sökülebilir değildir. Montajı tutarlı bir şekilde torklanarak sağlanır. Yorulma ömrü açısından diğer bağlayıcılar nazaran avantajlıdır. Mukavemet özellikleri iyidir. Montajı sırasında torklama yapılırken altıgen kısım otomatik olarak kesilir ve montajı gerçekleşmiş olur. Şekil 3.5'te gösterildiği gibi bombe başlı, havşa başlı gibi çeşitleri vardır (Niu vd., 1989).



Şekil 3.5. HiLok kafa tipi örnekleri.
A) Bombe başlı hilok B) Havşa başlı hilok

Civatalar dışında dişler olan bağlantı elemanlarıdır. Kafa ve üzerinde dişler bulunan silindirik gövdesiyle birlikte yekpare bir yapıdadır. Montajı Şekil 3.6'da gösterildiği gibi içten dişli somon ile beraber sağlanmaktadır. Sökülebilir bağlantı elemanıdır. Yapı üzerinde ulaşılabilir olması istenilen bölgeler de kullanılır (Niu vd., 1989).

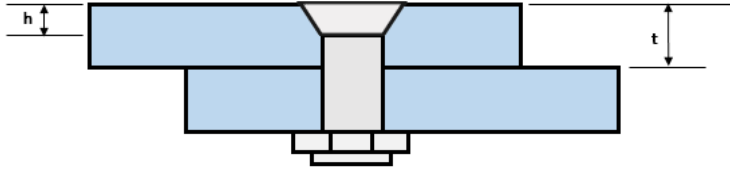


Şekil 3.6. Civata montaj gösterimi

3.1.2. Tasarım Kural ve Kriterleri

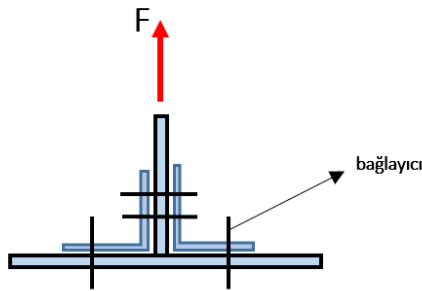
Aerodinamik yüzeylerde hava akışını bozmamak için havşa başlı bağlayıcılar kullanılır. Ayrıca iki malzemenin birbiriyle bağlayıcı ile bağlantısı sağlandıktan sonra üzerine bir başka malzemenin geleceği durumlarda da havşa başlı bağlayıcı kullanılması gereklidir. Havşa başlı bağlayıcı kullanımında Şekil 3.7’de görülen ve denklem 3.1 de verilen formülasyona dikkat edilmesi gerekmektedir (Niu vd., 1989).

$$h \leq \frac{2}{3}t \quad (3.1)$$



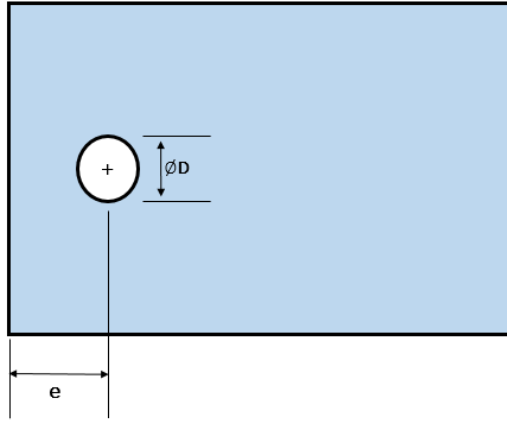
Şekil 3.7. Havşa başlı bağlayıcı montajı için malzeme kalınlığı

Bağlayıcı seçimin de bağlayıcının üzerine gelen yük en önemli parametrelerden birisidir. Daha tasarım aşamasın da bağlayıcının baskın olarak nasıl bir yükleme altında kalacağı öngörülebilirse bağlayıcı seçimi daha tutarlı bir şekilde yapılabilir. Bağlayıcı için farklı yükleme çeşitleri Şekil 3.8’de gösterilmiştir. Şekil 3.8’deki gösterim de uygulanan yüke göre yatayda ki bağlayıcılar kesme yükü altında kalırken dikey olan bağlayıcılar aksenal kuvvet altında çalışmaktadırlar.



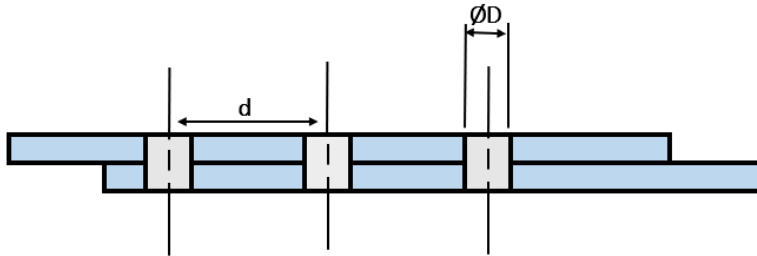
Şekil 3.8. Bağlayıcı yükleme gösterimi

Açılan bağlayıcı deliklerinin kenar mesafesine uzaklığı belli bir kural içerisinde oluşturulmaktadır. Şekil 3.9’de görülen kenar uzaklığı (e), bağlayıcı çapının (D) iki katından 0.762 mm fazla uzaklıkta değildir. Zorunda kalınan bazı uygulamalarda bu değer bağlayıcı çapının bir buçuk katına kadar düşebilmektedir. Uçak kanadı tasarımında serbest kenardan bağlayıcı çapı merkezine olan uzaklık çapın iki katı artı 1 mm, serbest olmayan kenardan ise çap artı 1 mm olarak bağlayıcılar konumlandırılmıştır.



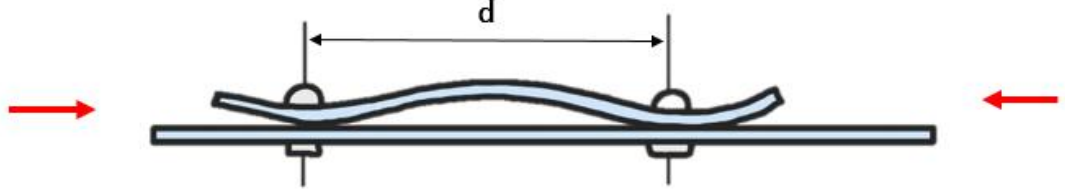
Şekil 3.9. Kenar uzaklığı gösterimi

Şekil 3.10’da verilen Bağlayıcılar arası mesafe (d), kullanılan bağlayıcı çapının (D) dört ila altı katı arasında olması gerekmektedir. Verilen bu değerlerden az bir mesafe ile bağlayıcı düzeni sağlanırsa bağlayıcıların etkin çalıştığı alan yeterince kullanılmamış olur (Niu vd., 1989).



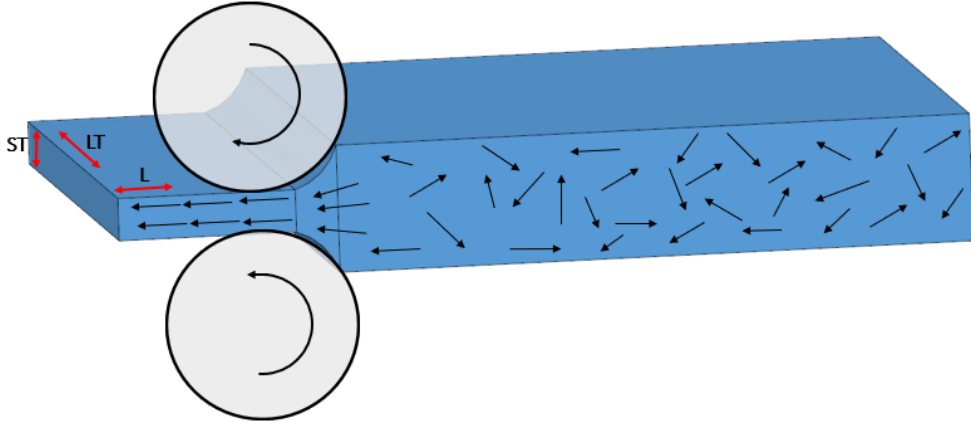
Şekil 3.10. Bağlayıcı arası mesafe gösterimi

Eğer verilen değer aralığından fazla bir mesafe de bağlayıcıların düzeni sağlanırsa, bağlayıcılar arasında basma yükü altında Şekil 3.11’de gösterildiği gibi bağlayıcılar arasında burkulma ile karşılaşılabilir.



Şekil 3.11. Bağlayıcılar arasında burkulma gösterimi

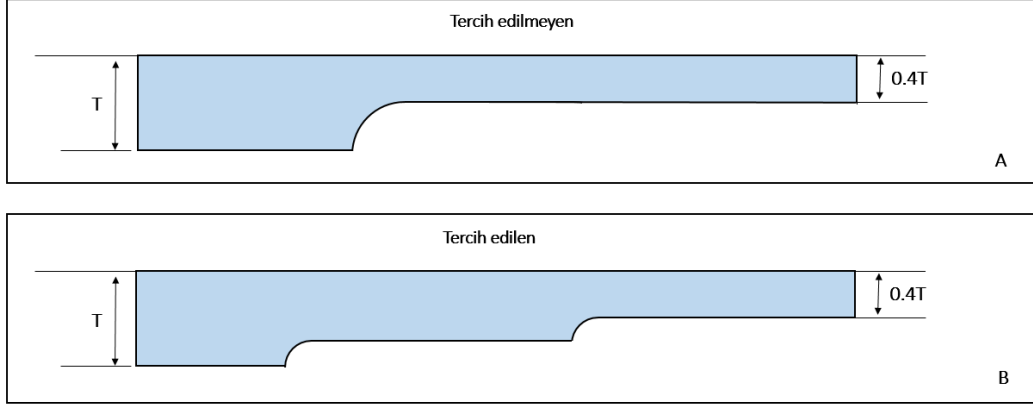
Tasarımda kullanılan malzeme metal ise parça tasarımında hadde yönüne bağlı olarak Şekil 3.12’de gösterildiği gibi malzeme iç yapısı değişkenlik göstermektedir. Malzeme iç yapısı da malzeme mukavemetini etkilemektedir. Tasarım aşamasında malzemenin çalışacağı yük koşullarına göre bu malzeme iç yapısı yönlerini kullanarak, malzemenin daha efektif kullanımı sağlanabilir. Malzemeye gelen baskın yük doğrultusun da Şekil 3.12’de gösterilen L yönü kullanılması gerekmektedir.



Şekil 3.12. Hadde yönüne bağlı olarak malzeme iç yapısı gösterimi

Tasarım aşamasında malzeme kalınlık değişimi gerekiyorsa ve bu kalınlık değişimi malzeme kalınlığının %60 oranını buluyorsa, bu kalınlık değişimin tek aşama da yapmamak gerekir. Bu çalışmayı Şekil 3.13’te gösterildiği gibi en az iki aşama da yapmak

gerekmektedir. Aksi durumlarda yapının bu kalınlık değişimi b6lgelerinde y6ksek gerilim yığılmaları g6zlenebilmektedir.



Şekil 3.13. Malzeme kalınlık değişimi g6sterimi

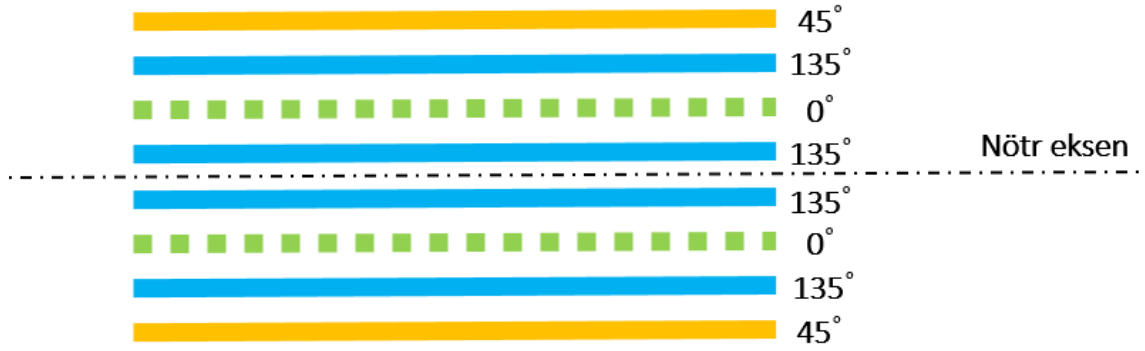
A) Tercih edilmeyen kalınlık değişimi tasarımı B) Tercih edilen kalınlık değişimi tasarımı

Kompozit malzeme en dış katmanın 45° ve -45° açılı katmanın kullanılması daha uygundur. Bu ağıda ki katmanlar dışarıdan gelecek olan hasara karşı daha dayanıklıdırlar. Kompozit katmanlar serilirken aynı ağıda ki katmanlar 6st 6ste 6ç adetten fazla olması delaminasyon olmaması açısından istenmemektedir. Kompozit yapı da eksenel y6kleri taşıması için 0° , kesme y6klerini karşılaması için 45° ve enine y6kleri taşımak adına 90° ağıda ki katmanlar serilmektedir. Laminatlar tek bir doğrultu da y6kleme altında çalışacağı 6ng6r6s6nde bulunulsa da diğer ağıda ki katmanlardan en az %8 oranında serilmesi gerekmektedir (Kaw, 2006).

6st 6ste olan iki katmanın arasında ki aı farkına dikkat edilmesi gerekmektedir. Yapıya uygulanan y6kleme de aralarında ki poisson oranı farkı delaminasyon olasılığını arttırıcı y6nde olmaktadır.

Laminantların simetrik ve balanslı (dengeli) olması yapı açısından avantajlar sağlamaktadır. Laminatın simetrik olması çarpılmaları engellemektedir. Simetrik olan bir laminatın [B] matrisi 0'dır ve buda yapılacak olan hesaplamalarda kolaylık sağlar. Laminatın balanslı olması da laminatın d6zlem içi normal gerinimini ve d6zlem içi kayma geriniminin azalmasını sağlamaktadır.

Katmanların malzemesi , açısı ve kalınlığı orta düzlemin üstünde ve altında aynıysa, laminat simetrik olarak adlandırılmaktadır. Simetrik laminata örnek olarak Şekil 3.14'te verilen $[45/135/0/135]_s$ serimi verilebilir.



Şekil 3.14. Simetrik laminat

0° ve 90° açılı katmanlar haricindeki malzeme ve kalınlığı aynı olan her katmanın açısı Şekil 3.15'te gösterildiği gibi artı ve eksi çiftleri olarak ortaya çıkıyorsa, laminant dengelenmiştir. Dengeli bir laminata örnek olarak $[45/0/90/135/0/45/135/90]$ serimi verilebilir (Kaw, 2006).



Şekil 3.15. Balanslı laminat

3.2. Malzeme Seçimi

Uçak yapısal tasarım konseptleri ve teknoloji geliştikçe, her geçen gün malzeme gereksinimleri artmaya ve bununla birlikte malzeme teknolojisi de artmaya başlamaktadır. Ahşaptan alüminyuma, titanyuma ve daha sonra kompozite geçiş çok kapsamlı geliştirme faaliyetlerini ve farklı disiplinlerin uygulamalarını gerektirmiştir.

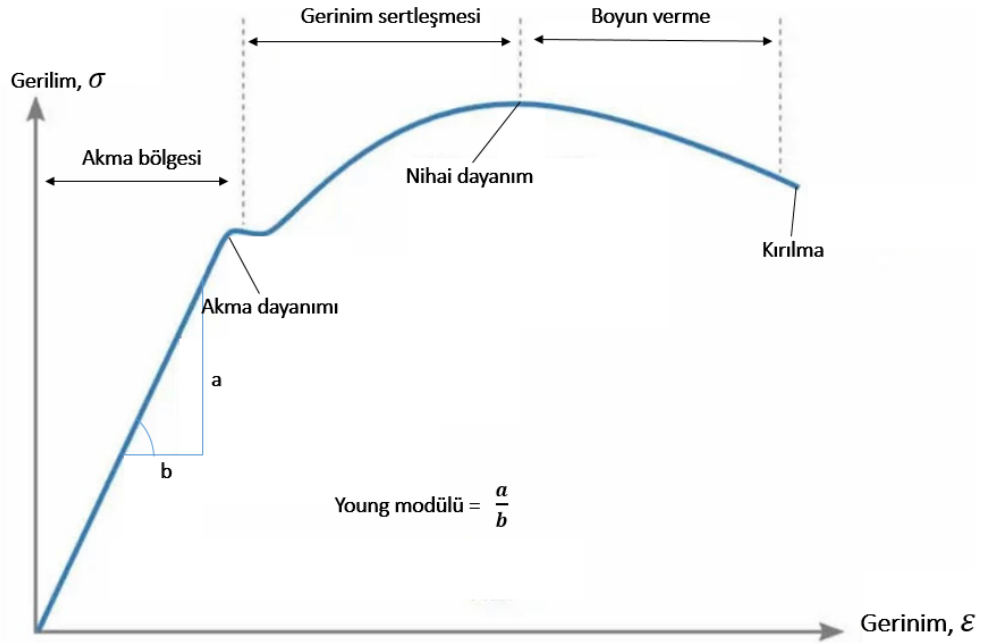
Havacılıkta yapı ağırlığı ve dolayısıyla hafif malzeme kullanımı her zaman önemli olmuştur. Tam yüklü bir ses altı nakliye uçağı kalktığında, toplam ağırlığının sadece %20'si yüküdür. Kalan %80 ağırlığın kabaca yarısı uçağın boş ağırlığı, diğer kalan kısım da yakıttır. Bu nedenle yapısal ağırlıkta ki herhangi bir tasarruf, taşıma yükünde bir artış sağlayacaktır. Yapısal tasarım ve analizciler daha düşük ağırlıkta ve maliyette, daha yüksek mukavemetli malzemeler istemektedir (Niu vd., 1989 ; Charles vd., 1997).

Kullanılan malzemelerin mukavemet değerlerinin yüksek olması dışında, yorulma özellikleri, kırılma tokluğu sürünme dayanımı, korozyona karşı direnç gibi özellikleri de tasarımda önem kazanmaktadır.

Günümüzde kullanılan malzemelerin geliştirilmesi ve başka malzeme arayışı çalışmaları devam etmektedir. Buna örnek olarak alüminyum malzemesinin farklı alaşımları kullanılarak kendi özelliklerini geliştirip daha az yoğunlukta olan alüminyum-lityum alaşımı gösterilebilir. Diğer bir örnek alüminyum-demir-molibden-zirkonyum alaşımları çalışılarak alüminyum da daha yüksek çalışma sıcaklıkları elde edilmiştir. Bunun yanında kompozit malzemelerde de birçok çalışma devam etmektedir. Örnek olarak yeni trend termoset reçineler gösterilebilir. Isıyla şekil verilebilir hale getirilebilen ve soğuduktan sonra güçlü ve tok hale gelebilen bir malzemedir. Bu malzemenin en büyük avantajlarından biri daha kısa üretim döngüsüdür. Çünkü kimyasal bir sertleşmeye ihtiyaç duymaz ve maliyet tasarrufu sağlar. Ağırlıktan tasarruf sağlayabilmek adına ve yeni tasarım konseptleri geliştirmek adına kompozit malzemelerin kullanımı gerekli olacaktır. Yeni çalışılan metalik ve kompozit malzemelerin, daha uzun ömürlü, daha iyi yorulma özelliklerine sahip ve daha hafif olmaları daha fazla taşıma yükü, yakıt ekonomisi, savaş uçakları için daha iyi manevra kabiliyeti sağlamaktadır (Niu vd., 1989 ; Charles vd., 1997).

Mühendislik ve malzeme biliminde gerilim-gerinim eğrisi malzeme hakkında birçok bilgi ifade eder. Gerilim-gerinim eğrisi malzemenin çekme testi sonucunda oluşturulmaktadır.

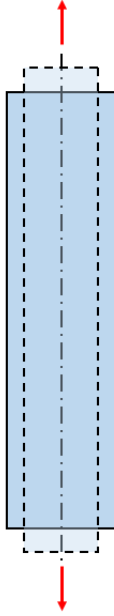
Yapısal analiz için gerekli bilgilerin bir kısmı bu eğriden elde edilmektedir. Elde edilen bazıları Şekil 3.16’da gösterildiği gibi Young modülü, akma dayanımı, nihai gerilme dayanımı gibi değerlerdir.



Şekil 3.16. Gerilim-gerinim grafiği

Young modülü gerilim-gerinim eğrisinin akma dayanımına kadar olan kısmının eğimidir. Akma dayanımı çekme altında ki malzemenin plastik deformasyona olan kadar ki gerilim değeridir. Malzeme akma dayanımına kadar deforme olur ancak, malzemeye uygulanan çekme gerilmesi bırakıldığında malzeme orijinal haline geri döner. Nihai dayanım bir malzemenin çeki kuvveti altında dayanabileceği maksimum noktadır. Grafikte akma dayanımı noktasının altında kalan alan elastik bölge, akma dayanımı ve nihai dayanım noktalarının arasında kalan alan gerilim sertleşmesi, nihai dayanım noktasından sonra kalan alan da boyun verme bölgesi olarak adlandırılmaktadır. Bir malzemeye gerilme yükü uygulandığında, malzeme Şekil 3.17’deki gibi uygulanan yük doğrultusunda uzayacaktır. Malzeme hacmi sabit kalacağından dolayı bu uzamayı karşılayacak şekilde malzeme uygulanan yüke dik doğrultuda daralacaktır. Bu iki doğrultuda ki değişim sabit bir ilişki içerisinde olmalıdır. Bahsedilen iki doğrultuda ki şekil değişiminin ilişkisi,

keşfedicisinin adı olarak Poisson oranı olarak adlandırılmaktadır (Niu vd., 1989 ; Charles vd., 1997).



Şekil 3.17. Çekme kuvveti uygulanmış malzemenin deforme gösterimi

Malzeme seçimi birçok özellik dikkate alınarak yapılmaktadır. Dikkat edilen özellikler statik dayanım verimliliği, yorulma, kırılma tokluğu ve çatlak büyümesi, korozyon gevrekleşmesi, çevresel kararlılık, ulaşılabilirlik ve üretilebilirlik, imalat özellikleri, erozyon ve aşınma, aşınma özellikleri, termal ve elektriksel özellikler, diğer malzemelerle uyumluluk gibi sıralanabilir.

Bir parça için malzeme seçimi yapılacağı zaman öncelikle parçanın çalışacağı yük koşulları, temas edeceği çevresel şartlar, temas edeceği diğer parça malzemeleri belirlenip tüm gerekli özellikler belirlenmesi gerekir. Bu belirlenen özellikler doğrultusunda parça için uygun malzeme var olan malzemelerden seçilebilir (Niu vd., 1989 ; Charles vd., 1997).

3.2.1. Alüminyum

Uçak yapısal elemanların da en fazla kullanılan malzeme alüminyumdur. Alüminyum 2014 alaşımı (alüminyum-bakır-magnezyum) uçak yapılarında 1920'den beri

kullanılmaktadır. 1940'lerde doğan daha iyi mukavemet özellikleri isteğinden sonra 7000 serisi (Al-Zn-Mg-Cu) piyasaya girmiştir. Ancak bu seri de düşük yorulma dayanımı ve korozyon çatlama gibi sorunlarla karşılaştı. Korozyon çatlama 1960 yılından sonra T73 çift yaşlandırma işleminin uygulanmasıyla çözüldü, bu yaşlandırma işleminin gerilme mukavemetini %10 düşürdüğü görüldü. Gerilim mukavemetini arttırabilmek adına çalışmalar gerçekleştirilmiştir ve 7050, 7010 serileri geliştirilmiştir. Yorulma sorunları 1950'lerden itibaren devam eden bir problemdir. Bu konuda yapılan çalışmalar çok fazla başarılı olmadı. 2024-T3 günümüzde yorulma dayanımı iyi olan alaşımlardan birisidir. 1950'lerin başında yaşanan uçak kırımlarının deforme olmasında yüksek mukavemet değerlerine sahip ancak aynı oranda yorulma dayanımı sağlayamayan 7000 serisinin payı bulunmuştur. 7075 ve 7010 alaşımları yorulma dayanımı olarak daha iyi özelliklere sahiptir.

Alüminyum-lityum alaşımları geleneksel alüminyum alaşımlarında %10 daha mukavim ve %10 daha hafif özelliklere sahiptir.

2024 alüminyum alaşımlarında birincil alaşım elementi bakırdır. Yüksek mukavemet/ağırlık oranı avantaj sağlamaktadır. Genellikle kanat ve gövde yapılarında tercih edilmektedir. Havacılık uygulamalarına oldukça uygun 7050 alüminyum alaşımının en büyük avantajları korozyon direnci ve dayanıklılığıdır. 7075 alüminyum alaşımlarının ana elemanı çinkodur. Mukavemet özellikleri oldukça iyidir. İşlenebilirliği ve yorulma dayanımı avantajlarındandır (Niu vd., 1989).

3.2.2. Kompozit

Kilden yapılmış ve saman ile takviye edilmiş kerpiç evler kompozit malzeme uygulamalarının ilk örneklerindedir. Bu iki bileşen (kil ve saman) tek başına bir işlev görmezken bir arada kullanıldıklarında bir fonksiyonu yerine getirirler. Kimileri samanın kilin çatlamasını engellemek için kimileri ise kuru kildeki keskin çatlakların ilerlemesini önlediği için kullanıldığını düşünür. Kompozitlerin kullanıldığı çok sayıda tarihi örnek bulunmaktadır. Bambu ile takviye edilmiş çamur duvarlar, dövme kılıçlarda ki tabakalı metaller örnek olarak gösterilebilir. Modern kompozitler, reçinelerin cam fiberle takviye edildiği 1930'larda kullanılmaya başlanmıştır (Kaw, 2006).

Kompozit, makroskobik düzeyde bir araya getirilmiş ve birbiri içinde çözünmeyen iki veya daha fazla bileşenden oluşmuş yapı malzemesidir. Bileşenlerden birisi takviye fazı, diğeri ise matris olarak adlandırılır. Takviye fazın malzemesi fiber, parçacık veya pul formunda olabilir. Matris fazın malzemeleri genellikle sürekli dir. Kompozit sistemlere örnek olarak çelikle takviye edilmiş beton ve grafit gibi fiberlerle takviye edilmiş epoksi verilebilir.

İleri kompozitler, havacılık endüstrisinde kullanılan kompozit malzemelerdir. Bu tür kompozitler, epoksi ve alüminyum gibi bir matris malzeme içinde yer alan küçük çaplı yüksek performanslı takviyelerden ibarettir. Grafit/epoksi, boron/alüminyum gibi kompozitler örnek olarak verilebilir.

Bir kompoziti elde etmek için iki veya daha fazla malzemeyi bir araya getirmek, çelik ve alüminyum gibi geleneksel monolitik metalleri kullanmaktan daha zor olmasına karşın birçok avantajı mevcuttur. Monolitik metaller ve bunların alaşımları günümüz ileri teknoloji taleplerini her zaman karşılayamazlar. Ancak birkaç malzemenin bir arada kullanılmasıyla performans gereksinimleri karşılanabilir. Örneğin bir uyduda kullanılan kafes platformların, uzayda -160°C - $93,3^{\circ}\text{C}$ sıcaklık aralığında boyutsal olarak kararlı olması gerekir. Bu tarz uygulamalarda, termal genişleme katsayısındaki limitler düşüktür. Monolitik malzemeler bu ihtiyacı karşılayamazken, grafit/epoksi gibi kompozitler bu amaç için kullanılabilir.

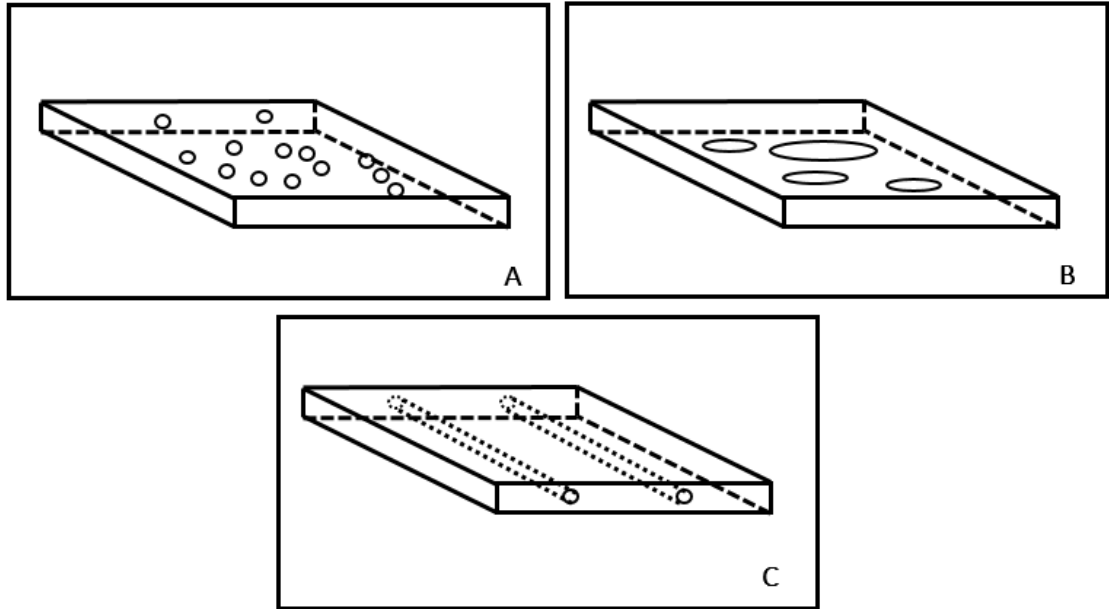
Birçok durum için kompozitlerin kullanımı daha etkin bir yoldur. Örneğin rekabetin yüksek olduğu havayolu pazarında, rijitliği ve mukavemeti düşürmeden uçak toplam kütleini azaltma yolları sürekli aranır. Çözüm ancak geleneksel metal alaşımların kompozitlerle yer değiştirmesiyle mümkündür. Kompozit malzeme daha pahalı olmasına rağmen montajda kullanılan parça sayısındaki azalma ve yapılacak yakıt tasarrufu kompoziti daha avantajlı hale getirebilmektedir.

Kompozitlerin yüksek üretim maliyetleri önemli bir etkidir. Örneğin grafit/epoksi kompozitten yapılmış bir parça maliyeti, malzeme maliyetinin 10-15 katı olabilir. Kompozit malzemenin mekanik karakterizasyonu, metal yapınıninkinden daha karmaşıktır. Metallerin aksine, kompozit malzemeler izotropik değildir yani hiçbir doğrultudaki özellikleri aynı değildir. Bu sebepten kompozit malzemeler için daha çok malzeme sabitine ihtiyaç vardır. Örneğin tek tabakalı bir grafit/epoksi kompozitin mekanik analizi

için 9 rijitlik ve 9 mukavemet sabitine gerek duyulurken, çelik gibi monolitik bir malzeme için sadece 4 rijitlik ve 4 mukavemet sabitine ihtiyaç vardır.

Fiber takviyelerinin çaplarının küçük olmasının bir sebebi vardır. Malzemelerin gerçek mukavemeti, teorik mukavemetlerinden biraz düşüktür. Bu fark, malzemenin doğal kusurlarından kaynaklanmaktadır. Bu kusurların ortadan kaldırılması malzeme mukavemetini bir miktar arttırabilir. Fiberlerin çapı küçüldüğünde malzeme doğasındaki kusurların değişimi azalır ve avantaj sağlamaktadır.

Kompozitler takviye geometrisine (parçacık, pul, ve fiber) veya matris türüne (polimer, metal, seramik ve karbon) göre sınıflandırılırlar. Takviye geometrisine göre sınıflandırma Şekil 3.18’de gösterilmiştir (Kaw, 2006).



Şekil 3.18. Takviye geometrisine göre kompozit malzeme sınıflandırması.
A) Partikül kompozitler B) Pul kompozitler C) Fiber kompozitler

En yaygın kullanılan ileri kompozitler, küçük çaplı fiberlerle (grafit, aramid, boron gibi) takviye edilmiş bir polimerden (epoksi, polyester, üretan gibi) oluşan polimer matrisli kompozitlerdir. Örneğin grafik/epoksi kompozitler, çelikten yaklaşık beş kat daha güçlüdür.

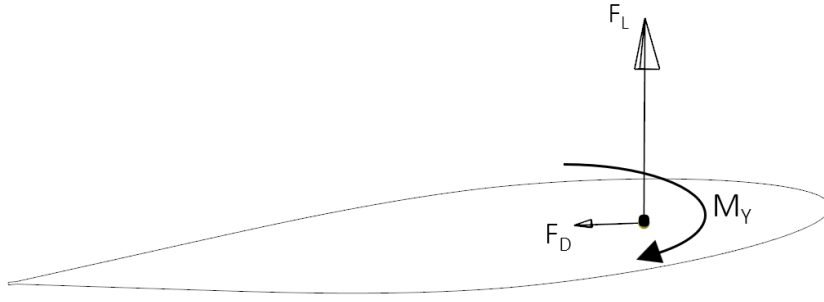
Epoksi reçineler en sık kullanılan reçinelerdir. Bunlar epoksi grupları içeren, düşük moleküler ağırlıktaki organik sıvılardır. Bir oksijen ve iki karbon atomuna yer aldığı üç elemanlı bir zincire sahiptir. Fenol ve aromatik aminler içeren epiklorohidrin reaksiyonu

epoksi oluşumunu sağlar. Yüksek mukavemet, düşük viskozite, kürlenme sırasında düşük uçuculuk, düşük büzülme oranları gibi özellikler tercih edilmesini sağlamaktadır.

Termoset polimerler çözünmez ve kürlendikten sonra eritilemez. Çünkü zincirler güçlü kovalent bağlar ile rijit bir şekilde bağlanmıştır. Termoplastikler yüksek sıcaklık ve basınç altında şekillendirilebilir çünkü bağlar zayıf Van der Waals tipindedir. Tipik termoset örnekleri olarak epoksi, polyesterler, fenolik bileşikler ve poliamid, tipik termoplastik örnekleri olarak ise polietilen, polistiren, polieter-eter-keton (PEEK) ve polifenilen sülfür (PPS) verilebilir. Termoplastikler, ısı ve basınç altında yumuşar ve böylece kolay tamir edilebilir, yüksek kopma şekil değiştirmeleri, belirsiz raf ömrü, yeniden işlenebilirlik, kısa kür süresi, çözücü direnci açısından termosetlere göre avantajlıdır. Termosetlerin avantajı ise düşük kür süresidir. Ancak havacılıkta termosetler daha çok yaygın kullanılmaktadır. Bunun sebebi termoplastik teknolojisinin termoset kadar gelişmiş olmamasıdır. Özellikle tamir edebilme konusunda termoset malzeme, günümüzde iyi durumdadır. Termoplastik malzeme üzerine çalışmalar devam etmektedir. Buda havacılık endüstrisinde termoset malzemeye güveni arttırmaktadır (Kaw, 2006).

3.3. Yük

Uçak kanadı çekme, basma, burkulma, eğilme gibi birçok yük altında çalışmaktadır. Bir kanat tasarımının tam anlamıyla ölçülendirilebilmesi için uçağın ömrü boyunca karşılaşılabileceği tüm yükler hesaba katılarak hesaplamalar yapılması gereklidir. Bu çalışmada en temel yükleme olan aerodinamik yük koşullarına göre ölçülendirme yapılacaktır. Yapılan tasarım sonucunda karar verilen ölçütler doğrultusunda yapıya uygulanacak aerodinamik yükler denklem 3.2, 3.3 ve 3.4 kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan yüklerin değerleri Çizelge 3.2’de verilmiştir. Yapıya uygulanacak aerodinamik yükler ; aerodinamik kaldırma kuvveti, sürüklenme kuvveti ve yunuslama momentidir. Uygulanan yükler Şekil 3.19’da gösterildiği gibidir. Yük hesabında kullanılması gerekli katsayılar NACA standartlarından elde edilmiştir(Sadraey, 2012).



Şekil 3.19. Yapıya uygulanan yükün gösterimi

$$F_L = c_L \frac{1}{2} \rho v^2 A \quad (3.2)$$

$$F_D = c_D \frac{1}{2} \rho v^2 A \quad (3.3)$$

$$M_Y = c_M \frac{1}{2} \rho v^2 A L \quad (3.4)$$

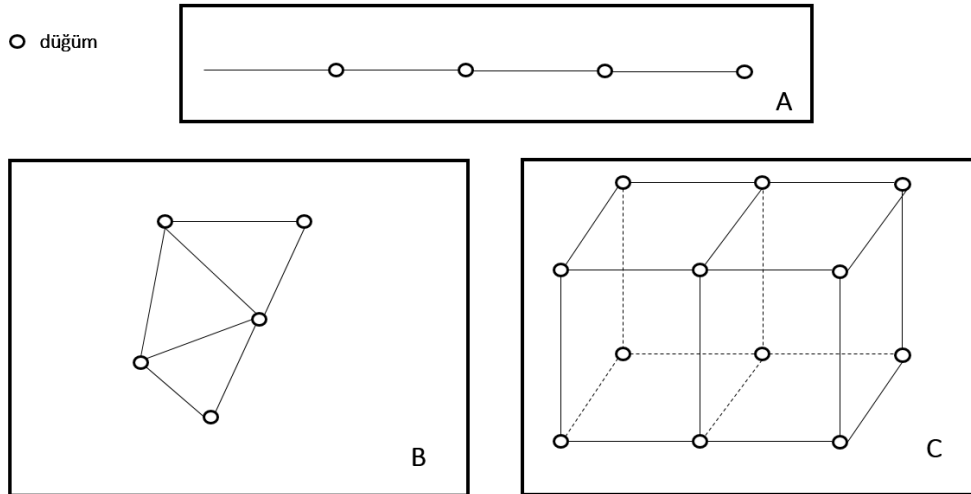
Çizelge 3.2. Tasarıma uygulanan yükler

Yön	Değer	Birim
Fz	124000	N
Fx	2752.4	N
My	2360000	N mm

3.4. Sonlu Elemanlar Metodu

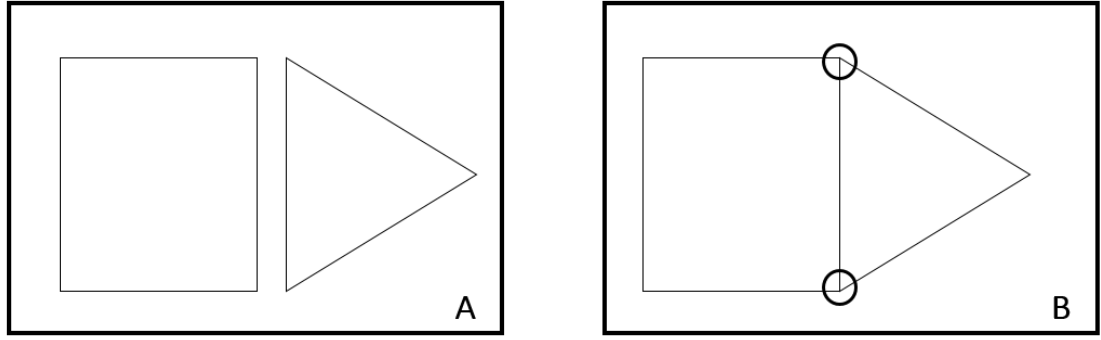
Bilim adamları ve mühendisler alışılmış analitik metotlarla çözümü çok zor hatta imkansız fiziksel problemlerle sık sık karşılaşır, örneğin bir dış kuvvet takımı etkisinde üç boyutlu bir elastik cisim düşünelim. Bu kuvvetlere cismin "kesin" tepkisini hesaplamak için deformasyonlar cinsinden yazılmış denklemlerin bir "kapalı form" çözümünü aramak zorundayız. Bununla birlikte genellikle kompleks geometrik şekilli uygulama problemlerinin böyle bir çözümünü elde etmek aşırı ölçüde zor ve çoğunlukla imkansızdır. Bu tip problemler mühendislik ve diğer bilim dallarında çok sık ortaya çıkmaktadır. Böyle bir problemle karşılaşan çözümleyici doğal olarak "sayısal" adı verilen çözüme başvuracaktır. Başka metotlarla çözülemeyen problemlerin çözümünde kullanılabilen çok sayıda sayısal yol vardır. Sonlu eleman metodu bunlardan biridir. Sonlu eleman metodu yeni bir çözüm yöntemi olup kendisini diğerlerine üstün kılan seçkin özelliklere sahiptir (Seshu, 2012 ; Nath, 1974).

Sonlu elemanlar metodunda cismin sonlu boyutta çok sayıda elemana ayrıldığı tasavvur edilir. Metodun adı da buradan gelmektedir. Cisim uzayda $n = 1, 2, 3$ boyuta sahipse, n boyutlu sonlu elemanlar sistemine ayrılır. Şekil 3.20'deki gibi bir boyutlu (1D) cisimler düğümlerle; iki boyutlu (2D) cisimler çizgilerle; üç-boyutlu cisimler düzlemlerle sonlu elemanlara ayrılacaktır. Bir boyutlu cisimlerde sonlu elemanlar farklı uzunlukta olabilirler. Ancak iki veya üç-boyutlularda elemanlar, eşit olmayan boyutlarda olabileceği gibi farklı şekillerde de olabilirler. Bununla birlikte, bütün durumlarda cismi temsil eden sonlu elemanlar Şekil 3.20'de görüldüğü gibi düğümlerle bağlanacaktır. Sonuçta cisim, sonlu elemanlar ve onları birbirine bağlayan düğümlerden oluşan bir sistemle yer değiştirmiş olacaktır. Sonlu elemanların düğümlerle bağlantı durumu Şekil 3.21'deki gösterimde en iyi şekilde anlaşılmaktadır. Burada düzgün, birim kalınlıklı biri üçgen diğeri dikdörtgen iki düzlem sonlu eleman vardır (Nath, 1974).



Şekil 3.20. Sonlu elemanlar yöntemi eleman gösterimi.
A) Bir boyutlu eleman B) İki boyutlu eleman C) Üç boyutlu eleman

Şekil 3.21'de elemanlar ayrı ayrı birbirine bağlanmamış biçimde gösterilmiştir. Düğümleri komşu sonlu elemanları uçlarından birbirine bağlayan ve onları bir arada tutan somun, civata bağlantısı gibi düşünebiliriz, öyle ki düğümler kaldırıldığında elemanlar birbirinden ayrılırlar.



Şekil 3.21. Sonlu elemanlar elemanların düğüm ile bağlanması.

A) Düğüm ile bağlanmamış elemanlar B) Düğüm ile bağlanmış elemanlar

Düğüm kaldrıldığında elemanlar birbirinden ayrılacağından komşu sonlu elemanlar arasında fiziksel süreklilik yoktur. Metodun çözümlemesinde bundan sonraki adım, cisim temsil eden elemanların her birinin eleman direngenlik matrisini tanımlamaktır. Daha sonra eleman direngenlik matrisleri, parçalara ayrılmış cismin tamamına ait tümel direngenlik matrisini oluşturmak üzere toplanır. Bu toplamada, cismin sonlu eleman modelindeki bütün düğümlerde kuvvetlerin dengesi ve yer değıştirmelerin sürekliliğı sağlanır. Buradan denklem 3.5'te verilen matris denklemine ulaşılır (Nath, 1974).

$$[K]\{\delta\} = \{P\} \quad (3.5)$$

[K], cismin tümel direngenlik matrisini tanımlar. Tümel kuvvet vektörü $\{P\}$, bütün düğümlere uygulanan dış kuvvetleri; $\{\delta\}$ ise, bütün düğümlerin yerdeğıştirmelerini göstermektedir. [] işareti kare (veya dikdörtgen) matrisleri, { } işareti vektörü göstermektedir.

Denklem 3.5 incelenirse, [K] nitelik bakımından, parçalara ayrılmış cisimde birim yer değıştirme oluşturacak kuvveti ifade eder. Buradan cismin sonlu eleman modelini bir yaya eşdeğer olarak düşünürsek cismin direngenliğı [K] 'nın "yay sabitine" karşılık olacağı açıktır. Dolayısıyla sonlu eleman metodu, esas itibariyle, cismin direngenlik açısından analizinin yapıldığı bir metottur. Cisme etkiyen belirli bir dış kuvvetler ve belirli bir sınır şartları takımı için, Denklem 3.5'ten yegane çözüm olarak düğüm yer değıştirmeleri $\{\delta\}$ bulunur. Yerdeğıştirmelerden de, gerilmeler ve zorlanmalar hesaplanabilir.

Özetlenirse, verilen bir problemin sonlu eleman metodu ile çözmek için sırası ile aşağıdaki işlemlerin uygulanması gerekir:

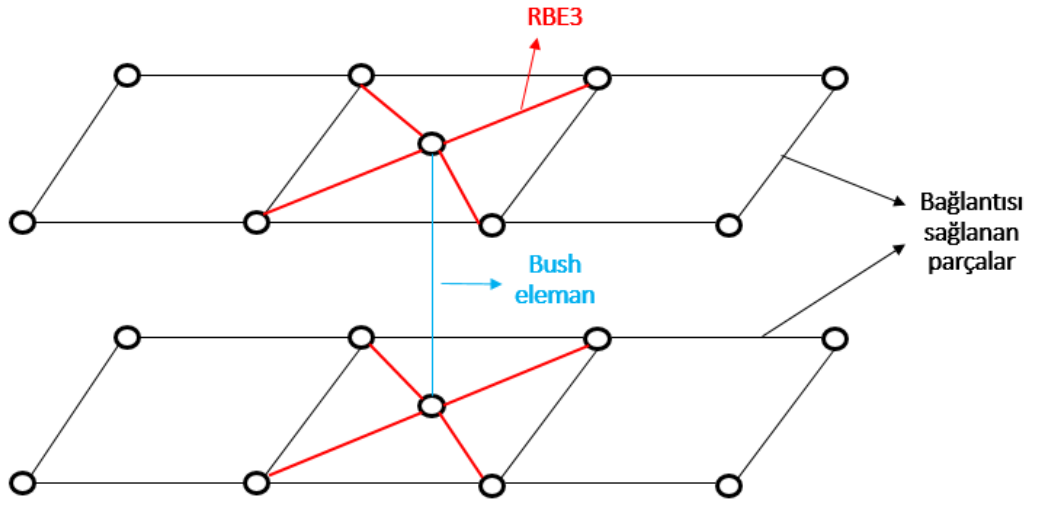
- (1) Cismi bir sonlu elemanlar sistemi halinde bölme.
- (2) Cismi temsil eden elemanların her birinin eleman direngenlik matrisi ve diğer özelliklerinin çıkarılması.
- (3) "Tümel direngenlik matrisi [K], ve tümel kuvvet vektörü {P} nin toplama işlemi.
- (4) $\{\delta\}$ yı tayin etmek için, belirlenmiş sınır şartlarıyla Denklem 3.5'in çözümü.
- (5) Hesaplanan düğüm yer değiştirmeleri $\{\delta\}$ dan elemanların zorlanmalarının ve gerilmelerinin hesaplanması.

Makine endüstrisinde kaynak ve yapıştırma birleştirme yöntemlerinin yanında geleneksel civata bağlantısı açık ara tercih edilen yöntemdir. Kaynak genellikle havacılık dışında kullanım yeri bulur. Yapıştırma ise kompozit yapılarda sandviç petek gibi yapılar oluşturulurken kullanılmaktadır (Madier, 2021).

Doğru bir yapısal analiz yapmak için yapısal parçaların nasıl etkileşime girdiğini ve yükü bağlayıcılar aracılığıyla nasıl aktardığını anlamak önemlidir. Büyük yapılar genellikle, aktarılan yükü karşılamak için bağlayıcıları deforme edecek yükler oluşturabilmektedir. Bağlayıcıların sonlu eleman modellemesi için çok farklı yöntemler kullanılmaktadır. Birleştirilecek parçalar kabuk yada katı olarak modellenebilir. Katı olarak modellenen parçaların bağlantısının sağlanması zaman alır. Hem kabuk hem katı modeller için bağlantı elemanı, birleştirilecek parçaların her birine ait iki düğüm arasında ki bir bağlantıdır. Bağlantıda ki yük dağılımı, birleştirilen parçaların geometrik ve malzeme özelliklerine ve aynı zamanda parçalara mekanik bağlantı sağlayan bağlayıcıların sertliğine de bağlıdır. Bu nedenle bağlantı analizinin doğruluğu, bağlantı elemanı modelleme tekniğinden büyük ölçüde etkilenir. Bağlantı elemanlarını modellemek için kullanılan yaygın tekniklere rijit elemanlar ile, ayrık yay elemanları ile, kiriş elemanları ile, konektör elemanlar ile gibi teknikler örnek olarak verilebilir (Madier, 2021).

Konektör bağlayıcı modelleme son zamanlarda bağlayıcıyı daha hızlı modelleyebilmek için ticari yazılımlarda kullanılan bir yöntemdir. Bağlayıcılar aksenal, kesme, eğilme ve burulma özelliklerine karşılık gelen altı serbestlik derecesine sahip 1D elemanlardır. Yay elemanı (bush) modelde bağlantı elemanının tam konumunda bulunur. Bununla birlikte her bileşen üzerinde bulunan iki düğümün, bağlantısı sağlanan parçaların modeli ile uyum içerisinde olması gerekmez. Bu uyum RBE3 elemanlarıyla sağlanır. Bu modelleme

örneğin avantajları, mekanik bağlantı sağlayan bağlayıcı konumu ile bağlantısı sağlanacak parçaların modellenmesinde kullanılan düğümlerin konumu uyumlu olmak zorunda değildir. Ayrıca kullanılan altı serbestlik derecesi bağlayıcı rijitliği için doğru sonuçlar almamızı sağlar. Şekil 3.22’de gösterildiği gibi bağlayıcıyı temsil eden bush eleman ve bağlantısı sağlanan parçaların düğümleri arasında konum uyumu yoktur. Ancak MPC (RBE3) elemanlar ile bağlayıcı ve parça arasında ki bağlantı sağlanmıştır. Bush eleman tam bağlayıcı konumundadır (Madier, 2021).



Şekil 3.22. Bağlayıcı modellemesi gösterimi

Konektör modelleme tipini seçtiğimizde bağlayıcı elemanının rijitlik hesaplamasını kendimiz hesaplamak durumundayız yada sonlu elemanlar modelini kurduğumuz ticari yazılıma hesaplatmamız gerekmektedir. Modelleme sonucunda mekanik bağlantı sağlanacak olan modelde ki yük transferi bağlayıcı rijitliğinden oldukça etkilenmektedir. Rijitlik hesabına özellikle dikkat edilmesi gerekmektedir.

Eksenel rijitlik Denklem 3.6’daki gibi hesaplanabilir. Denklem 3.6’daki E_b bağlayıcının elastisitesi, A_b bağlayıcı alanı ve u da bağlayıcının mekanik bağlantısını sağladığı malzemelerin orta düzlemlerinin birbirine olan uzaklığıdır (Madier, 2021).

$$K_{eksenel} = \frac{E_b A_b}{u} \quad (3.6)$$

Bağlayıcı kesme yönünde ki rijitlik hesaplama tekniklerinden biri ise Denklem 3.7’de verilen huth formülasyonudur.

$$C_{kesme} = \left(\frac{t_1 t_2}{2D_b} \right)^h \frac{1}{n} \left(\frac{g_1}{t_1 E_1} + \frac{g_2}{nt_2 E_2} + \frac{g_1}{2t_1 E_b} + \frac{g_2}{2nt_2 E_b} \right) \quad (3.7)$$

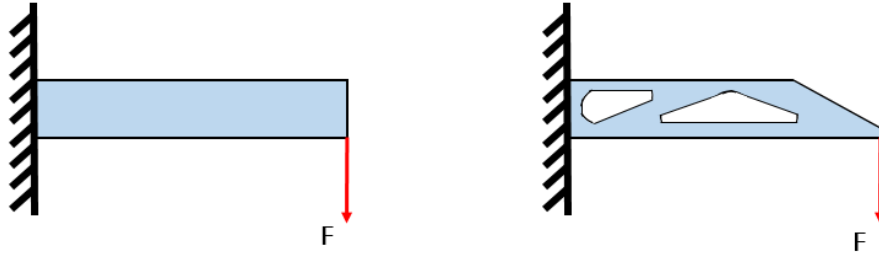
Denklem 3.7’de kullanılan n katsayısı tek kesme durumunda 1 çift kesme durumunda ise 2 olarak formülasyona koyulur. Diğer h, g₁, g₂ katsayıları ise mekanik bağlantısı sağlanan parçaların malzemesine, bağlayıcı tipine göre farklı değerler almaktadır. Formülasyonda ki t₁, t₂ bağlantısı sağlanan malzemelerin kalınlıkları, E₁, E₂ malzeme elastisiteleri D_b de bağlayıcı çapıdır (Madier, 2021).

3.5. Topoloji Optimizasyonu

Yapıların topoloji optimizasyonu, otomotiv ve havacılık endüstrileri için hızla büyüyen özel bir ilgi alanıdır. Topoloji optimizasyonu, şekil optimizasyonunun aksine, yapılarda genellikle ağırlıkta büyük tasarruf veya rijitlik, güç veya dinamik tepki gibi yapısal davranışın iyileştirilmesiyle sonuçlanan deliklerin veya boşlukların eklenmesine izin verir (Rozvany vd., 1992 ; Zhou vd., 1991).

Genellikle topoloji optimizasyon yöntemleri, döküm ve işleme gibi geleneksel üretim süreçleri göz önünde bulundurularak pratik tasarım problemlerinin üstesinden gelmek için kullanılır. Parçanın talaş kaldırılarak üretildiği işlemler eksiltici işlemler olarak, parçanın bir kalıpla üretildiği işlemler biçimlendirici işlemler olarak tanımlanabilir. Bu yaklaşımlar, uygulanabilir bir tasarım sağlamak için tasarım aşamasında dikkate alınması gereken önemli üretim kısıtlamalarına sahiptir. Örneğin, işleme durumunda kesme ucuna erişim ihtiyacı veya döküm veya kalıplama durumunda bir kalıptan parça çıkarma ihtiyacı gibi kısıtlamalar göz önünde bulundurulur. Bu kısıtlamalar, optimal topolojinin fiziksel olarak gerçekleştirilmesini sınırlar ve optimallik ile üretim kolaylığı arasında bir uzlaşma yapılması gerekir. Tipik olarak bu kısıtlamalar, topolojiyi uygun tasarımlarla sınırlayarak veya kısıtlamasız optimizasyonun müteakip basitleştirilmesiyle gerçek optimizasyona dahil edilir. Bunlardan ilki genellikle tercih edilir, ancak tüm kısıtlamalar optimizasyon sürecine kolayca dahil edilemez. Yapısal tasarım ve optimizasyon yöntemlerindeki farklı belirsizlik türlerini hesaba katmak için çeşitli olasılıksal yaklaşımlar geliştirilmiştir, ancak

bu paradigma yakın zamana kadar yapısal topoloji optimizasyon yöntemlerine uygulanmamıştır. Topoloji optimizasyonu, esnekliği performansı en üst düzeye çıkarmak için en büyük fırsatı sağladığı için popüler bir tasarım aracı haline gelir. Yapısal performans ve ağırlık kritik öneme sahip olduğundan, bu özellikle havacılık bileşenlerinin tasarımıyla ilgilidir. Pratik yapısal topoloji optimizasyon problemleri genellikle hesaplama araçlarıyla çözülür ve kafes kiriş ve sürekli tip yapılar için çeşitli yöntemler geliştirilmiştir ve kanat yapısı ve gelişmiş yuvarlanma manevraları için kanat yapısı takviyesi dahil olmak üzere çok çeşitli sorunları çözmek için kullanılmıştır. Şekil 3.23'te topoloji optimizasyonu yapılmış basit bir çalışma gösterilmiştir (Pehlivanoglu, 2017 ; Bendsoe vd., 2003).



Şekil 3.23. Topoloji optimizasyonu örneği

3.6. Analiz

Uçak kanadı yapısı tasarlandıktan sonra bu yapının emniyet kontrolü yapılması gerekmektedir. Bu kontrol çeşitli formülasyonlar ile hesaplanıp emniyet katsayıları hesaplanmaktadır. Kontroller sonucunda yapının emniyetli olduğu gösterilmesi gerekmektedir. Böylelikle tasarlanan yapının güvenilirliği sağlanmış olur.

3.6.1. Gerilim

Von Mises şekil değiştirme enerjisini temel alarak hesap yapmaktadır. Metal malzemeler malzeme müsaade edilebilir değerlerinin üzerinde bir gerilim geldiğinde plastik şekil değişimi gösterirler ve sonrasında kırılmaya uğrarlar. Emniyetli bir tasarım için yapıları her zaman elastik sınırın içinde veya diğer bir deyişle plastik şekil değişimi olmayacak

şekilde tasarlamak gerekir. Deneilerin çoğu basit yükleme koşulları, tek eksenli gerilme gibi, altında yapıldığından bunun gerçekte gözlemlenen genel yükleme koşullarıyla nasıl ilişkili olabileceği konusu sıklıkla sorun oluşturur.

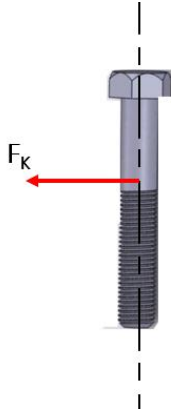
Von Mises gerilmesi yapının herhangi bir yükleme durumunda plastik şekil değişimine uğramış olup olmadığını belirlemek için hesaplanan gerilmeler, deneysel olarak ölçülen akma noktası ile karşılaştırılabilen, Von Mises gerilmesi olarak bilinen skaler bir değer olarak yazılabilir. (Beer vd., 2012).

3.6.2. Bağlayıcı kesme kuvveti

Yapılarda kullanılan bağlayıcılar farklı kuvvetlere maruz kalmaktadır. Bu kuvvetlerin bağlayıcıyı deforme edip etmediğini kontrol etmemiz gerekmektedir. Bu kuvvetlerden biri de Şekil 3.24'te gösterilen kesme kuvvetidir.

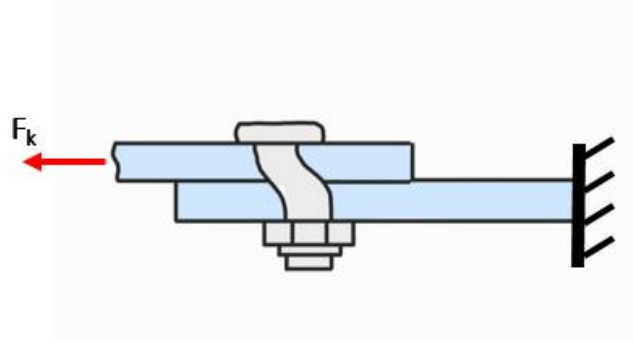
Kesme kuvvetine maruz kalmış bir bağlayıcının mukavemet kontrolü Denklem 3.8' de verilen formülasyon ile kontrol edilir. Bu formülde Emniyet katsayısı birin üzerinde ise bağlayıcı kesme kuvveti açısından emniyetlidir (Niu vd., 1999 ; Beer vd., 2012).

$$EK = \frac{F_{BKM}}{F_K} \quad (3.8)$$



Şekil 3.24. Bağlayıcı kesme kuvveti gösterimi

Kesme kuvvetine maruz kalan bağlayıcı, eğer maruz kaldığı yük tasarım müsaade edilebilir değerinin üzerindeyse Şekil 3.25'teki gibi deforme olur.



Şekil 3.25. Kesme kuvvetine maruz kalan bağlayıcının deforme gösterimi

3.6.3. Bağlayıcı aksenal kuvveti

Bağlayıcının maruz kaldığı bir diğer kuvvet Şekil 3.26’da gösterildiği gibi aksenal kuvvettir. (Budynas & Nisbett, 2008).

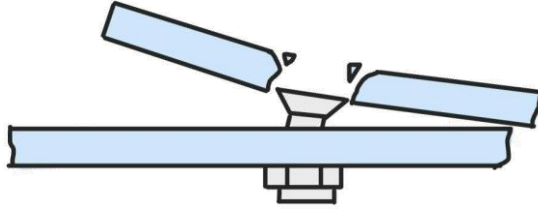
Bağlayıcının aksenal kuvvet altında da emniyetli olup olmadığını denklem 3.9’ daki formülasyon kullanılarak kontrol edilmesi gerekmektedir. Emniyet katsayısı birin üzerinde ise bağlayıcı aksenal kuvvet açısından emniyetlidir (Niu vd., 1999 ; Bruhn, 1973).

$$EK = \frac{F_{BEM}}{F_E} \quad (3.9)$$



Şekil 3.26. Bağlayıcı aksenal kuvveti gösterimi

Eksenal kuvvete maruz kalmış bağlayıcının tasarım müsaade edilebilir değeri gelen kuvveti karşılayamayacak bir değerde ise bağlayıcı Şekil 3.27’deki gibi deforme olmaktadır.



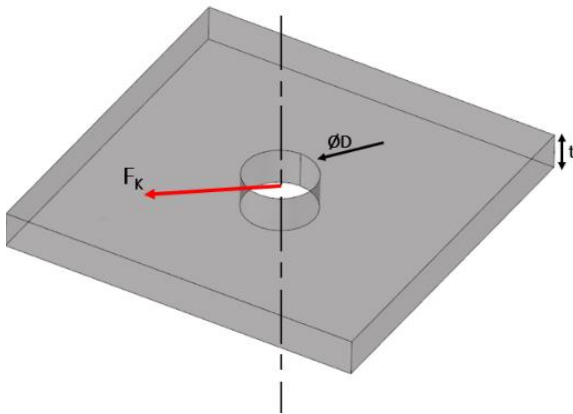
Şekil 3.27. Eksenel kuvvet altında deforme gösterimi

3.6.4. Dayanma gerilimi

Bağlayıcının maruz kaldığı kesme kuvvetine bağlayıcının bağlandığı parça da Şekil 3.28'deki gibi maruz kalmaktadır. Bu kesme kuvveti parça da dayanma şeklinde bir deformasyon oluşturabilir. Parçanın da bu kesme kuvveti altında emniyetini kontrol etmek gerekmektedir.

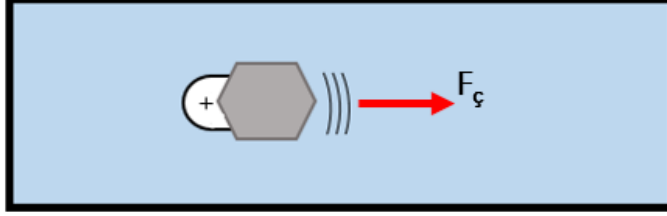
Dayanma gerilim değeri Denklem 3.10' daki formül ile elde edilmektedir. Daha sonra bu değeri malzeme dayanma müsaade edilebilir değeri ile karşılaştırılıp emniyet katsayısı hesaplanır. Malzemenin emniyet kontrolü de bu emniyet katsayısı ile yapılmaktadır (Niu vd., 1999).

$$\sigma_D = \frac{F_K}{D \times t} \quad (3.10)$$



Şekil 3.28. Dayanma gerilimi gösterimi

Malzemenin maruz kaldığı gerilme ile hesaplanan emniyet katsayısı birin altında kaldıysa, bağlayıcı malzemeyi yırtmaya başlar ve bağlayıcı için açılan delik hızla büyür. Bağlayıcının bağlı olduğu malzeme Şekil 3.29'daki gibi deforme olur.

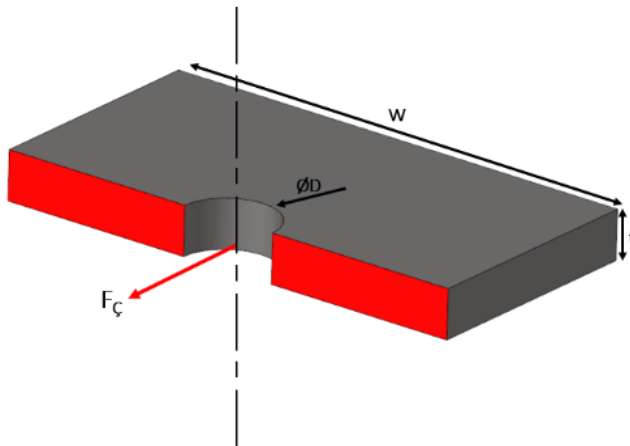


Şekil 3.29. Dayanma gerilimi altında malzemenin deforme gösterimi

3.6.5. Net kesit gerilimi

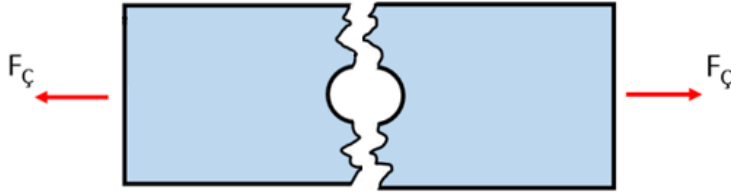
Malzeme de bağlayıcının bağlandığı bölge de malzeme kesitine dik yönde etkiyen çekme kuvveti malzemeyi çeki yönün de zorlamaktadır. Bu çekme kuvvetine karşı koyan kısım Şekil 3.30'da kırmızı renk ile gösterilen net alandır. Yapılan analiz çalışmalarında bu gerilme çeşidini Denklem 3.11 kullanılarak kontrol etmek gerekmektedir (Niu vd., 1999 ; Budynas vd., 2008).

$$\sigma_{N\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{(W-D) \times t} \quad (3.11)$$



Şekil 3.30. Net kesit gerilimi gösterimi

Formülasyon ile hesaplanan gerilim değeri malzeme müsaade edilebilir değeriyle karşılaştırılıp emniyet katsayısı birin altında bir değer hesaplanırsa malzeme de Şekil 3.31'deki gibi bir deformasyon oluşur.

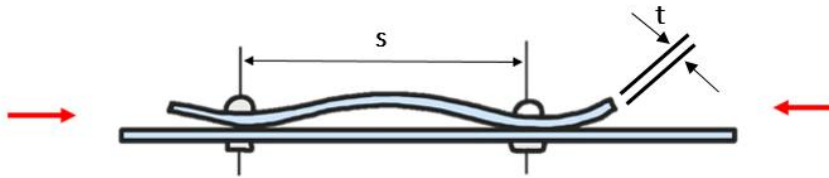


Şekil 3.31. Net kesit gerilimi altında deforme gösterimi

3.6.6. Bağlayıcılar arasında burkulma

Bölüm 3.1.2'de dikkat edilmesi gereken hususlar uygulanmış olsa da Şekil 3.32'de verilen bağlayıcılar arası burkulmanın, oluşturulan sonlu elemanlar modelinde kontrol edilmesi gerekmektedir. Bağlayıcılar arasında ki burkulma kritik gerilimi Denklem 3.12 ile hesaplanıp, bizim yapımızdaki gerilim ile kıyaslanır. Bu kıyas sonucunda emniyet katsayısı hesaplanır. Denklem 3.12'deki E, malzeme elastisite değeridir (Niu vd., 1999).

$$\sigma_{kr} = 0.9cE \left(\frac{t}{s}\right)^2 \quad (3.12)$$



Şekil 3.32. Bağlayıcılar arası burkulma

Denklem 3.12 da gerekli olan c katsayısı üniversal başlı bağlayıcılar da 4, havşa başlı bağlayıcılar da ise 1 alınmaktadır.

3.6.7. Gerinim

Bir yapının başarılı dizaynı, etkili ve güvenli malzemelerin kullanımını gerektirir. Malzemede ki gerilme durumunu hasar kriterleriyle karşılaştırmak için hasar teorilerinin geliştirilmesi ve aynı zamanda geçerliliklerinin deneylerle doğrulanması gerekir. Bir laminat için mukavemet, tek bir laminanın mukavemetiyle alakalıdır. Bu durum, laminanın mukavemetinin bulunması için basit ve ekonomik bir metoda imkan sağlar. Açılı bir laminanın hasarı için çeşitli teoriler geliştirilmiştir. Bunlar genelde tek yönlü laminanın normal ve kayma mukavemetlerini temel alır (Kaw, 2006).

Çelik gibi izotropik bir malzemede genelde normal ve kayma mukavemeti gibi iki mukavemet parametresi vardır. Bazı durumlarda normal mukavemetler, çekme ve basmada farklıdır. İzotropik malzeme için basit bir hasar teorisi asal normal gerilmeler ve maksimum kayma gerilmelerini bulunmasını gerektirir. Bu maksimum gerilmeler eğer bunlarla alakalı maksimum mukavemetlerin birisinden büyük olursa malzemede hasar görülür.

Bununla birlikte bir laminada asal gerilmeler ve maksimum kayma gerilmeleri değil malzeme eksenlerindeki gerilmeler hasar teorilerinde kullanılır. Çünkü lamina ortotropiktir ve özellikler izotropik malzemenin tersine açılarda farklıdır. Tek yönlü lamina durumunda, biri fibere paralel diğeri ise fibere dik olmak üzere iki malzeme eksenine vardır. Yani tek yönlü bir lamina için iki malzeme eksenine yönünde biri çekme biri basma için olmak üzere dört mukavemet parametresi mevcuttur. Bunlar, maksimum boylamasına çekme mukavemeti (1 yönünde), maksimum boylamasına basma mukavemeti (2 yönünde), maksimum transverse (enine) çekme mukavemeti (1 yönünde), maksimum transverse (enine) basma mukavemeti (2 yönünde) dir. Beşinci mukavemet parametresi ise tek yönlü laminanın kayma mukavemetidir. Kayma gerilmesinin negatif veya pozitif olmasının, tek yönlü laminanın kayma mukavemeti üzerinde bir etkisi yoktur. Ancak kayma gerilmesi işareti, açılı bir laminanın mukavemetini etkiler (Kaw, 2006).

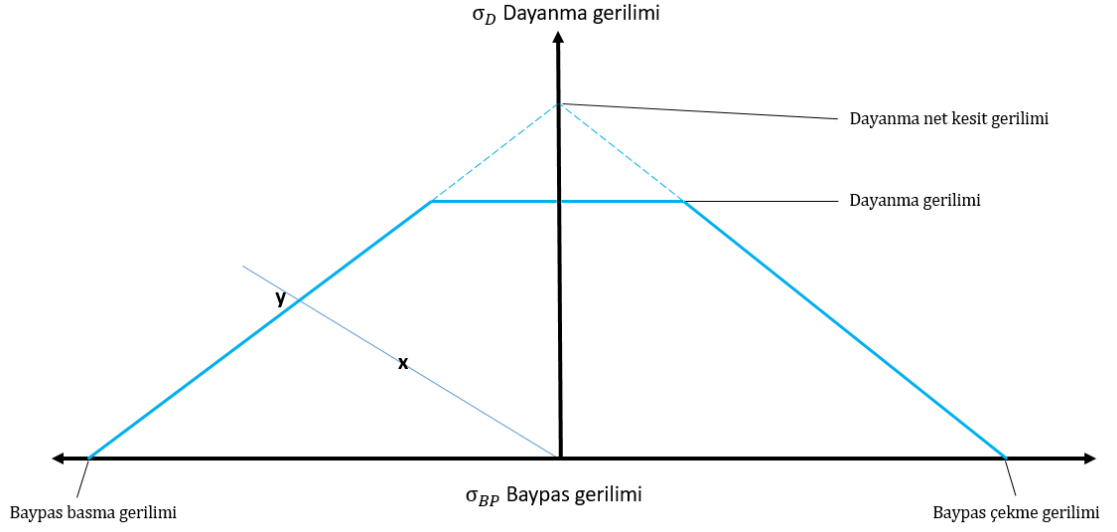
Maksimum şekil değiştirme hasar teorisi, izotropik malzemelere uygulanan maksimum kayma gerilmesi (Tresca) teorisi ve maksimum normal şekil değiştirme teorisi (St Venant) ni temel alır. Laminaya uygulanan şekil değiştirmeler, lokal eksenlerdeki (malzeme eksen) şekil değiştirmelere dönüştürülür. Laminanın lokal eksenlerdeki kayma veya normal gerilmelerden herhangi biri o eksenlere ait maksimum şekil değiştirmeye eşit olur veya aşarsa laminada hasar tahmini yapılır. Verilen açılı laminadaki gerilme/şekil değiştirmelerden, lokal eksenlerdeki şekil değiştirmeler bulunur. Bu şekil değiştirmeler Denklem 3.13 ve Denklem 3.14’te gösterildiği gibi malzeme müsaade edilebilir gerilim değerlerinin dışında kalırsa lamina hasara uğrar (Kaw, 2006).

$$\varepsilon_c \leq \varepsilon_{m,gcm} \quad (3.13)$$

$$\varepsilon_b \leq \varepsilon_{m,gbm} \quad (3.14)$$

3.6.8. Kompozit Malzeme de dayanma ve baypas gerilimi

Malzemelerin müsaade edilebilir değerleri yapılan testler sonucunda elde edilmektedir. Kompozit malzemelerde dayanma ve baypas gerilimlerinin emniyetli olup olmadıkları beraber kontrol edilmektedir. Şekil 3.33’te gösterilen x noktası analiz sonucunda elde edilen baypas ve dayanma gerilim değerlerinin kesiştirilmesi sonucunda elde edilmiştir. Aynı doğrultu üzerinde ki y noktası da malzemenin müsaade edilebilir değeridir. Bu iki değer kıyaslandığında malzeme dayanma ve baypas gerilimi açısından emniyet katsayısı hesaplanmış olur. Şekil 3.33’teki bypass basma gerilimi, baypas çekme gerilimi ve dayanma gerilimi arasında kalan yamuk şeklinde ki alan emniyet alanıdır ve bu alanda kalan değerler emniyet katsayısı birin üzerindedir. Dayanma net kesit gerilimi, dayanma gerilimi ve baypas gerilimleri malzemeye yapılan testler sonucunda elde edilmiş değerlerdir (Crews vd., 1987).



Şekil 3.33. Dayanma - baypas gerilimi

3.6.9. Kompozit malzemedeki bağlayıcılar arasında burkulma

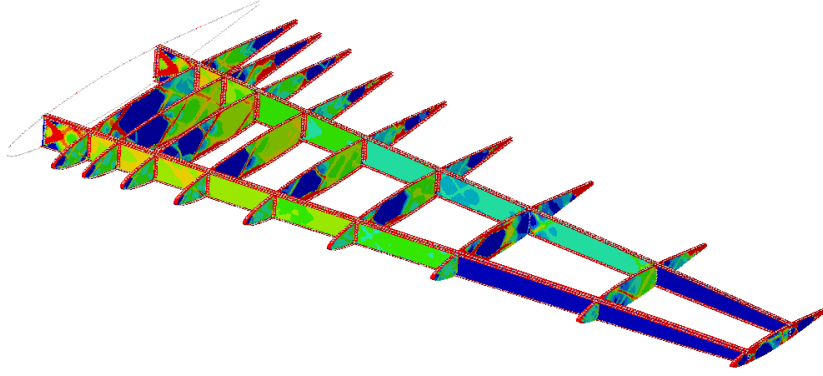
Bağlayıcılar arası burkulmanın, oluşturulan sonlu elemanlar modeli sonucunda kontrol edilmesi gerekmektedir. Metal bağlayıcılar arasında ki burkulma ile aynı yöntemler takip edilir ancak formülasyonda malzemeden kaynaklı bir farklılık vardır. Bağlayıcılar arasında ki burkulma kritik gerilimi Denklem 3.15 ile hesaplanıp, bizim analiz sonucumuzda ki okunan bağlayıcılar arası gerilim ile kıyaslanır. Bu kıyas sonucunda emniyet katsayısı hesaplanır. Denklem 3.15'teki D_{11} değeri laminatın rijitlik matrisinde ki eğilme sertlik değerlerinden biridir (Kassapoglou, 2010).

$$\sigma_{kr} = \frac{c\pi D_{11}}{ts^2} \quad (3.15)$$

Denklem 3.15 da gerekli olan c katsayısı üniversal başlı bağlayıcılar da 3, havşa başlı bağlayıcılar da ise 1 alınmaktadır.

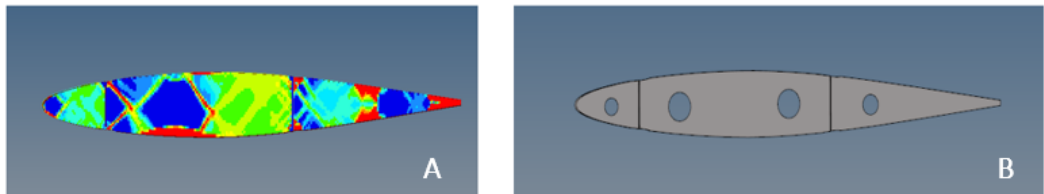
4. BULGULAR

Bu çalışma kapsamında Al ve kompozit malzeme olarak iki malzeme seçilerek bir uçak kanadı optimize edilmiştir. Uçak kanadı ilk tasarımından nihai tasarıma kadar birçok çalışma gerçekleştirilmiştir. İlk tasarım aşamasından sonra ilk adım olarak topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Yapılan topoloji optimizasyonu sonucu; tasarımı yapılan uçak kanadının belirlenen yükler altında nasıl yüklendiğini ve bir sonra ki aşama olan detay tasarım ve analize girdi sağlamaktadır. Şekil 4.1’de görüldüğü gibi yapılan tasarımın hafifletme çalışmalarının da hangi bölgelerden malzeme azaltılabileceğini gösterir.



Şekil 4.1. Topoloji optimizasyonu gösterimi

Topoloji optimizasyonunu takiben yapılacak çalışmalar malzeme azaltma, kalınlık değişimi, geometri değişimidir. Ayrıca bu yapılacak çalışmaların her biri statik açıdan analizi yapılarak kontrol edilmesi gerekmektedir. Şekil 4.2’de optimizasyon sonucuna göre yapılan geometrik değişiklik gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Topoloji optimizasyonu ve tasarım.

A) Bir rib için topoloji optimizasyonu sonucu B) Topoloji optimizasyonu sonucunda yapılan tasarım

Tasarımda EN6114 bağlayıcı tipi kullanılmıştır. Bağlayıcı dayanım değerleri Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Bağlayıcı özellikleri

EN6114		
Parametre	Değer	Birim
Elastiklik modülü	210000	N mm ⁻²
Kesme dayanımı	16000	N
Eksenel dayanımı	14450	N

4.1. Alüminyum Kanat Analiz Çalışmaları

Alüminyum olarak tasarlanmış uçak kanadı topoloji optimizasyonu yapıldıktan sonra gerekli hafifletmeler ve geometrik değişimler sağlandıktan sonra analiz çalışmaları yapılmıştır. Yapılmış olan tasarımın statik açıdan kontrol edip emniyetli olduğu gösterilmiştir. Tasarım da kullanılan Al alaşımının değerleri Çizelge 4.2’de gösterilmiştir. Bu değerler MMPDS’ten alınmıştır.

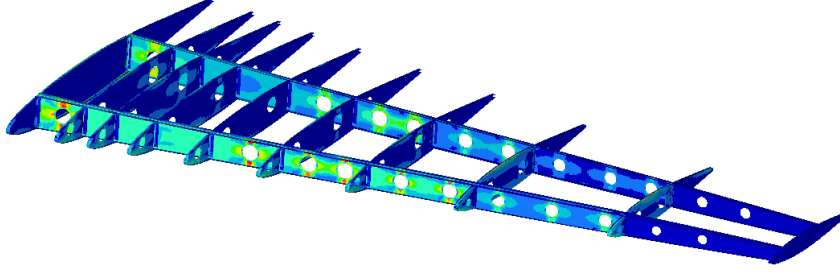
Çizelge 4.2. Al Malzeme özellikleri

Al 7050 alaşımı		
Parametre	Değer	Birim
Elastisite	72016	N mm ⁻²
Poisson Oranı	0.33	-
Yoğunluk	2.4 10 ⁻⁶	kg mm ⁻³
F _{ND}	500	N mm ⁻²
F _{NDD}	775	N mm ⁻²

4.1.1. Gerilim

Yapılan çalışma tasarımın sonlu elemanlar metodu kurulup birçok konfigürasyon da analiz çözümü alınmıştır. Yapının hem emniyetli olması hem de olabildiğince hafif olması istenmektedir. Çözüm alındıktan sonra gerekli görülen bölgelerde kalınlık artışına bazı yerlerde de kalınlık düşüşüne gidilmiştir. Yapılan tüm değişiklikler sonucunda

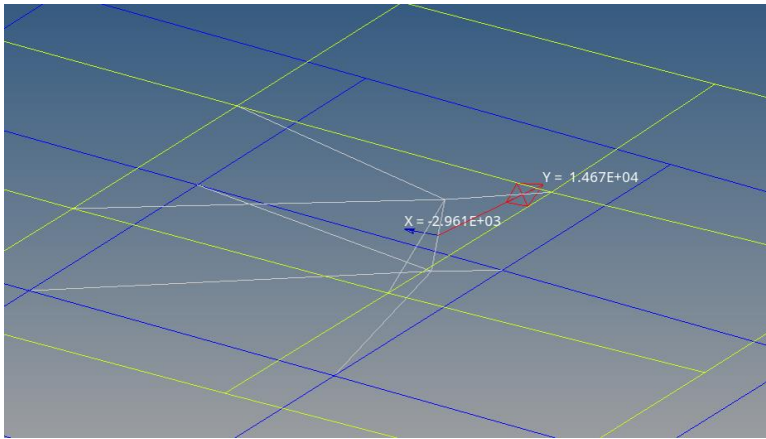
tasarımın gerilim açısından emniyet kontrolü gerçekleştirilmiş ve emniyetli olduğu gösterilmiştir. Yapılan tasarımın gerilim dağılımı Şekil 4.3'te görüldüğü şekildedir. Hesaplanan en düşük gerilim emniyet katsayısı 1,02'dir.



Şekil 4.3. Gerilim dağılımı gösterimi

4.1.2. Bağlayıcı kesme kuvveti

Şekil 4.4'te sonlu elemanlar modelinde bağlayıcıya gelen kesme kuvveti örneği gösterilmiştir. Burada ki yeşil ve mavi kare elemanlar bağlayıcının bağlandığı malzemelerdir. Kuvvetlerin gösterildiği eleman bağlayıcıyı temsil etmektedir. Son olarak bağlayıcı ve malzemeler arasında ki bağlantıyı sağlayan 4 kollu beyaz elemanlar ise RBE3 elemanlarıdır. Şekil 4.4'te gösterilen iki yükte bağlayıcıyı kesme yönünde zorlamaktadır. Bu iki kuvvetin bileşkesi alınır ve emniyet katsayısı hesaplanır. Bu işlemler tüm bağlayıcılar için yapılmaktadır ve en küçük emniyet katsayısına da kritik emniyet katsayısı denilmektedir.



Şekil 4.4. Kesme kuvvetinin sonlu elemanlar modelinde gösterimi

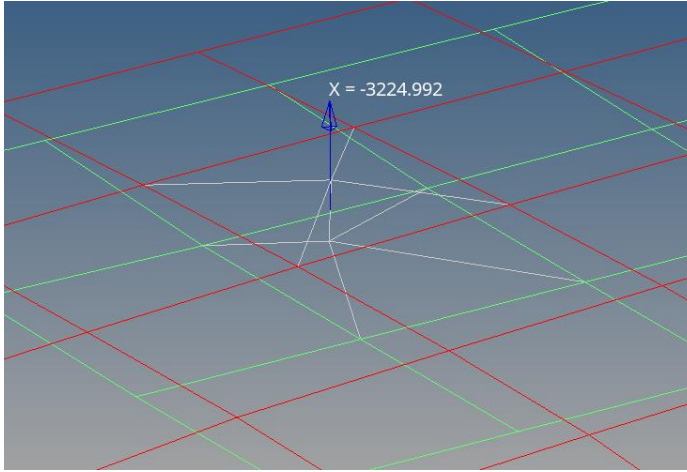
Hesaplanan en kritik emniyet katsayısı Çizelge 4.3'te verilmiştir.

Çizelge 4.3. Kesme kuvveti emniyet katsayısı

Eleman numarası	Kesme Kuvveti (N)	Bağlayıcı müsaade edilebilir kesme kuvveti değeri (N)	Emniyet Katsayısı
417906	15047,01	16000	1,06

4.1.3. Bağlayıcı aksenal kuvveti

Şekil 4.5'te sonlu elemanlar modelinde bağlayıcıya gelen aksenal kuvvet örneği gösterilmiştir. Burada ki yeşil ve kırmızı kare elemanlar bağlayıcının bağlandığı malzemelerdir. Kuvvetin gösterildiği eleman bağlayıcıyı temsil etmektedir. Son olarak bağlayıcı ve malzemeler arasında ki bağlantıyı sağlayan 4 kollu beyaz elemanlar ise RBE3 elemanlarıdır. Şekil 4.5'te gösterilen yük bağlayıcıyı aksenal yönde zorlamaktadır. Bu kuvvet ile emniyet katsayısı hesaplanır. Bu hesap tüm bağlayıcılar için yapılmaktadır ve en küçük emniyet katsayısına da kritik emniyet katsayısı denilmektedir.



Şekil 4.5. Aksenal kuvvetin sonlu elemanlar modelinde gösterimi

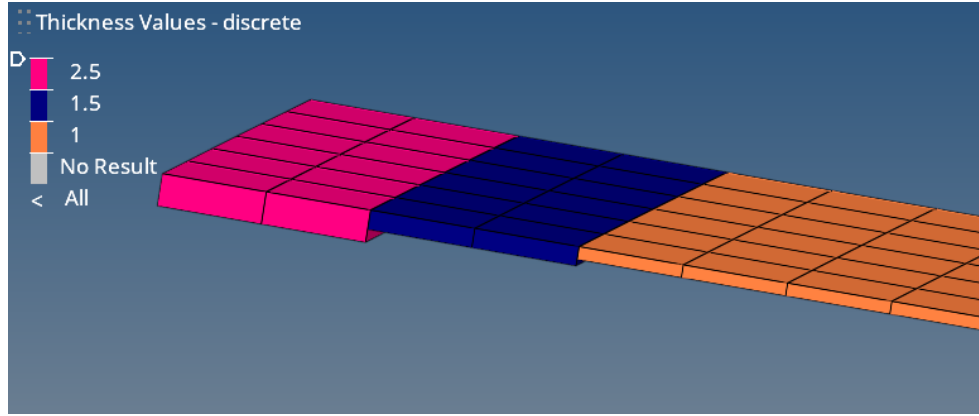
Hesaplanan en kritik emniyet katsayısı Çizelge 4.4 'te verilmiştir.

Çizelge 4.4. Aksenal kuvvet emniyet katsayısı

Eleman numarası	Aksenal Kuvvet (N)	Bağlayıcı müsaade edilebilir aksenal kuvvet değeri (N)	Emniyet Katsayısı
431465	3225	14450	4,48

4.1.4. Dayanma gerilimi

Tasarımda kullanılan bağlayıcılara gelen kesme kuvvetinin bağlayıcı da bir deforme oluşturup oluşturmadığına baktıktan sonra aynı kuvvetin bağlayıcının bağlandığı malzemeyi de deforme edip etmediği kontrol edilmektedir. Yapılan bu çalışma da dayanma gerilimi sonucuna göre Şekil 4.6’da gösterildiği gibi mevcut malzeme kalınlığının yetersiz görüldüğü bölgeler de lokal olarak kalınlaştırmalar yapılmıştır ve yapının emniyeti sağlanmıştır. Şekil 4.6’da gösterilen kalınlık artışı nihai istenen malzeme kalınlığına tasarım kurallarına istinaden kademeli olarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.6. Sonlu elemanlar modelinde kademeli kalınlık artışı gösterimi

Değişiklikler sonucunda sonlu elemanlar modeli tekrar analiz edilmiştir. Hesaplanan kritik dayanma gerilimi emniyet katsayısı Çizelge 4.5’te verilmiştir.

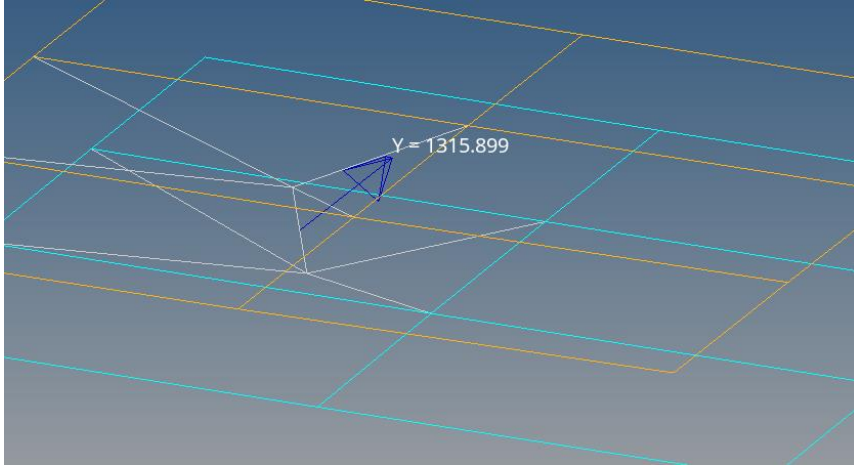
Çizelge 4.5. Dayanma gerilimi emniyet katsayısı

Eleman numarası	Dayanma Gerilimi (N/mm ²)	Bağlayıcı müsaade edilebilir dayanma gerilimi değeri (N/mm ²)	Emniyet Katsayısı
417811	505	775	1,54

4.1.5. Net kesit gerilimi

Şekil 4.7’de kritik net kesit gerilimini oluşturan kuvvet gösterilmiştir. Kuvvetin gösterildiği eleman bağlayıcıdır. Sarı ve turkuaz renkli kare elemanlar bağlayıcının mekanik bağlantısını sağladığı malzemelerdir. Bağlayıcı ve malzemeler arasında

bağlantıyı sağlayan 4 kollu beyaz elemanlar ise RBE3 elemanlarıdır. Şekil 4.7’de gösterilen bu kuvvet malzemeleri net kesit yönünde zorlamaktadır. Malzeme kesitine dik gelen kuvvetler sonlu elemanlar modeli aracılığıyla her bağlayıcı lokasyonu için hesaplanıp net-kesit gerilimi emniyeti kontrol edilir. Net kesit gerilimi açısından yapının emniyetli olduğu gösterilmesi gerekmektedir.



Şekil 4.7. Net kesite dik kuvvetin sonlu elemanlar modelinde gösterimi

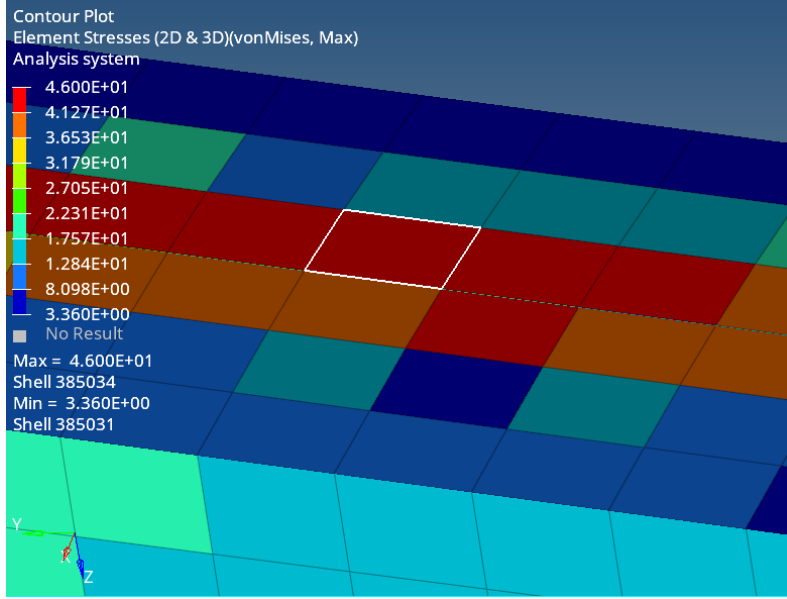
Net kesit gerilimi için en kritik emniyet katsayısı Çizelge 4.6’da verilmiştir.

Çizelge 4.6. Net kesit gerilimi emniyet katsayısı

Eleman numarası	Dayanma Gerilimi (N/mm ²)	Bağlayıcı müsaade edilebilir net kesit gerilimi değeri (N/mm ²)	Emniyet Katsayısı
417811	302,11	500	1,66

4.1.6. Bağlayıcılar arasında burkulma gerilimi

Şekil 4.8’de gösterildiği gibi sonlu elemanlar modeli analiz sonucundan bağlayıcılar arasında ki gerilim değerleri çıkartılmıştır. Bu gerilim değerlerinin okundukları bölgelerde ki kritik gerilim değerleri hesaplanmıştır. Okunan gerilim değerleri ve kritik gerilim değerleri kıyaslanıp emniyet katsayıları hesaplanmıştır.



Şekil 4.8. Sonlu elemanlar modelinden okunan gerilim değeri gösterimi

Çizelge 4.7’de hesaplanan kritik emniyet katsayısı verilmiştir.

Çizelge 4.7. Bağlayıcılar arasında burkulma emniyet katsayısı

Eleman numarası	Gerilim değeri (N/mm ²)	Kritik gerilim değeri (N/mm ²)	Emniyet Katsayısı
385034	46	56	1,21

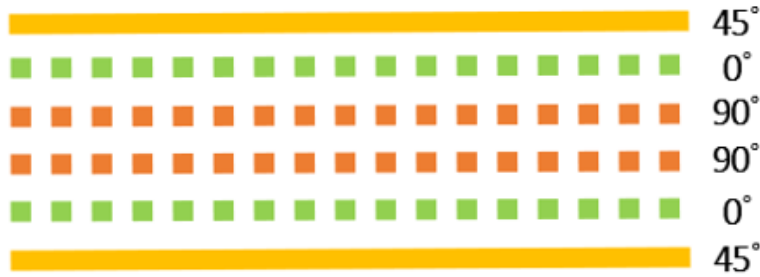
4.2. Kompozit Kanat Analiz Çalışmaları

Kompozit olarak tasarlanmış uçak kanadı topoloji optimizasyonu yapıldıktan sonra gerekli hafifletmeler ve geometrik değişimler sağlandıktan sonra analiz çalışmaları yapılmıştır. Tasarımda balans ve simetrikliğe dikkat edilmiştir. Yapılmış olan tasarımın statik açıdan kontrol edip emniyetli olduğu gösterilmiştir. Tasarım da kullanılan kompozitin değerleri Çizelge 4.8’de gösterilmiştir (<https://www.hexcel.com>).

Çizelge 4.8. Kompozit malzeme özellikleri

HexplyAS4/8552/RC34/AW134		
Parametre	Değer	Birim
Elastiklik Modülü, E_{11}	133000	$N\ mm^{-2}$
Elastiklik Modülü, E_{22}	8410	$N\ mm^{-2}$
Poisson Oranı	0.35	-
Yoğunluk	$1.77\ 10^{-6}$	$kg\ mm^{-3}$
Kesme Modülü 12, G_{12}	2850	$N\ mm^{-2}$
Çekme Dayanımı 11, XT	2200	$N\ mm^{-2}$
Çekme Dayanımı 22, YT	36	$N\ mm^{-2}$
Basma Dayanımı 11, XC	1350	$N\ mm^{-2}$
Basma Dayanımı 22, YC	220	$N\ mm^{-2}$
Kesme Dayanımı, S	105	$N\ mm^{-2}$
Çekme Gerinimi	0.0155	-
Basma Gerinimi	0.00805	-
Dayanma Gerilimi Dayanımı	606	$N\ mm^{-2}$
Baypas Çekme Dayanımı	327	$N\ mm^{-2}$
Baypas Basma Dayanımı	475	$N\ mm^{-2}$
Çentiksiz Çekme Dayanımı	910	$N\ mm^{-2}$
Lamina Kalınlığı	0,13	mm

Kompozit malzemenin serimi Şekil 4.9’da gösterilmiştir.



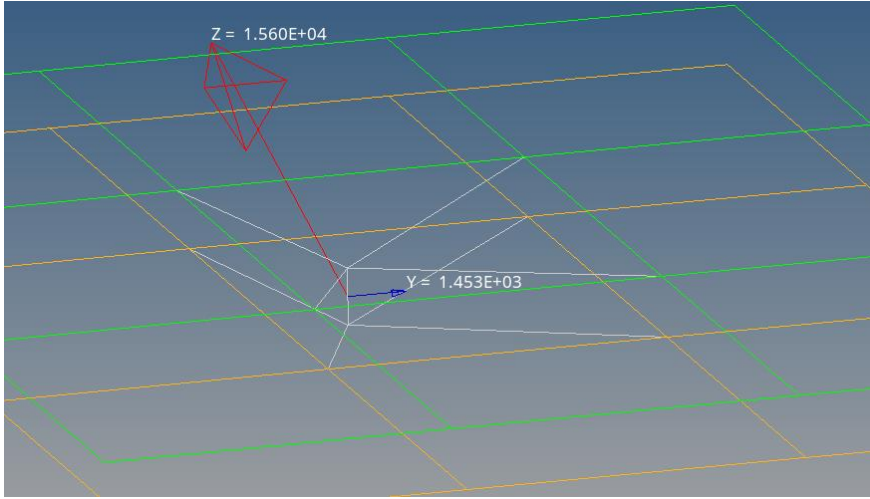
Şekil 4.9. Kompozit malzeme serimi

4.2.1. Gerinim

Yapılan çalışma tasarımın sonlu elemanlar metodu kurulup birçok konfigürasyon da analiz çözümü alınmıştır. Yapının hem emniyetli olması hem de olabildiğince hafif olması istenmektedir. Yapıya uygulanan yükler manevra yükleri içermediğinden gerinim açısından emniyetlidir.

4.2.2. Bağlayıcı kesme kuvveti

Şekil 4.10'da sonlu elemanlar modelinde bağlayıcıya gelen kesme kuvveti örneği gösterilmiştir. Burada ki yeşil ve sarı kare elemanlar bağlayıcının bağlı olduğu malzemelerdir. Kuvvetlerin gösterildiği eleman bağlayıcıyı temsil etmektedir. Son olarak bağlayıcı ve malzemeler arasında ki bağlantıyı sağlayan 4 kollu beyaz elemanlar ise RBE3 elemanlarıdır. Şekil 4.10'da gösterilen iki yükte bağlayıcıyı kesme yönünde zorlamaktadır. Bu iki kuvvetin bileşkesi alınır ve emniyet katsayısı hesaplanır. Bu işlemler tüm bağlayıcılar için yapılmaktadır ve en küçük emniyet katsayısına da kritik emniyet katsayısı denilmektedir.



Şekil 4.10. Kesme kuvvetinin sonlu elemanlar modelinde gösterimi

Hesaplanan en kritik emniyet katsayısı Çizelge 4.9'da verilmiştir.

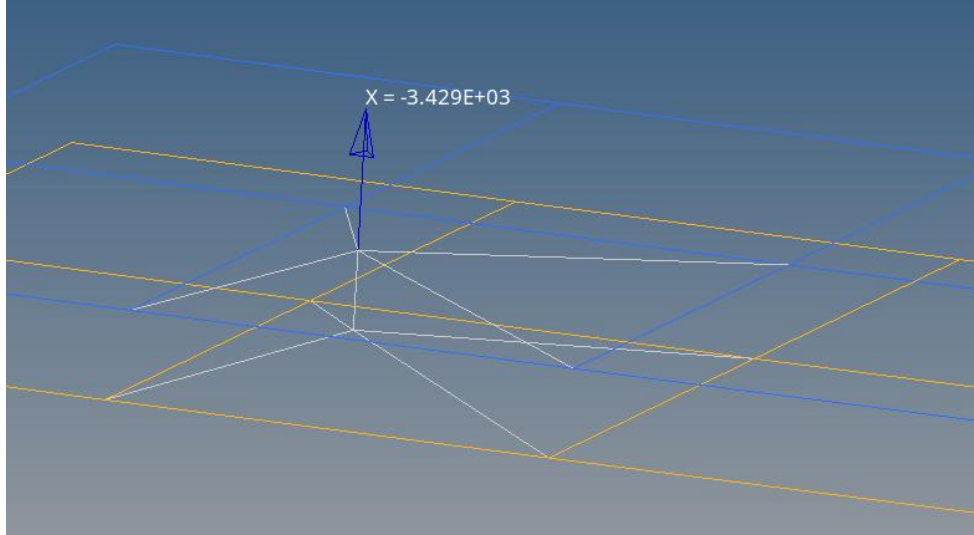
Çizelge 4.9. Kesme kuvveti emniyet katsayısı

Eleman numarası	Kesme Kuvveti (N)	Bağlayıcı müsaade edilebilir kesme kuvveti değeri (N)	Emniyet Katsayısı
407611	15667	16000	1,02

4.2.3. Bağlayıcı eksenel kuvveti

Şekil 4.11'de sonlu elemanlar modelinde bağlayıcıya gelen eksenel kuvvet örneği gösterilmiştir. Burada ki mavi ve sarı kare elemanlar bağlayıcının bağlı olduğu

malzemelerdir. Kuvvetin gösterildiği eleman bağlayıcıyı temsil etmektedir. Son olarak bağlayıcı ve malzemeler arasında ki bağlantıyı sağlayan 4 kollu beyaz elemanlar ise RBE3 elemanlarıdır. Şekil 4.11’de gösterilen yük bağlayıcıyı aksenal yönde zorlamaktadır. Bu kuvvet ile emniyet katsayısı hesaplanır. Bu hesap tüm bağlayıcılar için yapılmaktadır ve en küçük emniyet katsayısına da kritik emniyet katsayısı denilmektedir.



Şekil 4.11. Aksenal kuvvetin sonlu elemanlar modelinde gösterimi

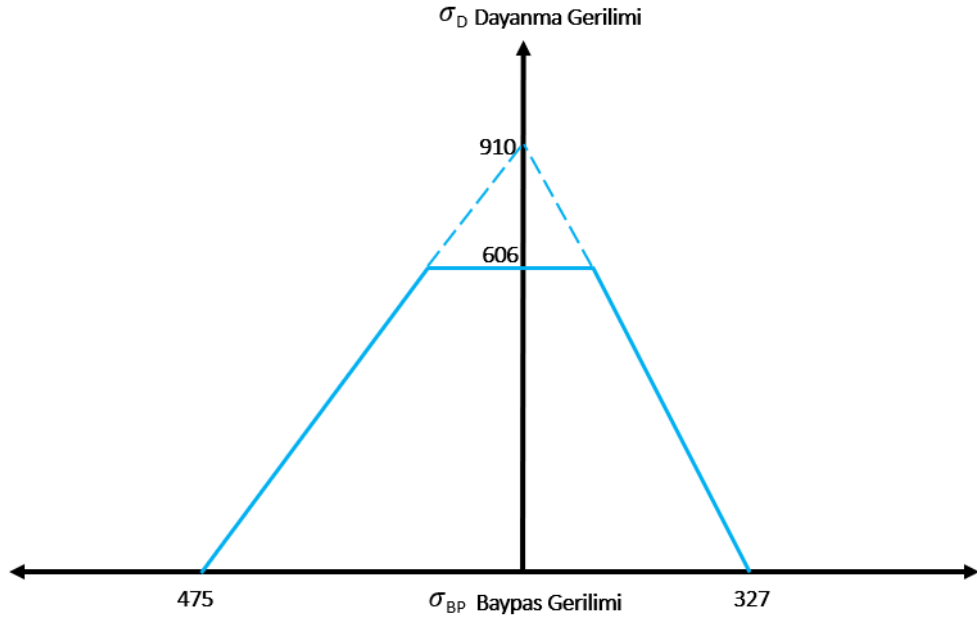
Hesaplanan en kritik emniyet katsayısı Çizelge 4.10 ’da verilmiştir.

Çizelge 4.10. Aksenal kuvvet emniyet katsayısı

Eleman numarası	Aksenal Kuvvet (N)	Bağlayıcı müsaade edilebilir aksenal kuvvet değeri (N)	Emniyet Katsayısı
417811	3429	14450	4,21

4.2.4. Dayanma ve baypas gerilimi

Oluşturulan sonlu elemanlar modeli kullanılarak tüm bağlayıcılardan kesme kuvvetleri elde edilip her biri için dayanma gerilimi hesaplanmıştır. Ayrıca her bağlayıcı arasında ki gerilimler çıktı olarak alınmıştır ve dayanma-baypas emniyet katsayıları Şekil 4.12’deki grafik kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan en kritik emniyet katsayısı 1,98 ‘tir.



Şekil 4.12. Kompozit malzeme dayanma – baypas gerilimi

4.2.5. Bağlayıcılar arasında burkulma gerilimi

Sonlu elemanlar modeli analiz sonucundan bağlayıcılar arasında ki gerilim değerleri çıkartılmıştır. Bu gerilim değerlerinin okudukları bölgelerde ki kritik gerilim değerleri Denklem 3.15 kullanılarak hesaplanmıştır. Okunan gerilim değerleri ve kritik gerilim değerleri kıyaslanıp emniyet katsayıları hesaplanmıştır. Hesaplanan en kritik emniyet katsayısı 1,47'tir.

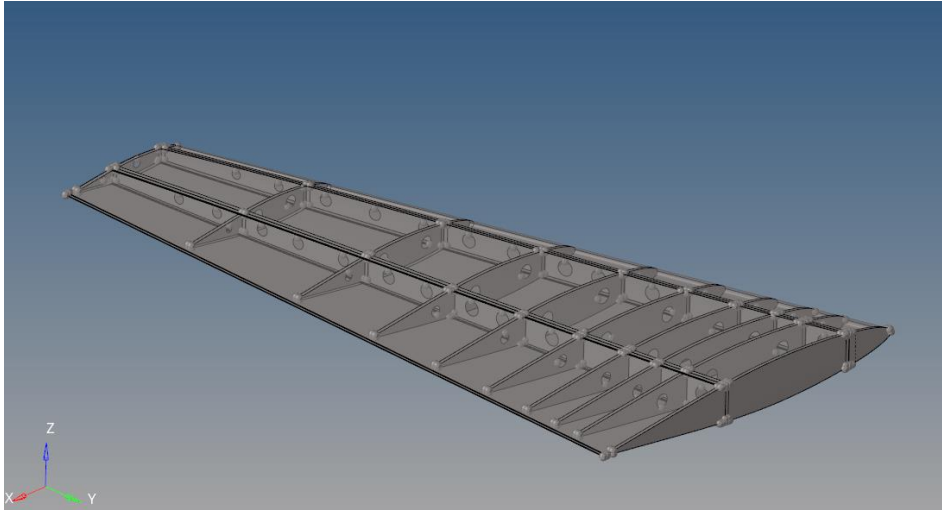
4.3. Alüminyum ve Kompozit Kanat Karşılaştırılması

Yapılan uçak kanadı ilk tasarımı ve devamında yapılan çalışmalar sonucunda elde edilen tasarımların karşılaştırılması Çizelge 4.11'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.11. İlk tasarım ve son tasarımlar arasındaki karşılaştırma

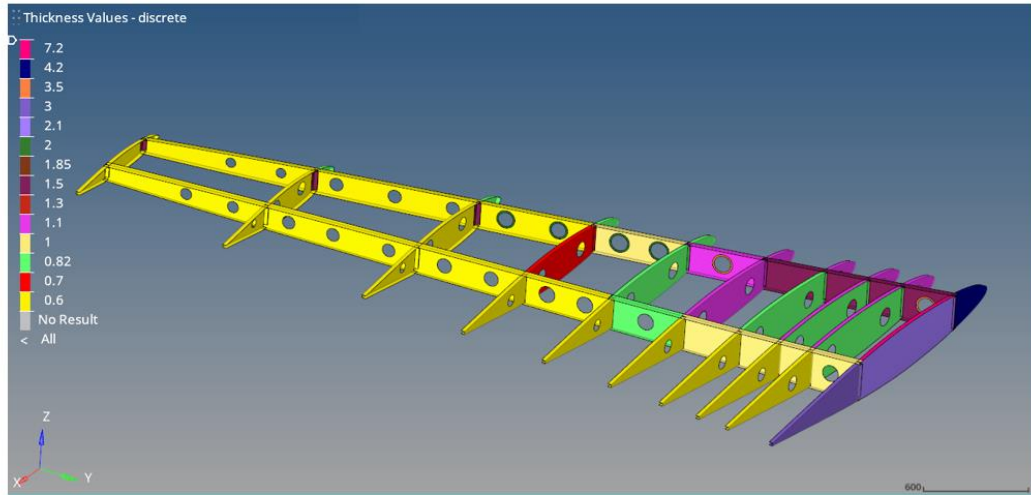
Parametre	İlk tasarım	Alüminyum Son Tasarım	Kompozit Son Tasarım
Ağırlık (kg)	96	78,67	29,01
Ağırlık Azaltma (%)		18.1	69,79

Bu çalışma kapsamında elde edilen nihai geometri Şekil 4.13'teki görselde gösterilmiştir.



Şekil 4.13. Nihai tasarım geometrisi

Bu çalışma kapsamında elde edilen nihai alüminyum kanat geometrisinin kalınlık haritası Şekil 4.14'te gösterildiği gibidir. Kompozit kanat tasarımında üretimden kaynaklı doğabilecek problemler ışığında serim (bkz. Şekil 4.9) gibi tüm komponentlerde kullanılmıştır. Gerekli mukavemet sağlandığından lamina artışına gerek duyulmamıştır.



Şekil 4.14. Nihai alüminyum kanat tasarımının kalınlık haritası gösterimi

5. TARTIŞMA ve SONUÇ

Bu çalışma kapsamında bir uçak kanadı tasarlanmıştır. Kanta profili seçiminden nihai tasarıma kadar olan süreçteki adımlar gösterilmiştir. Dikkat edilen tasarım kriterlerinin yapının analiz sonuçlarına etkileri görülmüştür. Kullanılan analiz metotlarının hangi geometrilere baskın bir rol oynadığı görülmüştür. Uçak kanadı ilk tasarım oluşturulduktan sonra topoloji optimizasyonu ile yapılacak geometrik değişikliklerin ne kadar az sürede ve tutarlı gerçekleştirildiği görülmüştür. İlk tasarım geometrisinde yapılan analizler ve nihai tasarım geometrisinde yapılan analizler bunu doğrulamaktadır. İstenilen mukavim yapı daha az bir ağırlık ile sağlanmıştır. Kanat geometrisinde üretimden kaynaklı sorunlar öngörülmediği durumlarda kompozit malzemenin çok daha az bir ağırlıkla istenilen mukavemet değerlerini sağlayabileceği görülmüştür.

Yapıya uygulanan yükler uçak kanadının sabit düz uçuşta görebileceği yükler olduğundan alüminyum kanat çalışması için daha kullanılabilir sonuçlar alınmıştır. Kompozit malzeme için bu çalışmaya manevra yükleri de eklenebilir. Yapılacak karşılaştırmanın daha kapsamlı olabilmesi için uçak yapısında kullanılan diğer alüminyum alaşımları, başka kompozit malzemeler çalışmaya eklenebilir. Kullanılan analiz metotlarına ek olarak lineer statik analizler haricinde non-lineer, dinamik, doğal frekans analizleri gibi metotlarda eklenebilir. Tasarım açısından yapılan çalışmaya ek tasarlanacak uçak konfigürasyonuna bağlı olarak kanatta bulunacak diğer yapı elemanları eklenebilir.

KAYNAKLAR

- Abbas, Y., Elsonni, T., Abdulmajid, A.A., Khalafalh, A. & ALNAZIR, M. (2021). Structural Analysis of a Transport Aircraft Wing. *Incas Bulletin*, 13 (1), 3 - 9. DOI: [10.13111/2066-8201.2021.13.1.1](https://doi.org/10.13111/2066-8201.2021.13.1.1)
- Aftab, S.G., Sirajuddin, Sreedhara, B., Ganesh, E., Babu, N.R. & Aithal, S.K. (2022). Finite Element Analysis Of A Passenger Aircraft Landing Gear For Structural And Fatigue Safety. *Materials Today: Proceedings*, 54 (2), 152-158. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.08.199>
- Beer, F., DeWolf, J., Mazurek, D., & Johnston, E. (2012). *Mechanics of Materials*.
- Bendsoe, M. P., & Sigmund, O. (2003). *Topology optimization: theory, methods, and applications*. Springer Science & Business Media.
- Bhamdare, A., Atulkar, A., & Porwal, R. (2022). Design, Static Structural Analysis And Topology Optimization Of A Four Wheeler Connecting Rod. *Materials Today: Proceedings*, 66 (3). 829-833. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.04.430>
- Bruhn, E. (1973). *Analysis And Design Of Flight Vehicles Structures*.
- Budynas, R., & Nisbett, J. (2008). *Shigley's Mechanical Engineering Design*.
- Charles, J. A., Crane, F. A., & Furness, J. A. (1997). *Selection and Use of Engineering Materials*.
- Crews, J., & Naik, R. A. (1987). *Bearing-Bypass Loading on Bolted Composite Joints*. NASA.
- Dong, S., Li, S., Fu, S., & Wang, K. (2022). Finite Element Analysis And Optimization Of Tractor Gearbox Body Under Various Kinds Of Working Conditions. *Scientific Reports*, 17386. <https://doi.org/10.1038/s41598-022-22342-6>
- Ismail, A.Y., Na, G., & Koo, B. (2020). Design, Topology and Response Surface Optimization of a Bicycle Crank Arm with Multiple Load Cases. *Applied Sciences*, 10(6), 2201. <https://doi.org/10.3390/app10062201>
- Htet, L.T. Structural Analysis And Topology Design Optimization Of Load Bearing Elements Of Aircraft Fuselage Structure. *Materials Science and Engineering*, 709 (4). DOI [10.1088/1757-899X/709/4/044113](https://doi.org/10.1088/1757-899X/709/4/044113)
- Kassapoglou, C. (2010). *Design and Analysis of Composite Structures With Applications to Aerospace Structures*.
- Kaw, A. (2006). *Mechanics of Composite Materials*.
- Liu, H., Zhou, D., Shen, B., & Ding, Y. (2021). Lightweight Design of Solar UAV Wing Structures Based on Sandwich Equivalent Theory. *International Journal of Aerospace Engineering*, 6752410. <https://doi.org/10.1155/2021/6752410>
- Madier, D. (2021). *Practical Finite Element Analysis For Mechanical Engineers*.
- Nath, B. (1974). *Fundamentals of Finite Elements for Engineers*. (1. baskı). (D. Günay, Çev.). Sakarya Üniversitesi Matbaası (Orjinal eserin basım tarihi 1993).
- Niu, Y., & Chun, M. (1999). *Airframe Stress Analysis And Sizing*.

- Niu, Y., & Chun, M. (1989). *Airframe Structural Design*
- Pehlivanoğlu, V. (2017). *Optimizasyon Temel Kavramlar ve Yöntemler*.
- Ramesh, S., Handal, R., Jensen, M. J., & Rusovici, R. (2020). Topology Optimization And Finite Element Analysis Of A Jet Dragster Engine Mount. *Mechanical Engineering*, 7: 1723821. <https://doi.org/10.1080/23311916.2020.1723821>
- Rozvany, G. I., Zhou, M., & Birker, T. (1992). *Generalized shape optimization without homogenization*. *Structural optimization*, 4(3), 250-252.
- Sadraey, M. (2012). *Aircraft Design A System Engineering Approach*.
- Seshu, P. (2012). *Textbook of Finite Element Analysis*.
- Shanmugasundar, G., Dharanidharan, M., Vishwa, D., & Kumar, S.P.A. (2021). Design, analysis and topology optimization of connecting rod. *Materials Today: Proceedings*, 46(9). 3430-3438. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.11.778>
- Sigmund, O. (1994). *Design of material structures using topology optimization* (Doctoral dissertation, Technical University of Denmark).
- Vinchurkar, S. C., & Khanwalkar, P. M. (2016). FEA and topology optimization of an engine mounting bracket. *International Journal of Current Engineering and Technology*. <http://inpressco.com/category/ijcet>
- Xiaolei, F., Zhigang, Y., & Ji, Z. (2020). Lightweight Design of an Airborne Radar Mounting Bracket Based on Additive Manufacturing. *3rd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing*, 978-1-6654-4109
- Zhou, M., & Rozvany, G. I. N. The COC algorithm, Part II: *Topological, geometry and generalized shape optimization*, *Comp. Meth. Appl. Mech. Engng.* 89, 197-224 (1991).
- Zhu, J.H., Zhang, W.H., & Xia, L. (2015). Topology Optimization in Aircraft and Aerospace Structures Design. *Arch Computat Methods Eng*, 23:595–622. <https://doi.org/10.1007/s11831-015-9151-2>

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hasan KORKUT
Doğum Yeri ve Tarihi : Görükle/BURSA 01.01.1995
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu
Lise : Meriç Anadolu Lisesi
Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi / Makine Mühendisliği
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi / Makine Mühendisliği

Çalıştığı Kurum : TUSAŞ

Akademik çalışmalar :

KORKUT, H. (2022, Aralık). Uçak kanadı tasarımı, analizi ve yapı elemanlarının topoloji optimizasyonu [Bildiri sunumu]. 8. Uluslararası Mühendislik ve Teknoloji Yönetimi Kongresi, İstanbul, Türkiye.