
GAZİ ÜNİVERSİTESİ
Gazi
1926

HAVA ARACI YAPISAL PARÇASININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU KULLANILARAK EKLEMELİ İMALATA UYGUN TASARIMI VE SAYISAL ANALİZLERLE DOĞRULANMASI

Emre KIZILBOĞA

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TEMMUZ 2024

ETİK BEYAN

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

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

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

Emre KIZILBOĞA

01/07/2024

HAVA ARACI YAPISAL PARÇASININ TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU KULLANILARAK EKLEMELİ İMALATA UYGUN TASARIMI VE SAYISAL ANALİZLERLE DOĞRULANMASI

(Yüksek Lisans Tezi)

Emre KIZILBOĞA

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2024

ÖZET

Geleneksel üretim yöntemlerinin getirdiği kısıtlar parçalarda üretim sonrası gereksiz malzemeli bölgelerin kalmasına ve daha ağır bir tasarımın kullanımına yol açmaktadır. Eklemeli imalat yönteminin bu kısıtı kaldırmasıyla tasarımda esneklik ve daha hafif bir tasarımla daha mukavim bir sonuca ulaşılmasının önü açılmıştır. Eklemeli imalatta üç boyutlu modeli katman katman işleyip kayıpsız olarak üretime gönderebilme kabiliyeti daha yaratıcı ve hafif tasarımların ortaya konabilmesine olanak sağlamıştır. Daha hafif ve mukavim parçalara ulaşmanın en önemli araçlarından birisi de topoloji optimizasyonu metodudur. Topoloji optimizasyonu belirlenen tasarım hacminde en iyi malzeme dağılımını bulmak ve gereksiz olan bölgelerdeki malzemeleri boşaltarak optimum parça ağırlığına ulaşmak amacıyla kullanılan bir metodolojidir. Bu çalışmada hava aracında yapısal olarak konumlanan alüminyum malzemeden geleneksel CNC talaşlı imalat yöntemiyle üretilen bir parçanın kritik yük koşulları altında hasara uğramadan yeterli dayanımı sağlayacak şekilde eklemeli imalatla üretimi için yeniden tasarlanması amaçlanmıştır. Ek olarak yapının 5 adet en kritik yüklemeleri altında herhangi bir hasar durumuna sebebiyet vermeden güvenliğinin tesisi açısından gerekli sonlu elemanlar yöntemi&el hesaplamaları gerçekleştirilmiş, tasarımın son halinin toz yataklı seçici lazer ergitme tezgahında başarılı bir şekilde üretilebileceği de üretim analiz yazılımıyla ortaya konulmuştur. Topoloji optimizasyonu prosesinde kısıt fonksiyonu olarak %30 hacim oranı, hedef fonksiyonu olarak kompliansın minimize edilmesi seçilmiştir. Talaşlı imalat prosesinde üretim için kullanılan Al7050 malzemesi yerine Ti6Al4V tozu tercih edilmiştir. Parça ağırlığı 2,640 kg'dan 1,688 kg'a düşürülmüş ve %36,1'lik bir ağırlık azaltım oranına erişilmiştir. Ayrıca başlangıçta 1,01 olan malzeme dayanımı emniyet katsayısı 1,25'e, 24 bağlayıcı kullanılan 1,42 bağlayıcı dayanımı emniyet katsayısı son durumda 12 bağlayıcı ile 1,07'ye ulaştırılmıştır.

Bilim Kodu	:	91428
Anahtar Kelimeler	:	Topoloji optimizasyonu, eklemeli imalat, sonlu elemanlar analizi, tasarım, ağırlık azaltımı
Sayfa Adedi	:	165
Danışman	:	Prof. Dr. Olcay Ersel CANYURT

DESIGN FOR ADDITIVE MANUFACTURING OF AN AIRCRAFT STRUCTURAL PART USING TOPOLOGY OPTIMIZATION AND VALIDATION WITH NUMERICAL ANALYSES

(M. Sc. Thesis)

Emre KIZILBOĞA

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2024

ABSTRACT

Traditional production methods impose limitations, resulting in unnecessary material regions and the use of heavier designs in parts post-production. The additive manufacturing method eliminates this constraint, allowing for flexibility in design and achieving a more resilient outcome with a lighter design. Additive manufacturing processes enable the layer by layer creation of more creative and lightweight designs without loss. Topology optimization is crucial for achieving lighter and more resilient parts. It aims to find the best material distribution in a defined design volume, emptying unnecessary material regions to reach the optimal part weight. This study aims to redesign a part made of aluminum traditionally produced using CNC machining methods in an aircraft, ensuring sufficient strength under critical load conditions without damage, through additive manufacturing. Additionally, finite element method & hand calculations were performed to ensure structural integrity under the five most critical loading conditions, and it was demonstrated that the final design could be successfully produced using selective laser melting with powder bed fusion through production analysis software. In the topology optimization process, a 30% volume constraint and weighted compliance minimization were selected as the constraint and objective functions, respectively. Ti6Al4V powder was preferred over Al7050 material used in machining processes. The part weight was reduced from 2,640 kg to 1,688 kg, achieving a 36,1% reduction. Additionally, the initial material strength safety factor of 1,01 increased to 1,25, and with 24 fasteners, it reached 1,42, then to 1,07 with 12 fasteners.

Science Code	:	91428
Key Words	:	Topology optimization, additive manufacturing, finite element analysis, design, weight reduction
Page Number	:	165
Supervisor	:	Prof. Dr. Olcay Ersel CANYURT

TEŞEKKÜR

Çalışma boyunca değerli yorum ve katkılarıyla beni yönlendiren, desteğini esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Olcay Ersel CANYURT'a teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Tüm hayatım boyunca beni destekleyen ve hiçbir fedakarlıktan kaçınmayan sevgili ailem Sezai KIZILBOĞA, Ümran KIZILBOĞA'ya, sevgisini ve desteğini her an hissettiğim, bana inanan değerli eşim Rabia KIZILBOĞA'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca üretim analizlerindeki değerli katkılarından dolayı Gazi Üniversitesi EKTAM'a ve Uğur AYDOĞAN'a, yüksek lisans sürecimdeki desteklerinden dolayı yöneticilerim Cumhur ASAN, Mehmet YILDIRIM, Umut DEMİRHİSAR ve Özgür İNAN'a içten teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET iv

ABSTRACT v

TEŞEKKÜR vi

İÇİNDEKİLER vii

ÇİZELGELERİN LİSTESİ x

ŞEKİLLERİN LİSTESİ xiii

RESİMLERİN LİSTESİ xxiii

SİMGELER VE KISALTMALAR xxiv

1. GİRİŞ 1

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI 3

3. KAVRAMSAL BİLGİLER 39

3.1. Eklemeli İmalat Prosesleri 39

3.2. Metal Eklemeli İmalat Prosesleri 40

3.2.1. Toz yataklı ergitme üretim prosesleri 41

3.3. Seçici Lazer Ergitme Üretim Yöntemi 43

3.4. Yapısal Optimizasyon Metodolojileri 45

3.4.1. Ölçü optimizasyonu 47

3.4.2. Şekil optimizasyonu 47

3.4.3. Topoloji optimizasyonu 48

3.5. Topoloji Optimizasyonu Metodolojileri ve Kullanım 48

3.5.1. Topoloji optimizasyonu terminoloji ve parametreleri 50

4. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE SAYISAL ANALİZLER 55

4.1. Hedef Parça Hakkında Bilgiler 55

Sayfa

4.2. Parçanın Topoloji Optimizasyonu için Sonlu Eleman Modeli Kurulumu 58
4.3. Topoloji Optimizasyonu Parametreleri ve Optimizasyon Sonucu 60
4.4. Birinci Tasarım Döngüsü 66
4.4.1. Birinci tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi 67
4.4.2. Birinci tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi 81
4.5. İkinci Tasarım Döngüsü 86
4.5.1. İkinci tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi 87
4.5.2. İkinci tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi 95
4.6. Üçüncü Tasarım Döngüsü 100
4.6.1. Üçüncü tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi 101
4.6.2. Üçüncü tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi 105
4.7. Dördüncü Tasarım Döngüsü 110
4.7.1. Dördüncü tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi 111
4.7.2. Dördüncü tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi 117
4.8. Beşinci Tasarım Döngüsü 122
4.8.1. Beşinci tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi 123
4.8.2. Beşinci tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi 127
4.8.3. Beşinci tasarım için mesh yakınsama çalışması 132
4.9. Tasarım Döngülerinin Özeti ve Orijinal Parça ile Performans Karşılaştırması .. 136
5. EKLEMELİ İMALAT ANALİZİ 141
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 149
6.1. Sonuçlar 149
6.2. Öneriler 151
KAYNAKLAR 153

Sayfa

EKLER..... 159

EK-1. Tasarım 5’in Eriyik Biriktirme Yöntemi ile Üretilen Prototipi (Destek Yapılı) . 160

EK-2. Tasarım 5’in Eriyik Biriktirme Yöntemi ile Üretilen Prototipi (Destek Yapı Temizlenmiş)..... 162

ÖZGEÇMİŞ 165

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 2.1. Gibson-Ashby Modeli 4

Çizelge 2.2. Seçici lazer ergitme üretim parametreleri 13

Çizelge 2.3. Proses parametreleri 20

Çizelge 2.4. Sonuçların özeti 20

Çizelge 2.5. Değişik üretim parametreleriyle oluşan kalıntı gerilmelerin karşılaştırılması 23

Çizelge 2.6. Her bir tasarım için ağırlık azaltımı ve karşılık gelen emniyet katsayıları. 24

Çizelge 2.7. EOS M280 cihazında üretim için kullanılan parametreler 35

Çizelge 2.8. DMLS yöntemi ile üretilen numunelerin üretim parametreleri 36

Çizelge 2.9. Lazer parametrelerine göre yoğunluk değerleri 36

Çizelge 3.1. Yaygın topoloji optimizasyonu problemlerinin formülasyon örnekleri 50

Çizelge 4.1. Geleneksel yöntemlerle üretilen hava aracı yapısal parçası bilgileri..... 55

Çizelge 4.2. Parça koordinat sistemine göre beş kritik yük durumu 57

Çizelge 4.3. Orijinal parça malzemesi Al7050-T7451'e ait dayanım değerleri 57

Çizelge 4.4. Hedef parçanın malzeme dayanımı emniyet katsayıları 57

Çizelge 4.5. Hedef parçanın bölgelerine göre en kritik bağlayıcıya gelen yükler..... 58

Çizelge 4.6. TO sonlu eleman modeli için Ti6Al4V malzeme özellikleri..... 60

Çizelge 4.7. Kullanılan topoloji optimizasyonu formülasyonu 61

Çizelge 4.8. Değişen durumlara göre a, b_1, b_2 Huth formülasyonu sabitleri 71

Çizelge 4.9. Tasarım 1'in doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları 75

Çizelge 4.10. Kulak yapı dayanım hesaplamasında kullanılan semboller ve açıklamaları 76

Çizelge 4.11. Kulak bölgesi emniyet katsayı hesaplamalarında kullanılan dayanım değerleri 77

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 4.12. Kulak bölgesi emniyet katsayı hesaplamalarında kullanılan geometrik değerler 77

Çizelge 4.13. Kulak bölgesi hasar durumlarına göre parçanın emniyet katsayıları..... 80

Çizelge 4.14. Tasarım 1'in bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları..... 84

Çizelge 4.15. Tasarım 1'in bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları 85

Çizelge 4.16. Tasarım 2'nin doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları..... 90

Çizelge 4.17. Değiştirilen kulak bölgenin emniyet katsayı hesaplamalarında kullanılan geometrik değerler..... 92

Çizelge 4.18. Kulak bölgesi hasar durumlarına göre parçanın emniyet katsayıları..... 95

Çizelge 4.19. Tasarım 2'nin bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları..... 98

Çizelge 4.20. Tasarım 2'nin bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları 99

Çizelge 4.21. Tasarım 3'ün doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları..... 104

Çizelge 4.22. Tasarım 3'ün bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları..... 108

Çizelge 4.23. Tasarım 3'ün bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları 109

Çizelge 4.24. Tasarım 4'ün doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları..... 117

Çizelge 4.25. Tasarım 4'ün bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları..... 120

Çizelge 4.26. Tasarım 4'ün bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları 122

Çizelge 4.27. Tasarım 5'in doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları..... 127

Çizelge 4.28. Tasarım 5'in bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları..... 130

Çizelge 4.29. Tasarım 5'in bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları 132

Çizelge 4.30. Mesh yakınsama çalışmasına ait sonuçlar 133

Çizelge **Sayfa**

Çizelge 5.1. Toz yataklı SLE üretim analizlerinde kullanılan proses parametreleri 141

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.1. Farklı kafes yapılar: (a) elmas yüzey merkezli kübik, (b) elmas altıgen, (c) hacim merkezli kübik, (d) yüzey merkezli kübik 4

Şekil 2.2. Airbus firmasının gelecek için konsept uçak modeli çalışması 5

Şekil 2.3. Orijinal ve son tasarımın sonlu elemanlar modeli ve yüklemeleri 6

Şekil 2.4. Montaj braketinin tasarım alanı ve sonlu elemanlar modeli 6

Şekil 2.5. Optimizasyon sonucu: (a) yeniden oluşturulan geometrik model ve (b) üretilen numune 7

Şekil 2.6. Optimizasyon braket modeline uygulanan sınır koşulları, koordinat sistemleri ve Eİ ile üretilen orijinal Airbus FCRC kabin braketi montajı 8

Şekil 2.7. Topoloji optimizasyon sonucu (iso=0.5) ve yumuşatma ardından son geometri 8

Şekil 2.8. Seçici lazer ergitme Eİ prosesi için tasarlanan eski ve yeni braket tasarımı .. 9

Şekil 2.9. Concept Laser M2 makinesinde üretilen eski ve yeni tasarım braketler 9

Şekil 2.10. Değişik kafes yapıların quasi-statik bası yüküne karşı dayanımları 10

Şekil 2.11. (a) X, (b) Y, (c) Z yönleri için BOHLS yapının sayısal kırılma davranışı ... 11

Şekil 2.12. F-35 uçağı kapı optimizasyon örneği 12

Şekil 2.13. Topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltımı prosesinin akış şeması 14

Şekil 2.14. Optimizasyon araçları kullanılarak boyutlandırılan kanat bileşeni şeması .. 15

Şekil 2.15. Topoloji optimizasyonuyla hafifletilmiş (a)ana kanat kaburga yapısı ve (b) Airbus A380 burun kaburgaları 16

Şekil 2.16. Optimizasyon probleminde kullanılacak uçak parçasının montaj şekli 17

Şekil 2.17. (a) Optimize edilecek parça, (b) yükleme sonucu oluşan yoğunluk dağılımı, (c) optimize edilmiş geometri 17

Şekil 2.18. 3B Modellenmiş kompakt menteşe parçası için topoloji optimizasyon süreci örneği (%30 hafifleme) 18

Şekil 2.19. Optimizasyon süreç örneği 19

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.20. Motor bağlantı parçasının yükleme durumları 19

Şekil 2.21. Başlangıç tasarımları (a) çelik&karbon fiber plaka, (b) alüminyum alaşımı ve karbon fiber plaka 20

Şekil 2.22. Başlangıç tasarımı&optimizasyon alanı, (b) direksiyona monte edilmiş debriyaj kolunun son tasarımı 21

Şekil 2.23. Araç salıncak kolu parçasının optimizasyon süreci 21

Şekil 2.24. (a) Parçanın 2B görüntüsü ve yükleme durumları, (b) orijinal parçanın 3B CAD görüntüsü 22

Şekil 2.25. Van's RV-4 deneysel uçağının çizimleri 23

Şekil 2.26. (a) Van's RV-4 uçağı kanadı topoloji optimizasyonu için başlangıç tasarım alanı, (b) %38 yoğunluk oranı eşik değerli kanat topoloji optimizasyon sonucu, (c) %38 yoğunluk oranı eşik değerli sonucun düzenlenmiş son geometrik hali 24

Şekil 2.27. Ana çıkış kapağının açık ve kapalı durumları için menteşe parçasının Gulf Stream G280 uçağında konumlanışı 25

Şekil 2.28. (a) Parçanın en uygun üretim oryantasyonu ve karşılık gelen X-Y ölçüleri, (b) topoloji optimizasyonu tasarım alanı (sarı) ve tasarım dışı alanları (kırmızı-mor), (c) parçanın son durumdaki hali 25

Şekil 2.29. (a) Final tasarım alanı, (b) eleman yoğunluk dağılımlı TO sonucu 26

Şekil 2.30. (a) Orijinal parça, (b) TO sonucu, (c) final tasarım 27

Şekil 2.31. (a) Başlangıç durumundaki parça ve sonlu eleman modeli, (b) son durumdaki parça ve sonlu eleman modeli 27

Şekil 2.32. Çalışma 1 (a) orijinal yıldız izler kamera braketi, (b) optimize edilmiş yıldız izler kamera braketi 28

Şekil 2.33. Çalışma 2 (a) orijinal kenar ek parçası, (b) optimize edilmiş kenar ek parçası 28

Şekil 2.34. Çalışma 3 (a) orijinal aya iniş aracı motor montaj parçası, (b) optimize edilmiş aya iniş aracı motor montaj parçası 29

Şekil 2.35. Öne doğru ok kanatlı ve uzun kesintisiz kafes gövde yapılı konsept uçak .. 29

Şekil 2.36. Roket mühendislik uygulaması için geliştirilen kafes güçlendirmeli yapı ... 30

Şekil **Sayfa**

Şekil 2.37. Sürekli değişen açılı takviye elemanlı gövde yapısı, (b) tam ölçekli karbon fiber takviyeli polimer uygulama örneği 30

Şekil 2.38. (a) 2B kabuk eleman modelli pencereli gövde yapısı için çoklu yükleme durumu altında optimum destek eleman yerleşim şablonu, (b) 1B kiriş eleman modelli pencereli gövde yapısı için çoklu yükleme durumu altında optimum destek eleman yerleşim şablonu 30

Şekil 2.39. (a) Orijinal uydu anten destek braketi, (b) OptiStruct ile optimize edilen tasarım alanı, (c) solidThinking Evolve ile yüzey modellemesi, (d) uydu anten destek braketinin son tasarımı 31

Şekil 2.40. Optimize edilip Eİ ile üretilen Airbus A350 XWB kamera kablo yönlendirici tutacağı 32

Şekil 2.41. (a) Erişim kapısının Altair Inspire ile topoloji optimizasyonu sonucu, (b) erişim kapısının Altair OptiStruct ile sonlu eleman analizi, (c) kalıp ile (sol) ve Eİ ile (sağ) plastik model üretimi 32

Şekil 2.42. Eklemeli imalat ile üretilen LEAP motoru yakıt nozül parçası 33

Şekil 2.43. (a) Orijinal parça, (b) Optimizasyon döngüsü 34

Şekil 2.44. Orijinal ve son tasarım için performans karşılaştırması 34

Şekil 2.45. Üç boyutlu basılmış braket parçaları 35

Şekil 2.46. Üretim proses parametrelerinin parça porozitesi üzerine etkileri 37

Şekil 2.47. Toz yataklı seçici lazer ergitme prosesinde meydana gelebilecek üretim kusurlarını önlemede kullanılabilecek üretim parametreleri 37

Şekil 2.48. Toz yataklı seçici lazer ergitme prosesinde meydana gelebilecek mikroyapı ve malzeme ile ilgili kusurları önlemede kullanılabilecek üretim parametreleri 37

Şekil 3.1. Eklemeli imalatta CAD'den son parçaya giden süreçteki sekiz basamak 39

Şekil 3.2. Endüstride kullanımda olan başlıca metal eklemeli imalat prosesleri 40

Şekil 3.3. Çeşitli metal Eİ yöntemlerinin yığma/inşa yönlerine ait yakın çekim görüntüleri 41

Şekil 3.4. Seçici lazer ergitme üretim yöntemi şeması 44

Şekil 3.5. Lazer toz yataklı ergitme Eİ yönteminde kullanılan proses parametreleri 45

Şekil 3.6. Optimizasyon döngüsü 46

Şekil **Sayfa**

Şekil 3.7. Yapısal optimizasyon uygulamalarının tasarım değişkenlerine göre sınıflandırılması 47

Şekil 3.8. Topoloji optimizasyonuna örnek problem 49

Şekil 3.9. MINDIM parametresinin topoloji optimizasyon sonucu üzerine etkisi 51

Şekil 3.10. MAXDIM parametresinin topoloji optimizasyon sonucu üzerine etkisi 51

Şekil 3.11. (a) OptiStruct yazılımında tanımlanabilir çekme yönü tipleri, (b) çekme yönü kısıtlamasının optimizasyon sonucuna etkisi 52

Şekil 3.12. (a) Tasarım alanı, (b) ekstrüzyon kısıtlamasız tasarım çözümü, (c) ekstrüzyon kısıtlamalı tasarım çözümü 52

Şekil 3.13. (a) Düzen tekrarı kullanılmayan örnek, (b) düzen tekrarı kullanılan örnek . 53

Şekil 3.14. (a) Optimizasyon problemi, (b) problemin düzen gruplama kullanılan sonuçları 53

Şekil 4.1. Geleneksel yöntemlerle üretilen hedef parça ve imalat öncesi ham malzeme boyutları 55

Şekil 4.2. Parçanın bölgelerinin isimlendirilmesi 56

Şekil 4.3. Parçanın kritik yükleme durumları 56

Şekil 4.4. Topoloji optimizasyonu için: (a) tasarım dışı alan, (b) tasarım alanı 58

Şekil 4.5. TO Sonlu eleman modelinin görünümü 59

Şekil 4.6. Topoloji optimizasyonu sonlu elaman modelinin sınır koşulları ve yükleme durumu 60

Şekil 4.7. Topoloji optimizasyon metodolojisinin HyperMesh içerisinde kurulumu 61

Şekil 4.8. (a) TO sonlu eleman modeline ait model ağacı, (b) tasarım değişkenine tanımlanan parametreler 62

Şekil 4.9. Tasarım değişkenine tanımlanan dayanak noktası&ilk nokta ve sonrasında OptiStruct'ın algıladığı simetri ekseni 62

Şekil 4.10. (a) OptiStruct iterasyonların özeti penceresi, (b) iterasyonlara ait amaç fonksiyonu, maksimum deplasman, kısıt fonksiyonu ihlal miktarı grafikleri 63

Şekil 4.11. Topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan eleman yoğunluk değerleri ... 63

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.12. (a) 0,3 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji, (b) 0,4 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji..... 64

Şekil 4.13. (a) 0,5 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji, (b) 0,6 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji..... 65

Şekil 4.14. Modelleme aşaması için karar verilen 0,505 eleman yoğunluğu eşik değeri topolojisine ait stereolitografi geometri 65

Şekil 4.15. Tasarım 1'e ait ön&yan görünüş 66

Şekil 4.16. Tasarım 1'e ait üst&alt görünüş 66

Şekil 4.17. Parça ve bağlayıcı hasar tiplerinin gösterimi 67

Şekil 4.18. Tasarım döngü prosesinin özetlenişi 68

Şekil 4.19. Tasarım 1 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu &sayısı 69

Şekil 4.20. (a) Sonlu eleman modelinin sınır koşulu lokasyonları için mesafe hesabı, (b) tasarımların sonlu eleman modellerinin oluşturulmasında yapılan idealizasyon ve modellemeler..... 70

Şekil 4.21. Bağlayıcı dayanım hesabında kullanmak için hedef parçanın bağlantıda olduğu yapıların kalınlık, malzeme ve elastisite modülleri 71

Şekil 4.22. HyperMesh programında oluşturulan üst, orta ve alt bölge bağlayıcılarının Huth formülasyonu ile hesaplanan dayanımları..... 72

Şekil 4.23. Tasarım 1'in statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli..... 72

Şekil 4.24. Tasarım 1'in sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları.... 73

Şekil 4.25. Tasarım 1'in sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler 73

Şekil 4.26. Tasarım 1'in sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)..... 74

Şekil 4.27. Ti6Al4V toz malzemeye ait gerilme-gerinim malzeme dayanımı eğrisi gösterimi 74

Şekil 4.28. Tasarım 1'e ait kulak bölgesi geometrik özellikleri 75

Şekil 4.29. Kulak bölge analizinde kullanılan en kritik, yükleme 1 durumu kuvvetleri 76

Şekil 4.30. HSB metodu kulak bölgesi analizi için gerekli geometrik parametreler..... 76

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.31. Kritik yüklemeler altında tasarım 1'in üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 81

Şekil 4.32. Kritik yüklemeler altında tasarım 1'in orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 82

Şekil 4.33. Kritik yüklemeler altında tasarım 1'in alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 82

Şekil 4.34. Taşıma dayanımının tasarım 1 üzerinde örnek gösterimi 83

Şekil 4.35. Tasarım 2'ye ait ön&yan görünüş 86

Şekil 4.36. Tasarım 2'ye ait üst&alt görünüş 86

Şekil 4.37. Tasarım 2 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu &sayısı 87

Şekil 4.38. Tasarım 2'nin statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli 88

Şekil 4.39. Tasarım 2'nin sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları.. 88

Şekil 4.40. Tasarım 2'nin sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler 89

Şekil 4.41. Tasarım 2'nin sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)..... 89

Şekil 4.42. Tasarım 2'ye ait kulak bölgesi geometrik özellikleri 91

Şekil 4.43. Değiştirilen kulak bölgenin analizinde kullanılan en kritik yükleme 1 durumu kuvvetleri 91

Şekil 4.44. Kritik yüklemeler altında tasarım 2'nin üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 95

Şekil 4.45. Kritik yüklemeler altında tasarım 2'nin orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 96

Şekil 4.46. Kritik yüklemeler altında tasarım 2'nin alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 96

Şekil 4.47**.** Taşıma dayanımının tasarım 2 üzerinde örnek gösterimi 97

Şekil 4.48. Tasarım 3'e ait ön&yan görünüş 100

Şekil 4.49. Tasarım 3'e ait üst&alt görünüş 100

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.50. Tasarım 3 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu &sayısı 101

Şekil 4.51. Tasarım 3'ün statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli 102

Şekil 4.52. Tasarım 3'ün sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları... 102

Şekil 4.53. Tasarım 3'ün sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler 103

Şekil 4.54. Tasarım 3'ün sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)..... 103

Şekil 4.55. Kritik yüklemeler altında tasarım 3'ün üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 105

Şekil 4.56. Kritik yüklemeler altında tasarım 3'ün orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 106

Şekil 4.57. Kritik yüklemeler altında tasarım 3'ün alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 106

Şekil 4.58. Taşıma dayanımının tasarım 3 üzerinde örnek gösterimi 107

Şekil 4.59. Tasarım 4'e ait ön&yan görünüş 110

Şekil 4.60. Tasarım 4'e ait üst&alt görünüş 110

Şekil 4.61. Tasarım 4 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu &sayısı 111

Şekil 4.62. Sonlu eleman modelinin sınır koşulu lokasyonları için mesafe hesabı 113

Şekil 4.63. Bağlayıcı dayanım hesabında kullanmak için hedef parçanın bağlantıda olduğu yapıların kalınlık, malzeme ve elastisite modülleri 113

Şekil 4.64. HyperMesh programında oluşturulan üst, orta ve alt bölge bağlayıcılarının Huth formülasyonu ile hesaplanan dayanımları..... 114

Şekil 4.65. Tasarım 4'ün statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli 114

Şekil 4.66. Tasarım 4'ün sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları... 115

Şekil 4.67. Tasarım 4'ün sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler 116

Şekil 4.68. Tasarım 4'ün sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)..... 116

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.69. Kritik yüklemeler altında tasarım 4'ün üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 118

Şekil 4.70. Kritik yüklemeler altında tasarım 4'ün orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 118

Şekil 4.71. Kritik yüklemeler altında tasarım 4'ün alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 119

Şekil 4.72. Taşıma dayanımının tasarım 4 üzerinde örnek gösterimi 119

Şekil 4.73. Tasarım 5'e ait ön&yan görünüş 123

Şekil 4.74. Tasarım 5'e ait üst&alt görünüş 123

Şekil 4.75. Tasarım 5 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu &sayısı 124

Şekil 4.76. Tasarım 5'in statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli 125

Şekil 4.77. Tasarım 5'in sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları.... 125

Şekil 4.78. Tasarım 5'in sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler 126

Şekil 4.79. Tasarım 5'in sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş) 126

Şekil 4.80. Kritik yüklemeler altında tasarım 5'in üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 128

Şekil 4.81. Kritik yüklemeler altında tasarım 5'in orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 128

Şekil 4.82. Kritik yüklemeler altında tasarım 5'in alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri 129

Şekil 4.83. Taşıma dayanımının tasarım 5 üzerinde örnek gösterimi 129

Şekil 4.84. Çalışma 1, 2,4 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi 133

Şekil 4.85. Çalışma 2, 2,0 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi 134

Şekil 4.86. Çalışma 3, 1,6 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi 134

Şekil **Sayfa**

Şekil 4.87. Çalışma 4, 1,2 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi 135

Şekil 4.88. Çalışma 5, 1,0 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi 135

Şekil 4.89. Tasarımların gösterimleri ve döngülere ait ağırlık değerleri 136

Şekil 4.90. Tasarım döngüleri&malzeme dayanımı emniyet katsayıları karşılaştırması 137

Şekil 4.91. Tasarım döngüleri&bağlayıcı dayanımı emniyet katsayıları karşılaştırması 137

Şekil 4.92. Tasarım döngüleri&Von-Mises gerilme karşılaştırması 138

Şekil 4.93. Tasarım döngüleri&deplasman karşılaştırması 138

Şekil 4.94. Yükleme #1 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti 138

Şekil 4.95. Yükleme #2 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti 139

Şekil 4.96. Yükleme #3 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti 139

Şekil 4.97. Yükleme #4 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti 139

Şekil 4.98. Yükleme #5 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti 140

Şekil 5.1. (a) Parçanın üretim oryantasyonu ve tablada konumlandırılışı, (b) parçaya ait yüzey alanı, hacim ve kütle değerleri 141

Şekil 5.2. (a) Destek yapı (kesit görünüm), (b) destek yapı (detaylı görünüm), (c) destek yapıya ait yüzey alanı, hacim ve kütle değerleri 142

Şekil 5.3. Destek yapı yerleşimi (tabla yüzeyinden görünüm) 142

Şekil 5.4. (a) Yüzey mesh yapısı, (b) yüzey meshi detayları&tahmini üretim süresi..... 143

Şekil 5.5. (a) Voksel mesh, (b) voksel mesh detayları..... 143

Şekil 5.6. Parçada üretim sonrası kalıntı gerilmeler 144

Şekil 5.7. Parçanın üretimi sonrası kalıntı gerilmeler (maksimum-minimum kesit görünüm) 144

Şekil **Sayfa**

Şekil 5.8. Parçanın üretimi sonrası minimum kalıntı gerilme bölgesi (kesit görünüm) . 145

Şekil 5.9. Parçanın üretimi sonrası maksimum kalıntı gerilme bölgesi..... 145

Şekil 5.10. Parçaya ait üretim sonrası deplasman sonucu 146

Şekil 5.11. Parçanın üretimi esnasında oluşan çekme-basma gerilmeleri 146

Şekil 5.12. Parçanın üretimi esnasında oluşan maksimum-minimum sıcaklık değerleri 147

Şekil 5.13. (a) Gerinim bazlı olası hasar bölgeleri, (b) bölge A'nın detay görünümü, (c) bölge A'ya ait efektif plastik gerinim..... 147

Şekil 5.14. Parçanın üretimi sonrası yüzey ölçülerinde sapma miktarı 148

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim **Sayfa**

Resim 1.1. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapılı görüntü 1 160

Resim 1.2. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapılı görüntü 2 160

Resim 1.3. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapılı görüntü 3 161

Resim 1.4. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapı temizlenmiş görüntü 1 162

Resim 1.5. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapı temizlenmiş görüntü 2 163

Resim 1.6. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapı temizlenmiş görüntü 3 164

SİMGELER VE KISALTMALAR

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

Simgeler	**Açıklamalar**
%	Yüzde
°C	Santigrat
CO_{2e}	Karbondioksit emisyonu
E	Elastisite modülü
µm	Mikrometre
g	Gram
HV	Vickers sertlik
J	Joule
kg	Kilogram
kN	Kilonewton
mm	Milimetre
MPa	Mega paskal
N	Newton
s	Saniye
W	Watt
ρ	Yoğunluk
σ	Gerilme

Kısaltmalar	**Açıklamalar**
1B	1 Boyutlu (1 Dimensional)
2B	2 Boyutlu **(**2 Dimensional)
3B	3 Boyutlu **(**3 Dimensional)
AFS-D	Eklemeli Sürtünme Karıştırma Biriktirme **(**Additive Friction Stir Deposition)
ASTM	Amerikan Test ve Malzeme Kurumu **(**American Society for Testing and Materials)

Kısaltmalar	Açıklamalar
AW-DED	Ark Tel Yönlendirilmiş Enerji Biriktirme **(**Arc Wire Directed Energy Deposition)
BESO	Çift Yönlü Evrimsel Yapısal Optimizasyon **(**Bidirectional Evolutionary Structural Optimization)
BOHLS	Burkulmaya Yönelik Altıgen Kafes Yapı **(**Buckling Oriented Hexagonal Lattice Structure)
CAD	Bilgisayar Destekli Çizim **(**Computer Aided Drawing)
CAE	Bilgisayar Destekli Mühendislik (Computer Aided Engineering
CCRC	Kabin Ekibi Dinlenme Bölgesi **(**Cabin Crew Rest Compartment)
CNC	Bilgisayarlı Sayısal Kontrol **(**Computer Numerical Control)
CS	Soğuk Püskürtme **(**Cold Spray)
DMLS	Doğrudan Metal Lazer Sinterleme **(**Direct Metal Laser Sintering)
EBM	Elekton Işın Ergitme (Electron Beam Melting)
EB-PBF	Elektron Işını Toz Yatağı Füzyonu **(**Electron Beam Powder Bed Fusion)
EBW-DED	Elektron Işını Tel Yönlendirilmiş Enerji Biriktirme **(**Electron Beam Wire Directed Energy Deposition)
EIE	Elektron Işın Ergitme
Eİ	Eklemeli İmalat
EOS	Elektro Optik Sistemler **(**Electro Optical Systems)
FCRC	Uçuş Ekibi Dinlenme Bölgesi **(**Flight Crew Rest Compartment)
GE	General Electric
HIP	Sıcak İzostatik Presleme **(**Hot Isostatic Pressing)
HLS	Altıgen Kafes Yapı **(**Hexagonal Lattice Structure)
HMK	Hacim Merkezli Kübik
LB-PBF	Lazer Işını Toz Yatağı Füzyonu **(**Laser Beam Powder Bed Fusion)
LEAP	Öncü Havacılık İtki Gücü (Leading Edge Aviation Propulsion)
L-PBF	Lazer Toz Yatağı Füzyonu (Laser Powder Bed Fusion)
LP-DED	Lazer Toz Yönlendirilmiş Enerji Biriktirme **(**Lazer Powder Directed Energy Deposition)

Kısaltmalar	Açıklamalar
LW-DED	Lazer Tel Yönlendirilmiş Enerji Biriktirme **(**Laser Wire Directed Energy Deposition)
MCF	Ortalama Ezme Kuvveti **(**Mean Crushing Force)
MSC	MacNeal Schwendler Company
NURB	Düzgün Olmayan Rasyonel B-eğrileri **(**Non-Uniform Rational B-splines)
PEEK	Polieterketonketon
PLA	Polilaktik Asit
RTN	Rhoctan
SEA	Spesifik Enerji Emilimi **(**Specific Energy Absorption)
SIMP	Cezalandırmalı Katı İzotropik Malzeme **(**Solid Isotropic Material with Penalization)
SLE	Seçici Lazer Ergitme
SLM	Seçici Lazer Ergitme **(**Selective Laser Melting)
SPC	Tekil Nokta Kısıtlaması **(**Single Point Constraint)
STOVL	Kısa Kalkış Dikey İniş **(**Short Take-off Vertical Landing)
TO	Topoloji Optimizasyonu
UAM	Ultrasonik Eklemeli İmalat (Ultrasonic Additive Manufacturing)
XWB	Ekstra Geniş Gövde **(**Extra Wide Body)

1. GİRİŞ

Bütün diğer sektörlerde olduğu gibi havacılık sektöründe de daha ucuz, daha hafif ve daha uzun ömürlü yapılar tasarlanılıp kullanılmak istenmektedir. Hammadde/parça ağırlığı (ing. buy to fly) düşük olması havacılık ve uzay alanında kullanılan pahalı hammaddelerin daha az kullanılarak üretim maliyetinin düşürülmesini sağlamaktadır. Malzeme eksiltilerek yapılan geleneksel imalat yöntemlerinden farklı olarak, malzeme ekleyerek yapılan eklemeli imalatın kullanımı özellikle havacılık, tıp ve otomotiv sektörlerinde hızla artmaktadır. Geleneksel üretim yöntemlerinin getirdiği kısıtlar parçalarda üretim sonrası gereksiz malzemeli bölgelerin kalmasına ve daha ağır bir tasarımın kullanımına yol açmaktadır. Eklemeli imalat yönteminin bu kısıtı kaldırmasıyla tasarımda esneklik ve daha hafif bir yapıyla daha mukavim bir sonuca ulaşılabilmesinin önü açılmıştır. Bu durum da eklemeli imalatı havacılık sanayiinde tercih edilebilir bir üretim yöntemi olarak konumlandırmıştır.

Eklemeli imalatta üç boyutlu modeli katman katman işleyip, kayıpsız olarak tezgaha üretime direkt olarak gönderebilme kabiliyeti daha yaratıcı ve kompleks tasarımların ortaya konulabilmesinin önünü açmıştır. Daha yaratıcı ve ağırlık açısından verimli parçalara ulaşmanın en önemli araçlarından birisi de topoloji optimizasyonu metodudur. Topoloji optimizasyonu belirlenen tasarım hacminde en iyi malzeme dağılımını bulmak ve gereksiz olan bölgelerdeki malzemeleri boşaltarak optimum parça ağırlığına ulaşmak amacıyla kullanılan bir metodolojidir. Geleneksel üretim yöntemleriyle kıyaslandığında boyutsal hassasiyetin düşük olması, mekanik anizotropi, kalıntı gerilmeler, yüzey pürüzlülüğünün yüksekliği ve büyük ölçekli parçaların üretiminde yetersiz kalınması konularındaki sıkıntılara rağmen eklemeli imalatla karmaşık yapılı ve ağırlık kazançlı tasarımların üretilebilirliğinin sağlanması, parçaların üretiminde kalıp gereksiniminin ortadan kaldırılması, çok parçalı yapıların yekpare üretimine imkan sağlanması, çoklu parçaların yekpare hale dönüştürüldüğünde üretim zamanının kısalması ve üretim maliyetlerinin seriye döküldüğünde düşürülmesi gibi avantajlar bu prosesi öne çıkaran başlıca husular olmuştur.

Bu çalışmada hava aracında kullanılan ve geleneksel CNC talaşlı imalat yöntemiyle üretilen alüminyum yapısal bir parçanın en düşük ağırlığına ulaşabilmesi amacıyla tasarım hacminin 3B dört yüzlü (tetrahedral) sonlu elemanlarla modellenip güncel topoloji optimizasyon yazılımı (Altair OptiStruct, SIMP Metodu)'ndan faydalanılarak eklemeli imalatla üretime uygun şekilde Altair Inspire programında yeniden tasarlanıp, tasarım döngüleri sonucunda

en mukavim ve hafif geometrisine ulaştırılması ve ortaya çıkan tasarımın dayanım ve üretilebilirlik açısından yapısal ve üretim analiz yazılımlarıyla (MSC NASTRAN&Simufact Additive) doğrulanması amaçlanmıştır. Bu çalışmayla detay üretimi zor ve satın al/uç oranı yüksek olan bir parçanın aynı fonksiyonları maliyet etkin bir şekilde yerine getirebilecek, dayanımı yüksek ve hafifletilmiş olarak eklemeli imalat tekniklerinden seçici lazer ergitme metodu ile üretilmesinin tasarım ve imalat açısından önemi irdelenmiştir.

Çalışmayla hedeflenen başlıca unsurlar şunlardır:

- Hedef hava aracı yapısal parçasının eklemeli imalata uygun tasarımının topoloji optimizasyonu metodolojisinden faydalanılarak yapılması ve ağırlık kazancı sağlanması,
- Topoloji optimizasyonu ve tasarım döngüleri sonucu ulaşılan son geometrinin yapının maruz kalacağı en kritik beş yükleme durumuna sorunsuz dayanımının sayısal analizler ve çeşitli malzeme-bağlayıcı hasar tipleri bakımından kontrol edilip doğrulanması,
- SLE üretim metodu için proses kısıtlarının ve üretim parametrelerinin belirlenmesi ve eklemeli üretim analizinin gerçekleştirilerek sorunsuz üretimin sağlanabileceğinin doğrulanması,
- Çalışma sonucu ulaşılıp doğrulanan son tasarım ile orijinal modelin performans karşılaştırmasının gerçekleştirilmesi,
- Çalışmayla elde edilebilecek maksimum kütle azaltım oranının ve bu parçanın kullanımında uzun uçuş sürelerinde yakıt açısından kazancının ne olabileceğinin ortaya konulması.

Bu tez çalışması giriş, literatür özeti, kavramsal bilgiler, topoloji optimizasyonu ve sayısal analizler, eklemeli imalat analizi, sonuçlar ve öneriler olmak üzere altı ana bölümden oluşmaktadır. Literatür özeti başlığında metal eklemeli imalat ve topoloji optimizasyonu ile ilgili yapılan çalışmalar irdelenmiştir. Kavramsal bilgiler başlığında metal eklemeli imalat yöntemlerinden ve yapısal optimizasyon metotlarından bahsedilmiştir. Topoloji optimizasyonu ve sayısal analizler bölümünde ise çalışma kapsamında yararlanılan topoloji optimizasyonu, gerçekleştirilen tüm yapısal analiz döngüleri ve çıkan veriler paylaşılmıştır. Sonuç ve öneriler bölümünde ise çalışmanın sonuçları özetlenmiş ve ileride yapılacak çalışmalara öneriler sunulmuştur.

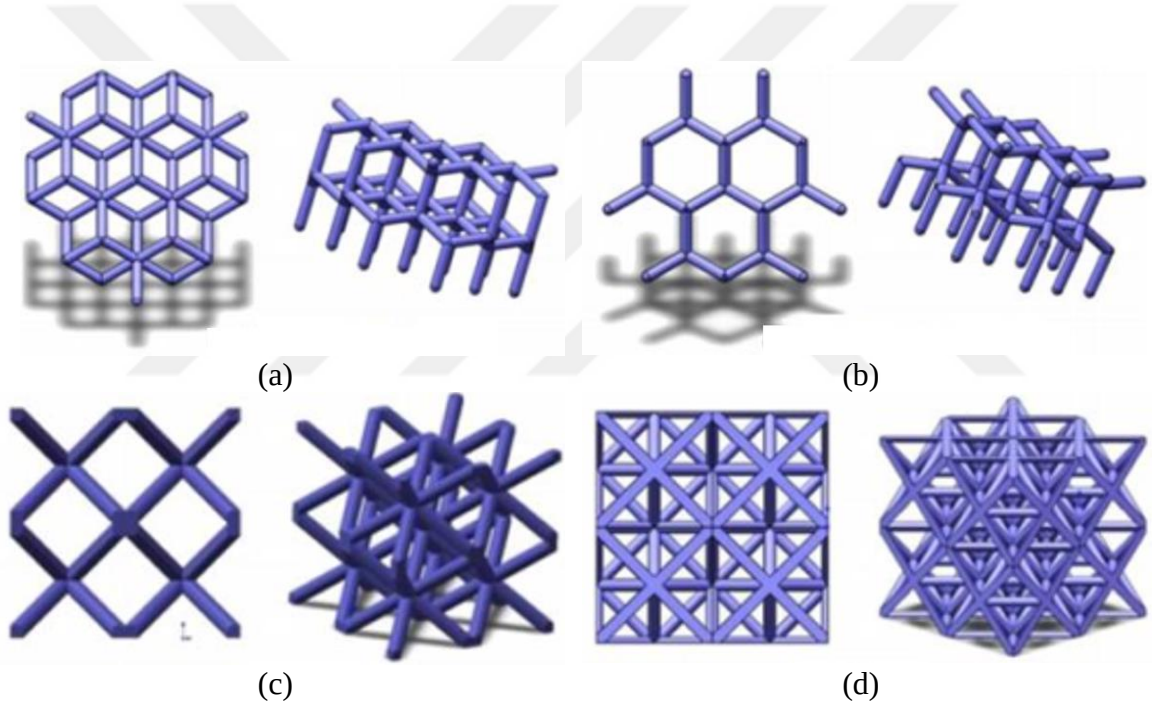
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Gülcan tarafından gerçekleştirilen çalışmada eklemeli imalatla üretilen kafes yapıların mekanik özellikleri üzerine yoğunlaşılmıştır. Kafes yapıların mekanik özelliklerinin belirlenmesinde Gibson-Ashby modeli, analitik yöntemler ve deneyler/testler kullanıldığı aktarılmıştır. Gibson-Ashby modelinden elde edilen dayanım ve modül değerleri literatürde deneysel sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Gibson-Ashby modeli formülasyonları Çizelge 2.1'de verilmiştir. Hacim merkezli kübik (HMK) kafesli yapılarda deneylerden elde edilen modül değerinin Gibson-Ashby modelinden elde edilen değerden düşük çıktığı ve bunun sebebinin HMK kafesli yapılardaki eksenel dikmelerin olmaması ve bu sebeple düşük basma gerilmelerinde bile deformasyona uğramaları olduğu belirtilmiştir. Gibson-Ashby modelinin deneysel sonuçlarla uyumlu olmamasının muhtemel sebepleri olarak; kalıntı gerilmelerin tahmin edilemeyen deformasyonlara sebep olabilmesi, malzeme yüzeyinde yapışmış olan ergimemiş tozların malzemenin hacmini arttırırken dayanımına etki etmemesi, modelde dikmelerin birleşim yerlerindeki ağırlıkları birden fazla kez sayıldığı için hatalı hesaplamalara yol açması, kafes yapılar yükleme durumunda linear-nonlinear davranış gösterdikleri için gerçek modülü hesaplamanın zorluğu, üretim kısıtlarından dolayı kafes yapılardaki dikmelerin düzgün çıkmaması ve çok fazla ergimemiş tozun yüzeye yapışması olarak sıralanmıştır. 316L paslanmaz çelik malzeme ve SLE yöntemi kullanarak üç farklı kafes yapısı (Tetrakaidekahedron, elmas ve HMK) üretilmiş, aynı yoğunluk ve birim kafes ölçülerinde tetrakaidekahedron yapının akma dayanımı elmas yapınınkinden %59,83 daha fazla, HMK yapınınkinden ise %482,53 daha fazla çıkmıştır. Ayrıca yoğunluğun kademeli olarak arttığı yapıların enerji absorbe edebilme özelliklerinin daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Farklı kafes yapıların gösterimleri Şekil 2.1'de paylaşılmıştır. Eİ ile üretilen Ti6Al4V kafesli yapıların yoğunluğunun, yorulma dayanımı ile orantılı olduğu ve aynı gerilim değerinde yoğunluk arttıkça parçanın yorulma dayanımın arttığı belirtilmiştir. Kafes yapıların yorulma davranışını en çok etkileyen parametrelerin ana malzemenin mekanik özellikleri, kafes yapının yoğunluğu, kafes şekli, dikme çeşitleri ve yerleşimi olarak açıklanmıştır [1].

Çizelge 2.1. Gibson-Ashby Modeli [2]

Mekanik Davranış Türü	Mekanik Özellik	Formül
Büküm baskın davranış gösteren kafes yapılar	Modül (E)	$E^*/ E_s = C(\rho^*/\rho_s)^2$
	Dayanım (σ)	$\sigma^*/ \sigma_{y,s} = C(\rho^*/\rho_s)^{3/2}$
Uzama baskın davranış gösteren kafes yapılar	Modül (E)	$E^*/ E_s = C(\rho^*/\rho_s)$
	Dayanım (σ)	$\sigma^*/ \sigma_{y,s} = C(\rho^*/\rho_s)$

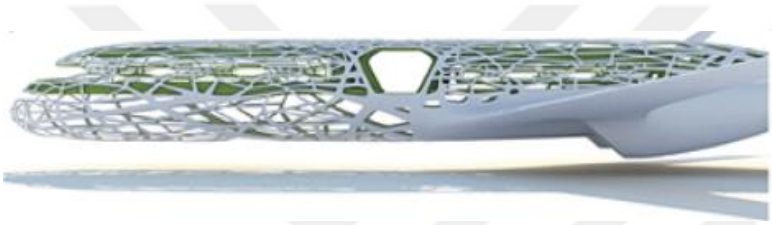
Formüllerde E^*, kafes yapınnı elastik modülünü, E_s kafes yapının ana malzemesinin elastik modülünü, C deneylerden elde edilen bir sabiti, σ^* kafes yapısının dayanımını, $\sigma_{y,s}$ kafes yapının ana malzemesinin akma dayanımını, ρ^* kafes yapının yoğunluğunu, ρ_s ise kafes yapının ana malzemesinin yoğunluğunu ifade etmektedir.



Şekil 2.1. Farklı kafes yapılar; (a) elmas yüzey merkezli kübik, (b) elmas altıgen, (c) hacim merkezli kübik, (d) yüzey merkezli kübik [3]

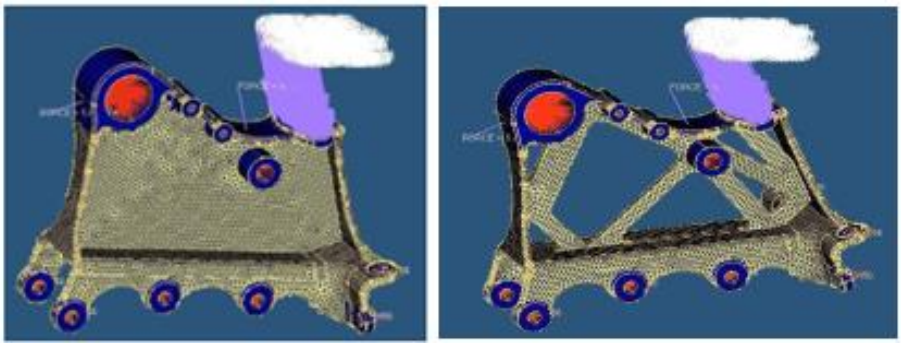
Zhu ve diğerleri motor blok parçalarından hava aracı yapısal parçalarına kadar ağırlık azaltımının yapılabileceği bileşenleri incelemişlerdir. Uluslararası sivil havacılık otoritesinin 2050 yılına kadar hava aracı emisyon değerlerini %50 oranında azaltmayı politika haline getirdiği aktarılmıştır. Havacılıkta da yakıt sarfiyatını düşürmenin başlıca koşulu olarak ağırlık azaltımının görüldüğü belirtilmiştir. Örnek olarak Airbus firmasının ağırlık azaltımı odaklı optimize edilmiş konsept uçak modeli Şekil 2.2'de sunulmuştur. Boeing 787 uçağında %20'lik bir ağırlık azaltımının yakıt tüketiminde %10-12 azalmayı sağladığı örnek olarak verilmiş, ağırlık azaltımına giden yolda en verimli araçlardan birinin

yapısal optimizasyon olduğu belirtilmiştir. Başlıca yaygın optimizasyon metodolojileri olarak boyut, şekil, topoloji optimizasyon tekniklerine değinilmiştir. Bunlara ek olarak kafes yapı optimizasyon metodolojisinin multi disipliner çoklu optimizasyonun önünü açacağı öngörülmüştür. Başlıca optimizasyon algoritmaları olarak cezalandırmalı katı izotropik malzeme (ing. solid isotropic material with penalization, SIMP), çift yönlü evrimsel yapısal optimizasyon (ing. bidirectional evolutionary structural optimization, BESO), genetik algoritma (ing. genetic algorithm), seviye seti metodu (ing. level set method) kullanıldığına değinilmiştir. Ek olarak sayısal optimizasyon yaklaşımlarındaki çok sayıdaki değişken sayısından kurtulmak ve daha efektif bir algoritma geliştirilmesinin optimizasyonu çok daha ileriye taşıyabileceği vurgulanmıştır [4].



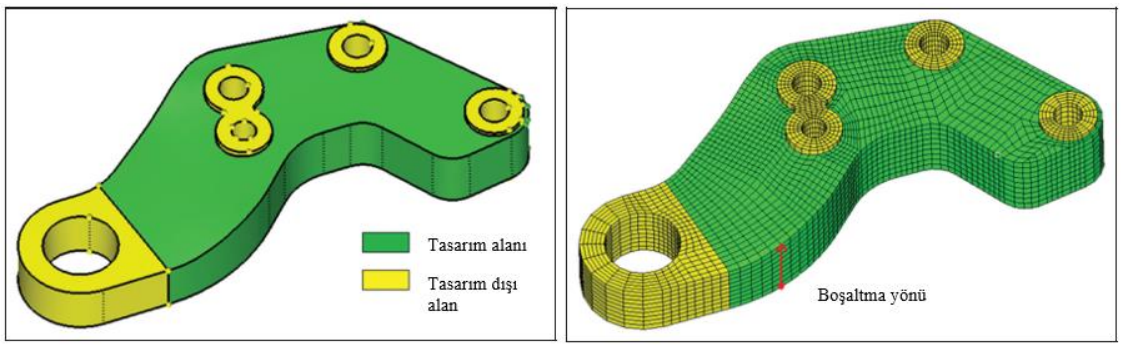
Şekil 2.2. Airbus firmasının gelecek için konsept uçak modeli çalışması [5]

Sun ve diğerleri tarafından gerçekleştirilen çalışmada ağırlık-çevresel yüklemeler vb. gibi parametreler efektif bir şekilde ele alınmadığı düşünülen bir araba kabini ön süspansiyon braketinin HyperWorks yazılımı içerisindeki OptiStruct çözücüsü kullanılarak topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltımı hedeflenmiştir. Optimizasyon hedefi olarak parça kompliansını en aza indirme (dayanımı maksimize etme), sınırlandırıcı koşul olarak da 0,2 değerinden az hacim oranı optimizasyon parametreleri olarak belirlenmiştir. Optimum tasarıma giderken ki sıralama olarak da diğer çoğu araştırmada da görülen şu sıralamanın takip edildiği belirtilmiştir; tasarımın yapısal analizi, optimizasyon, optimizasyon sonucunu uygulama, yeni geometri elde etme, tekrar yapısal analiz gerçekleştirimi, sonuçların karşılaştırılması. Orijinal braketin malzemesi döküm demirdir. 25,3 kg ağırlığında ve 285 MPa gerilme değerine ulaşılmakta olduğu belirtilmiştir. Parçanın Şekil 2.3'de verilen sonlu elemanlar modelinin optimizasyon iterasyonları sonucunda 354 MPa stress değeri görülen 21,6 kg ağırlığında yeni geometri elde edilmiş, ağırlıkta %39 oranında bir kazanç sağlanmıştır. Çalışmada bu değerin seçilen malzeme için akma dayanımı aralığında olduğu ve optimize tasarımın rasyonel bir tasarım olduğu belirtilmekte testlerle de tasarım sonucunun doğrulandığı aktarılmaktadır. OptiStruct çözücüsünün büyük çaplı kullanımının uygulanabilir olduğu sonucuna ulaşıldığı belirtilmiştir [6].

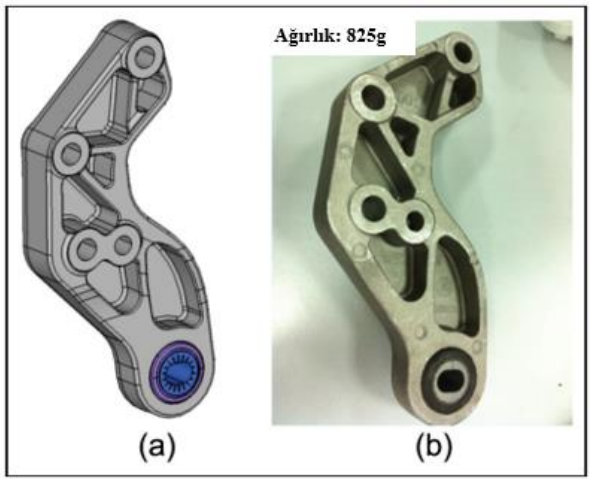


Şekil 2.3. Orijinal ve son tasarımın sonlu elemanlar modeli ve yüklemeleri [6]

Zhao ve diğerleri tarafından sunulan çalışmada Şekil 2.4'de tasarım alanı ve sonlu elemanlar modeli verilen araç güç aktarma organı montaj braketinin çoklu statik ve dinamik yüklemeler altında çok amaçlı topoloji optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyon algoritması olarak SIMP (ing. solid isotropic material with penalization), amaç olarak komplians ve ortalama eigenvalue değerleri belirlenmiştir. %50 hacim kısıtlaması uygulanmış ve ilk dört doğal frekans değeri ve 15 statik yükleme koşulu çok amaçlı optimizasyon fonksiyonuna dahil edilmiştir. Topoloji optimizasyonu iteratif prosesi sırasındaki mesh bağımlılığı ve sayısal kararsızlık problemlerini minimize etmek amacıyla minimum eleman ölçüsü ve boşaltma yönü parametreleri tanımlanmıştır. Çalışmada çok amaçlı topoloji optimizasyonu fonksiyonlarının uzlaşma programlama tekniği yaklaşımıyla hem statik hem dinamik gereksinimleri sağlayan bir yapı oluşumuna uygulanabileceği, minimum eleman ölçüsü ve boşaltma yönü parametrelerinin sayısal kararsızlıkları önleme ve tutarlı&simetrik optimize geometri sonucu çıkartımındaki önemine değinilmiştir. Ek olarak Şekil 2.5'de çalışma sonucu ulaşılan geometrik model ve üretilen numune paylaşılmıştır [7].



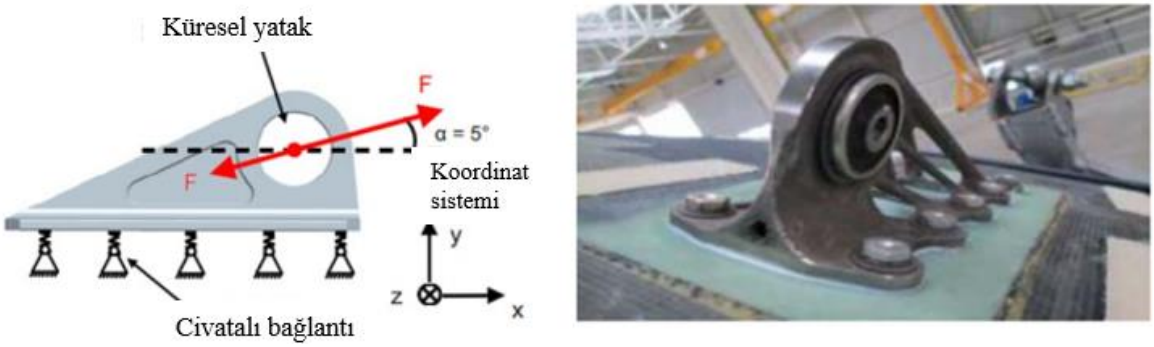
Şekil 2.4. Montaj braketinin tasarım alanı ve sonlu elemanlar modeli [7]



Şekil 2.5. Optimizasyon sonucu: (a) yeniden oluşturulan geometrik model ve (b) üretilen numune [7]

Fiorentin ve diğerleri A350 XWB uçağı FCRC (ing. flight crew rest compartment) bağlantı braketinin topoloji optimizasyonu, eklemeli imalatla farklı konumlandırma versiyonlarında üretim simüasyonu, Eİ sonrası kalıntı gerilmeler, yorulma dayanımı gibi konuları incelemiştir. Ana parça Al7075 malzemeden üretilmiştir. Çalışmada esas kabul edilen bu parçanın üretimi 316L paslanmaz çelik'den olacak şekilde planlanmıştır ve kinematik sertleşme, izotropik sertleşme, akma dayanımı, poisson oranı gibi mukavemetsel değerleri hesaba katılmıştır. Parçanın topoloji optimizasyonunda ABAQUS yazılımı, optimizasyon metodolojisi olarak da SIMP tercih edilmiştir. Parçanın ilk hali 2,1 kg ağırlığındadır ve sonlu eleman modellemesinde ortalama eleman ölçüsü olarak 1,5 mm kullanıldığı aktarılmıştır. Sonlu elemanlar modeline uygulanan sınır koşulları, koordinat sistemleri ve üretim sonrası parçanın montajlı hali Şekil 2.6'da görülebilmektedir. Parçanın topoloji optimizasyonu sonucunda son durumda ağırlığı 263 g'a kadar indirilmiş mukavemetin ağırlığa oranı 93'den 578'e yani 6 katına çıkartılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu ve son geometri Şekil 2.7'de paylaşılmıştır. Parça için basma ve çekme gerilmelerini tüm durumlar için bulmanın zor olduğu bu yüzden yorulma dayanımı hesaplamaları için gerilme genliği yerine ortalama gerilme üzerinden gidildiği belirtilmiştir. Parça üzerine quasi-statik analiz uygulanmış ve dayanım ölçütü olarak skalar bir gerilme değeri olan von-Mises gerilmesi kabul edilmiştir. Üç ayrı konumlandırmaya göre üretim analizleri gerçekleştirilmiş, kalıntı gerilme bölgeleri incelenmiştir. Statik analizdeki kritik bölgelerle üst üste konulmuş her bir durum için S-N eğrileri çıkartılmıştır. Basma gerilmesi oluşturulup yorulma dayanımını arttırıcı yönde etki oluşturan durumun tercih edilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır. Üretim yönünün yorulma dayanımına mutlak bir etkisi olduğunun görüldüğü fakat yüzey pürüzlülüğü, tarama

stratejisi, katman kalınlığı, lazer gücü, iç çatlaklar gibi etkilerin de incelenmesi gerektiği onların da yorulma dayanımı üzerindeki etkilerinin yadsınamaz olduğu vurgulanmıştır [8].



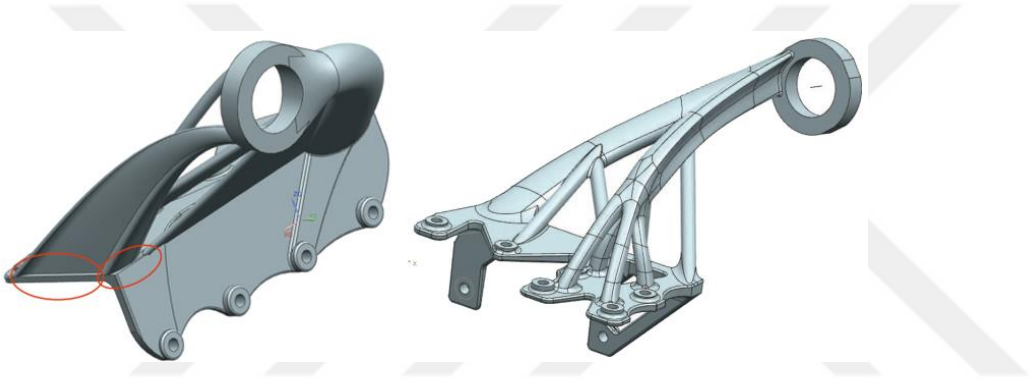
Şekil 2.6. Optimizasyon braket modeline uygulanan sınır koşulları, koordinat sistemleri ve Eİ ile üretilen orijinal Airbus FCRC kabin braketi montajı [9]



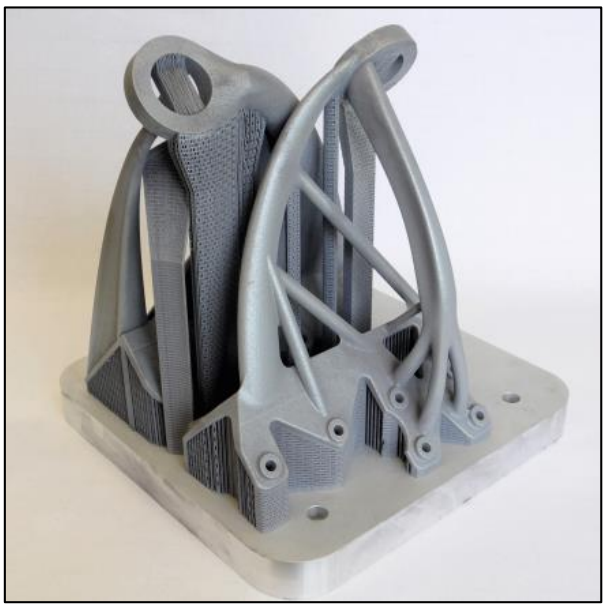
Şekil 2.7. Topoloji optimizasyon sonucu (iso=0,5) ve yumuşatma ardından son geometri [8]

Klahn, Omidvarkarjan ve Meboldt tarafından gerçekleştirilen çalışmada 2008 yılında Airbus desteğiyle yayımlanan bir yüksek lisans makalesinde seçici lazer ergitme yöntemiyle üretilen A380 uçağı CCRC (ing. cabin crew rest compartment) bağlantı braketinin 2017 koşullarındaki mevcut yazılımsal, literatürsel ilerlemelerle tekrar dizayn edilmesi ve üretilmesi anlatılmıştır. 2008 yılının şartlarında SLE sistemleri için tasarım yaparken şu parametrelere dikkat edilmesi gerektiğinin makalenin yayınlandığı gündeki kadar önemli olmadığı vurgulanmıştır; yüzey kalitesi dikey duvarlarda daha iyidir eğimli yüzeylerde kalite eklemeli üretimin merdivem etkisinden dolayı kötüleşir, üretim yönüne göre yukarıya doğru bakan yüzey alt tablaya bakan yüzeye göre daha iyi kalitede üretilir, belirli bir açı üzerinde tasarım yapmak destek malzemesi kullanımına sebebiyet verir bu da hem ekstra işçilik hem malzeme yapısını bozma riski taşımaktadır, dik delikler ve borelar üst kavis belirli bir açının üzerindeyse destek yapısı gerektirmez, iç oyuklar üretim sonrası tozun dışarı çıkabilmesi için bir delik tasarımı gerektirir, ince duvarlı yapılar minimum bir kalınlığa ihtiyaç duyar ve deformasyonu ve eğilme etkisini minimize etmek için serme yönüne paralel şekilde üretim planlanmamalıdır, mekanik özellikler üretim yönünde daha düşük değerli bir anizotropi gösterir. Şekil 2.8’ de görülebilmekte olan 2008 yılındaki eklemeli üretim tasarımı 1,32 kg

ağırlığında alüminyum alaşımdan üretilmiş ve 1,28 emniyet katsayısına sahipken, 2017 tasarımı 0,62 kg ağırlığında ve 1,64 emniyet katsayısına sahiptir. Her iki tasarımın üretim sonrası şekilleri Şekil 2.9.'da sunulmuştur. 2008 yılındaki CAD yazılımlarının kabiliyeti ötesinde kalan noktalar düzeltilmiş, keskin köşe, gerilme konsantrasyon noktaları bırakılmamış ve yeni tasarımda önlenmiştir. Ayrıca ilk tasarımda belirlenen bambu yapılı içi boş yapıda tasarım prensibinin statik anlanma etkin olduğu fakat dinamik yükleme koşullarında sorun yaratacağı aktarılmıştır. Eklemeli üretim tasarım prensibi olarak eğimli içi dolu kiriş yapısı; içi boş yapı, düz kiriş, kesme bölgeli tasarım gibi yaklaşımlar yerine tercih edilen prensip olmuştur. Son olarak kirişlerin açısının destek gerektirmeyecek şekilde yeniden tasarlanmasının üretim zamanını 89 saatten 66 saate düşürdüğü belirtilmiştir [10].

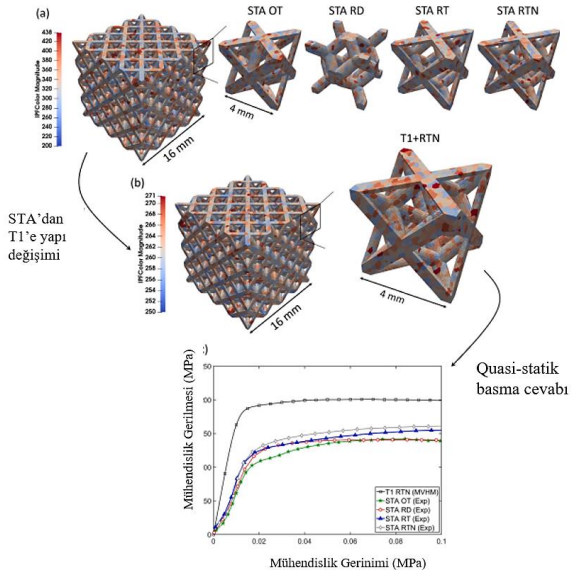


Şekil 2.8. Seçici lazer ergitme Eİ prosesi için tasarlanan eski ve yeni braket tasarımı [10]



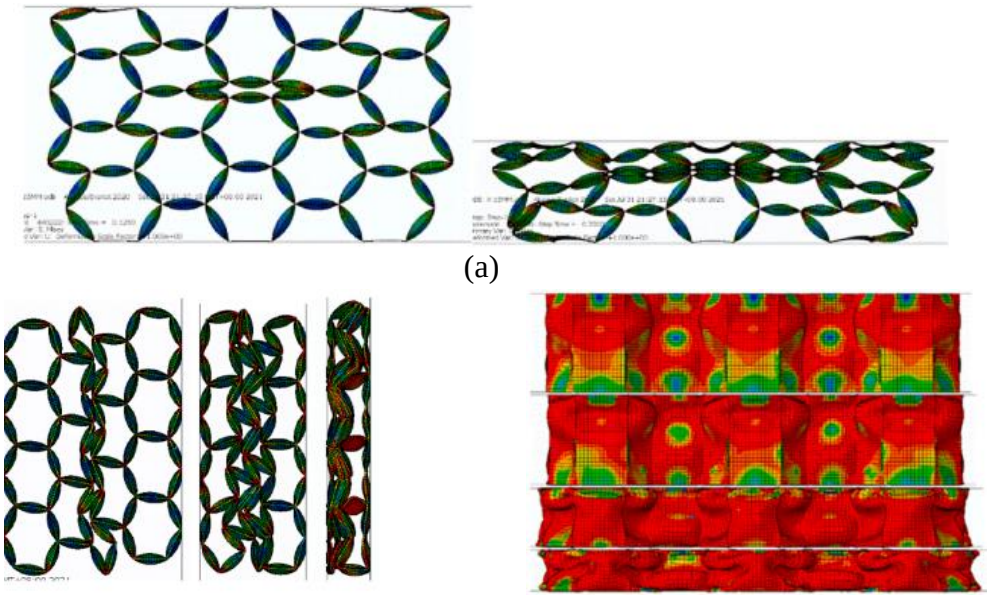
Şekil 2.9. Concept Laser M2 makinesinde üretilen eski ve yeni tasarım braketler [10]

Babamiri ve diğerleri tarafından sunulan çalışmada eklemeli imalatla üretilen kafes yapıların mekanik dayanım özelliklerinin iyileştirilmesi için mikro yapı ve topoloji optimizasyonunun kombinasyonu deney, mikro ölçek modelleme, makro ölçek sonlu elemanlar modellemelerle desteklenerek incelenmiştir. Optimum mikro yapı tam alan polikristal plastisite (ing. full-field polycrystal plasticity) simülasyonu yardımıyla belirlenmiştir. Efektif makro ölçek malzeme davranışının da kristalografik dokunun irdelenerek belirlendiği aktarılmıştır. Dört farklı makro ölçek kristalografik doku örnekleri incelenmiş gerilme projeksiyon faktör analizlerinin sonucunda her biri için makro ölçekli akma yüzeyleri çıkartılmış ve sertlik davranışları test edilmiştir ve sonuçlar Şekil 2.10'da verilmektedir. Mikro yapı bağımlı makro ölçek model daha sonra birim hücre sonlu eleman modelleme tekniğiyle ABAQUS yazılımında 3B tetra elemanlarla modellenmiş ve değişken kafes yapılı topolojilerin mekanik dayanım davranışları analiz edilmiştir. Çalışmada testlere tabi tutulan malzeme STA IN718 olarak belirtilmiştir. Ek olarak çalışmada yeni bir topoloji optimizasyon yaklaşımından bahsedilmiş ve Rhoctan (RTN) olarak adlandırılmıştır. RTN tekniğiyle ilave optimizasyonu yapılmış parçaların sabit kafes mikro yapılı parça numunesine göre akma dayanımı ve elastisite modülü değerlerinin %50 oranında artış gösterdiği aktarılmaktadır. Buradan sonuçla çalışmada bize değişken mikro yapı kullanımı ve topoloji optimizasyonunun eş zamanlı kullanımıyla tasarımın mekanik performansında büyük oranlı iyileştirmeler yapılabileceğinin testlerle de doğrulandığı anlatılmıştır. Eklemeli imalatın bu yaklaşımı öteye taşıyıp bir tasarım stratejisi olarak gerçek hayata taşıyabilecek potansiyelde olduğu da ayrıca belirtilmiştir [11].



Şekil 2.10. Değişik kafes yapıların quasi-statik bası yüküne karşı dayanımları [11]

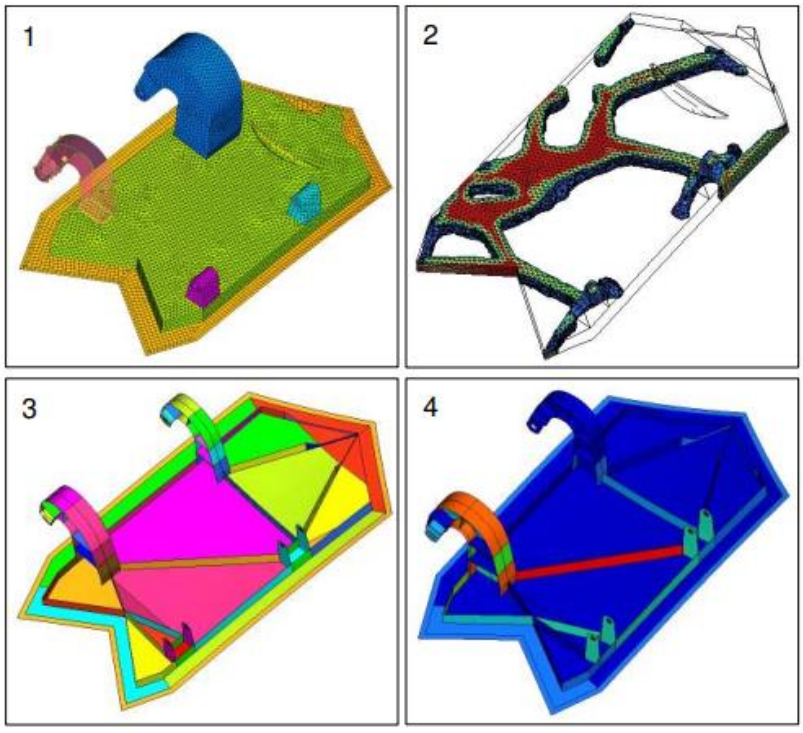
Dong ve Fan tarafından yapılan çalışmada burkulma hasarına yönelik tasarım odaklı AlSI 316L malzemeden altıgen kafes yapıların (ing. buckling oriented hexagonal lattice structure (BOHLS)) quasi-statik eksenel, eksen dışı basma deneyleri yürütülmüş ve kafes yapıların ezilme davranışı incelenmiştir. Kafes yapılar SLM yöntemiyle üretilmiştir. Sayısal analizler yapılmış, değişik parametrelerin kafes yapıların ezilme davranışı üzerine etkileri irdelenip deney sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. BOHLS yapının kırılma davranışı sayısal sonucu Şekil 2.11'de paylaşılmıştır. Burkulma düzeninin spesifik enerji emilimini (ing. SEA) ve ortalama ezme kuvveti (ing. MCF) büyük ölçüde arttırıcı yönde etkide bulunduğu görülmüştür. Sonuçlar altıgen kafes yapı (ing. hexagonal lattice structure (HLS)) ile kıyaslanmış ve burkulmaya yönelik yapıların cevapları irdelenmiştir. Burkulmaya yönelik HLS yaklaşımın düzlemsel basma yükü dayanımı ve enerji emilimini HLS yapıya göre arttırıcı etkiye sahip olduğu aktarılmaktadır. Kafes yapı duvar kalınlığının enerji emilimi üzerine etkisinin yüksek olduğuna değinilmiş küçük duvar kalınlığı değerlerinin aynı eksenli bası enerji absorpsiyonunu arttırıcı etkisi olduğu aktarılmıştır. Düzlem dışı bası enerji absorpsiyonu üzerine etkisinin ise tersi yönde olduğuna değinilmiştir. Genişliğin arttırımının da düzlemsel basma enerji absorpsiyonunu arttırıcı etkiye sahip olduğu aktarılmıştır. BOHLS yapıların kompleks olduğuna değinilmiş fakat eklemeli imalat üretim yönteminin sunduğu üretim ayrıcalığı sayesinde uygulanabilirliğinin olduğu ve normal altıgen kafes yapıların enerji absorpsiyonunun burkulmaya yönelik versiyonun eklemeli imalatla üretimi sonucunda büyük oranda arttırılabileceği vurgulanmıştır [12].



(a) (b) (c)

Şekil 2.11. (a) X, (b) Y, ve (c) Z yönleri için BOHLS yapının sayısal kırılma davranışı [12]

Taylor tarafından gerçekleştirilen çalışmada F-35 savaş uçağının tasarım ve geliştirme sürecince topoloji, şekil ve ölçü optimizasyonlarının nasıl uygulama alanı bulduğu ve takip edilen sıralama aktarılmıştır. Çalışmada kısa kalkış dikey iniş (ing. STOVL) F-35 versiyonunda büyük bir ağırlık problemiyle karşılaşıldığı ve bu gereksinimin çözümünde parçaların yük yollarının çıkartılarak maksimum verimi sağlayacak parça tasarımlarının gerçekleştirildiği aktarılmıştır. Optimizasyon sırası olarak ilk olarak Altair mühendislik yazılımı OptiStruct çözücüsü kullanılarak topoloji optimizasyonu gerçekleştirildiği daha sonra oluşan yığılım görüntülü yük akış geometrisinden bir tasarım oluşturulup bunun üzerinden şekil ve ölçü optimizasyonlarının gerçekleştirildiği aktarılmaktadır. Sonlu elemanlar modeli oluşturma aşamasında gene Altair yazılımı HyperMesh'in kullanıldığı açıklanmıştır. F-35 çok rollü savaş uçağında topoloji, şekil, ölçü optimizasyonlarının uygulama alanı bulduğu başlıca parçalar şunlar olarak belirtilmiştir; kompakt bağlantı elemanları, kapılar, kapı bağlantı elemanları, braketler, kabuk yapıda plakalar. F-35 uçağı kapı parçası için örnek optimizasyon prosedürü Şekil 2.12'de görülebilmektedir. Süreçten maksimum verimin alınabilmesi için problemin doğru ve basite indirgeyici mühendislik yaklaşımıyla sonlu elemanlar programına aktarımının, makine-yapısal analiz mühendisi etkileşiminin veriminin arttırılmasının, yapısal analiz&yapısal tasarım mühendisi arası bilgi alışverişi ve etkileşimin iyi olmasının önemli parametreler olduğuna değinilmiştir [13].

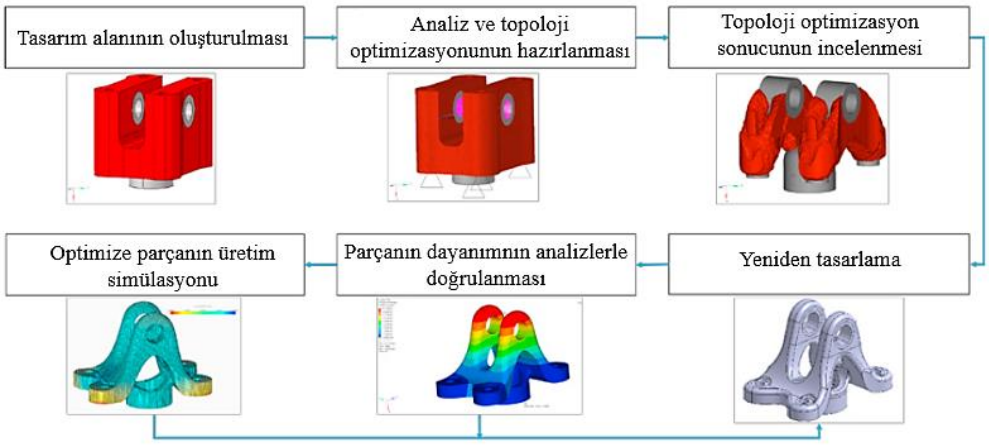


Şekil 2.12. F-35 uçağı kapı optimizasyon örneği [13]

Dagkolu, Gokdag ve Yilmaz daha önce Ti6Al4V malzeme kullanılarak CNC yöntemi kullanılarak üretimi gerçekleştirilen bir döner kanat hava aracı parçasının eklemeli imalat için tasarım, eklemeli imalatla üretim, üretim sonrası yüzey pürüzlülüğü&yorulma dayanımını maksimize edici ardıl işlemlerin hangi sıra ve yaklaşımla takip edildiğini Şekil 2.13'de de görülebileceği gibi sıralamış ve aktarmışlardır. Toz yataklı eklemeli imalat üretim makinesi olarak EOSINT M280'in tercih edildiği belirtilmişir. Üretim parametreleri olarak Çizelge 2.2'de de belirtildiği gibi üretici tarafından sağlanan veriler olan 170 W lazer gücü, tarama hızı 1250 mm/s, tarama mesafesi 0,015 mm, katman kalınlığı 0,03 mm parametreleri kullanılmıştır. Topoloji optimizasyon algoritması olarak SIMP tercih edilmiş. Sonlu elemanlarla modelleme işlemleri HyperMesh yazılımında gerçekleştirilmiş, optimizasyon çözücüsü olarak da OptiStruct tercih edilmiştir. Optimizasyon sonucu elde edilen .stl dosyası parametrik CAD yazılımı ortamına alınmış ve NURB (ing. non-uniform rational B-splines) geometriler yardımıyla optimizasyon sonucu ışığında yeniden eklemeli imalat için tasarımı gerçekleştirilmiştir. Tasarlanan geometri yeniden sonlu elemanlar yazılımında 3B dört yüzlü (tetrahedral) elemanlarla modellenmiş ve yapısal analizi gerçekleştirilmiştir. Eklemeli imalatla üretim simülasyonu aşamasında Autodesk Netfabb yazılımından yararlanılmış ve arkaplanında termo-mekanik analizlerin çözdürülmesi sonucu kalıntı stress, çarpıklık değerleri bilgisayar ortamında incelenmiştir. Üretim sonrası ardıl işlemler olarak sıcak izostatik presleme ve kimyasal-mekanik parlatma proseslerinden faydalanılmıştır. HIP (ing. hot isostatic pressing) işleminde parça 900°C sıcaklıkta 1000 bar basınca maruz bırakılmıştır. Diğer bir taraftan tüm yorulma hesaplarının ardından minimum $1.3x10^{11}$ çevrimlik bir yorulma dayanım ömrü parça için öngörülmüştür. Bu değerin yorulma kritik parçalar için ister olarak beklenen 10^7 değerinin üzerinde olduğu belirtilmiştir. Tüm proseslerin sonucunda CNC üretim parçaya kıyasla %45 ağırlık azaltımı elde edildiği aktarılmıştır [14].

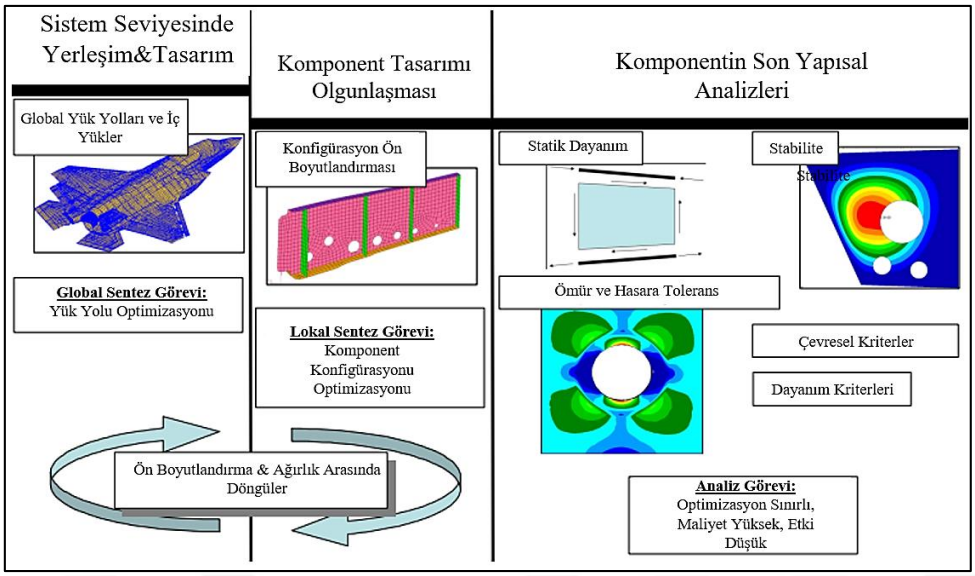
Çizelge 2.2. Seçici lazer ergitme üretim parametreleri [14]

Lazer Gücü (W)	Tarama Hızı (mm/s)	Tarama Aralığı (mm)	Katman Kalınlığı (mm)
170	1250	0,015	0,03



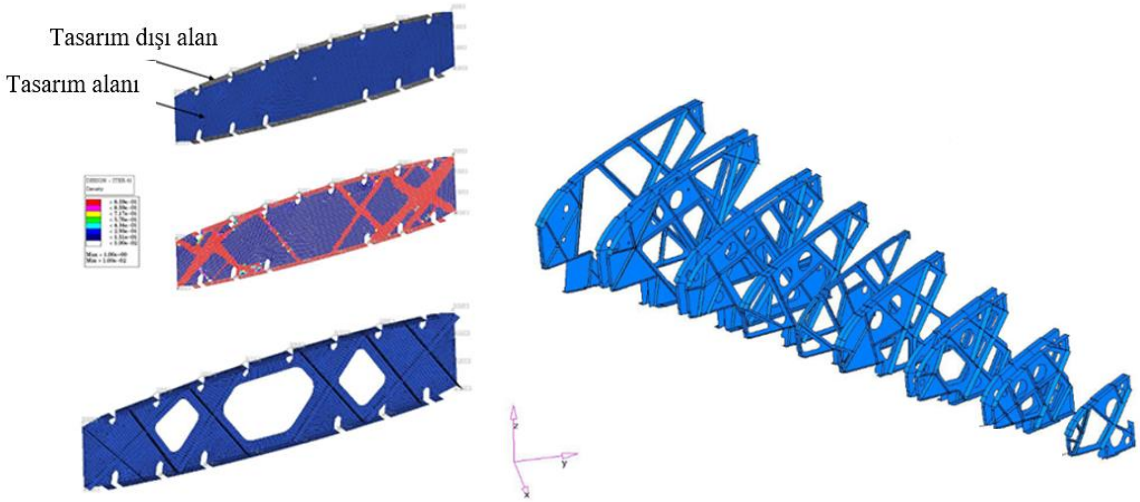
Şekil 2.13. Topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltımı prosesinin akış şeması [14]

Taylor, Garcia, Tang tarafından sunulan çalışmada ana yapıyla entegre hava aracı yapısal parçalarının sonlu elemanlar modeli tabanlı optimizasyonu sonucunda yapısal analiz aktivetelerinin üretkenliğinin düşük ağırlıklı parça tasarımına ulaşma yolunda olumlu yönde nasıl etkilediğini ve F-35 müşterek taarruz uçağında uygulama alanı bulduğunu Şekil 2.14'de özetlendiği şekilde irdelemişlerdir. F-35 Lightning-2 programının aşırı maliyeti ve takvim süresini azaltmanın yanında toplam ağırlığın da azaltımı parametresiyle bazı zorluklarla karşılaştığı aktarılmıştır. Bu zorluğun çözümünde gerekli olan yük akışlarına ve parça kütlesi&dayanım ilişkisine direkt etkisi olan tasarım parametrelerinin tespiti için yapısal analiz ve optimizasyon aktivitelerinden yararlanıldığı belirtilmiştir. Ek olarak çalışmada tüm yapıya entegre hava aracı yapısal parçalarının optimizasyonu sürecinde meydane gelen hususlar ve bunların uygulanan çözümleri verilmiştir. Optimizasyonun amacı yapısal parçaların örgü ve destek yapılarının kararlılık, sürekli dayanıklılık ve hasara tolerans gibi özelliğini kaybetme mekanizmalarına karşı en az kütle gözetilerek ölçülendirilmesi olarak aktarılmıştır. Bu proses sürecinde de faydalanılan ticari yazılımlar olarak MSC NASTRAN ve Altair OptiStruct olarak belirtilmiştir. Entegre optimizasyon modellerinin doğruluğunun kontrol edilmesi prosesinde şu üç noktanın irdelenmesinin kurulan modelin üretkenliğini arttırıcı etkiye sahip olduğu aktarılmaktadır; sonlu elemanlar modelinin dengede bir serbest cisim diyagramı sağlıyor olması, global yük akış çizgilerini koruyor olması ve onu çevreleyen yapıların sertliğini izah eden bir yapıda olması [15].



Şekil 2.14. Optimizasyon araçları kullanılarak boyutlandırılan kanat bileşeni şeması [15]

Krog, Tucker ve Rollema topoloji, ölçü ve şekil optimizasyon araçlarının hava aracı komponetlerinin tasarımında nasıl başarılı bir şekilde kullanım olanağı bulduğunu ve gerilme dayanımı etkin, stabilite açısından dayanıklı tasarımların nasıl ortaya çıkarılabileceğini incelemişlerdir. Kanat ön kenar kaburgaları, ana kanat kutusu kaburgaları, kanat arka kenar braketleri, gövde kapı eyleyicileri, gövde kapı interkostalları hava aracında optimizasyon süreçleri takip edilebilecek başlıca komponentler olarak belirtilmiştir. Topoloji optimizasyonunun hava aracı yapılarına ön tasarım aşamasında nasıl tatbik edilebileceğini ve devamında detaylı ölçülendirme ve şekil optimizasyonları prosesleriyle üretimi destekleyici, stabilite açısından dayanıklı ve gerilme sınırlandırmaları içerisinde kalan parça tasarımlarının nasıl yapılabileceği aktarılmıştır. Bu süreçte Altair mühendislik firmasınca piyasaya sürülen OptiStruct yazılımından faydalananıldığı belirtilmiş, Şekil 2.15'de paylaşılan Airbus A380 13 adet kanat ön kenar kaburgalarının Altair'in topoloji, ölçü ve şekil optimizasyon prosesleri yardımıyla tasarlandığı paylaşılmıştır. Kanat ön kenar kaburga optimizasyon programının başlangıcında detaylı modellemelerden ve büyük miktarda çözüm zamanı gibi vakit alıcı ve uğraştırıcı hususlardan uzaklaşmak amacıyla kaburgaların ve onları çevreleyen yapılara bağlantıları tek nokta sınırlandırma (SPC) sonlu elemanları kullanılarak sabitlenmiştir. Serbestlik derecelerinin kısıtlanması çevreleyen yapının kaburgalara sağladığı mukavemetsel dayanım göz önünde bulundurularak verilmiştir. Optimizasyon sürecinde sonucun kısıtlanan serbestlik derecelerinin etkisinde kaldığı görülmüş ve bu sorunun üstesinden süper eleman kullanımıyla gelindiği belirtilmiştir [16].

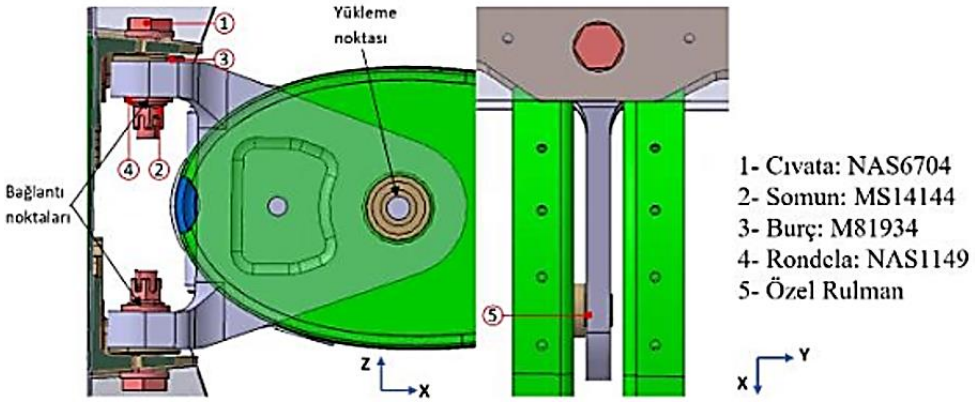


(a) (b)

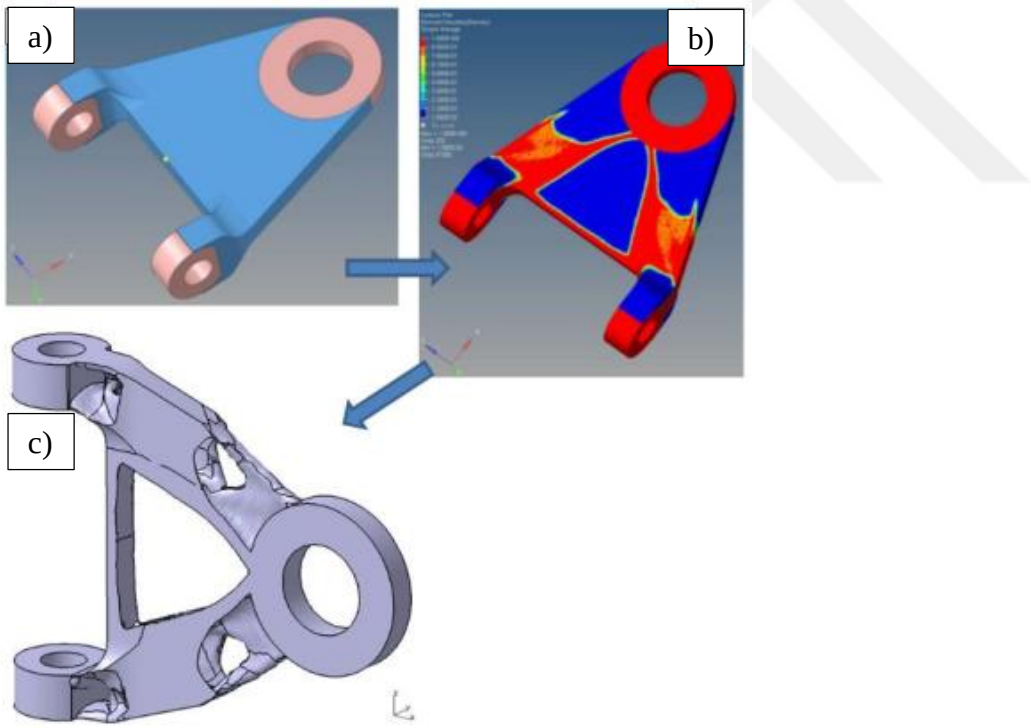
Şekil 2.15. Topoloji optimizasyonuyla hafifletilmiş (a) ana kanat kaburga yapısı ve (b) Airbus A380 burun kaburgaları [16]

Gülcan ve arkadaşları tarafından gerçekleştirilen çalışmada konvansiyonel üretim kısıtlarına uygun olarak tasarlanan ve Şekil 16.'da sunulan bir uçak parçasının, topoloji optimizasyonu yöntemleri kullanılarak, aynı yükleme koşullarına dayanacak şekilde ağırlığının azaltılabileceği gösterilmiştir. Optimizasyon sonucu elde edilen parça geometrisi, sonlu elamanlar analizine tabi tutulmuş ve aynı yükleme koşullarında plastik deformasyon göstermediği sunulmuştur. Optimize edilmiş geometri, elektron ışınıyla ergitme (EIE) yöntemiyle Ti6Al4V malzemeden üretilmiş ve parçada meydana gelen boyutsal sapmalar ölçülmüştür. Ölçüm sonuçlarından elde edilen sapmaların montaj toleransları dahilinde olduğu görülmüştür. Son olarak, üretilen parça statik teste tabi tutulmuş ve nümerik sonuçlar ile test sonuçlarının uyumlu olduğu gösterilmiştir. Bütün bu çalışmalar neticesinde, bir uçak parçasının topoloji optimizasyonu ile, aynı yükleme koşullarına dayanacak şekilde, ağırlığının %40,7 oranında azaltılabileceği, EIE yöntemiyle başarılı bir şekilde üretilebileceği ve test verilerine dayanarak, uçakta kullanılabileceği gösterilmiştir. Şekil 17'de optimize edilecek alan, yoğunluk dağılımı ve oluşan son geometri verilmiştir. Çalışmada elektron ışınları, tablaya bir katman kalınlığı kadar serilen tozları yaklaşık 500-700 °C'de, yüksek tarama hızı, büyük elektron ışını odak boyutu ve düşük elektron ışını akımı ile sinterlemesinden yararlanılmıştır. Sonlu eleman modelinde yakınsama probleminin önüne geçmek için sınır koşulları fikstür üzerinde ankastre şeklinde tanımlanmış modeldeki asimetrilerin problem yaratmasını önlemek için de yük uygulama bölgesine boyutsuz BAR2 elemanlar tanımlanmıştır. Topoloji optimizasyonu sayesinde ana geometriden %40,7 daha hafif parça elde edilmiştir. Üretim sonucu meydana gelen boyutsal sapmaların toleranslar

dahilinde olduğu görülmüştür. Test ve sonlu elemanlar analizinin uyumlu olduğu sonucuna varılmış, çıkan farkların yüzey pürüzlülüğünden, analiz ve testteki farklı sınır koşullarından kaynaklandığı değerlendirmesi yapılmıştır [17].



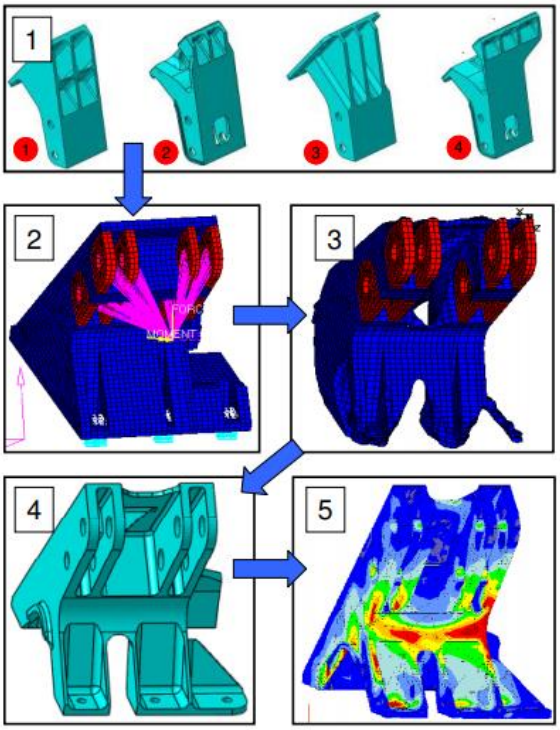
Şekil 2.16. Optimizasyon probleminde kullanılacak uçak parçasının montaj şekli [17]



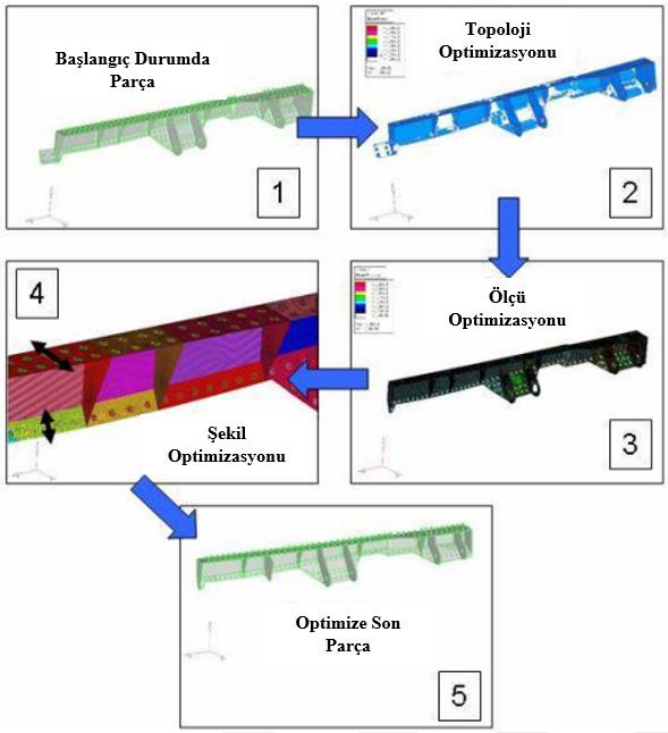
Şekil 2.17. (a) Optimize edilecek parça, (b) yükleme sonucu oluşan yoğunluk dağılımı, (c) optimize edilmiş geometri [17]

Taylor ve diğerleri tarafından yapılan çalışmada F-35 savaş uçağının tasarım ve geliştirme sürecince topoloji, şekil ve ölçü optimizasyonlarının nasıl uygulama alanı bulduğunu ve takip edilen sıralamayı oluşturmuştur. Kısa kalkış dikey iniş (STOVL) F-35 versiyonunda

büyük bir ağırlık problemiyle karşılaşıldığı ve parçaların yük dağılımı çıkartılarak, maksimum dayanımı sağlayacak parça tasarımları oluşturularak sorunların çözüldüğü gösterilmiştir. Savaş uçağı üretim programında topoloji, şekil, ölçü optimizasyon mekanizmalarından ve Altair firmasına ait OptiStruct ticari optimizasyon yazılımından yararlanıldığı aktarılmıştır. Kompakt bağlantı fittingleri, düz metalik paneller, bağlantı braketleri gibi ağırlık azaltımının öngörüldüğü uçak yapılarına gerekli görülen optimizasyon prosedürleri uygulandığı aktarılmıştır. Menteşe bağlantı parçalarınnın optimizasyonunda sadece topoloji optimizasyonu uygulanmasının yeterli olduğu ve literatürde genel olarak takip edilen amaç fonksiyonu olarak kompliansın minimize edilmesi, kısıt fonksiyonu olarak hacim oranının sınırlandırılmasının uygulandığı belirtilmiştir ve menteşe parçasına ait optimizasyon aşamaları Şekil 2.18'de sunulmuştur. %42 ağırlık azaltım oranlarına ulaşıldığı belirtilmiştir. Optimizasyonun potansiyel faydaları ve yazarların optimizasyonun yapısal mimariye nasıl uyduğuna dair görüşlerine değinilmiştir. Ardından çalışmada optimizasyon araçlarının ve yöntemlerinin F-35 yapısal bileşenlerine nasıl uygulandığını göstermek için her bir metodoloji için özel örnekler gösterilmiş ve örnek bir optimizasyon süreç örneği de Şekil 2.19'da paylaşılmıştır [18].

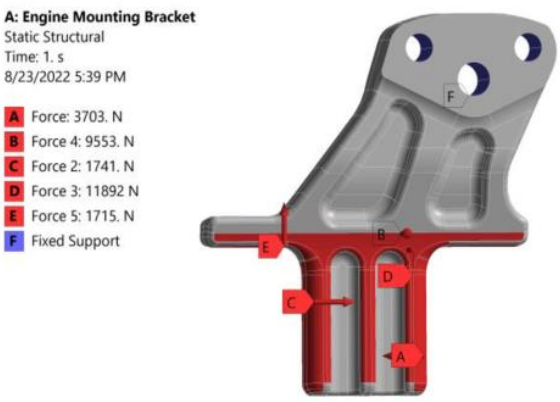


Şekil 2.18. 3B Modellenmiş kompakt menteşe parçası için topoloji optimizasyon süreci örneği (%30 hafifleme) [18]



Şekil 2.19. Optimizasyon süreç örneği [18]

Kumar ve diğerleri tarafından sunulan bu çalışmada motoru araç şasisine monte etmek için kullanılan ve yükleme durumlarıyla birlikte Şekil 2.20'de gösterilen montaj braketinin optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Tasarım kısmında SOLIDWORKS, analiz&optimizasyon kısımlarında ANSYS Workbench yazılımlarından yararlanılmıştır. %5-10 kütle azaltım oranları elde edilmiş ve yapının ilk ve son durumlarının karşılaştırılmalı statik yapısal analizleri sunulmuştur. Tasarım süreci son haline getirildiğinde maksimum gerilmede 27,9 MPa artış olmasına rağmen, %9,97 ağırlık azaltımı ve deformasyonda 0,04526 mm azalma elde edilmiştir [19].



Şekil 2.20. Motor bağlantı parçasının yükleme durumları [19]

Mikulikova ve diğerleri bu çalışmada bir öğrenci yarış arabasının debriyaj kolunun topoloji optimizasyonuyla ağırlık azaltımını, sonlu elemanlar analizi ile yapısal analizlerini ve AlSi10Mg tozundan Çizelge 2.3'de verilen proses parametreleri ile seçici lazer ergitme metodu ile eklemeli imalat analizlerini gerçekleştirip üretmişlerdir. Deneysel doğrulama çalışması kapsamında uygulanan yük topoloji optimizasyonunda varsayılan yükün 1,5 katı olmasına rağmen maksimum von-mises gerilmesinin malzemenin 220 MPa olan akma dayanımının altında kaldığı aktarılmıştır. Çalışma kapsamında parçanın ağırlığı %10 azaltılmış, dayanım arttırılmış, emniyet katsayısı değerleri 3,0'ın üzerinde tutulmuş ve daha estetik bir tasarıma kavuşulmuştur. Ek olarak Şekil 2.21'de görülebilen çoklu parçaların bir araya getirilmesinden oluşan başlangıç tasarımına kıyasla, son durumda Eİ ile üretilen ve Şekil 2.22'de paylaşılan tek parça aynı görevi yerine getirebiliyor hale getirilmiştir. Son olarak çalışma Çizelge 2.4'de özetlenmiştir [20].

Çizelge 2.3. Proses parametreleri [20]

Parametre	Tanım
Analiz tipi	Topoloji optimizasyonu
Amaç fonksiyonu	Dayanımın maksimize edilmesi
Başlangıç ağırlık hedef fonkisyonu	%15 tasarım alanı hacmi
Eleman büyüklüğü	4,3 mm
Geometrik kısıt	Düzlem simetrisi (boyuna düzlem)

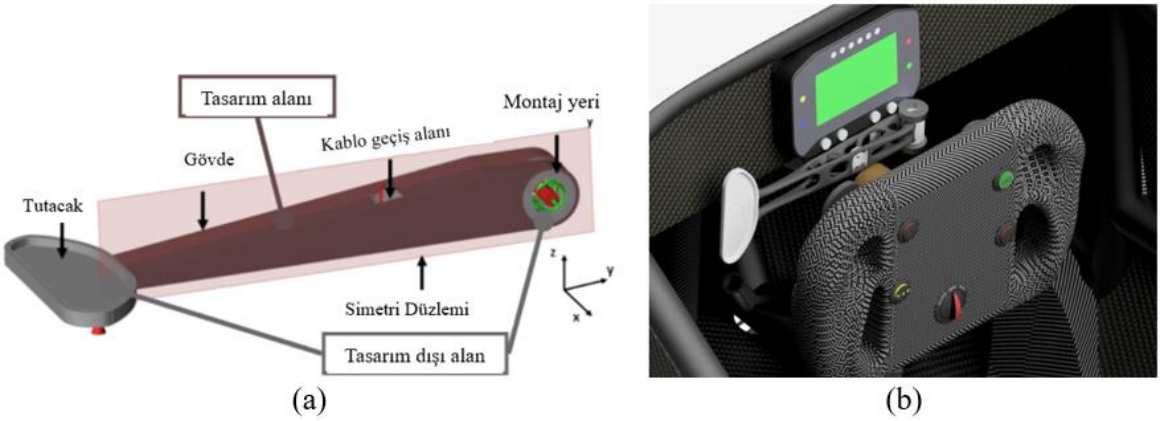


(a) (b)

Şekil 2.21. Başlangıç tasarımları (a) çelik&karbon fiber plaka, (b) alüminyum alaşımı ve karbon fiber plaka [20]

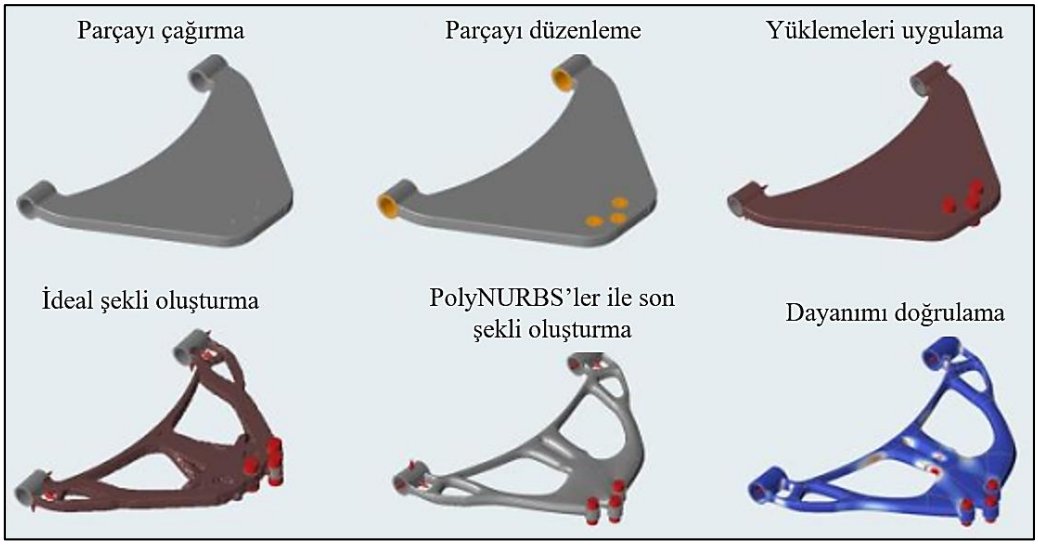
Çizelge 2.4. Sonuçların özeti [20]

Debriyaj kolu	Ağırlık (g)	Gerilme (MPa)	Deplasman (mm)	Güvenlik faktörü	Parça sayısı
Çelik-karbon	90	27,5	0,02	7,4	6
Al6061-karbon	52	41,6	0,09	6,0	6
AlSi10Mg Kaba tasarım (TO önce)	111	34,7	0,07	6,3	1
AlSi10Mg (TO sonra)	47	66,0	0,22	3,3	1



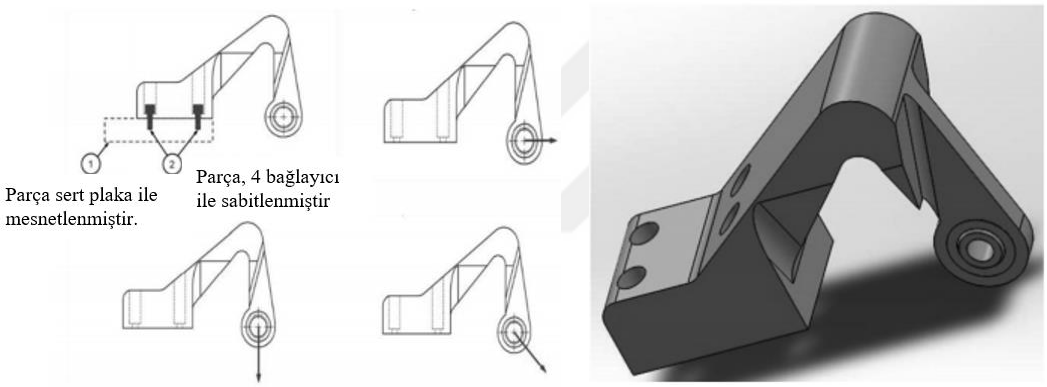
Şekil 2.22. (a) Başlangıç tasarımı&optimizasyon alanı, (b) direksiyona monte edilmiş debriyaj kolunun son tasarımı [20]

Top ve diğerleri tarafından gerçekleştirilen çalışmayla araç salıncak kolu parçasının Şekil 2.23'de paylaşılan topoloji optimizasyon süreciyle ağırlığı azaltılarak ideal son geometrisine ulaştırılması ve üretim maliyetlerinin düşürülmesi hedeflenmiştir. Optimizasyon modeli kurulumu, sonucun eklemeli üretime uygun tasarımı gibi süreçlerde solidThinking Inspire yazılımından faydalanılmıştır. Inspire programının optimizasyon döngüsündeki güçlü yanları olarak; polyNURBS araçları ile optimizasyonu gerçekleştirilen parçanın düzenlenmesi, tasarım performansının karşılaştırılması, yük tiplerine göre kısıtlamaların yapılabilmesi ve yüzey optimizasyonu olarak sıralanmıştır. Çalışma sonucunda araç salıncak kolunun ağırlığı azaltılıp optimum forma ulaştırılmış ve son formun Inspire programı içerisinde statik analizi yapılarak risk teşkil edebilecek bölgeler ortaya konulmuştur [21].



Şekil 2.23. Araç salıncak kolu parçasının optimizasyon süreci [21]

Hanush ve Manjaiah tarafından sunulan çalışmada düzey kümesi (ing. level set) topoloji optimizasyonu metodundan yararlanılarak Şekil 2.24'de sunulan havacılık braketi yeniden tasarlanmıştır. Optimizasyon sonucunda %44,8 ağırlık azaltımına ve 2,3 emniyet katsayısına ulaşılmıştır. Düzey kümesi bazlı optimizasyon metodolojisinin yoğunluk bazlı yaklaşıma göre ANSYS Additive 2020 yazılımında daha iyi sonuçlar verdiği belirtilmiştir. Parçanın toz yataklı seçici lazer ergitme eklemeli üretimle minimum zaman ve en az kalıntı gerilme ile üretimini doğrulayabilmek amacıyla Magics yazılımıyla Çizelge 2.5'de paylaşılan parametrelerle simülasyonların gerçekleştirildiği belirtilmiş; 80 W lazer gücü, 1000 mm/s tarama hızı ve 90 µm tarama aralığında minimum kalıntı gerilme değerinin görüldüğü belirtilmiştir. Ayrıca Çizelge 2.5'de aktarılan enerji yoğunluğu değerinin Eş. 1.1 ve 1.2'nin kullanılarak hesaplandığı aktarılmıştır. Kalıntı gerilmenin optimum üretim parametreleri ve doğru parça oryantasyonuyla minimize edilebileceği aktarılmıştır [22].



(a) (b)

Şekil 2.24. (a) Parçanın 2B görüntüsü ve yükleme durumları, (b) orijinal parçanın 3B CAD görüntüsü [22]

$$E_l = \frac{P}{V \cdot L} \quad (1.1)$$

$$E_H = \frac{P}{V \cdot H \cdot L} \quad (1.2)$$

E_l: Yüzey enerji yoğunluğu (J/mm^2)

E_H: Hacim enerji yoğnnluğu (J/mm^3)

P: Lazer gücü (W)

V: Tarama hızı (mm/s)

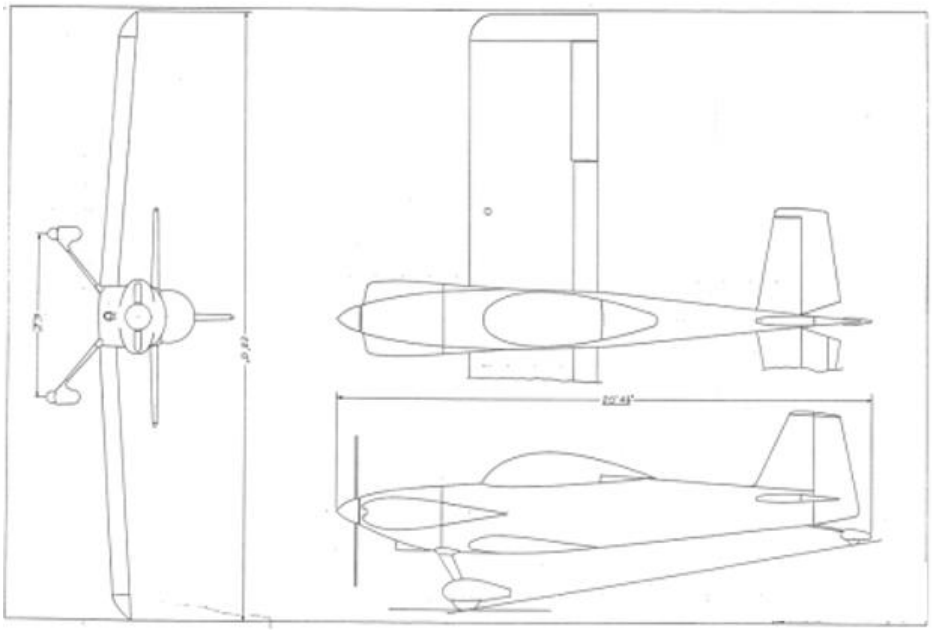
H: Tarama aralığı (µm)

L: Katman kalınlığı (µm)

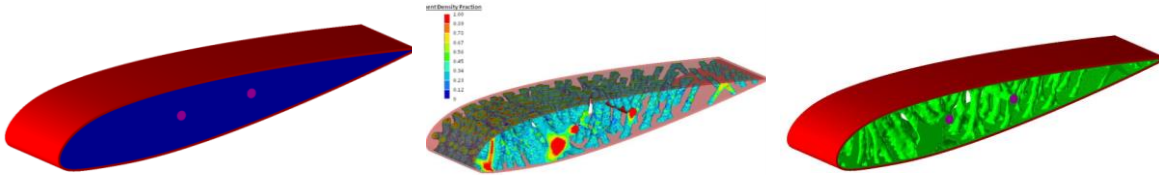
Çizelge 2.5. Değişik üretim parametreleriyle oluşan kalıntı gerilmelerin karşılaştırılması [22]

Numara #	Lazer Gücü (W)	Tarama Hızı (mm/s)	Tarama Aralığı (μm)	Enerji Yoğunluğu (J/mm^3)	Kalıntı Gerilme (MPa)
1	80	900	70	42,33	433,89
2	80	950	80	35,09	427,57
3	80	1000	90	29,63	426,98
4	90	900	80	41,67	431,22
5	90	950	90	35,09	429,09
6	90	1000	70	42,86	434,11
7	100	900	90	41,50	430,32
8	100	950	70	50,13	436,21
9	100	1000	80	41,67	432,58

Walker ve diğerleri tarafından Şekil 2.25'de sunulan uçak kanadının yapısal performansının arttırılması ve ağırlığının azaltılması amacıyla Şekil 2.26'da gösterilen topoloji optimizasyonu çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Topoloji optimizasyonunda Altair firmasının Optistruct yazılımı ve SIMP metodolojisi tercih edilmiştir. Optimizasyonun tasarım kısıtı olarak toplam hacmin %30'un altında olması ve amaç fonksiyonu olarak da kompliansın minimize edilmesi seçilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucu oluşan geometri prototipi eklemeli imalat ile üretilmiştir ve devam eden çalşmalarda asıl metal toz yataklı eklemeli imalat gerçekleştiğinde %15-25 arası ağırlık azaltımı gerçekleşmesinin beklendiği belirtilmiştir [24].



Şekil 2.25. Van's RV-4 deneysel uçağının çizimleri [25]



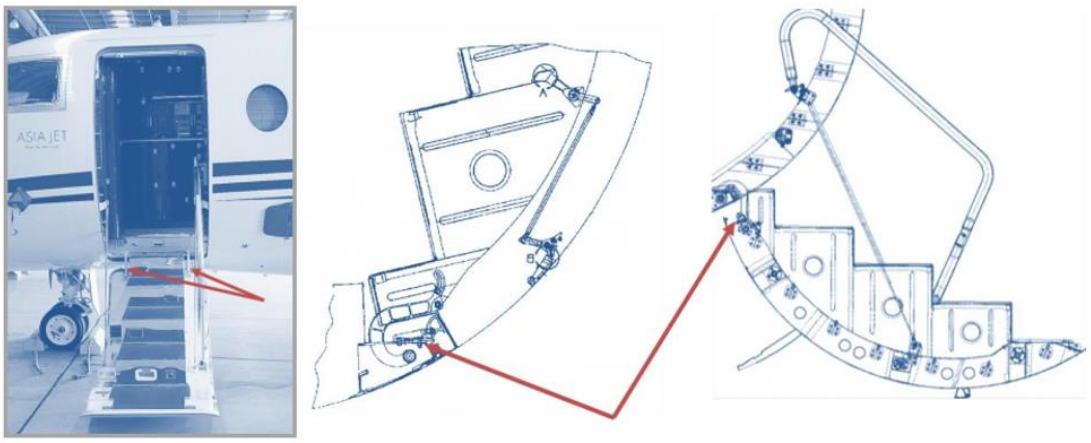
(a) (b) (c)

Şekil 2.26. (a) Van's RV-4 uçağı kanadı topoloji optimizasyonu için başlangıç tasarım alanı, (b) %38 yoğunluk oranı eşik değerli kanat topoloji optimizasyon sonucu, (c) %38 yoğunluk oranı eşik değerli sonucun düzenlenmiş son geometrik hali [24]

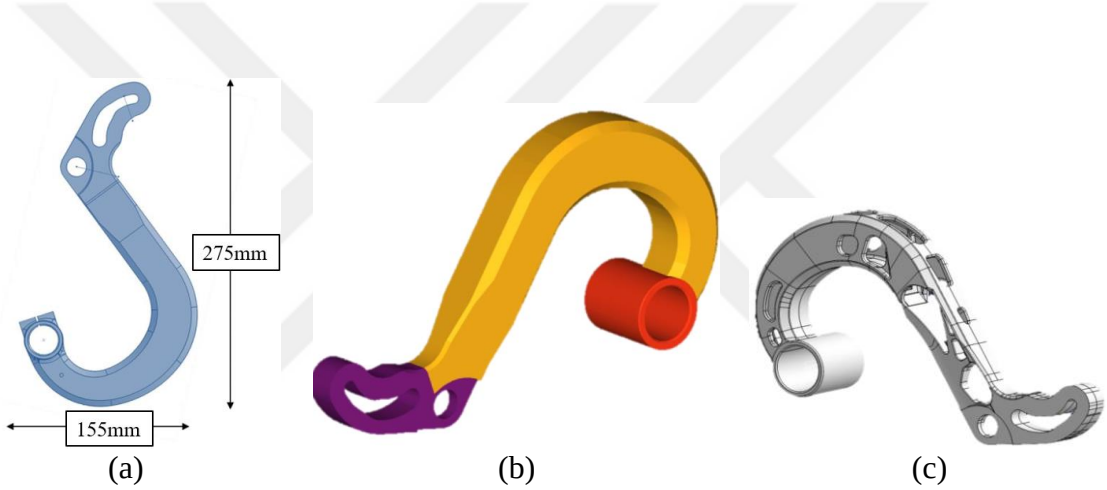
Muir tarafından gerçekleştirilen çalışmada Şekil 2.27'de verilen Gulfstream G280 uçağının ana çıkış kapısı menteşe parçasının topoloji optimizasyonu konu edilmiştir. Çeşitli örnekler aracılığıyla gerilme/kütle ve kompliansın statik ve yorulma yüklemesi altındaki yapısal parçanın topoloji optimizasyon sonucu üzerine etkileri değerlendirilmiştir. Çalışmayla yüksek statik ve dinamik yüklemeye maruz kalan ve boyutsal olarak oldukça kısıtlı yapılarda dahi önemli ölçüde ağırlık azaltımının yapılabileceği gösterilmiştir. Tasarım döngüsü sonucunda ilk tasarımın 1547 g olan ağırlığında %54'lük bir azalış kaydedilmiştir. Optimizasyon döngülerinde global gerilme, yorulma, hacim ve deplasman kısıtlamalı komplians amaç fonksiyonlu optimizasyon ve aynı kısıtlamalı minimum kütle amaç fonksiyonlu optimizasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Çalışma çerçevesince ortaya konan tasarımlar ve karşılık gelen emniyet katsayısı&ağırlık azaltılımı değerleri Çizelge 2.6'da özetlenmiştir. Ayrıca çalışma sonucunda elde edilen en optimum tasarım Şekil 2.28'de gösterilmiştir [26].

Çizelge 2.6. Her bir tasarım için ağırlık azaltımı ve karşılık gelen emniyet katsayıları [26]

Tasarım	Ağırlık	Gerilme (MPa)						Deplasman (mm)	Ağırlık Azalış %
		Maks	Emniyet Katsayısı	Ortalama	Emniyet Katsayısı	Yorulma	Emniyet Katsayısı		
Orijinal	1547	670	1,42	610	1,56	646	1,16	6,00	-
Orijinal Titanium	866	725	1,17	689	1,24	711	1,10	11,20	44,0
Tasarım 1	650	591	1,44	574	1,48	620	1,26	8,20	58,0
Tasarım 2	710	740	1,15	650	1,31	607	1,29	9,10	54,0



Şekil 2.27. Ana çıkış kapağının açık ve kapalı durumları için menteşe parçasının Gulfstream G280 uçağında konumlanışı [26]



Şekil 2.28. (a) Parçanın en uygun üretim oryantasyonu ve karşılık gelen X-Y ölçüleri, (b) topoloji optimizasyonu tasarım alanı (sarı) ve tasarım dışı alanları (kırmızı-mor), (c) parçanın son durumdaki hali [26]

Seabra ve diğerleri tarafından sunulan çalışmada Şekil 2.30'da paylaşılan ve döngüsü özetlenen hedef parça için optimizasyondan tasarıma, Eİ ile üretimine ve teste kadar geliştirme süreci ele alınmıştır. Optimize edilmiş geometrinin önemli ölçüde ağırlık kazancı getirmekle birlikte emniyet katsayısında da artış sağladığı belirtilmiştir. Topoloji optimizasyon prosedüründe ağırlıklı kompliansın minimizasyonunun amaç fonksiyonu, hacim oranı ve parçanın dikey orta düzlemine göre simetri kriterlerinin de kısıt fonksiyonları olarak tanımlandığı belirtilmiştir. Ağırlıklı kompliansın formülasyonu Eş. 1.3 ve 1.4 kullanılmıştır. Ek olarak TO sürecinde oluşturulan parçaya ait tasarım alanı ve eleman yoğunluk dağılımı sonucu Şekil 2.29'da sunulmuştur. Çalışmayla orijinal malzemesi Al 7050-T7451 olan parçanın, Ti6Al4V malzemesi ile toz yataklı seçici lazer ergitme Eİ yöntemi ile üretim için topoloji optimizasyonundan da yararlanılarak yeniden tasarlanması

sonucunda %28'lik bir ağırlık kazancı ve emniyet katsayılarında iki kat artış elde edildiği belirtilmiştir [27].

Ek olarak parçanın Eİ ile üretimi ile ilgili dört husus şu şekilde sıralanmıştır:

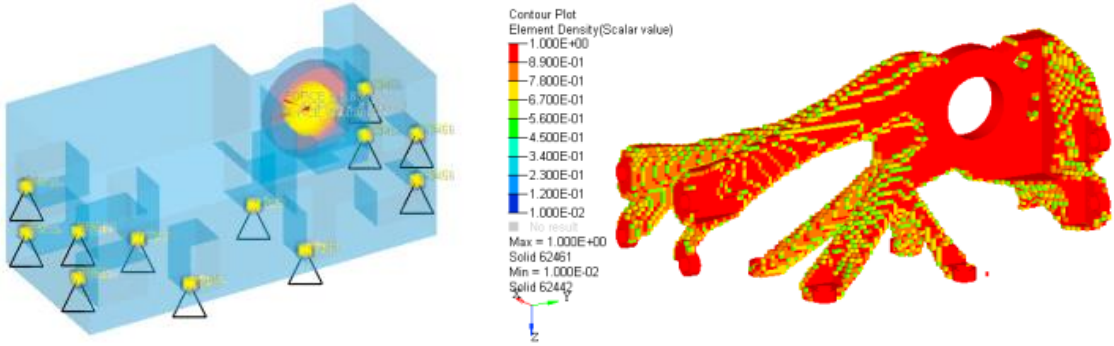
1. Süreç doğruluğu [28],
2. Destek yapısı [28], [29], [30], [31],
3. Yüzey pürüzlülüğü [28],
4. Geometrik uygulanabilirlik ve olanaklar [32], [33].

$$C_w = \sum w_i \, C_i \tag{1.3}$$

C_w: ağırlıklı komplians
w_i: ağırlık
C_i: i yükleme durumuna ait komplians

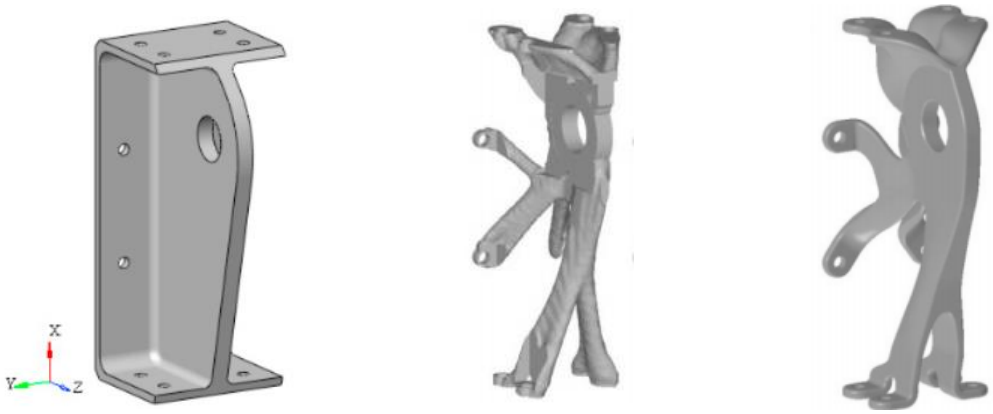
$$C_i = \frac{1}{2} u_i^T \, f_i \tag{1.4}$$

u_i: deplasman
f_i: kuvvet



(a) (b)

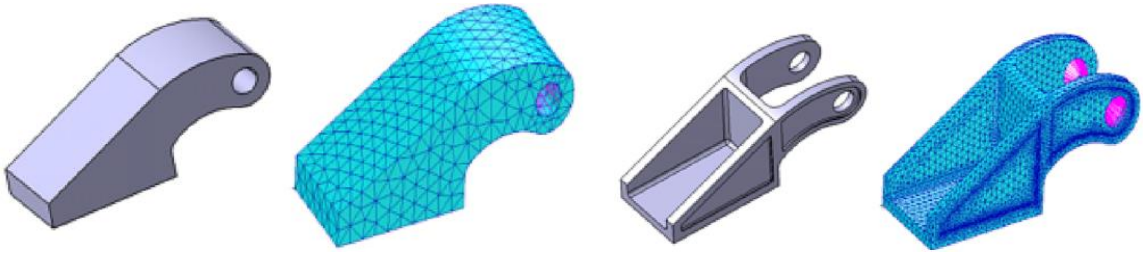
Şekil 2.29. (a) Final tasarım alanı, (b) eleman yoğunluk dağılımlı TO sonucu [27]



(a) (b) (c)

Şekil 2.30. (a) Orijinal parça, (b) TO sonucu, (c) final tasarım [27]

Govindan ve Ramu tarafından gerçekleştirilen çalışmada Şekil 2.31'de geometrisi ve sonlu eleman modeli görselleri paylaşılan uçak fan kaput kapı menteşesi, gerilim kapasitesinden ve yük dönüşümlerinden ödün vermeden sıfırdan tasarlanmış ve ağırlığını azaltmak amacıyla adım adım optimize edilmiştir. İlk model alüminyum 7475 malzemesinden yapılmakta ve 1,37 kg gelmekte olduğu son modelin gene aynı malzemeyle 0,48 kg ağırlığına indiği aktarılmıştır. Sonlu eleman modeli hazırlama yazılımı olarak MSC PATRAN, çözücü olarak MSC NASTRAN, tasarım yazılımı olarak da CATIA V5 kullanıldığı belirtilmiştir [35].



(a) (b)

Şekil 2.31. (a) Başlangıç durumundaki parça ve sonlu eleman modeli, (b) son durumdaki parça ve sonlu eleman modeli [35]

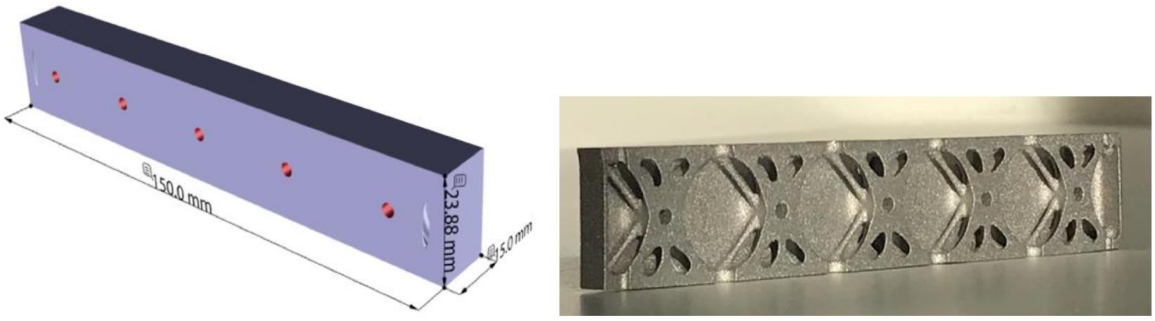
Orme ve diğerleri tarafından aktarılan çalışmada üç uzay uçuş donanım parçasının topoloji optimizasyonu ile ağırlık azaltımı ve AlSi10Mg toz yataklı seçici lazer ergitme ile eklemeli üretime uygun tasarımı anlatılmıştır. Analiz ve optimizasyon süreçleri Altair firmasının HyperWorks 14,0 yazılımı kullanılarak, yeniden modelleme aşaması ise Altair Inspire programındaki PolyNURBS araçlar kullanılarak gerçekleştirilmiştir. HyperWorks yazılımının model hazırlayıcı olarak HyperMesh, çözücü olarak OptiStruct, sonuçları inceleme için HyperView alt yazılımlarından oluşmakta olduğu aktarılmıştır. Parçaların

modellenmesi aşamasında 1,2-2,5 mm boyutlu 3B dört yüzlü tetra elemanlar kullanılmış, mesh yakınsama çalışması gerçekleştirilmemiş fakat analiz sonuçları yapılan testler ile doğrulanmıştır. Şekil 2.32'de geometrileri paylaşılan çalışma 1'de işlenen yıldız izler parçasının ağırlığının 425 g'dan 89 g'a düşürüldüğü, Şekil 2.33'de geometrisi sunulan çalışma 2 kenar ek parçasında %40 ağırlık azaltımı elde edildiği, Şekil 2.34'de geometrisi verilen çalışma 3 aya iniş aracının motor montaj parçasının ağırlığının da 4,0 kg'dan 2,95 kg'a düşürüldüğü aktarılmıştır. Tasarımların üretiminde EOS M290 tezgahı kullanılmıştır. Üretim parametreleri olarak da 30 mikronmetre katman kalınlığı, 165°C üretim tablası ön ısıtma sıcaklığı tercih edilmiştir. Kullanılan toz ise 42,78 mikron ölçüsünde D50 değeri ve 69,88 mikron D90 değeri ile karakterize edilmiştir [36]



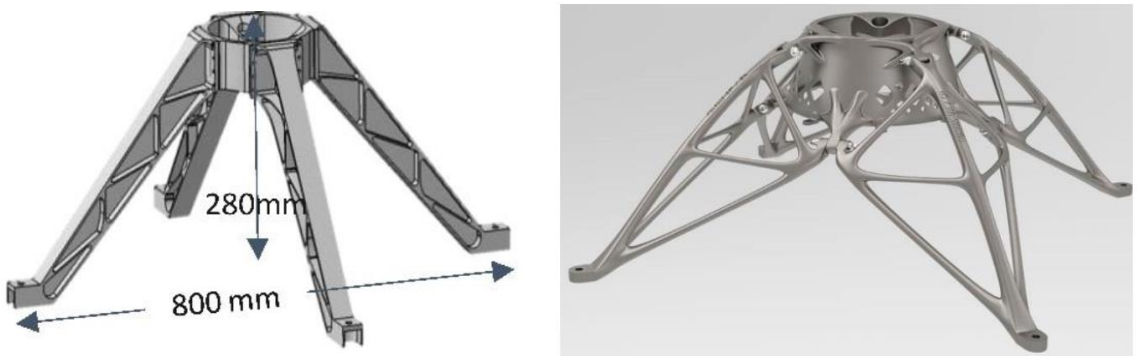
(a) (b)

Şekil 2.32. Çalışma 1 (a) orijinal yıldız izler kamera braketi, (b) optimize edilmiş yıldız izler kamera braketi [36]



(a) (b)

Şekil 2.33. Çalışma 2 (a) orijinal kenar ek parçası, (b) optimize edilmiş kenar ek parçası [36]



(a) (b)

Şekil 2.34. Çalışma 3 (a) orijinal aya iniş aracı motor montaj parçası, (b) optimize edilmiş aya iniş aracı motor montaj parçası [36]

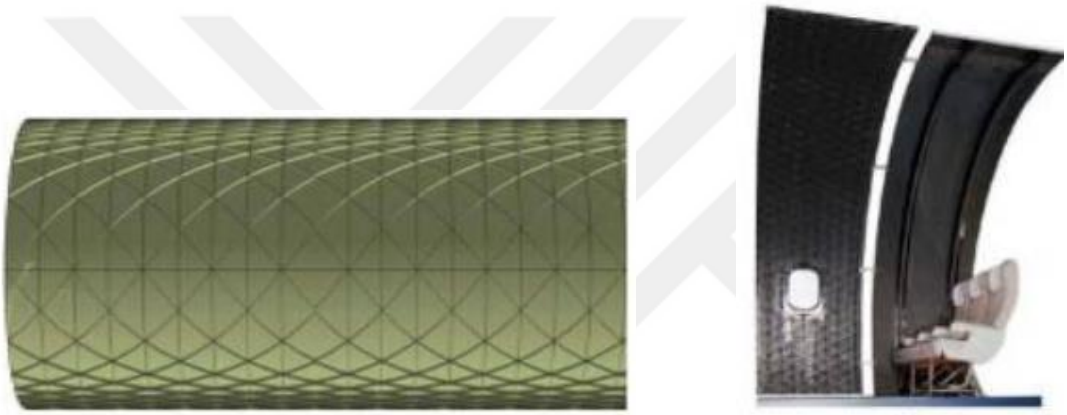
Liu ve diğerleri tarafından gerçekleştirilen çalışmayla konsept aşamasında topoloji optimizasyonu tekniğinden yararlanılarak Şekil 2.35'de gösterildiği gibi öne doğru ok kanatlı bir uçağın kafes yapılı gövde tasarımı amaçlanmıştır. Uçak gövde yapısı 1B kiriş ve 2B kabuk sonlu elemanlarla modellenmiştir. Ardından Şekil 2.36'da da örnek olarak gösterildiği gibi en verimli şekilde dağılmış takviye elemanlı gövde yapısal düzenine erişmek amacıyla yapının sonlu elemanlarla modellenilerek analizi ve SIMP metodolojisi kullanılan topoloji optimizasyonu çalışması gerçekleştirilmiştir. Topolojik sonuçların gövde yapısının yukarı ve aşağı uç noktalarında yatay destek elemanlarının, yan yüzeylerde pencere bölgelerine yakın alanlarda Şekil 2.37'de verildiği gibi çapraz kafes destek elemanlarının yerleşiminin gerekli olduğunu ortaya koyduğu aktarılmıştır. Çapraz kafes destek elemanlarının yerleşiminn daha düzgün bir şekilde elde edilebilmesi açısından 2B kabuk elemanlı modelli gövdenin daha kısa çözüm süresi sağlıyor olmasına rağmen, Şekil 2.38'de gösterildiği gibi 1B kiriş ile modellenmesi önerilmiştir [37].



Şekil 2.35. Öne doğru ok kanatlı ve uzun kesintisiz kafes gövde yapılı konsept uçak [37]

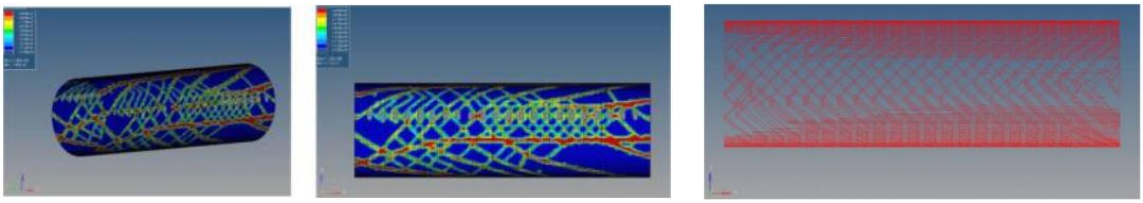


Şekil 2.36. Roket mühendislik uygulaması için geliştirilen kafes güçlendirmeli yapı [38]



(a) (b)

Şekil 2.37. Sürekli değişen açılı takviye elemanlı gövde yapısı, (b) tam ölçekli karbon fiber takviyeli polimer uygulama örneği [38]

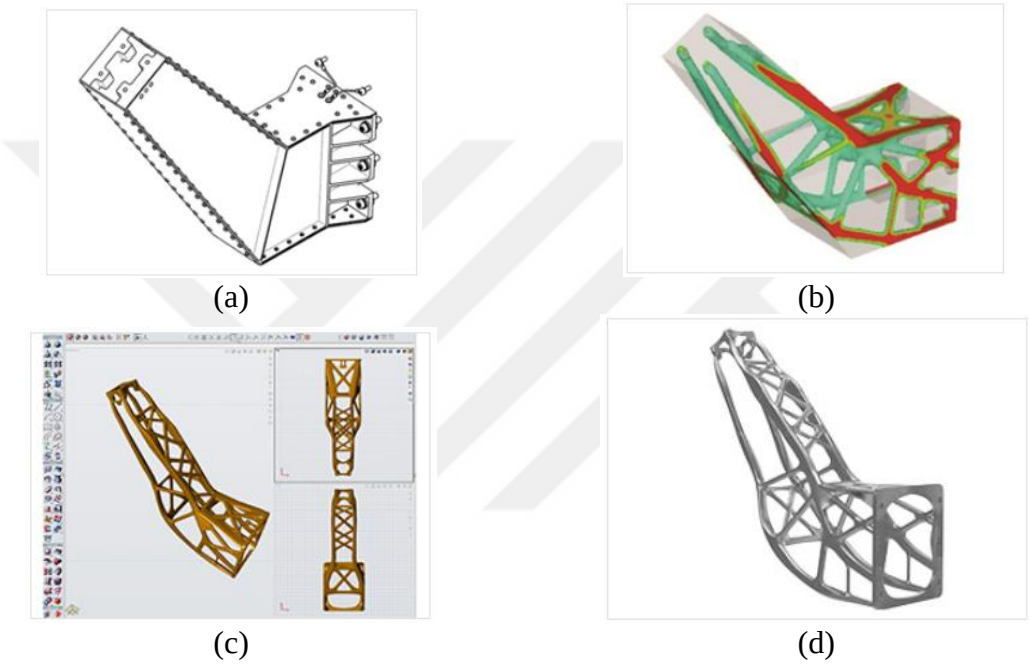


(a) (b)

Şekil 2.38. (a) 2B kabuk eleman modelli pencereli gövde yapısı için çoklu yükleme durumu altında optimum destek eleman yerleşim şablonu, (b) 1B kiriş eleman modelli pencereli gövde yapısı için çoklu yükleme durumu altında optimum destek eleman yerleşim şablonu [37]

Sentinel-1A uydusu anten destek braketi topoloji optimizasyonu ve eklemeli imalatla üretimi için RUAG havacılık tarafından gerçekleştirilen çalışma literatürdeki önemli uygulamalardan bir tanesidir. Topoloji optimizasyonu aşamasında Altair OptiStruct, eklemeli imalat için tasarım aşamasında solidThinking Evolve yazılımlarından

faydalanılmıştır. Çalışmayla DMLS metodu ve AlSi10Mg tozu kullanılarak, EOS M400 tezgahında 60 µm tabaka kalınlığıyla parçanın üretimi gerçekleştirilmiştir. Orijinal parçanın ağırlığı 1,60 kg'dan 940 grama kadar düşürülmüş, parça için rijitlik gereksinimi %30 aşılmıştır. Optimizasyon çalışmasının genel aşamaları Şekil 2.39'daki görseller ile özetlenmiştir. Ek olarak uzay keşif faaliyetlerinde taşınan her bir yükün maaliyetinin 20000€'nun üzerinde olduğu ve havacılık-uzay sektöründe ağırlık azaltımının önemi vurgulanmıştır [39].



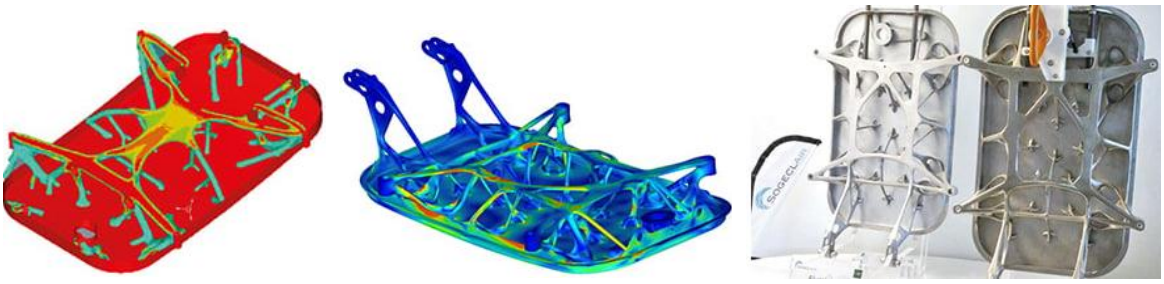
Şekil 2.39. (a) Orijinal uydu anten destek braketi, (b) OptiStruct ile optimize edilen tasarım alanı, (c) solidThinking Evolve ile yüzey modellenmesi, (d) uydu anten destek braketinin son tasarımı [40]

Bir diğer önemli çalışmayla Airbus A350 XWB yolcu uçağının dikey stabilizatör bölgesinde yer alan kamera için kablo yönlendirici dayanağının iki hafta gibi kısa bir süre içerisinde ağırlık azaltımı ve eklemeli imalat ile üretimi aktarılmıştır. EOS üretimi DMLS tezgahı ve AlSi10Mg tozu kullanılarak 90 µm tabaka kalınlığında üretim gerçekleştirilmiştir. Şekil 2.40'da gösterildiği gibi orijinal parçanın 30 ayrı parçanın birleşiminden oluştuğu ve tek bir parçaya indirgenen son çözümün toplam imalat süresini 70 günden 19 saate indirerek önemli bir kazanç sağladığı belirtilmiştir. Bununla birlikte parçanın ağırlığının 452 gram'dan 317 gram'a düşürüldüğü bilgisi paylaşılmıştır [41].



Şekil 2.40. Optimize edilip Eİ ile üretilen Airbus A350 XWB kamera kablo yönlendirici tutacağı [41]

Sogeclair havacılık, mühendisleri tarafından gerçekleştirilen çalışmayla hava aracı ebay erişim kapısının Altair HyperMesh, HyperView, OptiStruct ve Inspire yazılımları kullanılarak topoloji optimizasyonu, sonlu eleman analizleri&sonuç değerlendirme işlemleri ve parçayı yeniden tasarlayarak ağırlık azaltma prosesleri gerçekleştirilmiştir. Orijinal kapının ölçülerinin 800 mm x 500 mm x 250 mm ve malzemesinin AS7G06 alüminyum olduğu belirtilmiştir. Çalışmanın gerçekleştiği tarihte AS7G06 alüminyum tozunun henüz direkt metal lazer sinterleme ile havacılık parçaları üretimi açısından kalifiye olmadığı da aktarılmıştır. Çalışmanın sonucunda parçanın optimize halinin kalıp ile ve bağlayıcı püskürtme Eİ yöntemi ile prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon sonuçları ve prototiplere ait görseller Şekil 2.41'de sunulmuştur [42].



(a) (b) (c)

Şekil 2.41. (a) Erişim kapısının Altair Inspire ile topoloji optimizasyonu sonucu, (b) erişim kapısının Altair OptiStruct ile sonlu eleman analizi sonucu, (c) kalıp ile (sol) ve Eİ ile (sağ) plastik model üretimi [42]

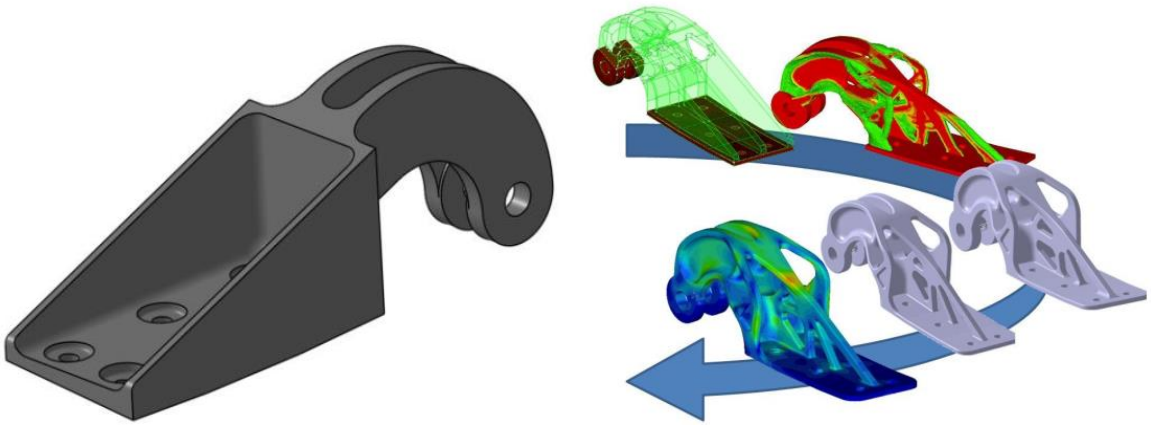
Sivil hava taşımacılığı uçaklarından sıklıkla kullanılan LEAP motoru yakıt nozülünün GE Aviation tarafından eklemeli imalat ile üretime uygun Şekil 2.42'de paylaşılan tasarımı oluşturulup üretilmiş ve 30000'i aşkın parçanın teslim edildiği aktarılmıştır. Orijinal haline kıyasla 20 parçadan oluşan parçanın yekpare hale getirildiği ve %25 ağırlık azaltımı elde

edilen yakıt nozül parçasının önceki parça ile üretilen motorlara kıyasla yakıt verimliliğini %15 oranında arttırıp CO_2 salınımında azalma sağladığı belirtilmiştir [43].



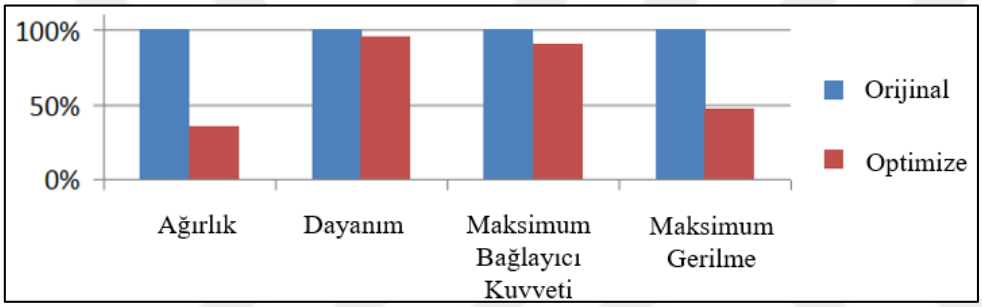
Şekil 2.42. Eklemeli imalat ile üretilen LEAP motoru yakıt nozül parçası [43]

Tomlin ve Meyer tarafından gerçekleştirilen çalışmada Airbus A320 motor menteşe braketi Şekil 2.43'de özetlendiği gibi topoloji optimizasyonu metodolojisi ile hafifletilip, katmanlı üretim için yeniden tasarlanmıştır. Ağırlıktaki azalmaya ek olarak parçada görülen maksimum gerilme azaltılmıştır. Parçanın orijinal halinin malzemesinin HC 101 çeliği olduğu belirtilmiş ve optimizasyon sonucu oluşan geometrinin Ti6Al4V tozundan üretilmesi planlanmıştır. Parçanın topoloji optimizasyonu aşamasındaki başlıca tasarım kısıtları; menteşe bağlantı eksenindeki deplasmanın orijinal parçadan %10'dan fazla farklı olmaması, maksimum gerilmenin statik yükleme için 1000 MPa, yorulma yüklemesi için 350 MPa'dan fazla olmamasıdır. Parçanın tasarımında Catia V5, topoloji optimizasyonuna hazırlama aşamasında Altair HyperMesh, optimizasyonu çözdürme aşamasında Altair OptiStruct yazılımlarından faydalanıldığı belirtilmiştir. Ek olarak parçanın optimizasyona hazırlanma aşamasında 3B dört yüzlü (tetrahedral) sonlu elemanlarla modellendiği aktarılmıştır. Çalışma çerçevesinde iki adet tasarım döngüsü gerçekleştirilmiştir. İlk parçanın 918 g olan ağırlığı 326 g'a düşürülerek %64 ağırlık azaltımı ve maksimum bağlayıcı yüklerinde de orijinal tasarıma göre azalma elde edilmiştir. Parçanın ilk ve son durumunun performans karşılaştırması Şekil 2.44'de paylaşılmıştır [44].



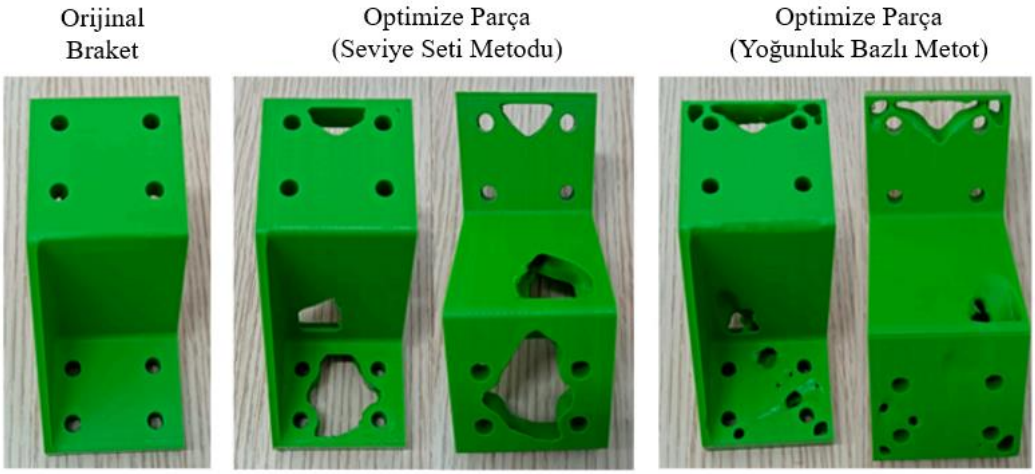
(a) (b)

Şekil 2.43. (a) Orijinal parça, (b) optimizasyon döngüsü [44]



Şekil 2.44. Orijinal ve son tasarım için performans karşılaştırması [44]

Okorie ve diğerleri tarafından sunulan çalışmada havacılık uygulamalarında kullanılan bir braketin yoğunluk bazlı ve seviye seti (ing. level set) metodolojileriyle ortaya çıkan sonuçlarının eklemeli imalat ile üretimi, sayısal ve deneysel olarak karşılaştırılması ve doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Çalışmayla iki metodolojiyle de basma yüklemesi altında başlangıç deplasman değerini koruyarak %20 ağırlık azaltımı elde edildiği belirtilmiştir. Topoloji optimizasyon sürecinde ANSYS yazılımından faydalanılmış ve parça 10 düğüm noktalı dört yüzlü (tetrahedral) elemanlarla modellenmiştir. Ek olarak tasarımın son haline mesh yakınsama çalışması gerçekleştirilmiştir. Tasarımların son halleri PLA malzemeden Şekil 2.45'de gösterildiği gibi eklemeli olarak ürettirilip deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Karşılaştırma sonrasında seviye set metodolojisinde ilk parçanın dayanımına daha yakın sonuçların elde edildiği belirtilmiş ve topoloji optimizasyon sonucu ortaya çıkan şekillerin optimizasyona verilen tasarım alanından büyük oranda etkilendiği aktarılmıştır [45].



Şekil 2.45. Üç boyutlu basılmış braket parçaları [45]

Turhan ve Özsoy DMLS (doğrudan metal lazer sinterleme) yöntemiyle Ti6Al4V tozu kullanarak Çizelge 2.7 ve Çizelge 2.8'de paylaşılan lazer gücü, lazer tarama hızı, tarama mesafesi gibi farklı üretim parametreleri ve bu parametrelere bağlı farklı enerji yoğunluklu X tarama stratejisi ile deney numunelerinin üretimini ve karşılaştırmasını gerçekleştirmişlerdir. Numunelerin mikrosertlik, imalat yoğunluğu ve mikroyapısı incelenmiş ve özeti Çizelge 2.9'da sunulmuştur. 1,36 J/mm^2 enerji yoğunluğu ve standart üretim parametreleri kullanarak 345 HV mikrosertlik değeri, 3 J/mm^2 enerji yoğunluğunda ise 414 HV mikrosertlik değerine ulaşılmıştır. Standart imalat parametreleriyle birlikte 1,36 J/mm^2 enerji yoğunluğu değerinde 4,40 g/cm^3, 3 J/mm^2 enerji yoğunluğu değerinde 4,44 g/cm^3 imalat yoğunluğu elde edildiği aktarılmıştır. Çalışmada üretim için EOS 280 tezgahı kullanılmıştır. Üretilen numunelerin enine kesit mikroyapıları incelendiğinde imalattan kaynaklı gözenekler ve eş eksenli taneciklerin gözlemlendiği belirtilmiştir [46].

Çizelge 2.7. EOS M280 cihazında üretim için kullanılan parametreler [46]

Parametre	Değer
Lazer ışın çapı	100-500 µm
Tabaka kalınlığı	30 µm (sabit)
Lazer hızı	1250 mm/s
Lazer gücü	170 W
Tarama mesafesi	0,1 mm
Enerji yoğunluğu	1,36 J/mm^2

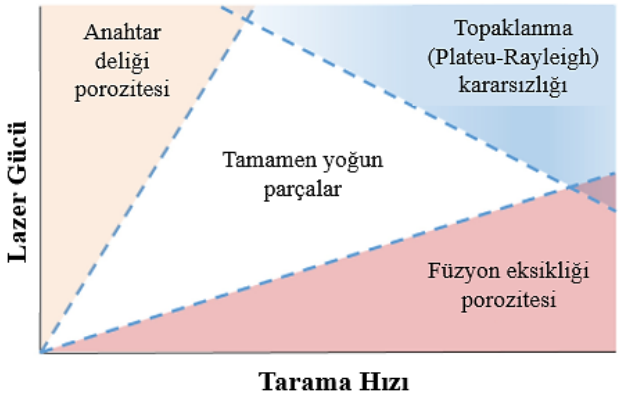
Çizelge 2.8. DMLS yöntemi ile üretilen numunelerin üretim parametreleri [46]

Numune No	Enerji Yoğunluğu (Alansal) (J/mm^2)	Lazer Gücü (W)	Tarama Hızı (mm/s)	Tarama Mesafesi (mm)
1	1,36	170	1250	0,10
2	2,50	180	900	0,08
3	2,96	160	900	0,06
4	3,00	180	1000	0,06
5	3,51	190	900	0,06

Çizelge 2.9. Lazer parametrelerine göre yoğunluk değerleri [46]

Enerji Yoğunluk (J/mm^2)	Lazer Gücü (W)	Tarama Hızı (mm/s)	Tarama Mesafesi (mm)	Yoğunluk (g/cm^3)	Standart Sapma
1,36	170	1250	0,10	0,10	0,0009
2,96	160	900	0,06	0,06	0,0002
3,00	180	1000	0,06	0,06	0,0018
3,51	190	900	0,06	0,06	0,0009

Oliveira ve diğerleri toz yataklı eklemeli imalatta Şekil 2.46'da verilen önemli üretim parametrelerinin üretim kalitesi (porozite, kalıntı gerilme, kompozisyon değişikliği) ve malzeme özellikleri (mikro yapı ve mikro segregasyon) etkilerinin spesifik tasarım hedeflerine ulaşılabilmesi için nasıl modifiye edilebileceği üzerine kılavuz çalışması gerçekleştirmiştir. Çalışmanın ana odak noktasının toz yataklı seçici lazer ergitme ile üretim olduğu belirtilmiştir. Ek olarak lazer kaynaklama ve lazer bazlı eklemeli üretim parametreleri karşılaştırılmış, toz yataklı eklemeli üretim açısından önemli proses parametreleri ve üretim üzerine etkileri irdelenmiş, eklemeli üretim esnasında meydana gelebilecek bazı üretim kusurları üzerine Şekil 2.47 ve Şekil 2.48'de paylaşıldığı gibi çözüm önerileri sunulmuştur [47].



Şekil 2.46. Üretim proses parametrelerinin parça porozitesi üzerine etkileri [47]

Karşılaşılan problem	Birincil yaklaşım	İkincil yaklaşım
Anahtar deliği porozitesi	Lazer gücü azaltma	Lazer tarama hızı arttırma Tekrar ergitme/ısıtma
Füzyon eksikliği porozitesi	Tarama çizgi aralığı azaltma Katman kalınlığı azaltma	Lazer tarama hızı azaltma Lazer gücü arttırma Tekrar ergitme/ısıtma
Kompozisyon değişikliği	Lazer gücü azaltma Lazer tarama hızı arttırma	Tarama çizgi aralığı arttırma Katman kalınlığı arttırma
Kalıntı gerilme ve çarpılma azaltma	Tarama vektör uzunluğu azaltma Ön ısıtmalı alt tabla/üretim odası	Lazer tarama hızı azaltma

Şekil 2.47. Toz yataklı seçici lazer ergitme prosesinde meydana gelebilecek üretim kusurlarını önlemede kullanılabilecek üretim parametreleri [47]

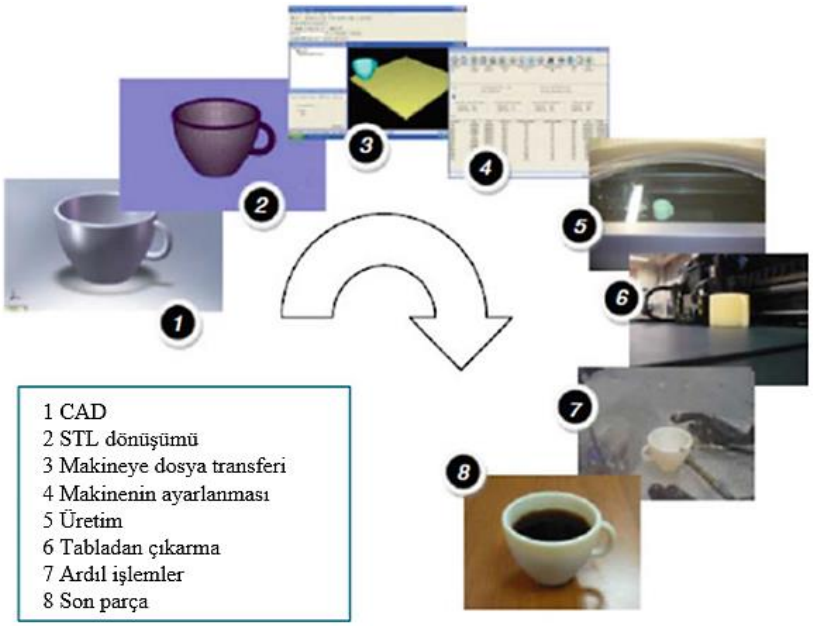
Karşılaşılan problem	Birincil yaklaşım	İkincil yaklaşım
Mikrosegregasyon	Lazer tarama hızı arttırma	Lazer tarama hızını büyük ölçüde azaltma
İstenmeyen yapı	Lazer tarama hızı azaltma	Lazer gücünü azaltma
Kaba/sütunsu tanecik	Lazer tarama hızı azaltma	Lazer gücünü azaltma
Yarı-kararlı fazlar (Martenzit vb.)	Tekrar ergitme/ısıtma	Lazer tarama hızını azaltma

Şekil 2.48. Toz yataklı seçici lazer ergitme prosesinde meydana gelebilecek mikroyapı ve malzeme ile ilgili kusurları önlemede kullanılabilecek üretim parametreleri [47]

3. KAVRAMSAL BİLGİLER

3.1. Eklemeli İmalat Prosesleri

Eklemeli imalat kavramı hızlı prototipleme ve daha yaygın şekilde üç boyutlu baskı terimlerinin daha resmileştirilmiş bir versiyonu olarak tanımlanmaktadır. Eklemeli imalatta parçalar katmanların üst üste yığılması sonucu ortaya çıkmaktadır. Her bir katman parçanın CAD datasından alınan ince bir kesit olarak üretim tezgahı tarafından üretilir. Katman kalınlığı küçüldükçe son parçanın orijinal tasarımdan olan farklılığı azalmaktadır. Tüm ticari eklemeli üretim makineleri katman bazlı üretim anlayışını takip etmektedir. Eklemeli imalat yöntemlerini çeşitlendiren başlıca hususlar; proseste kullanılabilecek malzemeler, katmanların nasıl üretildiği, katmanların birbirine nasıl bağlandığı olarak sıralanabilir. Ayrıca bu sıralanan hususlar son parçanın doğruluğunu, malzeme ve mekanik özelliklerini, ne kadar sürede parçanın üretilebileceğini, ne kadar ardıl işlemin gerekeceğini, kullanılacak eklemeli imalat makinesinin ölçülerini ve prosesin genel maliyetini de etkilemektedir. Eklemeli imalat prosesinde takip edilen genel sekiz basamak Şekil 3.1'de paylaşılmıştır [48].



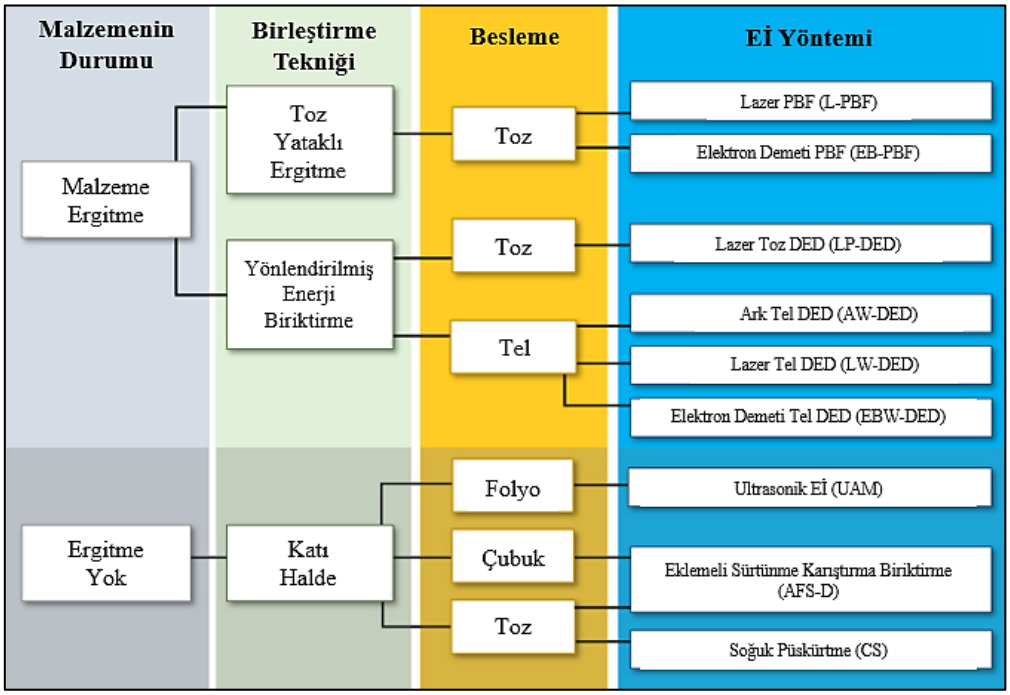
Şekil 3.1. Eklemeli imalatta CAD'den son parçaya giden süreçteki sekiz basamak [48]

Eklemeli imalat prosesleri ASTM tarafınca 7 kategoride sınıflandırılmıştır. Bunlar yapıştırıcı püskürtme (ing. Binder Jetting), yönlendirilmiş enerji biriktirme (ing. Directed

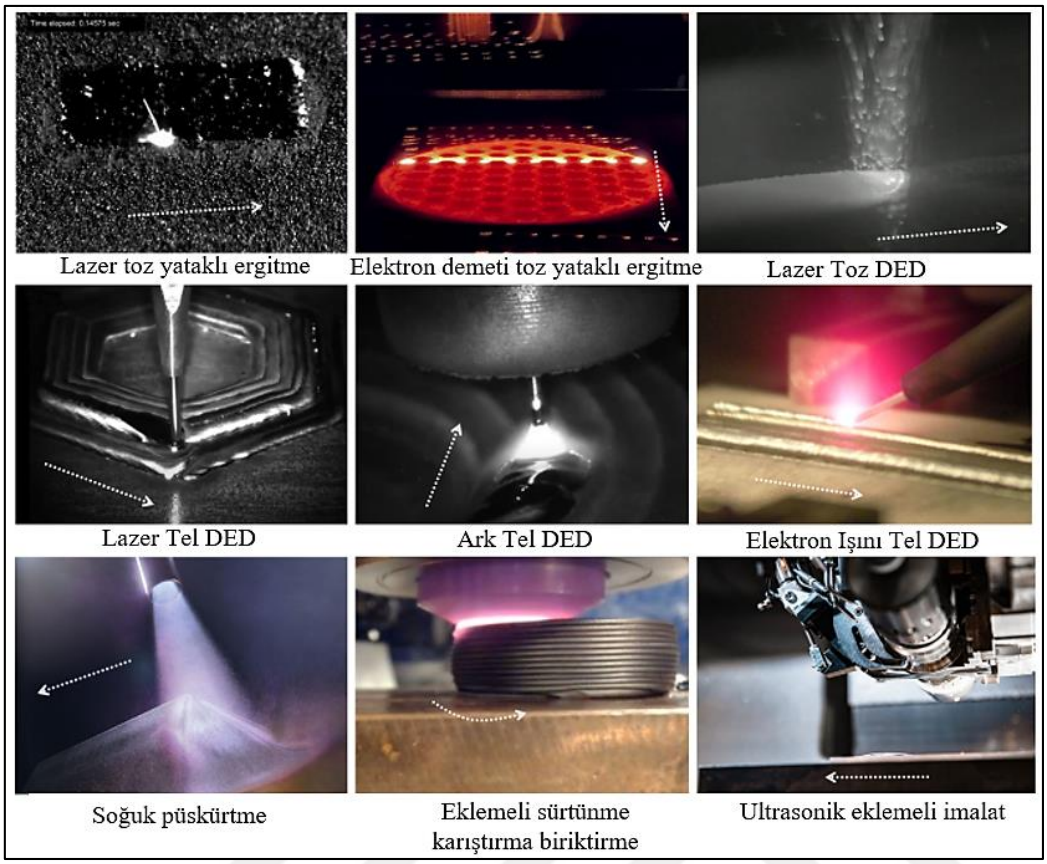
Energy Deposition), malzeme ekstrüzyonu (ing. Material Extrusion), malzeme püskürtme (ing. Material Jetting), toz yataklı ergitme (ing. Powder Bed Fusion), plaka tabakalaştırma (ing. Sheet Lamination) ve fotopolimerizasyon (ing. Vat Photopolymerization) yöntemleridir [49].

3.2. Metal Eklemeli İmalat Prosesleri

Metal eklemeli imalat kavramı metalik malzemelerin son parçayı oluşturmak için genellikle katman katman üst üste yığılmasıyla tanımlanan üretim metodolojisidir. Bu yöntemdeki önemli ölçüdeki büyüme belirli ölçüde havacılık endüstrisine sunduğu ticari ve performans açısından sunduğu yararlarla sağlanmıştır. Metal eklemeli imalat yönteminin havacılık endüstrisine sunduğu temel katkılar şu şekilde sıralanabilir; maliyet ve teslim süresinin azaltılması, yeni malzemeler ve benzersiz tasarım çözümleri, daha efektif tasarımların üretilebilirliği sonucu parçalarda ağırlık azaltımı, çoklu parçaların tek parçaya düşürülerek birleştirilip üretilmesi. Bu olanakların havacılık endüstrisinde örnek olarak sıvı yakıtlı roket motorları, yakıt tankları, uydu bileşenleri, ısı eşanjörleri, turbomakineler ve valfler olarak yer bulmakta olduğu aktarılmıştır [50]. Endüstride kullanım alanı bulan metal eklemeli imalat prosesleri ve onların inşa yönlerine ait yakın çekim görüntüleri sırasıyla Şekil 3.2 ve Şekil 3.3'de sunulmuştur.



Şekil 3.2. Endüstride kullanımda olan başlıca metal eklemeli imalat prosesleri [51]



Şekil 3.3. Çeşitli metal Eİ yöntemlerinin yığma/inşa yönlerine ait yakın çekim görüntüleri [51]

3.2.1. Toz yataklı ergitme üretim prosesleri

Toz yataklı ergitme üretim prosesi parçaların frezeleme gibi geleneksel üretim yöntemleriyle çıkarılması yerine malzeme eklenerek oluşturulan bir eklemeli üretim prosesidir. Süreç 3B CAD parçanın sayısal olarak bir dizi katmana dilimlenmesiyle başlar. Her katman için hem sınır konturunu hem de ergitme sırasını tanımlayan bir ısı kaynağı tarama yolu hesaplanır. Bunu takiben her katman sırasıyla bir öncekinin üzerine yapıştırılır. Toz yataklı ergitme prosesleri, toz haline getirilmiş malzemeyi daha önce birleştirilmiş katman üzerine sererek bir sonraki katmanın işlenmesine hazır hale getirir. Toz haline getirilmiş malzeme bir hazneden rulo veya bıçak aracılığıyla toz yatağı üretim platform alanı üzerine eşit şekilde yayılır. Her bir yayılan toz katmanının kalınlığı işleme koşullarına ve kullanılan malzemeye bağlı olmakta birlikte genellikle 25-100 µm arası değerler yaygındır [52].

Kullanılan ısı kaynağına ve birleştirilen malzemenin tipine göre çeşitlenen toz yataklı ergitme prosesleri bulunmaktadır. En yaygın iki tanesi lazer ışını toz yataklı ergitme (ing. LB-PBF) ve elektron ışını toz yataklı ergitmedir (ing. EB-PBF) [52].

Seçici lazer sinterleme (ing. SLS) ticari markalı bir terimdir ve bir lazer ışını toz yataklı ergitme (ing. LB-PBF) prosesidir. İşlem tipik olarak naylon ve polieterketonketon (PEEK) gibi toz haline getirilmiş polimer malzemelerin sinterlenmesiyle gerçekleşir [52].

Seçici lazer ergitme (ing. SLM) de ticari markalı bir terimdir ve ısı sağlamak için bir lazer kaynağı kullanılması sebebiyle lazer ışını toz yataklı ergitme prosesi olarak SLS ile benzerlik gösterir ancak lazer kaynağı tozu sinterlemek yerine tamamen eritir. Proses alüminyum alaşımları, titanyum ve alaşımları, paslanmaz çelik, tungsten gibi metal tozlarına uygulanabilmektedir. Proseste üretilen malzemenin oksidasyonunu ve/veya nitrürlenmesini önlemek açısından üretim odacığına inert bir gaz (yaygın olarak argon) eklenir [52].

Doğrudan metal lazer sinterleme (ing. DMLS), bir Alman eklemeli imalat şirketi olan EOS GmbH'ın ticari bir markasıdır ve çalışma açısından SLM ile benzerlik göstermektedir. Sinterleme tabiri kullanılsa da tam erime sağlanmaktadır [52].

Elektron ışını ergitme (ing. EBM) prosesinde lazerin yerini bir elektron tabancası almaktadır bu sebeple bir elektron ışını toz yataklı ergitme prosesidir. Elektron ışınının kullanılması sebebiyle üretim odacığında daha iyi proses kontrolü sağlamak için az miktarda inert gaz (yaygın olarak helyum) kullanılmasına rağmen, inert bir atmosfer yerine vakum kullanılmaktadır [52].

Toz yataklı ergitme yöntemiyle üretilen metal ve alaşım parçaların üretim sonrası ardıl işlemleri aşağıda açıklanan sebeplerden dolayı genellikle gereklidir [52]:

- Mekanik özelliklerin iyileştirilmesi (ısıl işlem)
- Kalıntı gerilmelerin azaltılması (ısıl işlem)
- Yüzey kalitesinin iyileştirilmesi (kimyasal&lazer parlatma, aşındırıcı kum püskürtme)

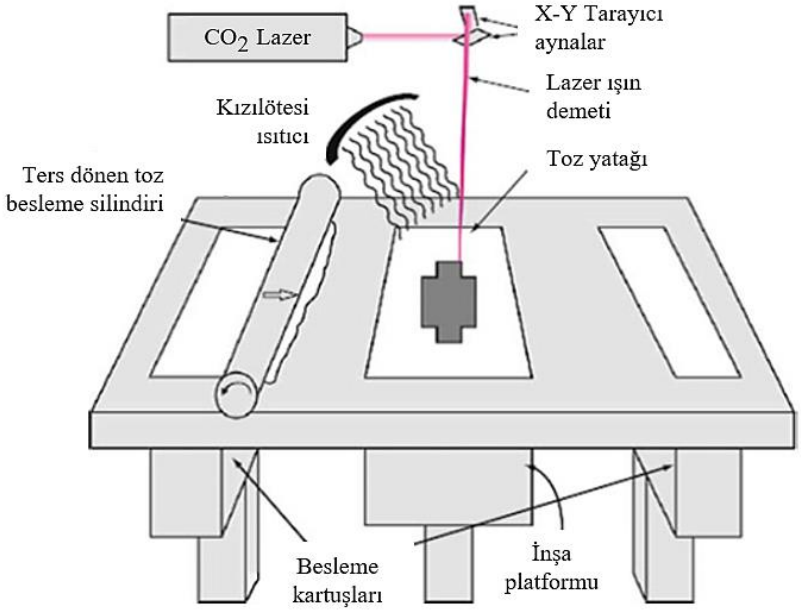
Toz yataklı ergitme ile eklemeli üretim proseslerinin başlıca avantajları şu şekilde sıralanabilir [52]:

- Malzeme israfı ve maliyette azalma (üstün satıl al-uç oranı)
- İyileştirilmiş üretim geliştirme süreleri
- Hızlı prototipleme ve düşük hacimli üretimin etkinleştirilmesi
- İşlevsel olarak derecelendirilmiş parçalar üretebilme yeteneği
- Sabit tasarımları ortadan kaldırarak parti bazında tamamen özelleştirilmiş parça üretimi
- Diğer katmanlı üretim prosesleriyle karşılaştırıldığında iyi parça çözünürlüğü
- Ergitilmemiş tozun verimli geri dönüşümü
- Seramik, cam, plastik ve alaşımlar dahil olmak üzere birçok malzeme türünü birleştirme yeteneği ile geleneksel işleme fikstürlerine olan ihtiyacın ortadan kaldırılması

3.3. Seçici Lazer Ergitme Üretim Yöntemi

Şekil 3.4'de şeması paylaşılan seçici lazer ergitme üretim yöntemi günümüzde sıklıkla tercih edilen bir eklemeli imalat prosesidir. Tezgahtaki üretimin aşamaları şu şekilde sıralanabilir [48]:

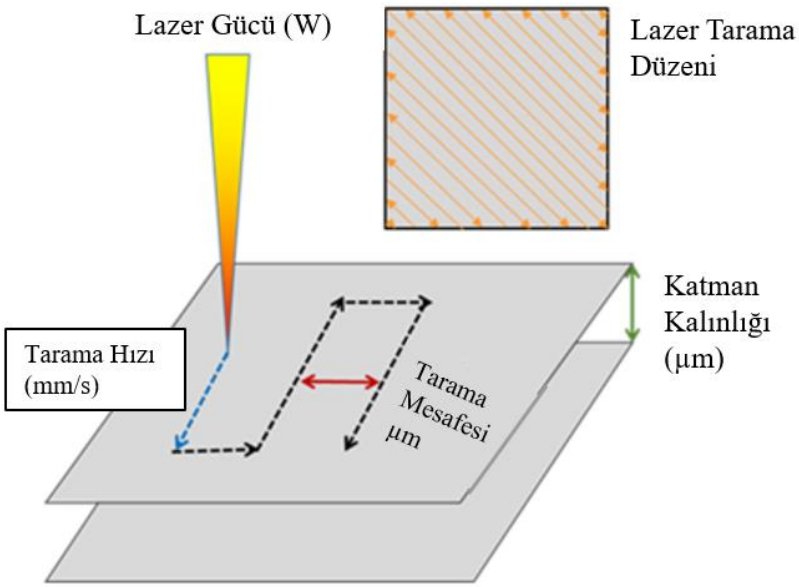
- Tezganı üretim tablası üzerine bir katman tozun serilmesi
- Lazer ya da elektron demeti güç kaynağı vasıtasıyla ilk katmanı oluşturmak için toza seçici lazer ergitme işlemi uygulanması
- İnşa platformunun yeni katmanın serilebilmesi için aşağı yönlü hareket etmesi
- Toz besleme silindiri ya da bıçağı vasıtasıyla daha önce ergitilen katmanın üzerine eşit katman kalınlığında yeni toz tabakasının serilmesi
- Son geometriye giden yolda o katmandaki belirlenmiş tarama alanlarının bir alttaki katman ile birleştirmek için ergitme işlemi yapılması
- Döngünün katman katman son parça oluşuncaya kadar sürdürülmesi



Şekil 3.4. Seçici lazer ergitme üretim yöntemi şeması [48]

Parça üretim süreci kapalı bir alanda gerçekleşir. Oksidasyonu ve bozulmayı en aza indirmek için üretim ortamına inert gazlar (argon, nitrojen) gönderilir. İnşa platformundaki toz ergime sıcaklığı veya cam geçiş sıcaklığı altında belirlenen bir sıcaklıkta tutulur. Tozun inşa platformuna serilmeden önce ısıtılması ve üretim tablasına belirli bir ön ısıtma yapılabilmesi amacıyla kızılötesi ısıtıcılar inşa platformunun üzerine konumlandırılır. Bazı uygulamalarda inşa tablası dirençli ısıtıcılar kullanılarak da ısıtılabilmektedir. Toza ön ısıtma uygulanması ve inşa platformu içerisinin belirli bir sıcaklıkta tutulması üretim için gereken lazer gücünün minimize edilmesi ve üretim esnasında oluşan düzensiz termal genleşmeler sonucu son parçada çarpılma ve çekmelerin önlenmesi açısından gereklidir [48].

Toz yataklı seçici lazer ergitme üretim yönteminde kullanılan proses parametreleri şu şekilde sıralanabilir: tarama hızı, lazer gücü, lazer tarama düzeni, katman kalınlığı, tarama mesafesi [47]. Üretim parametreleri Şekil 3.5'de görsel olarak açıklanmıştır.



Şekil 3.5. Lazer toz yataklı ergitme Eİ yönteminde kullanılan proses parametreleri [47]

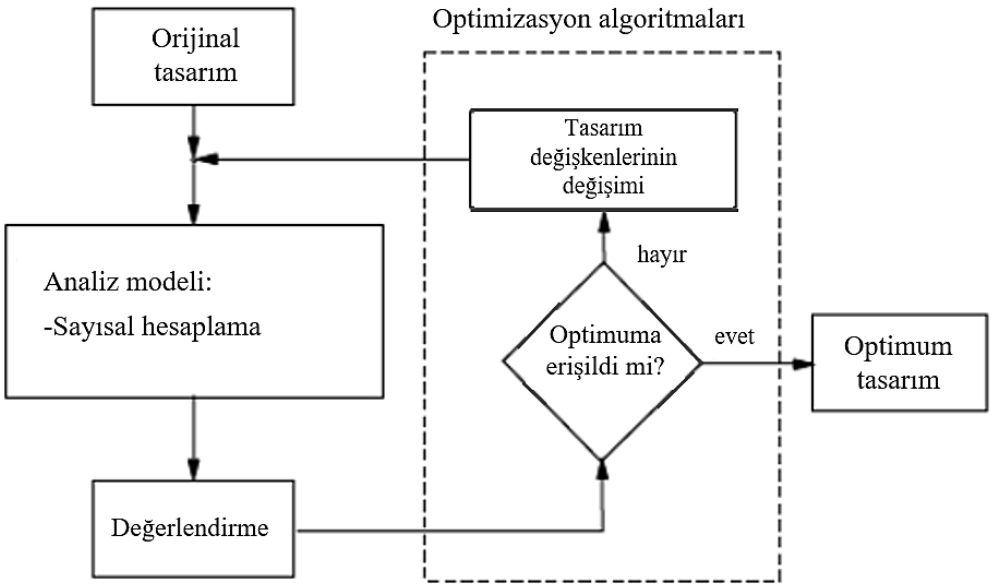
3.4. Yapısal Optimizasyon Metodolojileri

Yapısal optimizasyon süreçlerini yürütebilmek için sistemin mekanik davranışını simüle edebilecek bir analiz modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Yapısal analiz prosesi çeşitli metotlara dayalı olabilir, fakat genellikle sayısal metotlar kullanılmaktadır. Örnek olarak sonlu elemanlar metodu gösterilebilir. Belirlenen bir gereksinim altında tasarımın davranışının iyileştirilmesi yapısal optimizasyonun ana amacıdır ve döngünün örnek şeması Şekil 3.6'da verilmiştir. Bu gereksinimleri tanımlanması yapısal optimizasyon sürecinin ilk aşamasıdır ve cevaplanması gereken sorular şu şekildedir [53]:

- Optimizasyonun amacı nedir? Amaç fonksiyonunu parametrelerin (tasarım değişkeni) etkisine bağlı olarak tanımlayabilmek mümkün mü?
- Hangi ek kısıtlamalar tanımlanabilir? Bu kısıtlamalar aynı zamanda tasarım değişkenlerine de bağlı mıdır?

Yapısal optimizasyon sürecinin ikinci aşaması tasarım değişkenlerinin tanımlanmasıdır. Bu aşamada cevaplanması gereken sorular aşağıda verilmektedir [53]:

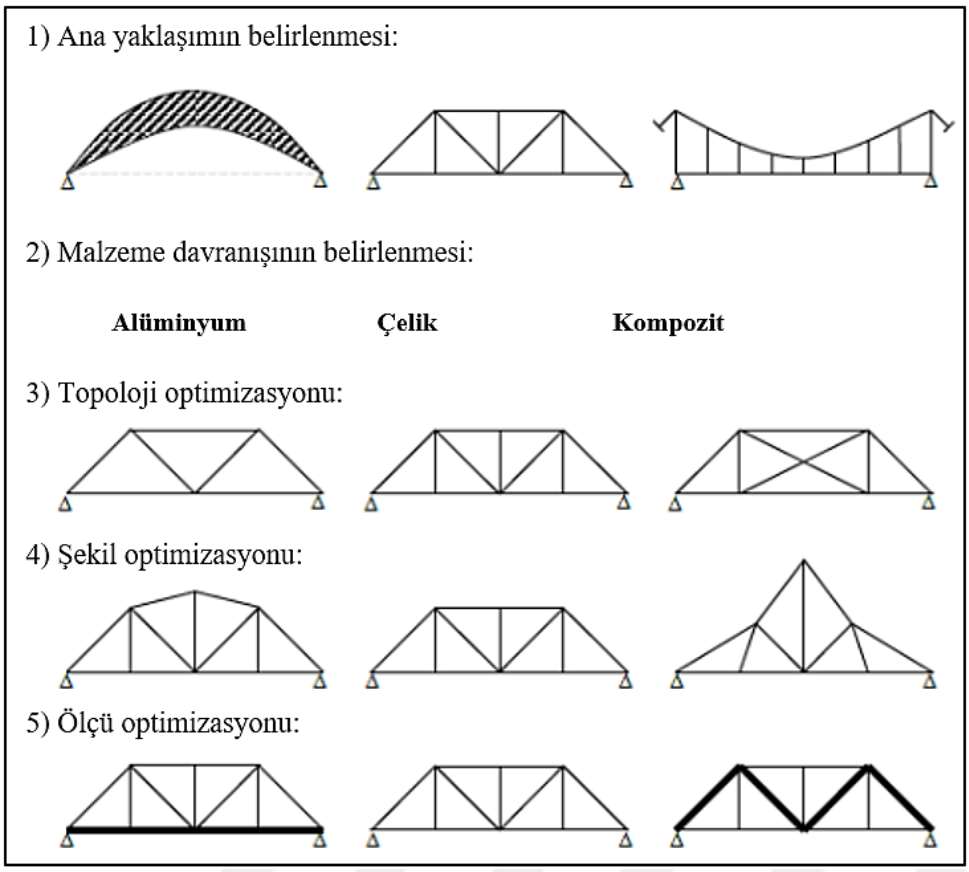
- Parçanın analiz modelindeki hangi boyutlar değiştirilebilir?
- Yapının davranışı üzerinde hangi boyutlardan hangi etki beklenebilir?



Şekil 3.6. Optimizasyon döngüsü [53]

Yapısal optimizasyon uygulamaları sürecin tamamlanmasının ardından uygulanan çözüm stratejileri de değişeceğinden Şekil 3.7'de de şematize edildiği gibi tasarım değişkenlerinin türüne göre ayrılmaktadır.

- Ölçü optimizasyonu: Duvar kalınlıkları ve kesit alanları başlıca tasarım değişkenleridir [53].
- Şekil optimizasyonu: Tasarım değişkenleri komponentin şeklinin sınırlarını belirler. Yapı elemanının geometrisi değiştirilebilir. Boşluk ve destek gibi yeni yapısal elemanların getirilmesi hariç tutulur [53].
- Topoloji optimizasyonu: Tasarım değişkenleri birim elemanların yapı içerisinde yerleşimini belirler [53].
- Malzeme davranışının seçimi (örneğin çelik, alüminyum, magnezyum, kompozit) [53].
- İnşa yönteminin seçimi (tam duvar taşıyıcı, kafes-kiriş benzeri yapı, kompozit yapı) [53].



Şekil 3.7. Yapısal optimizasyon uygulamalarının tasarım değişkenlerine göre sınıflandırılması [53]

3.4.1. Ölçü optimizasyonu

Ölçü optimizasyonunda yapı elemanlarının kabuk kalınlığı, kiriş kesit alanı özellikleri, yay sertliği ve kütlesi optimizasyon problemini çözmek için döngüsel olarak değiştirilir. Örnek olarak bir basınçlı kap kabuk eleman sonlu eleman modelinde, kabuk elemanların kalınlığının değiştirilerek optimize edilmesi gösterilebilir [53].

3.4.2. Şekil optimizasyonu

Şekil optimizasyonunda optimizasyon probleminin çözümü için yapının dış sınırı değiştirilir. Bir sonlu eleman modeliyle başlanılıp, olası tasarım çözümü dış geometrinin değiştirilip daha sonra onu bir dizi düğüm noktası konumu olarak kaydedilmesiyle oluşturulur. Çözücü daha sonra bu şekilleri ölçeklendirerek tasarım alanı içerisinde düğüm noktası konumlarını değiştirir. Örnek olarak yuvarlatma yarıçapının değiştirilmesi gösterilebilir [53].

3.4.3. Topoloji optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu belirlenen sınır koşulları ve yüklemeler altında tasarım alanı içerisindeki malzeme dağılımını ve yapı içerisindeki elemanların birbirileriyle nasıl bağlandığının optimize edilmesi ile ilgilenir [53].

3.5. Topoloji Optimizasyonu Metodolojileri ve Kullanım

Topoloji optimizasyonu metodolojisinin uygulanması için literatürde pek çok yöntem geliştirilmiştir. Bunlar arasında en yaygın kullanılan yöntemler şu şekilde gösterilebilir [54]:

- Malzeme dağılım yöntemi (ing. Material Distribution Method)
- Seviye seti yöntemi (ing. Level Set Method)
- Evrimsel algoritma (ing. Evolutionary Algorithm)
- Malzeme bulutu yöntemi (ing. Material Cloud Method)
- Homojenleştirme yöntemi (ing. Homogenization Method)

Bu tez çalışmasında Altair firmasına ait OptiStruct topoloji optimizasyon çözücüsü kullanılmıştır. OptiStruct çözücüsü malzeme dağılımı yönteminin diğer bir isimlendirme şekli olan cezalandırmalı katı izotropik malzeme (ing. Solid Isotropic Material with Penalization) metodolojisi kullanmaktadır. Bu yaklaşım topoloji optimizasyonu tasarım alanı içerisindeki her birim elemanın eşdeğer yoğunluğunu tasarım değişkeni olarak kullanır. Optimizasyon sonucuna belirlenen sınır koşulları ve yüklemeler altında her birim elemanın eşdeğer yoğunluğunun değiştirilmesiyle ulaşılır ve Eş. 3.1'de verilen genel matematiksel ifade ile açıklanır.

SIMP yaklaşımında çözücü her bir eleman için eşdeğer yoğunluk hesaplar. 1, %100 malzemeye eşdeğerken 0, elemanda hiç malzeme bulunmamasına karşılık gelir. Çözücü her bir elemana karşılık gelen gerilim değerine göre bir yoğunluk ataması gerçekleştirir. Bu yaklaşımın sonucunda gereksiz elemanlar 0 değeriyle elimine edilmeye, mutlaka bulunması gereken elemanlar da 1 değeriyle optimize tasarımı oluşturmak üzere derecelendirilmeye ve Şekil 3.8'de örnek olarak sunulduğu gibi görselleştirilmeye çalışılır. Optimizasyon problemini OptiStruct ile iterasyonların ardından yakınsatarak sonuca erdirdikten sonra Altair firmasının HyperView yazılımı ile son iterasyon seçilerek birim elemanların izo

grafikleri oluşturulur ve malzemenin yük yolları belirgin bir şekilde gözlemlenebilir hale gelir. Burda kullanılan izo seviye değeri mühendisin yaklaşımına bağlılık gösterir [53].

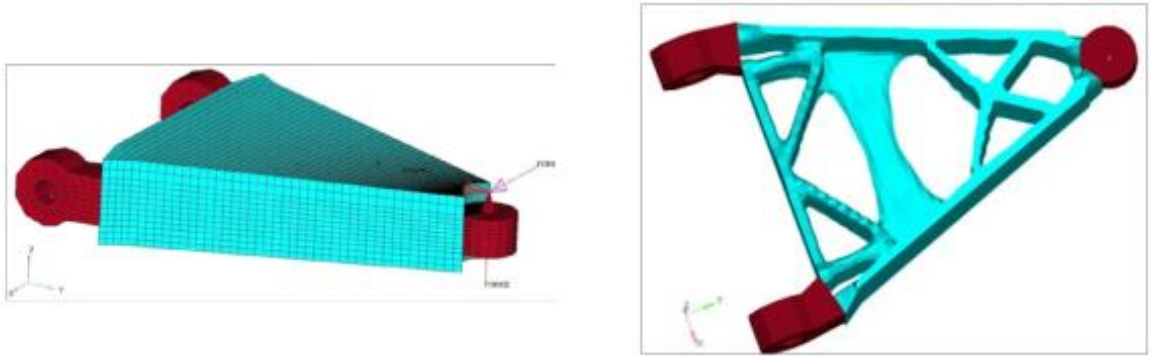
$$\underline{K}(r) = \rho^{p} K \tag{3.1}$$

$\underline{K}$ → cezalandırılmış sertlik matrisi

K → gerçek sertlik matrisi

ρ → yoğunluk

p → cezalandırma faktörü



Şekil 3.8. Topoloji optimizasyonuna örnek problem [53]

OptiStruct çözücüsü optimizasyon probleminin çözümü için lokal yaklaşma yöntemi olarak bilinen, yinelemeli bir prosedür kullanmaktadır. Bu yöntemi aşağıdaki adımları kullanarak optimizasyon problemini çözüme ulaştırır [53]:

1. Sonlu elemanlar kullanılarak fiziksel problemin analizi
2. Yakınsama testi: yakınsamanın sağlanıp sağlanmadığının kontrolü
3. Mevcut adım için potansiyel olarak aktif yanıtları kaybetmemek için yanıt taraması
4. Tutulan yanıtlar için sensitivite analizi gerçekleştirilmesi
5. Sensitivite bilgisi kullanılarak formüle edilen açık bir yaklaşık problemin optimizasyonu ve ardından birinci aşamaya dönüş.

Literatürdeki çalışmalarda sıklıkça kullanılan optimizasyon problemlerinin formülasyon örnekleri Çizelge 3.1'de sunulmuştur.

Çizelge 3.1. Yaygın topoloji optimizasyonu problemlerinin formülasyon örnekleri [53]

Amaç	Kısıt	Amaç İşlemi
(Ağırlıklı/tüm/bölgesel) Komplians	(Tüm/bölgesel) Hacim/kütle oranı	Minimizasyon
(Tüm/bölgesel) Hacim/kütle oranı	Deplasman	Minimizasyon
(Ağırlıklı) Frekans	(Tüm/bölgesel) Hacim/kütle oranı	Maksimizasyon
(Tüm/bölgesel) Hacim/kütle oranı	Frekans	Minimizasyon
Birleşik komplians ve frekans	(Tüm/bölgesel) Hacim/kütle oranı	Minimizasyon
Hacim/kütle oranı	Gerilme	Minimizasyon

3.5.1. Topoloji optimizasyonu terminoloji ve parametreleri

OptiStruct ile topoloji optimizasyonu prosesinde kullanılan temel terimlerin tanımı aşağıda verilmektedir:

Tasarım alanı (ing. Design space): Optimizasyon kısıtlamalarına göre malzeme yoğunluk değişimlerinin gerçekleştirildiği bölge [53].

Tasarım dışı alan (ing. Non-desin space): Optimizasyon prosesine sokulmayıp sabit tutulan alan [53].

Tasarım değişkenleri (ing. Design variables): SIMP metoduyla çözdürülen topoloji optimizasyon problemlerinde tasarım alanında yer alan elemanların yoğunlukları tasarım değişkeni olarak nitelendirilmektedir [53].

Yanıt fonksiyonu (ing. Responses): Optimizasyon probleminde döngüler sırasında hesaplanması istenen yanıtın fonksiyonudur. Amaç fonksiyonuna girdi olarak kullanılır. OptiStruct içerisindeki yanıt örnekleri olarak kütle, hacim, kütle oranı, hacim oranı, ağırlık merkezi, eylemsizlik momenti, komplians-ağırlıklı komplians, Von-Mises gerilmesi verilebilir [53].

Kısıt fonksiyonu (ing. Constraints): Optimize tasarıma ulaşma yolunda, optimizasyon probleminin yanıtını sınırlar. OptiStruct içerisindeki kısıt fonksiyon örnekleri olarak hacim, ağırlık, deplasman, gerilme, boşaltma yönü, ekstrüzyon yönü verilebilir. Kısıt fonksiyonuna

ait alt-üst değer sınırları girilebilmektedir (örn. başlangıç tasarım hacminin sadece %30'unun kullanılması) [53].

Amaç fonksiyonu (ing. Objective): Optimizasyon problemi yanıtının fonksiyonudur. İlgili fonksiyonun maksimizasyonu veya minimizasyonu tanımlanabilir. OptiStruct içerisinde yanıt olarak tanımlanabilen parametrelerin minimizasyonu ya da maksimizasyonu gerçekleştirilebilmektedir [53].

Minimum eleman ölçü kontrolü (ing. MINDIM): Optimize tasarımda tutulacak en küçük eleman boyutunu kontrol etmeyi sağlamasının yanında mesh kaynaklı sonuç geometrisinde oluşabilecek olan dama tahtası etkisini Şekil 3.9'da görülebileceği gibi minimize etmeyi sağlar. MINDIM değerinin parçanın sonlu eleman modeli ortalama sonlu eleman boyutunun en az 3 katı olması ve 12 katından fazla olmaması tavsiye edilmektedir [53].



MINDIM: Yok MINDIM: 60 MINDIM: 90

Şekil 3.9. MINDIM parametresinin topoloji optimizasyon sonucu üzerine etkisi [53]

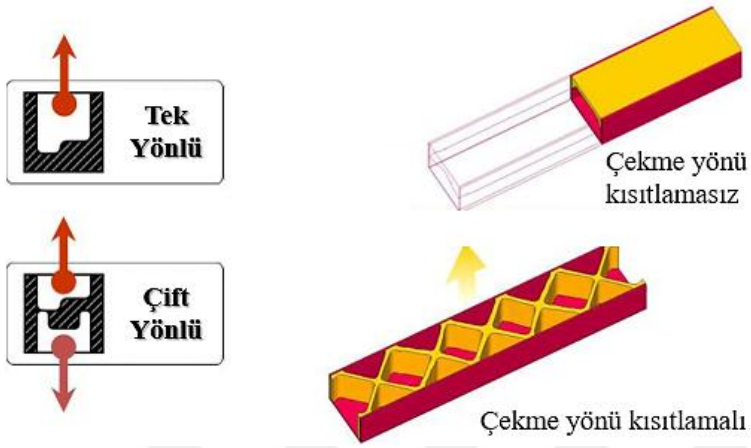
Maksimum eleman ölçü kontrolü (ing. MAXDIM): Optimizasyon sonucunda büyük eleman yığılma bölgelerinin oluşumunu Şekil 3.10'da örnek olarak gösterildiği gibi sınırlandırır. Vektörel bir uygulama değildir, yani herhangi bir yöndeki maksimum eleman yığılması MAXDIM parametresinden düşükse sınırlandırma sağlanıyor anlamına gelmektedir. MAXDIM parametresinin en az MINDIM parametresinin iki katı yani ortalama sonlu eleman büyüklüğünün 6 katı olması önerilmektedir [53].



MAXDIM: Yok MAXDIM: Var

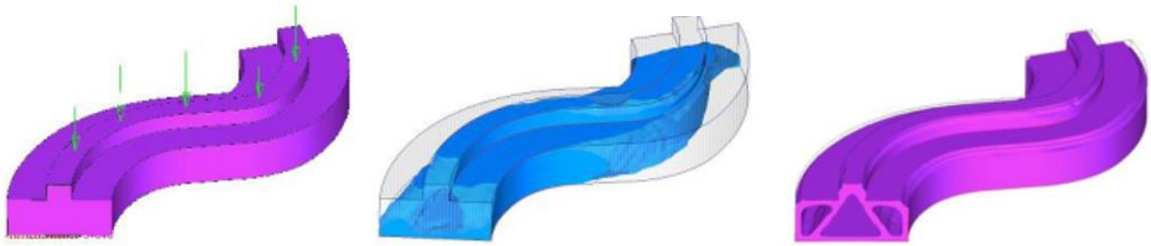
Şekil 3.10. MAXDIM parametresinin topoloji optimizasyon sonucu üzerine etkisi [53]

Çekme yönü kısıtlaması (ing. Draw direction constraint): OptiStruct optimizasyon sonucu oluşacak geometrinin kalıbın belirli bir yönde kaymasına izin vermek için Şekil 3.11'de verildiği şekilde çekme yönü kısıtlaması tanımlanabilmesine olanak tanır [53].



Şekil 3.11. (a) OptiStruct yazılımında tanımlanabilir çekme yönü tipleri, (b) çekme yönü kısıtlamasının optimizasyon sonucuna etkisi [53]

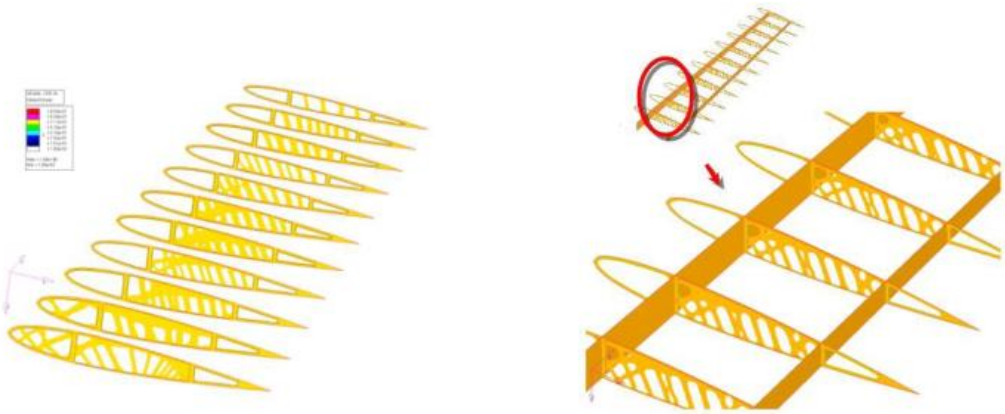
Ekstrüzyon kısıtlaması (ing. Extrusion constraint): Şekil 3.12'de sunulduğu gibi sabit kesit alanlı topoloji optimizasyon sonucuna ulaşılmak istenilen uygulamalarda kullanılması önerilen bir parametredir.



(a) (b) (c)

Şekil 3.12. (a) Tasarım alanı, (b) ekstrüzyon kısıtlamasız tasarım çözümü, (c) ekstrüzyon kısıtlamalı tasarım çözümü [53]

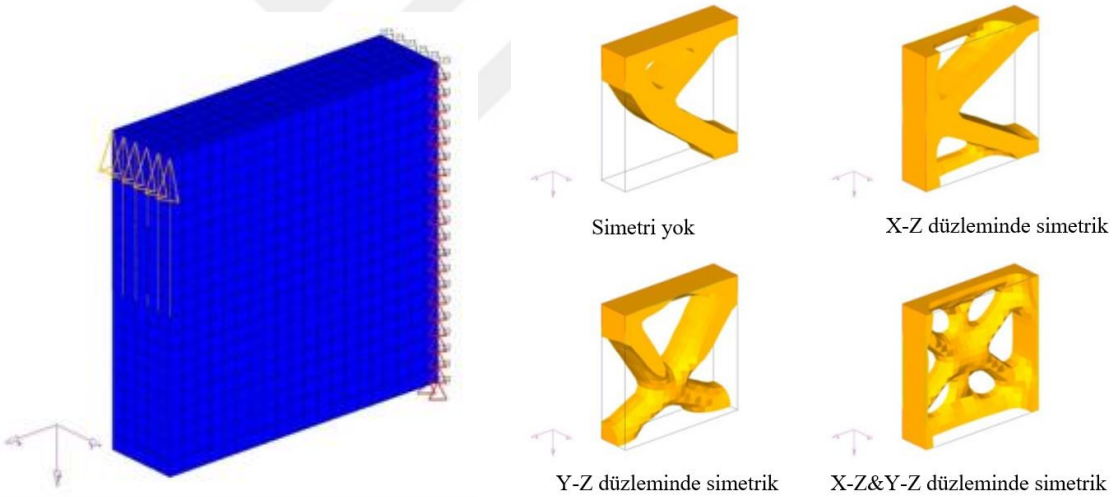
Düzen tekrarı (ing. Pattern repetition): Düzen tekrarı farklı yapısal bileşenlerin benzer topolojik düzen üretmek üzere Şekil 3.13'de örnek olarak verildiği gibi birbirine bağlanmasını sağlayan bir topoloji optimizasyonu parametresidir [53].



(a) (b)

Şekil 3.13. (a) Düzen tekrarı kullanılmayan örnek, (b) düzen tekrarı kullanılan örnek [53]

Düzen gruplama (ing. Pattern grouping): Düzen gruplandırma seçeneği topografik değişkenleri Şekil 3.14'de örneklendirildiği gibi istenilen destek düzeninde (doğrusal, düzlemsel, dairesel, radyal, 1-2-3 düzlem simetri gibi) birbirine bağlar [53].



(a) (b)

Şekil 3.14. (a) Optimizasyon problemi, (b) problemin düzen gruplama kullanılan sonuçları [53]

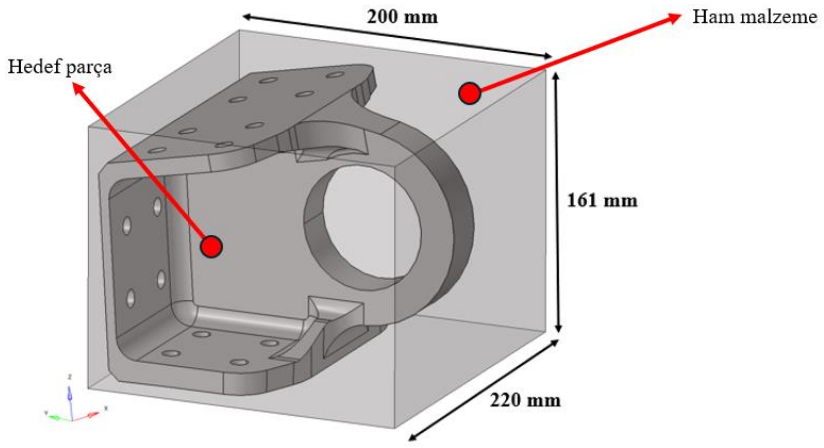
4. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE SAYISAL ANALİZLER

4.1. Hedef Parça Hakkında Bilgiler

Eklemeli imalat yönteminin geleneksel imalat yöntemlerine kıyasla üretim sonrası çok daha az artık malzeme çıkarması özellikle pahalı hammaddelerin kullanıldığı havacılık ve uzay sektöründe öne çıkmasını sağlayan başlıca etmenlerden biri olmuştur. Parçanın imalatında kullanılacak olan ham malzemenin kütlesinin, üretimi tamamlanmış parçanın kütlesine oranı satın al/uç oranı (ing. buy to fly ratio) olarak tanımlanmaktadır [55]. Literatürde geleneksel üretim yöntemleriyle imal edilen havacılık parçalarının satın al/uç oranının 12 ile 25 arasında olmasına karşın, eklemeli imalat ile üretimde bu oranın 1,5'a kadar düşürülebildiği aktarılmaktadır [56]. Bu oranın düşürülmesi ile atık malzeme miktarı azalmakta ve üretim maliyetinde avantaj sağlanmaktadır. Çizelge 4.1'de bu tez çalışmasında hedeflenecek olan parçaya ait satın al/uç oranı ve diğer bilgiler paylaşılmıştır. Şekil 4.1'de ise talaşlı işleme geleneksel üretim yönteminde kullanılan ham malzemenin boyutları ve parçanın son şeklinin ham malzemeye kıyasla görünümü gösterilmiştir.

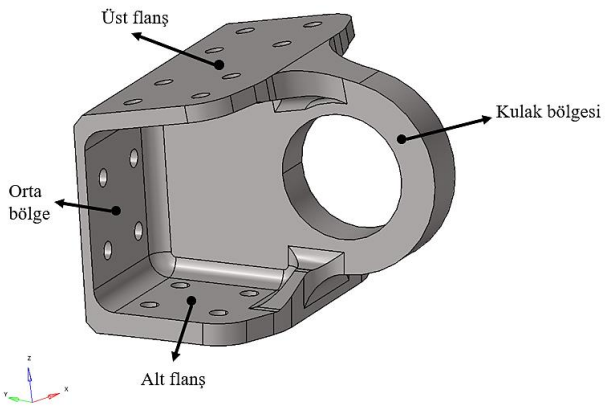
Çizelge 4.1. Geleneksel yöntemlerle üretilen hava aracı yapısal parçası bilgileri

Malzeme	7050-T7451 Alüminyum
Ham malzeme boyutlar	200 mm x 161 mm x 220 mm
Ham malzeme kütle	19,97 kg
Talaş kütlesi	17,33 kg
Son kütle	2,64 kg
Son hacim	937,35 cm^3
Satın al-uç oranı (ing. buy to fly ratio)	7,56

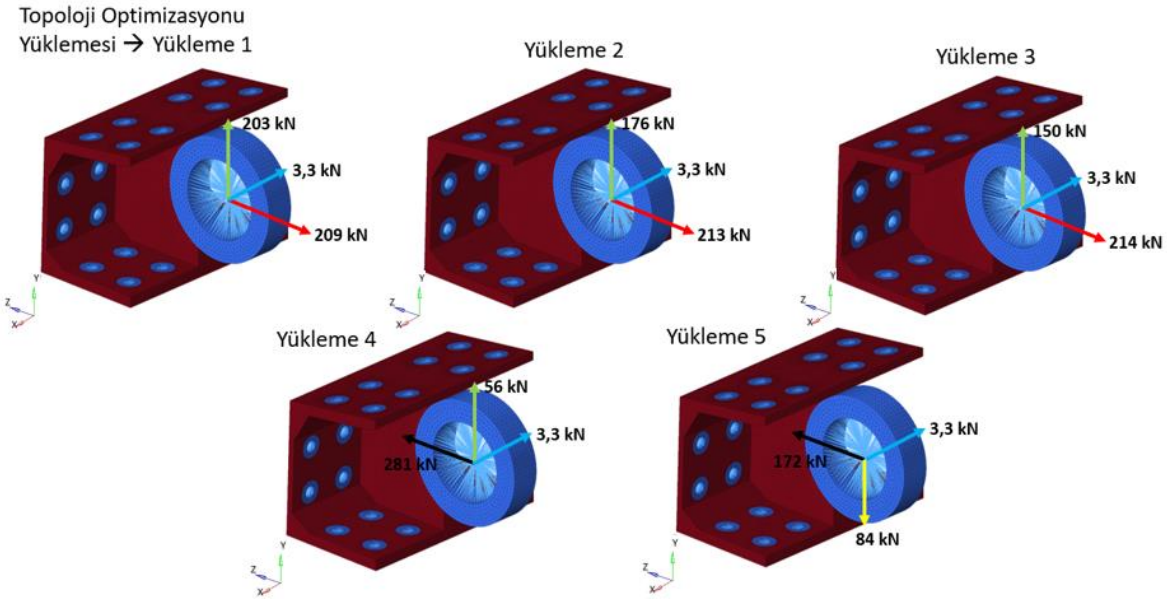


Şekil 4.1. Geleneksel yöntemlerle üretilen hedef parça ve imalat öncesi ham malzeme boyutları

Hava aracı yapısal parçalarında yaygın olarak alüminyum malzemeler tercih edilmektedir. Bu tez çalışmasında metal eklemeli imalat yöntemlerinden birisi olan seçici lazer ergitme yöntemiyle üretime uygun ve aynı zamanda kritik yüklemeler altında herhangi bir hasar durumuna sebebiyet vermeden dayanım sağlayabilecek orijinal tasarıma göre daha hafif bir tasarıma erişim gerçekleştirilmiştir. Literatür detaylı bir şekilde incelendiğinde orijinal malzeme olan Al7050 yerine toz yataklı seçici lazer ergitme prosesinde üretim için yaygın bir şekilde kullanımı olan Ti6Al4V malzemesi belirlenmiştir. Parçanın emniyetli bir şekilde Şekil 4.3'de vektörel olarak gösterilen ve Çizelge 4.2'de tablolaştırılan en kritik beş yüklemeye dayanabileceğini göstermek amacıyla parçanın Şekil 4.2'de belirtilen bölgelerinin malzeme&bağlayıcılar için sonlu elemanlar ile sayısal ve el hesabı analizleri gerçekleştirilip emniyet katsayıları hesaplanmıştır.



Şekil 4.2. Parçanın bölgelerinin isimlendirilmesi



Şekil 4.3. Parçanın kritik yükleme durumları

Çizelge 4.2. Parça koordinat sistemine göre beş kritik yük durumu

Yükleme #	F_x [kN]	F_y [kN]	F_z [kN]
1	-3,3	203	-209
2	-3,3	176	-213
3	-3,3	150	-214
4	-3,3	56	281
5	-3,3	-84	172

Orijinal parçanın malzemesi Al7050-T7451'e ait malzeme dayanımı değerleri Çizelge 4.3'de sunulmuştur. Parçaya ait kritik yüklemeler nihai durum yüklemeleri olduğu için orijinal parça için çekme durumlu yükleme 1, 2, 3 için emniyet katsayısı hesaplamalarında kısa enine malzeme tane yapı oryantasyonu çekme nihai dayanımı değeri, basma durumlu yükleme 4 ve 5 için basma akma dayanımı hesaba katılmıştır. Orijinal parçaya ait malzeme dayanımı emniyet katsayısı hesaplamasında Eş. 4.4'den yararlanılmış ve sonuçlar Çizelge 4.4'de özetlenmiştir. Ek olarak Şekil 4.3'de belirtilen kritik yükleme durumları altında, orijinal tasarıma ait Şekil 4.2'de belirtilen bölgelerde yer alan en kritik bağlayıcıya ait kesme&çekme yükleri ve Eş. 4.19-4.21 kullanılarak hesaplanan bağlayıcı emniyet katsayıları Çizelge 4.5'de paylaşılmıştır.

Çizelge 4.3. Orijinal parça malzemesi Al7050-T7451'e ait dayanım değerleri [68]

Oryantasyon	Çekme Nihai Dayanımı [MPa]	Çekme Akma Dayanımı [MPa]	Basma Akma Dayanımı [MPa]
Boyuna (ing. Longitudinal)	482	413	435
Boyuna Enine (ing. Longitudinal Transverse)	482	413	
Kısa Enine (ing. Short Transverse)	460	393	

Çizelge 4.4. Hedef parçanın malzeme dayanımı emniyet katsayıları

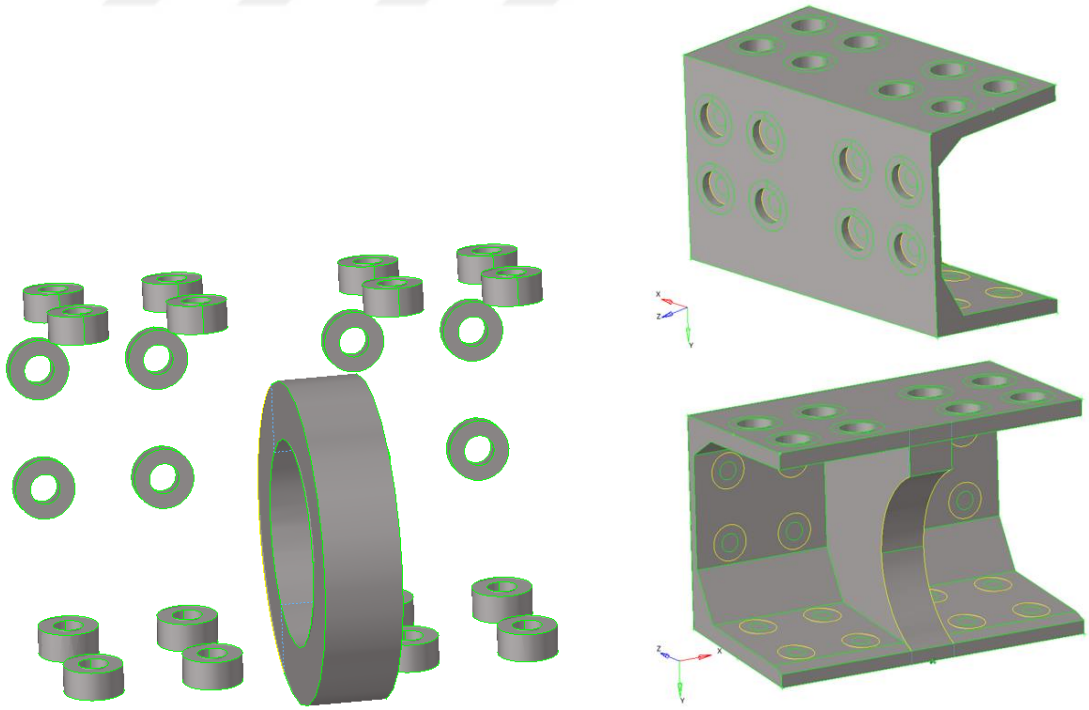
Yükleme #	Radyal bileşke yükleme (N)	Deplasman (mm)	Von-Mises gerilmesi (MPa)	Malzeme dayanımı (MPa) [69]	Emniyet katsayısı
1	291 000	0,611	455	460	1,01
2	276 000	0.543	416	460	1,10
3	261 000	0,479	378	460	1,21
4	286 000	0,415	333	435	1,30
5	191 000	0,299	239	435	1,82

Çizelge 4.5. Hedef parçanın bölgelerine göre en kritik bağlayıcıya gelen yükler

Yükleme #	Üst flanş (#8 bağlayıcı)		Bağlayıcı Emniyet Katsayısı	Orta bölge (#8 bağlayıcı)		Bağlayıcı Emniyet Katsayısı	Alt flanş (#8 bağlayıcı)		Bağlayıcı Emniyet Katsayısı
	Kesme (N)	Çekme (N)		Kesme (N)	Çekme (N)		Kesme (N)	Çekme (N)	
1	3715	28306	2,74	1753	10845	7,10	25819	44948	1,42
2	5335	23115	3,26	1629	10483	7,36	24348	39589	1,58
3	6893	18200	3,91	1504	10075	7,67	22827	34402	1,76
4	24229	23631	2,05	849	10759	7,27	13771	6288	4,32
5	7687	7952	6,34	1032	7504	10,32	16011	20473	2,75

4.2. Parçanın Topoloji Optimizasyonu için Sonlu Eleman Modeli Kurulumu

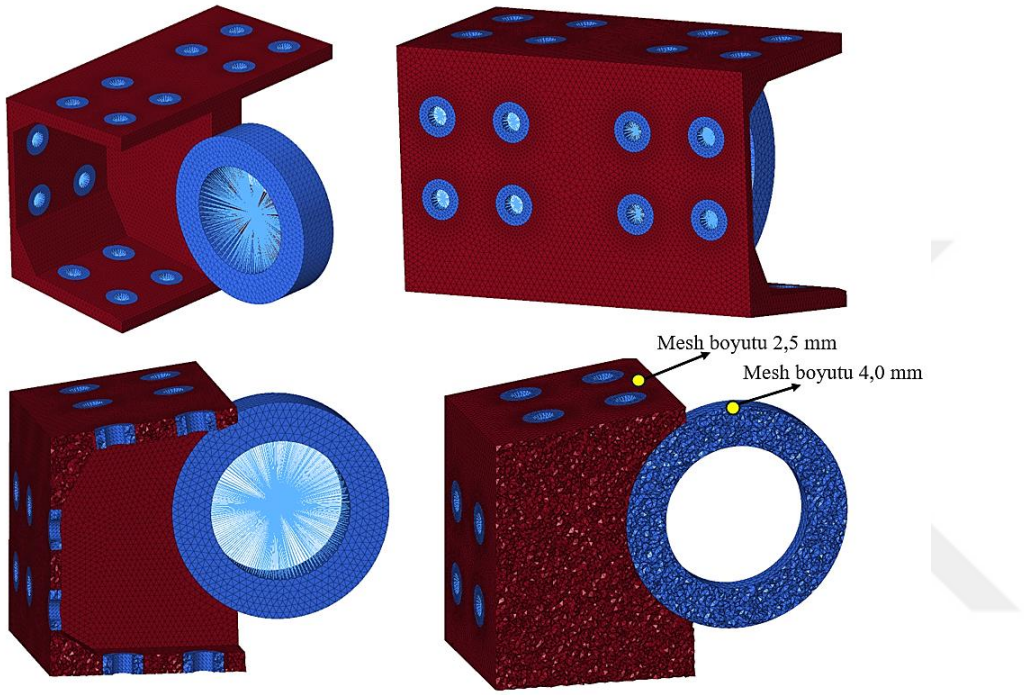
Topoloji optimizasyonu prosedüründe ilk adım olarak orijinal tasarımın ölçülerinden ve son tasarımda bağlayıcı montajında ihtiyaç duyulacak boş alanların yer alması gerekliliğinden yola çıkılarak Şekil 4.4'de verilen tasarım ve tasarım dışı alanların oluşturulması ile başlanılmıştır. Yüzeylerin yaratılması, birbirileriyle kesiştirilerek gerekli düzenlemelerin gerçekleştirilmesi işleminde Altair HyperMesh yazılımından yararlanılmıştır.



(a) (b)

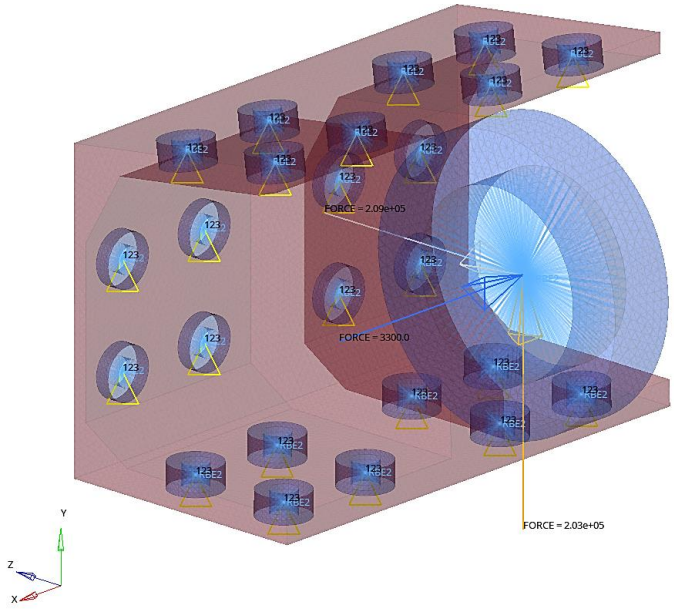
Şekil 4.4. Topoloji optimizasyonu için: (a) tasarım dışı alan, (b) tasarım alanı

İkinci adım olarak Şekil 4.4'de oluşturulan hacimler 10 düğüm noktalı 3B dört yüzlü CTETRA10 sonlu elemanlar ile modellenmiştir. Düşük kalınlıklı bölgelerde verimli sonuçlara ulaşılabilmesi açısından minimum üç katman sonlu eleman sığdırılabilecek şekilde eleman boyutu seçilmiş ve Şekil 4.5'de verildiği gibi meshleme işlemi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 4.5. TO Sonlu eleman modelinin görünümü

Üçüncü adım olarak modelin bağlayıcı delikleri içerisine Şekil 4.6'da gösterildiği gibi RBE2 sonlu elemanlar örülmüş ve RBE2 elemanın bağımsız noktası ve aynı zamanda deliğin merkezi olarak konumlanan noktadan SPC elemanları ile model 123 (x-y-z öteleme yönlerinde) serbestlik derecelerinde kısıtlanmıştır. Takiben kulak bölgesi içerisine de RBE2 eleman örülmüş ve RBE2 elemanın bağımsız noktasına topoloji optimizasyonu yüklemesi olarak seçilen en büyük radyal kuvvet değerini veren Şekil 4.3'de verilen yükleme 1'in kuvvetleri Şekil 4.6'da gösterildiği gibi uygulanmıştır.



Şekil 4.6. Topoloji optimizasyonu sonlu elaman modelinin sınır koşulları ve yükleme durumu

Parçanın eklemeli üretiminin hedeflendiği M280 tezgahının ve aynı zamanda Ti6Al4V tozunun da tedarikçisi olan EOS firması tarafından sağlanan malzeme özellikleri dokümanı kullanılarak topoloji optimizasyonu sonlu eleman modeline tanımlanmıştır. Ti6Al4V için kullanılan malzeme özellikleri Çizelge 4.6'de belirtilmiştir.

Çizelge 4.6. TO sonlu eleman modeli için Ti6Al4V malzeme özellikleri [57]

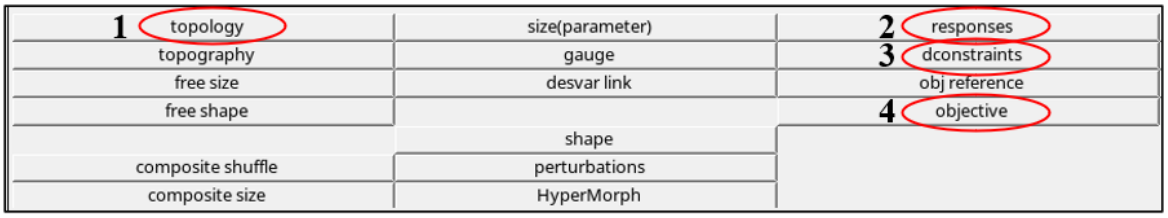
E (Elastisite modülü) [MPa]	G (Kesme modülü) [MPa]	Poisson oranı	Yoğunluk [g/cm^3]
110000	44000	0,33	4,43

4.3. Topoloji Optimizasyonu Parametreleri ve Optimizasyon Sonucu

Hedef parçanın topoloji optimizasyonunda kullanılacak formülasyonu OptiStruct yazılımına algılatabilmek için HyperMesh içerisinde tanımlanan amaç, kısıt ve amaç işlemleri Çizelge 4.7'de sunulmuştur. Çizelge 4.7'de belirlenen girdilerin tanımlanabilmesi için HyperMesh içerisinde analiz sekmesinin içerisinde yer alan optimizasyon paneli seçilmiş ve Şekil 4.7'de verilen sıra ile alt panellere giriş yapılıp optimizasyon metodolojisi oluşturulmuştur. İlk olarak topology paneli içerisine girilerek tasarım değişkeni, ardından responses paneli içerisine girilerek yanıtlar, devamında dconstraints paneline giriş yapılarak kısıtlar ve son olarak objective paneline girilerek amaç fonksiyonu oluşturulmuştur.

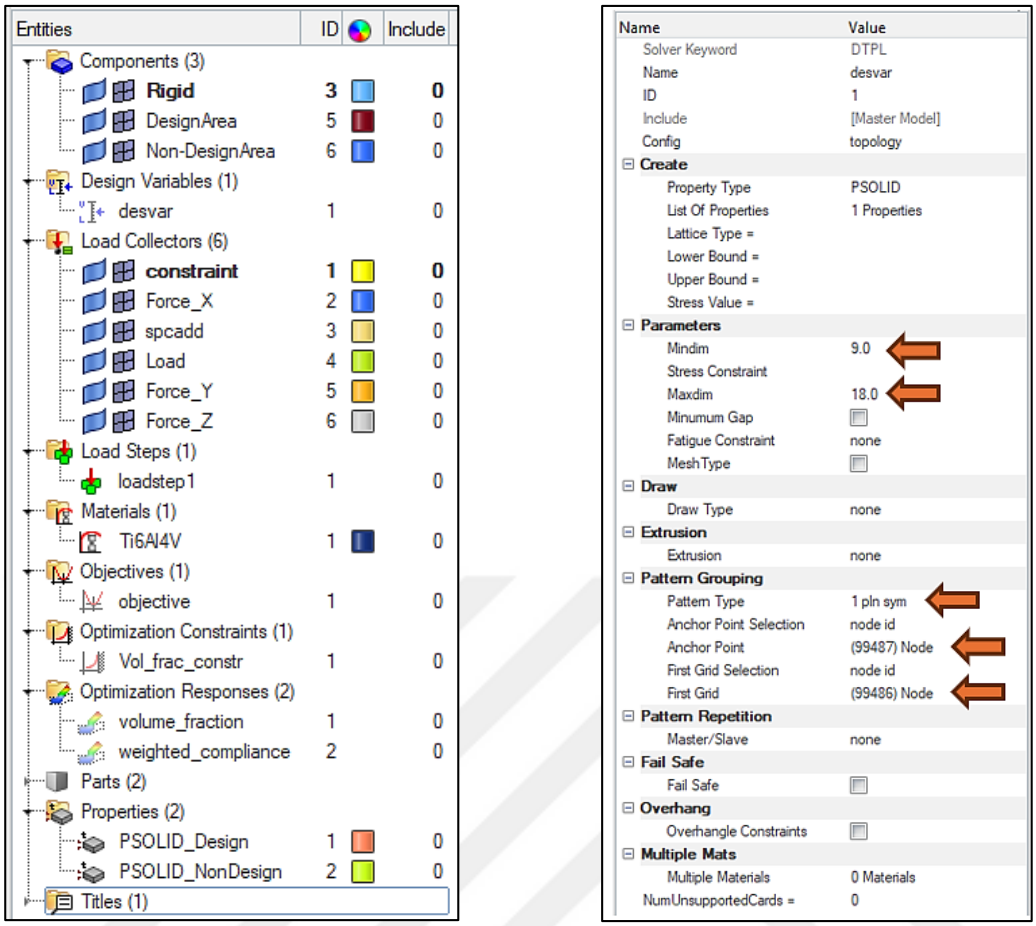
Çizelge 4.7. Kullanılan topoloji optimizasyonu formülasyonu

Amaç	Yanıtlar	Kısıt	Amaç işlemi
Ağırlıklı komplians (ing. weighted compliance)	Hacim oranı (ing. volume fraction) Ağırlıklı komplians (ing. weighted compliance)	Tüm hacim oranı (<%30) (ing. total/ volume fraction)	Minimizasyon



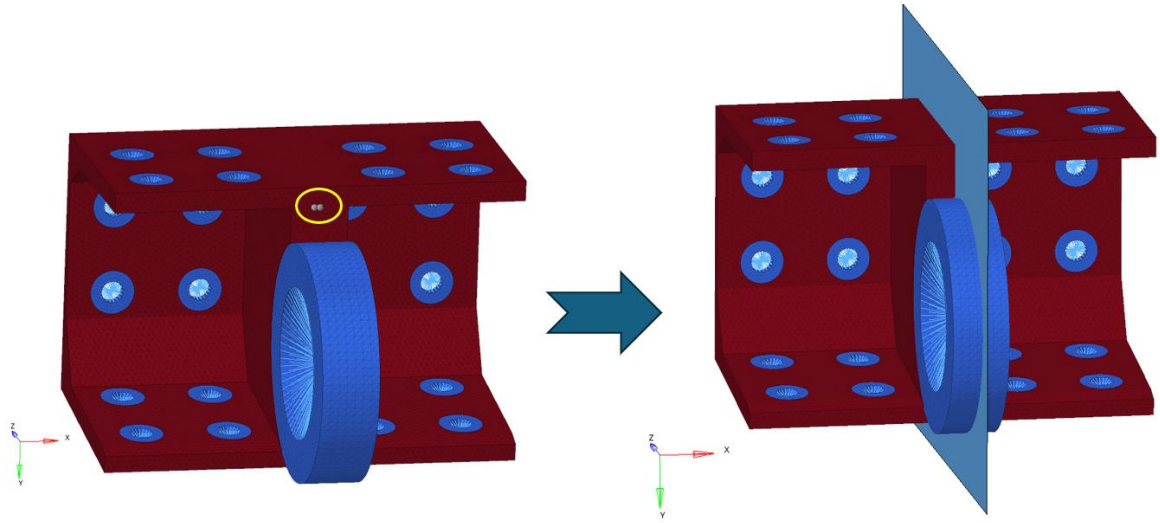
Şekil 4.7. Topoloji optimizasyon metodolojisinin HyperMesh içerisinde kurulumu

Tasarım değişkenine ek parametre olarak Şekil 4.8'de belirtildiği gibi mindim, maxdim ve düzen gruplama (ing. pattern grouping) parametrelerinin girişi gerçekleştirilmiştir. Bölüm 3.5.1'de önerildiği gibi mindim parametresi için ortalama mesh boyutunun 3 katı olan 9 mm, maxdim parametresi için ortalama mesh boyutunun 6 katı olan 18 mm değeri girilmiştir. Ek olarak ortaya çıkacak geometrinin yüklerin uygulanış noktasına göre simetrik olmasının sağlamak amacıyla Şekil 4.8'de gösterilen düzen gruplama kısmına gerekli nodeların girişi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.9'da düzen gruplama (ing. pattern grouping) parametresi için girişi yapılan noktaların görünümü ve OptiStruct tarafından algılanan simetri düzlemi gösterilmiştir. TO formülasyonu için tüm giriş işlemleri tamamlandığında OptiStruct yazılımına çözdürülecek olan sonlu eleman matematiksel modelinin komponent ve girdi ağacı Şekil 4.8'de sunulmuştur.



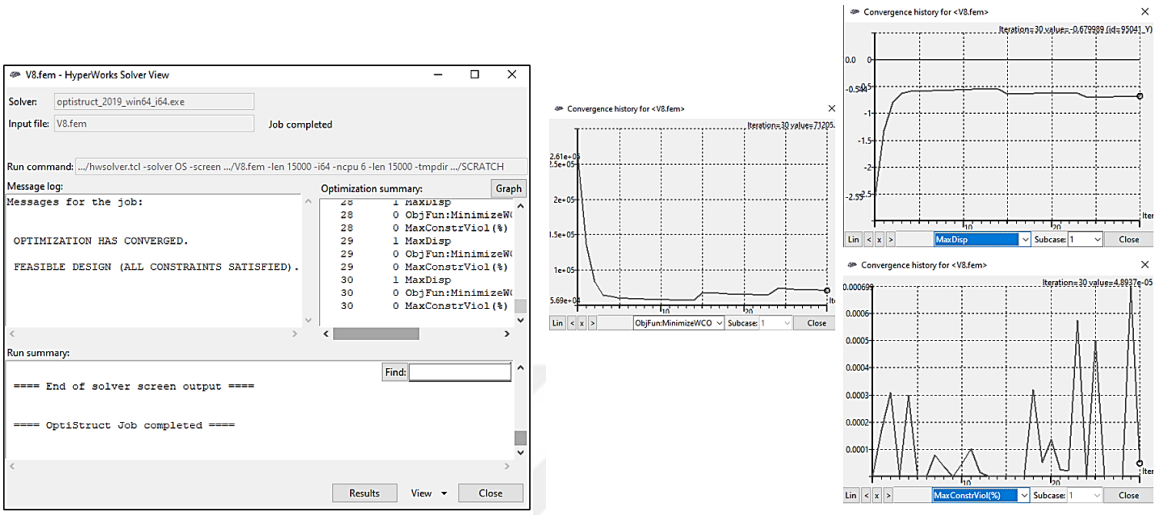
(a) (b)

Şekil 4.8. (a) TO sonlu eleman modeline ait model ağacı, (b) tasarım değişkenine tanımlanan parametreler



Şekil 4.9. Tasarım değişkenine tanımlanan dayanak noktası&ilk nokta ve sonrasında OptiStruct'ın algıladığı simetri ekseni

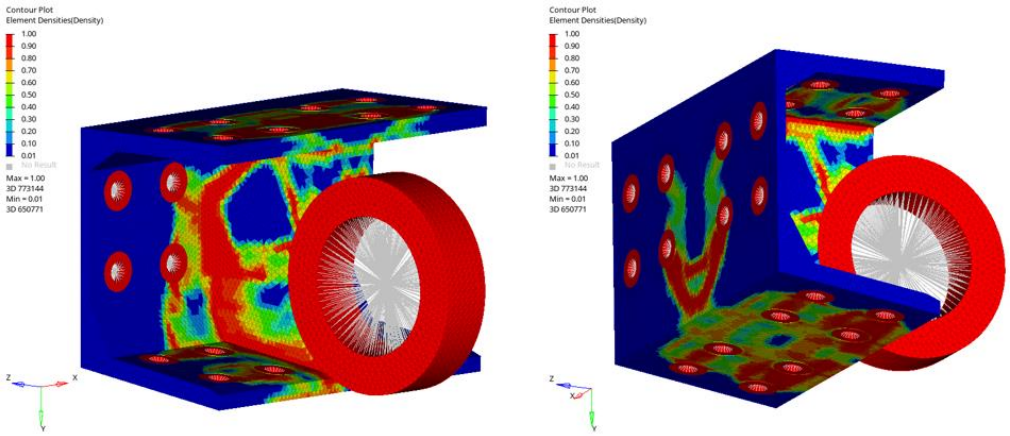
TO sonlu eleman matematiksel modelinin OptiStruct yazılımıyla çözdürülmesi sonucunda 30. iterasyon sonrasında yakınsama sağlanmıştır. Çözdürme aşamasının takibinde kullanılan ekranların görüntüleri Şekil 4.10'da verilmiştir.



(a) (b)

Şekil 4.10. (a) OptiStruct iterasyonların özeti penceresi, (b) iterasyonlara ait amaç fonksiyonu, maksimum deplasman, kısıt fonksiyonu ihlal miktarı grafikleri

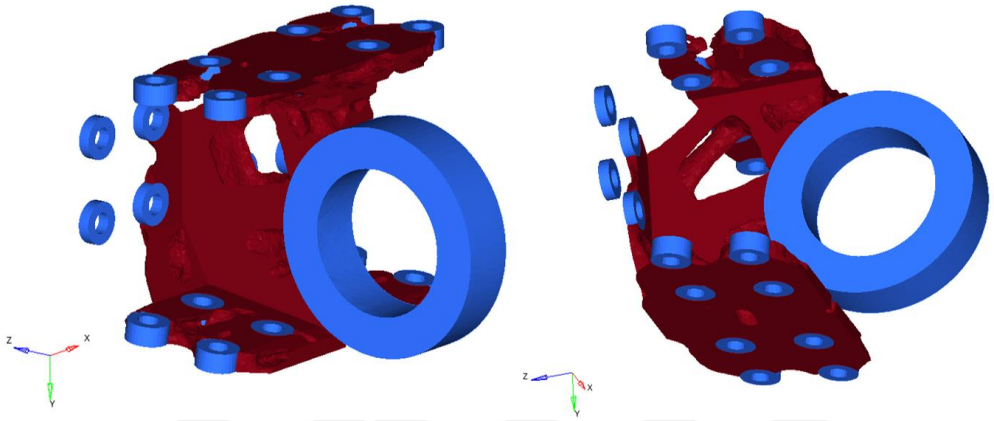
Topoloji optimizasyonunun 30. iterasyon sonucuna ait eleman yoğunluk değerleri görseli Şekil 4.11'de gösterilmiştir. Sonuçların incelenmesi aşamasında Altair HyperView yazılımından yararlanılmıştır.



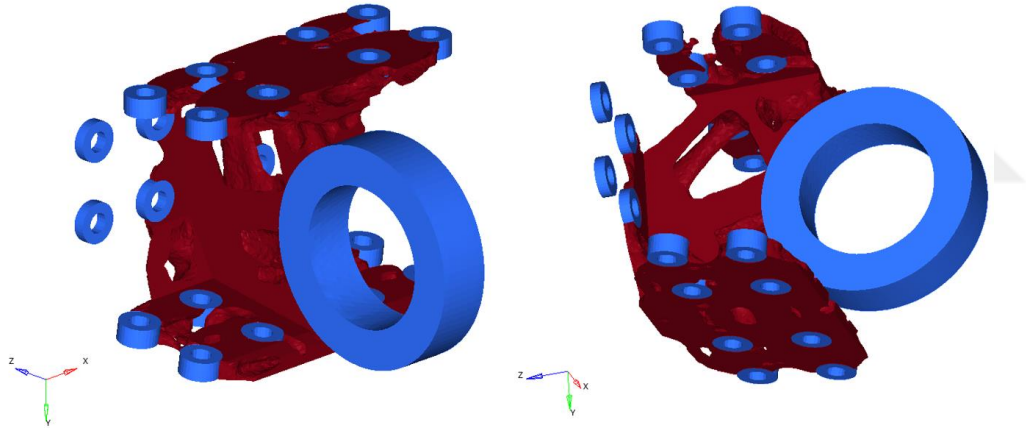
Şekil 4.11. Topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan eleman yoğunluk değerleri

Topoloji optimizasyonu 30. iterasyon sonucunun değişken eleman yoğunluğu eşik değer seviyelerine göre görselleştirilmiş halleri Şekil 4.12. ve Şekil 4.13'de paylaşılmıştır. İnce destek elemanlarının istenilen detay seviyesinde olması ve modelleme aşamasına minimum

gereksiz kalıntı malzeme ile geçilmesi kriterleri gözetilerek HyperView yazılımının da varsayılan kontur eleman eşik değeri olan 0,505 ile ilerlenmiştir. HyperView yazılımından Altair Inspire yazılımına alınan ve tasarım aşamasına geçilen 0,505 eleman yoğunluğu eşik değerine ait stereolitografik geometri Şekil 4.14'de gösterilmiştir.

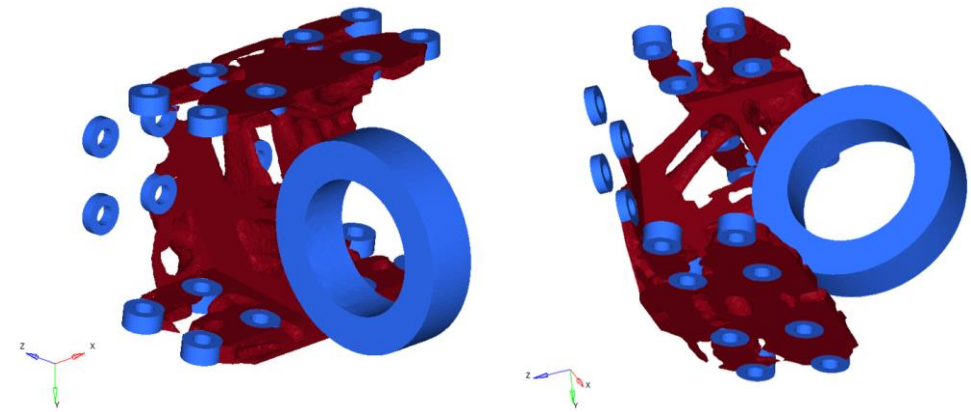


(a)

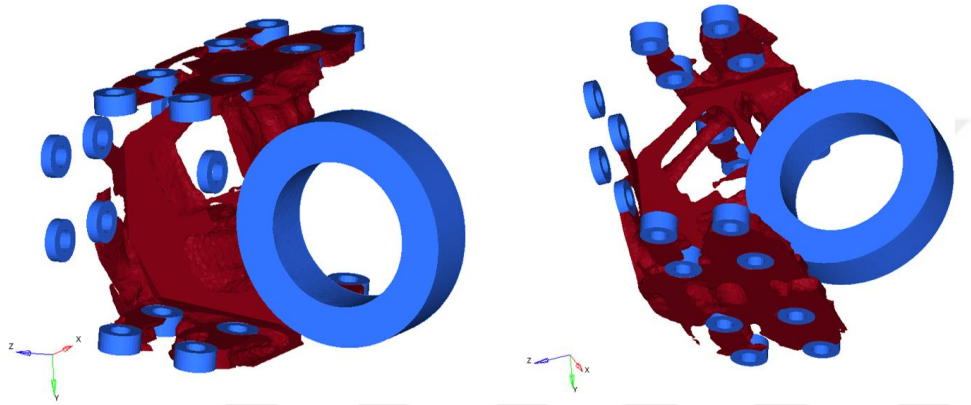


(b)

Şekil 4.12. (a) 0,3 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji, (b) 0,4 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji

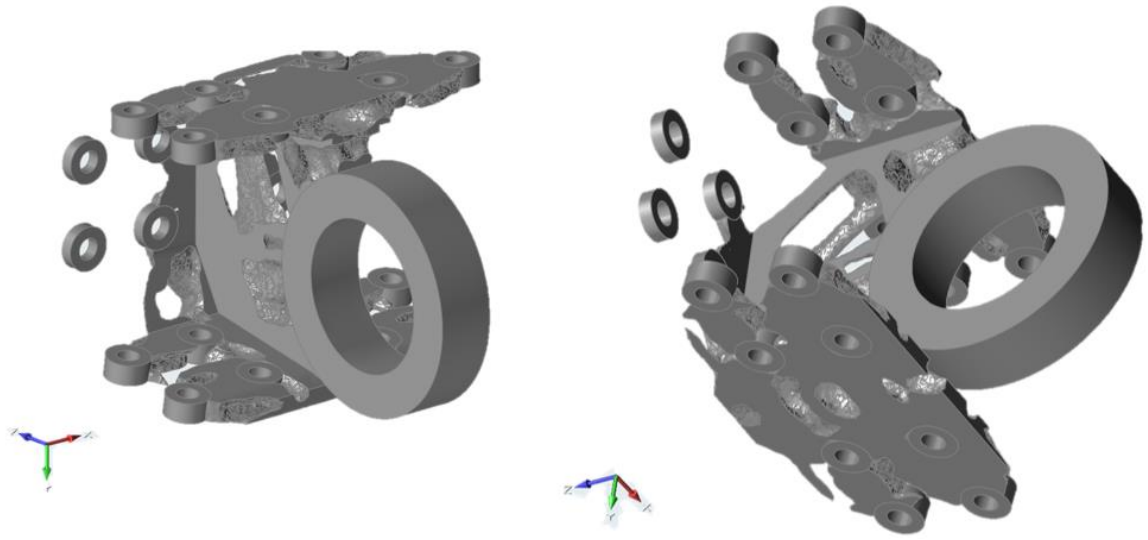


(a)



(b)

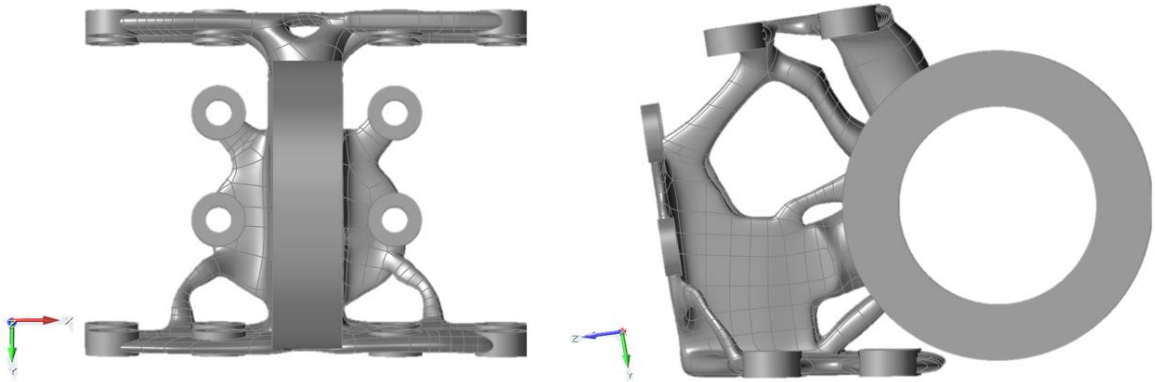
Şekil 4.13. (a) 0,5 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji, (b) 0,6 eleman yoğunluğu eşik değeri için topoloji



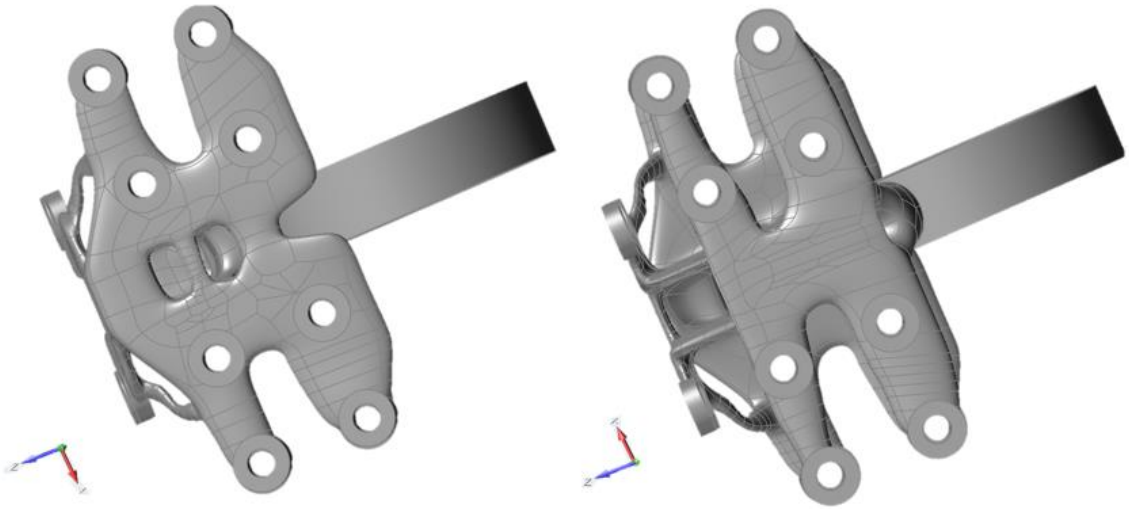
Şekil 4.14. Modelleme aşaması için karar verilen 0,505 eleman yoğunluğu eşik değeri topolojisine ait stereolitografi geometri

4.4. Birinci Tasarım Döngüsü

Şekil 4.14'de paylaşılan stereolitografik geometrinin Altair Inspire yazılımına alınarak polyNURB geometri araçları ile yeniden tasarlanması sonucunda ortaya çıkarılan yeni geometri Şekil 4.15 ve Şekil 4.16'da gösterilmiş ve tasarım 1 olarak adlandırılmıştır.



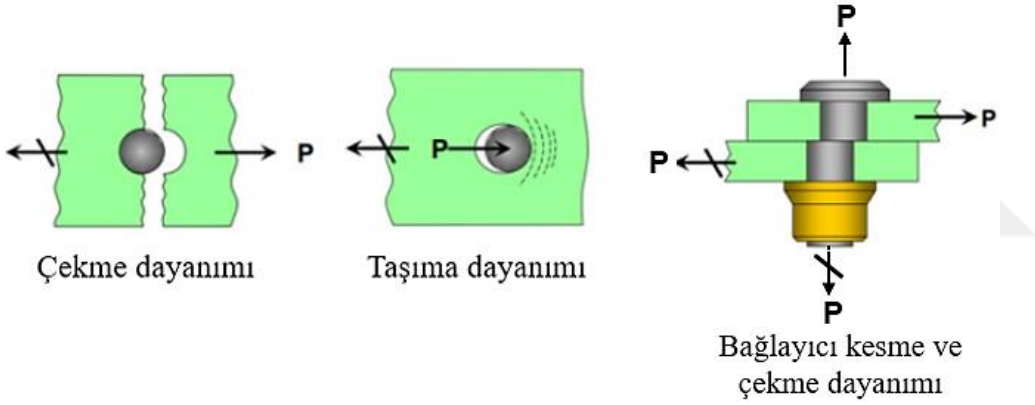
Şekil 4.15. Tasarım 1'e ait ön&yan görünüş



Şekil 4.16. Tasarım 1'e ait üst&alt görünüş

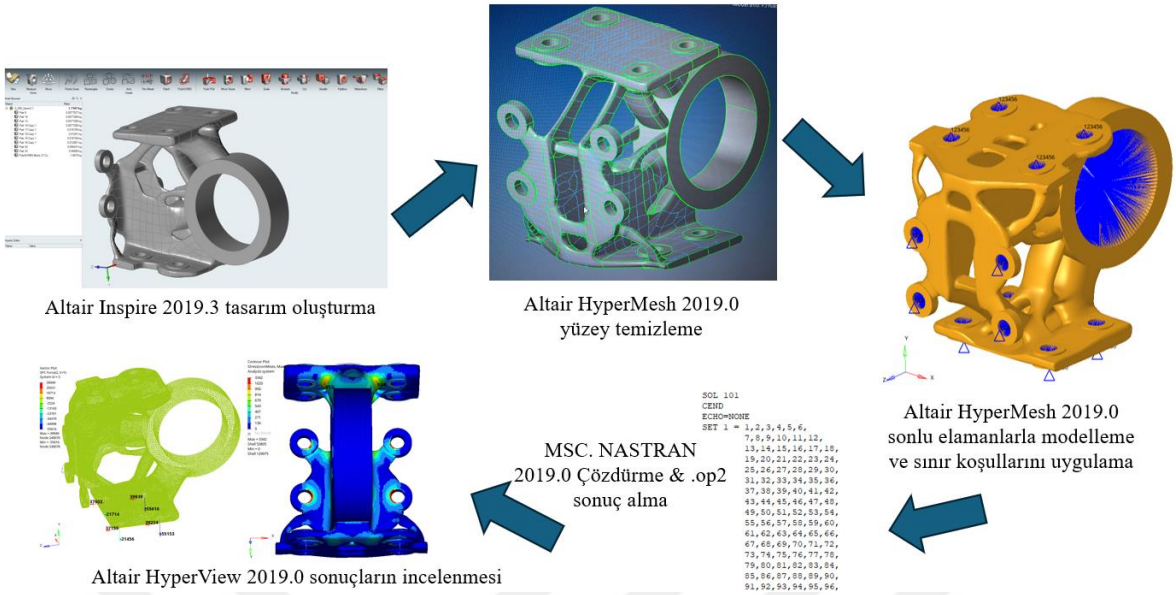
4.4.1. Birinci tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi

Şekil 4.14'de gösterilen optimizasyon çıktısına göre yeniden modellenen parçanın (Bknz: Şekil 4.15 ve Şekil 4.16) kritik yük koşulları altında yeterli dayanımı gösterdiğinin doğrulanması gerekmektedir. Bu kapsamda tasarımın öncelikle MSC NASTRAN (SOL 101) yazılımı kullanılarak doğrusal statik analizi gerçekleştirilerek malzeme dayanımı kontrol edilmiştir. Ardından kulak bölgesi (Bknz: Şekil 4.2) için nihai dayanım (ing. ultimate strength), net kesit akma (ing. net section yield) dayanımı, taşıma akma (ing. bearing yield) dayanımı ve yatak (ing. bushing) taşıma dayanımı hasar durumlarının hesaplamaları ve kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Son aşama olarak da her bir tasarım döngüsünde parçanın bağlayıcılarının Şekil 4.17'de gösterildiği gibi kesme ve çekme dayanım yetmezlikleri kontrol edilmiştir.



Şekil 4.17. Parça ve bağlayıcı hasar tiplerinin gösterimi [59]

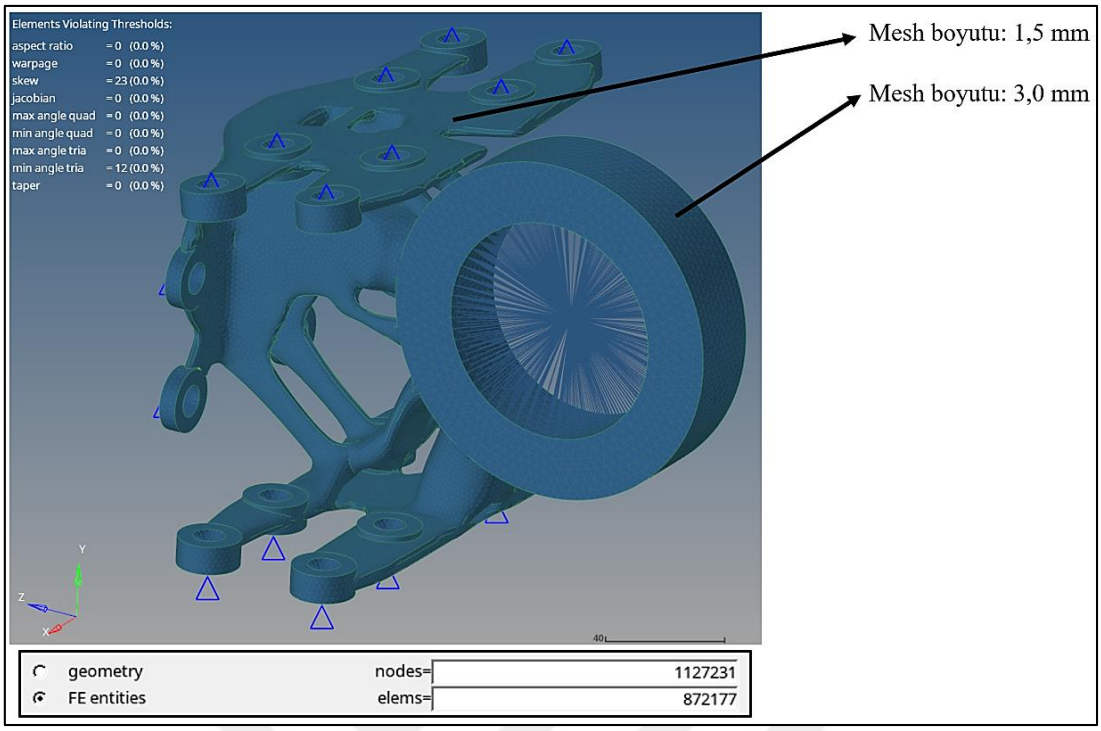
Birinci tasarım döngüsü ve ileriki bölümlerde açıklanan diğer tasarım döngülerinde takip edilen, tasarımların sayısal analizler ve hesaplamalar ile validasyonunun sağlanması için takip edilen prosedür Şekil 4.18'de gösterilmiştir.



Şekil 4.18. Tasarım döngü prosesinin özetlenişi

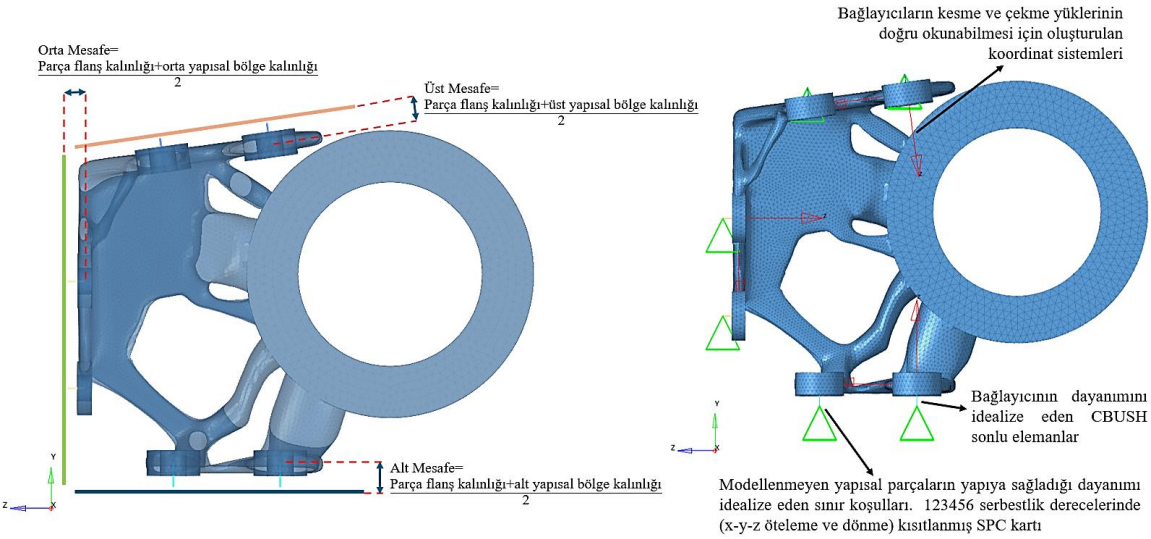
Statik sayısal analiz için tasarımın sonlu eleman modelinin oluşturulması

İlk olarak tasarım 1 geometrisi HyperMesh yazılımı içerisine alınarak gerekli geometrik yüzey ayrım çizgileri temizleme ve düzeltme işlemleri gerçekleştirilmiştir. Devamında parçanın tüm yüzeyleri içerisine 3B sonlu elemanların oluşmasını sağlayacak bir kapalı nokta bulutu hacmi oluşturmak ve doğrusal statik analiz sonucunda üzerinden gerilme değerleri okuyabilmek amacıyla CTRIA3 sonlu elemanlar ile örülmüş ve yüzey meshinin kalitesi Şekil 4.19'da verildiği gibi kontrol edilmiştir. Düşük kalınlıklı bölgelerde anlamlı sonuçlara ulaşabilmek açısından minimum üç katman sonlu eleman sığdırılabilecek şekilde eleman boyutu seçilmiştir. Parçanın kulak bölgesi haricinde kalan kısımları 1,5 mm, kulak bölgesi ise 3,0 mm boyutunda 2B CTRIA3 elemanlar ile Şekil 4.19'da görüldüğü gibi örülmüştür. Parçanın yüzeyinde yer alan kabuk CTRIA3 elemanlar sadece gerilme okunması amacıyla membrane yapıda oluşturulmak istendiğinden 0,001 mm sonlu eleman kalınlık değeri ataması yapılmıştır. Parça içerisine ikinci derece 3B CTETRA10 elemanlar örülmüştür. Modelde tanımlanan Ti6Al4V malzeme özellikleri optimizasyon modelinde kullanılan Çizelge 4.6'daki değerler ile aynıdır. Şekil 4.19'da sonlu eleman modeline ait toplam nokta ve eleman sayısı da paylaşılmıştır.



Şekil 4.19. Tasarım 1 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu&sayısı

Hedef parçanın tasarım 1 geometrisinin ve diğer yapısal parçalarla bağlantılarının sonlu eleman modeline olabildiğince gerçek duruma yakın şekilde aktarılabilmesi için Şekil 4.20'de gösterilen idealleştirmeler gerçekleştirilmiştir. SPC kartı ile kısıtlanacak nokta lokasyonları Şekil 4.20'de açıklanan mesafeler hesaplanılarak oluşturulmuştur. Hedef parçanın komşu yapısal parçalara bağlayıcılar ile bağlantısı CBUSH sonlu elemanı kullanılarak idealize edilmiştir ve delik içerisine CBUSH elemanının bağlantısı RBE2 rijit elemanlar kullanılarak sağlanmıştır. Ek olarak CBUSH elemanlardan doğru şekilde kesme ve çekme yükleri okuyabilmek için hedef parçanın alt, orta ve üst bölgelerine Şekil 4.20'de gösterildiği gibi lokal koordinat sistemleri oluşturulmuştur. Bu idealizasyonlar tüm tasarım döngülerinde aynı prensip ile devam ettirilmiştir.



(a) (b)

Şekil 4.20. (a) Sonlu eleman modelinin sınır koşulu lokasyonları için mesafe hesabı, (b) tasarımların sonlu eleman modellerinin oluşturulmasında yapılan idealizasyon ve modellemeler

Hedef parçanın sonlu eleman modelinde bağlayıcıların dayanımlarının hesaplanıp CBUSH elemanlarına atanmasında Eş. 4.1-4.3'de verilen Huth formülasyonlarından yararlanılmıştır [58]. Huth yöntemi kullanılarak bağlantı elemanlarının dayanımları Eş. 4.1-4.3 ve Çizelge 4.8 parametreleri kullanılarak şu şekilde hesaplanmaktadır:

$$K_{eksenel} = \frac{E_B A_B}{h} \tag{4.1}$$

E_B: Bağlayıcı elastisite modülü

E_B: Bağlayıcı kafasının alanı ($A = \pi r^2$)

h: Bağlanılan yapıların toplam kalınlığı

$$K_{kesme} = \frac{1}{C_{kesme}} \tag{4.2}$$

$$C_{kesme} = \left(\frac{t_1+t_2}{2D_B}\right)^a \frac{1}{n}\left(\frac{b_1}{t_1E_1} + \frac{b_2}{nt_2E_2} + \frac{b_1}{2t_1E_B} + \frac{b_2}{2nt_2E_B}\right) \tag{4.3}$$

t: Kalınlık

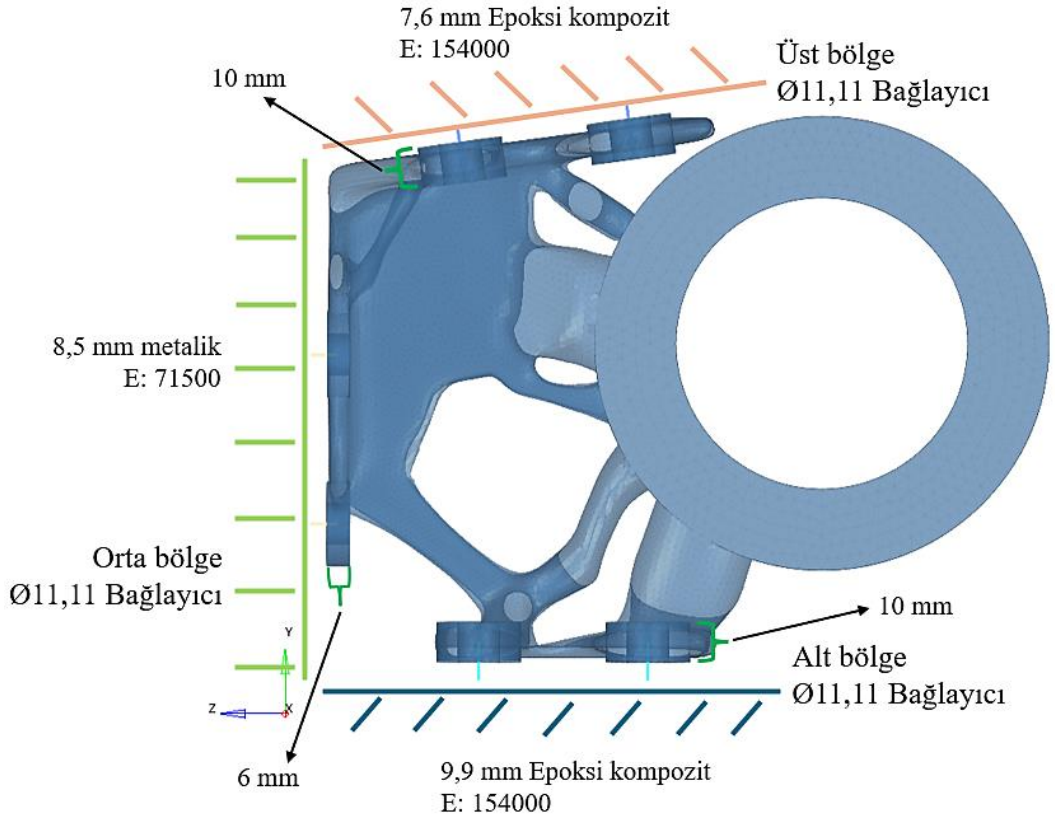
E: Elastisite modülü

n=1 tek kesme tipli bağlantı

n=2 çift kesme tipli bağlantı

Çizelge 4.8. Değişen durumlara göre a, b_1, b_2 Huth formülasyonu sabitleri [58]

Parça 1	Parça 2	Bağlantı tipi	a	b_1	b_2
Metalik	Metalik	Cıvata	2/3	3,0	3,0
Metalik	Metalik	Perçin	2/5	2,2	2,2
Grafit/Epoksi	Grafit/Epoksi	Cıvata	2/3	4,2	4,2
Metalik	Grafit/Epoksi	Cıvata	2/3	3,0	4,2



Şekil 4.21. Bağlayıcı dayanım hesabında kullanmak için hedef parçanın bağlantıda olduğu yapıların kalınlık, malzeme ve elastisite modülleri

Şekil 4.21'de verilen değerler ve Eş. 4.1, 4.2 ve 4.3 kullanılarak parçanın üst, alt ve orta bölgesindeki bağlayıcıların dayanımları hesaplanmıştır. HyperMesh yazılımında MSC NASTRAN kullanıcı profili seçilerek gerekli PBUSH kartları oluşturulmuştur. Tasarım 1 geometrisinin bölgeleri için HyperMesh içerisinde oluşturulan PBUSH kartları Şekil 4.22'de verilmiştir. K1, K2, K3 sırasıyla x-y-z yönlerindeki öteleme dayanımına, K4, K5, K6 sırasıyla x-y-z yönlerindeki dönme yönlerindeki dayanıma karşılık gelmektedir. Kastedilen yönler bağlayıcılara atanan koordinat sistemindeki x-y-z yönleridir. Parçanın her bir bölgesine bağlayıcılar için koordinat sistemi yaratılırken x-y yönlerinin kesme, z yönünün eksenel yöne karşılık gelmesine ve herhangi bir kaçıklık oluşmamasına dikkat edilmiştir. Koordinat sistemleri Şekil 4.20'de görülebilmektedir.

Name	Value
Solver Keyword	PBUSH
Name	PBUSH_Upper
ID	3
Color	
Include	[Master Model]
Defined	☑
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
K_LINE	☑
K1	114643.0
K2	114643.0
K3	604119.17
K4	1000000000.0
K5	1000000000.0
K6	100.0

Üst bölge

Name	Value
Solver Keyword	PBUSH
Name	PBUSH_Web
ID	5
Color	
Include	[Master Model]
Defined	☑
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
K_LINE	☑
K1	99439.54
K2	99439.54
K3	734108.96
K4	1000000000.0
K5	1000000000.0
K6	100.0

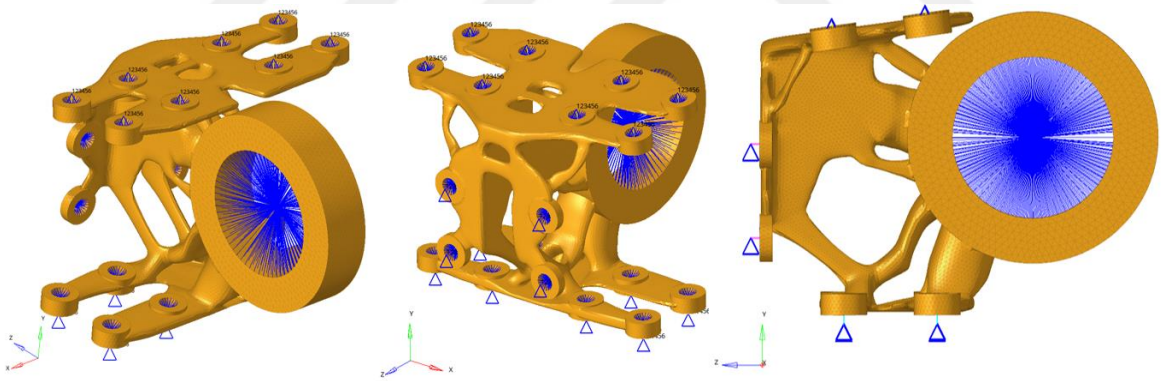
Orta bölge

Name	Value
Solver Keyword	PBUSH
Name	PBUSH_Lower
ID	4
Color	
Include	[Master Model]
Defined	☑
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
K_LINE	☑
K1	122607.5
K2	122607.5
K3	534742.28
K4	1000000000.0
K5	1000000000.0
K6	100.0

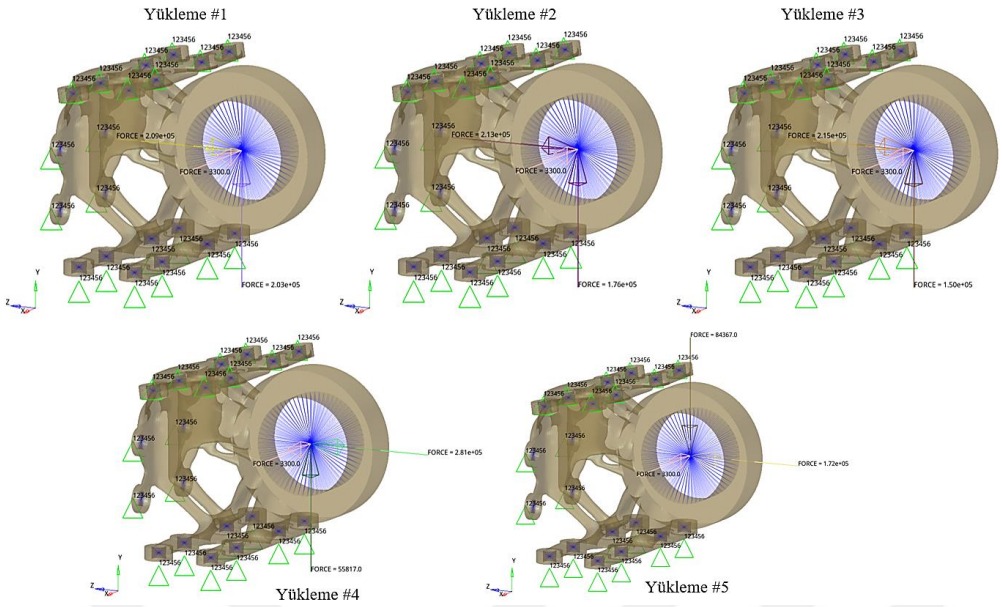
Alt bölge

Şekil 4.22. HyperMesh programında oluşturulan üst, orta ve alt bölge bağlayıcılarının Huth formülasyonu ile hesaplanan dayanımları

Sonlu eleman model kurulumu için tüm aşamaların tamamlanmasının ardından tasarım 1'e ait sonlu matematiksel modelin görünümü Şekil 4.23'de verilmiştir. Ek olarak sonlu eleman modeline uygulanan yüklemeler ve sınır koşullarının görünümü Şekil 4.24'de paylaşılmıştır.



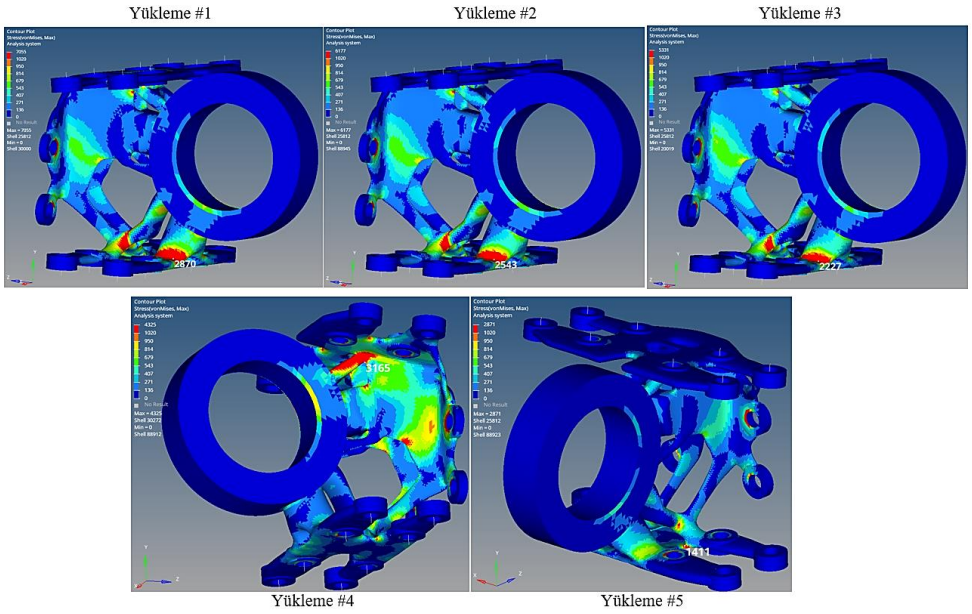
Şekil 4.23. Tasarım 1'in statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli



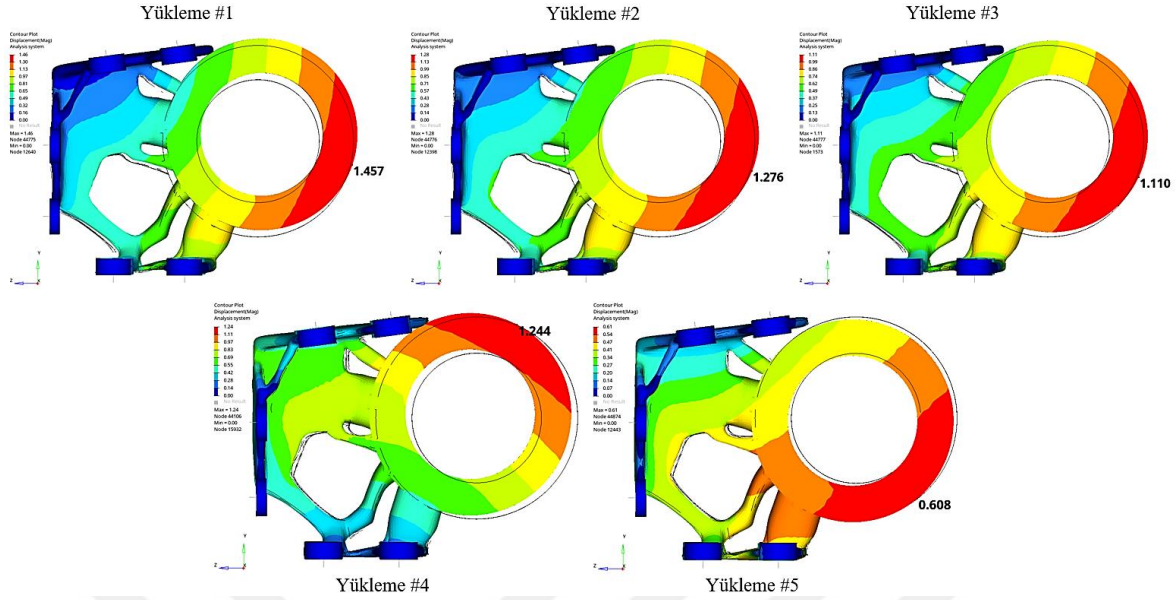
Şekil 4.24. Tasarım 1'in sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları

Malzeme dayanımı sayısal doğrusal statik analizi

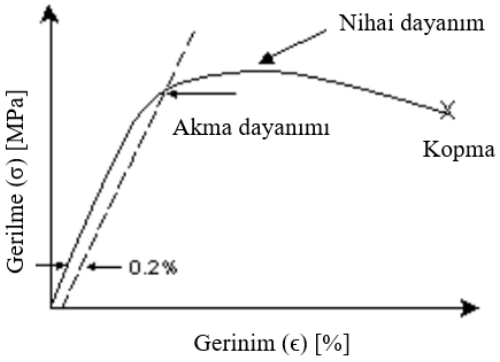
Tasarım 1'in doğrusal statik analiz sonlu eleman modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) modülü aracılığıyla çözdürülmesinin ardından .op2 sonuç dosyası HyperView ortamında incelenmiştir. Şekil 4.25'de kritik yüklemeler altında parçada oluşan gerilimlerin dağılımı ile birlikte parçada görülen maksimum değer ve Şekil 4.26'da kritik yüklemeler altında parçada meydana gelen maksimum deplasman değeri ve deplasmanın şekli verilmiştir.



Şekil 4.25. Tasarım 1'in sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler



Şekil 4.26. Tasarım 1'in sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)



Şekil 4.27. Ti6Al4V toz malzemeye ait gerilme-gerinim malzeme dayanımı eğrisi gösterimi

Ti6Al4V metal tozunun çekme akma, çekme nihai dayanım, basma akma değerleri aşağıda verilmiştir [57, 67]:

$\sigma_{çekme,ak}$= 1010 MPa

$\sigma_{basma,ak}$= 1070 MPa

σ_{nihai}= 1150 MPa

Statik sayısal analiz emniyet katsayısı Eş. 4.4'de verilen formülasyon ile hesaplanmıştır [61].

$$\text{Statik sayısal analiz emniyet katsayısı} = \frac{\sigma_{nihai} \& \sigma_{basma,ak}}{\sigma_{parça}} \quad (4.4)$$

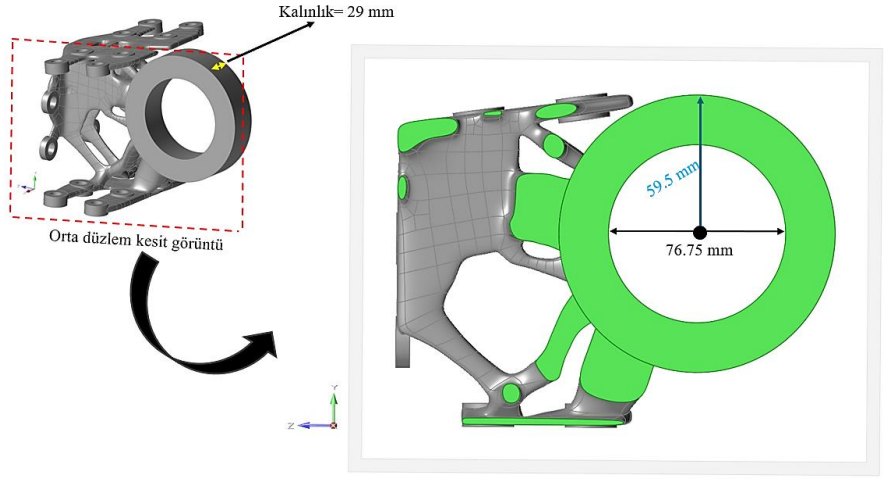
Yükleme 4&5 haricinde, Şekil 4.3 ve Çizelge 4.2'de verilen yükleme durumları parçaya ait nihai yükleme durumunda maruz kaldığı çekme durumu yükleri olduğu için Çizelge 4.9'da emniyet katsayısı hesaplamasında malzemeye ait nihai dayanım değeri kullanılmıştır. Yükleme 4&5 durumları parçaya basma yükleme durumu oluşturduğundan emniyet katsayısı malzemeye ait basma akma dayanımı değerine göre hesaplanmıştır.

Çizelge 4.9. Tasarım 1'in doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları

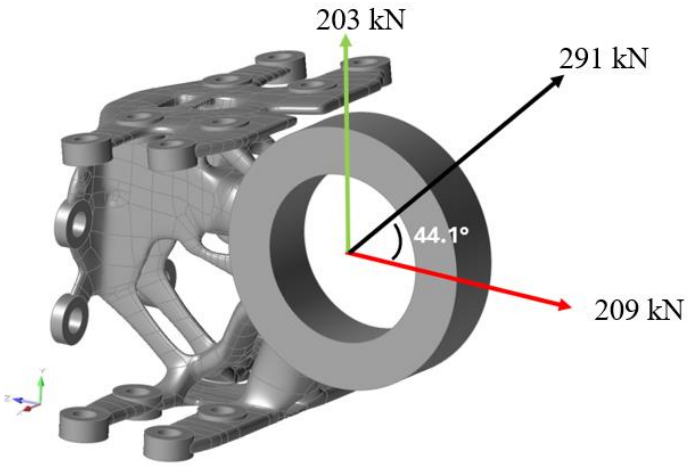
Yükleme #	Maksimum Von-Mises gerilmesi [MPa]	Ti6Al4V Malzemesinin dayanımı [MPa]	Emniyet katsayısı
1	2870	1150	0,40
2	2543	1150	0,45
3	2227	1150	0,51
4	3165	1070	0,33
5	1411	1070	0,75

Kulak bölgesi dayanım analizi

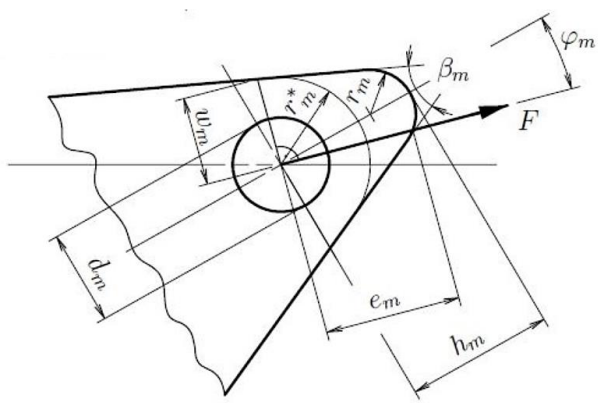
Kulak bölgesinin dayanım analizlerinin gerçekleştirilmesinde yükleme 1 durumu maksimum bileşke radyal yükleme kuvvetinin oluşturduğu için bu yük koşulunun hesaba alınmasına karar verilmiştir. Kulak bölgesinin dayanım analizinde kullanılacak tasarım 1'e ait geometrik özellikler Şekil 4.28'de, yükleme durumu kuvvetleri ise Şekil 4.29'da verilmiştir. Ayrıca hesaplamalarda kullanılacak geometrik parametrelerin örnek kulak geometrisi üzerinde gösterilişi Şekil 4.30'da sunulmuştur.



Şekil 4.28. Tasarım 1'e ait kulak bölgesi geometrik özellikleri



Şekil 4.29. Kulak bölge analizinde kullanılan en kritik, yükleme 1 durumu kuvvetleri



Şekil 4.30. HSB metodu kulak bölgesi analizi için gerekli geometrik parametreler [60]

Çizelge 4.10. Kulak yapı dayanım hesaplamasında kullanılan semboller ve açıklamaları [60]

Sembol	Açıklama
β_m	Kulak açısı
ψ_m	Yük açısı
d_m	Delik çapı
e_m	Yükleme yönüne dik olarak kenara olan uzaklık
h_m	Eksenellik
r_m	Kulak yarı çapı
t_m	Kalınlık
w_m	Kenara olan en kısa uzaklık
K_{tb}	Maksimum çekme gerilmesinin taşıma gerilmesine oranı
H	Eksenellik faktörü

Çizelge 4.10. (devam) Kulak yapı dayanım hesaplamasında kullanılan semboller ve açıklamaları [60]

Sembol	Açıklama
K_{BR}	Efektif taşıma oranı
F_{Lu}	Kulak nihai yükü
F_{Ly}	Kulak akma yükü
R_{bry}	Taşıma akma dayanımı
$F_{Ly,br}$	Taşıma akma yükü
R_m	Çekme nihai dayanımı
$R_{p0.2}$	Çekme akma dayanımı
$R_{bry1.5}$	Taşıma akma dayanımı (e/d= 1.5 oranı için)
$R_{bry2.0}$	Taşıma akma dayanımı (e/d= 2.0 oranı için)
$R_{c0.2}$	Basma akma dayanımı (yatak malzemesinin)
j	Güvenlik faktörü

Kulak bölge hesaplamalarında kullanılan semboller ve açıklamaları Çizelge 4.10'da, malzeme dayanım değerleri Çizelge 4.11'de sunulmuştur. R_m, $R_{p0.2}$, $R_{bry1.5}$, $R_{bry2.0}$ değerleri parça malzemesi Ti6Al4V (titanyum alaşım), $R_{c0.2}$ değeri yatak (ing. bushing) malzemesi CuAl10Ni5Fe4 (nikel alüminyum bronz) için verilmiştir [57, 64, 65].

Çizelge 4.11. Kulak bölgesi emniyet katsayı hesaplamalarında kullanılan dayanım değerleri

Dayanım kriteri	Malzeme dayanım değeri [MPa]
R_m	1150
$R_{p0.2}$	1010
$R_{bry1.5}$	1446
$R_{bry2.0}$	1669
$R_{c0.2}$	1035

Hesaplamalarda kullanılan geometrik değerler Çizelge 4.12'de paylaşılmıştır.

Çizelge 4.12. Kulak bölgesi emniyet katsayı hesaplamalarında kullanılan geometrik değerler

Sembol	Değer
β	0°
ψ	44,1°
d	76,75 mm
e	59,5 mm

Çizelge 4.12. (devam) Kulak bölgesi emniyet katsayı hesaplamalarında kullanılan geometrik değerler

Sembol	Değer
r	59,5 mm
t	29,0 mm
w	59,5 mm
j	1,0

Geometrik parametre hesaplamaları

Geometrik parametre hesaplamaları Eş. 4.5-4.8 kullanılarak gerçekleştirilmiştir [60].

$K_{tb,1}$ (düz kulak yapısı için β=0°, h/r=1):

β=0°: ψ=0°: $1{,}332 \leq \frac{2 \cdot r}{d} \leq 4{,}5$: $K_{tb,1} = 2{,}75 \cdot [\frac{2 \cdot r}{d} - 1]^{-0{,}675}$ (4.5)

$K_{tb,1} = 2{,}75 \cdot [\frac{2 \cdot 59{,}5}{76{,}75} - 1]^{-0{,}675}$

$K_{tb,1}$= 4,1146 (β=0° & ψ=0°)

β=0°: ψ=90°: $1.332 \leq \frac{2 \cdot r}{d} \leq 1.724$: $K_{tb,1} = 9{,}333 \cdot [\frac{2 \cdot r}{d}]^{-1{,}667}$ (4.6)

$K_{tb,1} = 9{,}333 \cdot [\frac{2 \cdot 59{,}5}{76{,}75}]^{-1{,}667}$

$K_{tb,1}$= 4,4927 (β=0° & ψ=90°)

ψ için 0° ve 90°'ye karşılık gelen değerlerin bulunmasının ardından Şekil 4.29'da verilen 44,1° yük uygulama açısı için interpolasyon yapıldığında:

$K_{tb,1}$ = 4,2998 (β=0° & ψ=44,1°)

Eş merkezli (h/r=1) kulak yapı durumları için H=1 alınmaktadır.

K_{tb} (gerilme konsantrasyon faktörü):

K_{tb} = H· $K_{tb,1}$ (4.7)

K_{tb}= 4,2998

K_{BR} (taşıma (ing. bearing) efektiflik faktörü):

$$K_{BR} = 7{,}502 \cdot [K_{tb}+1{,}125]^{-1{,}637} \quad (4.8)$$

K_{BR} = 7,502· [4,2998+1,125]$^{-1,637}$

K_{BR}= 0,4709

Hasar durumları

Tüm hasar durumu hesaplamaları Eş. 4.9-4.15 kullanılarak gerçekleştirilmiştir [60].

Durum 1, kulak yapı nihai dayanımı (ing. ultimate strength):

$$F_{Lu} = 0{,}84 \cdot K_{BR} \cdot d \cdot t \cdot R_m \quad (4.9)$$

F_{Lu}= 0,84· 0,4709· 76,75· 29· 1150

F_{Lu}= 1 012 470 N

Durum 2, net kesit (ing. net section) akma dayanımı:

$$F_{Ly} = j \cdot C \cdot \frac{R_{p0.2}}{R_m} \cdot F_{Lu} \quad (4.10)$$

$$\frac{F_{Lu}}{d \cdot t \cdot R_m} \leq 1{,}25 \text{ ; } C = 1{,}1 \quad (4.11)$$

$$\frac{F_{Lu}}{d \cdot t \cdot R_m} = \frac{1\,012\,470}{76{,}75 \cdot 29 \cdot 1150} = 0{,}3955 \text{ ; } C = 1{,}1$$

Eş. 4.11'de verilen hesaplama gerçekleştirildiğinde sonuç 1,25'den küçük geldiği için C değeri 1,1 olarak alınmış ve Eş. 4.10'daki hesaplama gerçekleştirilmiştir.

F_{Ly}= 1· 1,1· $\frac{1010}{1150}$ · 1 012 470

F_{Ly}= 978 134 N

Durum 3, taşıma (ing. bearing) akma dayanımı:

$$F_{Ly,br} = j \cdot d \cdot t \cdot R_{bry} \quad (4.12)$$

$$0{,}5 \leq \frac{e}{d} \leq 1{,}5 : \quad R_{bry} = R_{bry,\,1.5} \cdot [\frac{e}{d} - 0{,}5] \quad (4.13)$$

Eş. 4.13'te verilen hesaplama gerçekleştirildiğinde taşıma akma dayanımı aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$R_{bry} = 1446 \cdot [\frac{59{,}5}{76{,}75} - 0{,}5]$$

$$R_{bry} = 398{,}0 \text{ MPa}$$

Bu değer Eş. 4.12'de yerine konulduğunda taşıma akma dayanımı kapasite değeri aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$F_{Ly,br} = 1 \cdot 76{,}75 \cdot 29 \cdot 398$$

$$F_{Ly,br} = 885\,848 \text{ N}$$

Durum 4, yatak (ing. bushing) taşıma dayanımı:

$$F_B = 1{,}85 \cdot j \cdot d \cdot t \cdot R_{c0.2} \quad (4.14)$$

$$F_B = 1{,}85 \cdot 1 \cdot 76{,}75 \cdot 29 \cdot 1035$$

$$F_B = 4\,261\,754 \text{ N}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{\frac{F_{kapasite}}{\text{Güvenlik faktörü}}}{F_{uygulanan}} \quad (\text{Güvenlik faktörü} = 1{,}15) \quad (4.15)$$

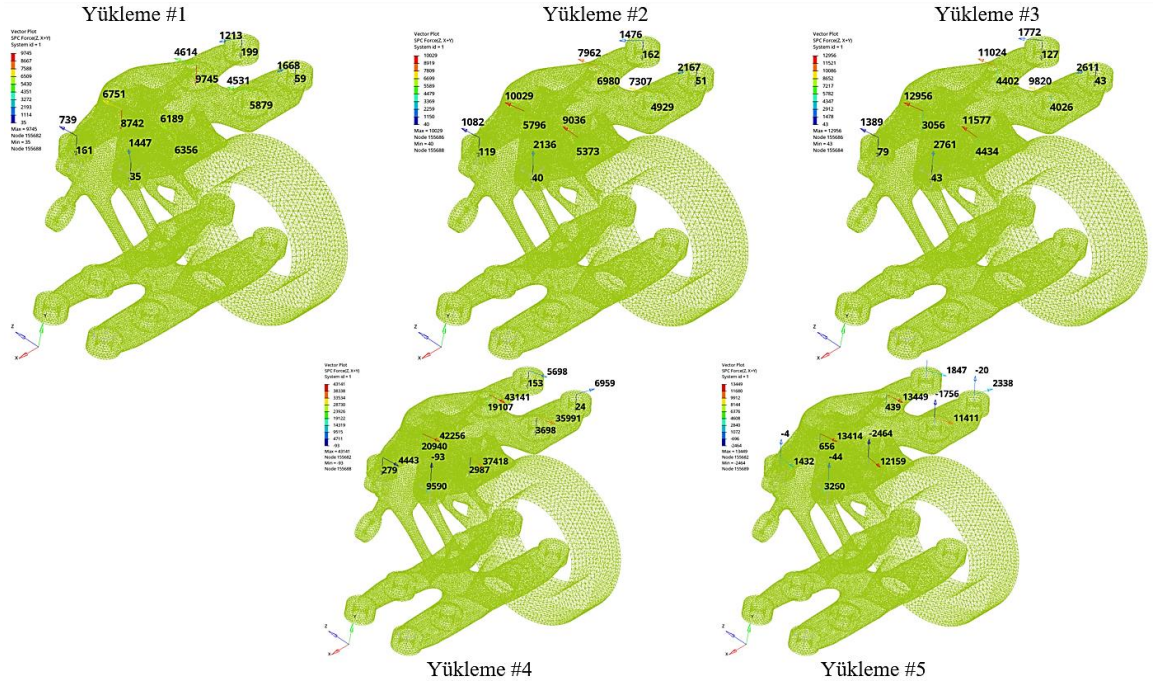
Tasarım 1 geometrisi kulak bölgesine ait emniyet katsayıları Çizelge 4.13'de sunulmuştur.

Çizelge 4.13. Kulak bölgesi hasar durumlarına göre parçanın emniyet katsayıları

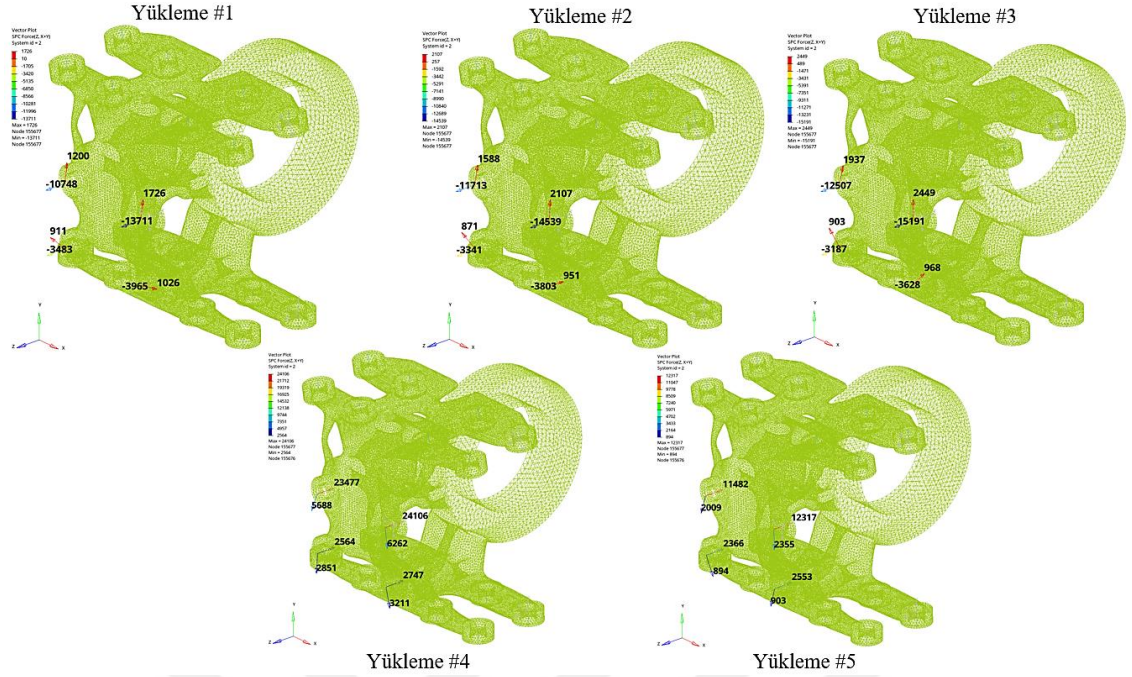
Durum #	Yük kapasitesi [N]	Güvenlik faktörü	Uygulanan yük [kN]	Emniyet katsayısı
1	1 012 470	1,15	291 000	3,47
2	978 134	1,15	291 000	3,36
3	885 848	1,15	291 000	2,64
4	4 261 754	1,15	291 000	12,70

4.4.2. Birinci tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi

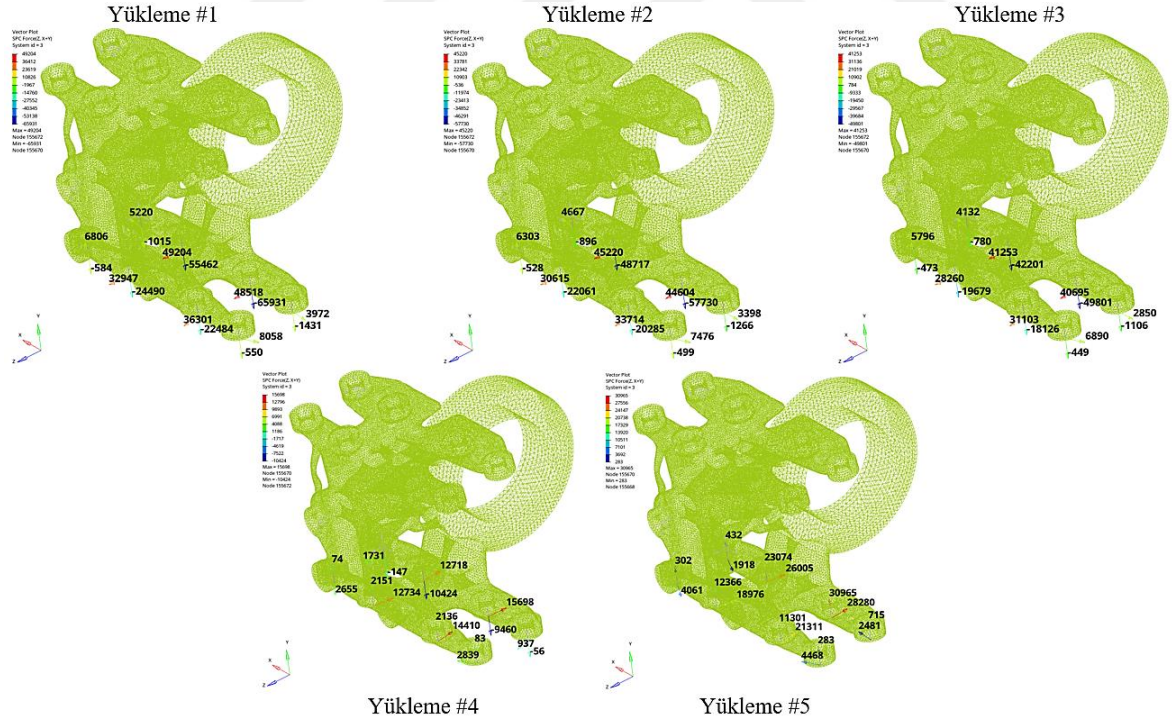
Tasarım 1'in doğrusal statik analiz için oluşturulan sonlu elemanlar modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) ile çözdürülmesiyle elde edilen üst, orta ve alt bölgede yer alan bağlayıcılara gelen kesme ve çekme kuvvetleri sırasıyla Şekil 4.31, 4.32 ve 4.33'de paylaşılmıştır. Şekillerdeki kesme kuvveti, bağlayıcı kesme düzleminde konumlanan lokal koordinat sistemindeki (Bknz: Şekil 4.20) X ve Y yönündeki kuvvetlerin bileşkesi olarak verilmiş ve hesaplamalarda yapının güvenliği açısından bu şekilde ilerlenilmiştir.



Şekil 4.31. Kritik yüklemeler altında tasarım 1'in üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



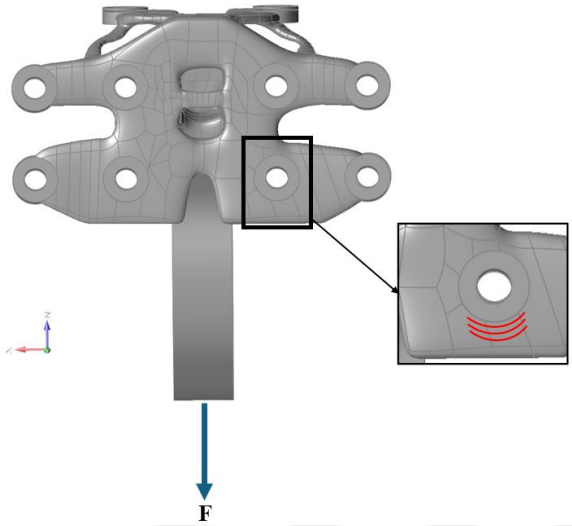
Şekil 4.32. Kritik yüklemeler altında tasarım 1'in orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



Şekil 4.33. Kritik yüklemeler altında tasarım 1'in alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri

Taşıma dayanımı hesaplamaları

Parçada taşıma (ing. bearing) dayanımı (Bknz: Şekil 4.34) kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elamanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) incelenmiştir. Çizelge 4.14'de sonuçlar özetlenmiştir.



Şekil 4.34. Taşıma dayanımının tasarım 1 üzerinde örnek gösterimi

Bu hasar durumu için emniyet katsayısı hesaplamaları yapılırken öncelikle parçanın taşıma yük kapasitesi belirlenmiştir. Taşıma yük kapasitesi hesabında kullanılan σ_{td} değeri için Çizelge 4.11'de Ti6Al4V malzemesi için verilen $R_{bry1.5}$ taşıma dayanımı değeri hesaba katılmıştır. Taşıma dayanımı hesaplamaları Eş. 4.16-4.18 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.14'de sunulmuştur [61].

$$P_{tk} = \sigma_{td} \cdot A_{net} \tag{4.16}$$

$$A_{net} = t \cdot D \tag{4.17}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{P_{tk}}{V_k} \tag{4.18}$$

P_{tk} : Taşıma yük kapasitesi

σ_{td} : Ti6Al4V malzemenin taşıma gerilme dayanımı

A_{net} : Net alan

V_k : Parçaya uygulanan kesme kuvveti

D : Bağlayıcı çapı (11,11 mm)

t : Kalınlık (Üst-alt bölge= 10 mm, orta bölge= 6 mm)

Çizelge 4.14. Tasarım 1'in bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Bölge	V_k (Maks.) [N]	A_{net} [mm^2]	σ_{td} [MPa]	P_{tk} [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	6751	111,1	1446	160650	23,79
	Orta	1726	66,6	1446	96303	55,79
	Alt	49204	111,1	1446	160650	3,26
2	Üst	10029	111,1	1446	160650	16,01
	Orta	2107	66,6	1446	96303	45,70
	Alt	45220	111,1	1446	160650	3,55
3	Üst	12956	111,1	1446	160650	12,39
	Orta	2449	66,6	1446	96303	39,32
	Alt	41253	111,1	1446	160650	3,89
4	Üst	43141	111,1	1446	160650	3,72
	Orta	6262	66.6	1446	96303	15,37
	Alt	15698	111,1	1446	160650	10,23
5	Üst	13449	111,1	1446	160650	11,94
	Orta	2355	66,6	1446	96303	40,89
	Alt	28280	111,1	1446	160650	5,68

Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları

Bu hasar durumunda hesaplamalar parçanın montajında kullanılan bağlayıcı civataların dayanımı üzerinden yapılmaktadır. Civataya kesme ve çekme yükleri aynı anda etki ettiği için hesaplamalarda bileşke etki göz önünde bulundurulmuştur. Bağlayıcıda kesme ve çekme dayanımı kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elamanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) ve Z kuvvetleri incelenmiştir. Parçanın bağlantısında kullanılan EN6115 civatasının kesme ve çekme yük kapasite değerleri bağlayıcının dokümanından elde edilmiştir [62]. Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları Eş. 4.19-4.21 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.15'de paylaşılmıştır [63].

$$R_k = \frac{V_k}{V_{kk}} \tag{4.19}$$

$$R_ç = \frac{P_{çy}}{P_{çp}} \tag{4.20}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{1}{\sqrt{{R_k}^2 + {R_ç}^2}} \tag{4.21}$$

R_k : Bağlayıcı kesme yük oranı

V_k : Bağlayıcıya uygulanan kesme kuvveti

V_{kk} : Bağlayıcının kesme kuvvet kapasitesi

$R_ç$: Bağlayıcının çekme yük oranı

$P_{çy}$: Bağlayıcıya uygulanan çekme yükü

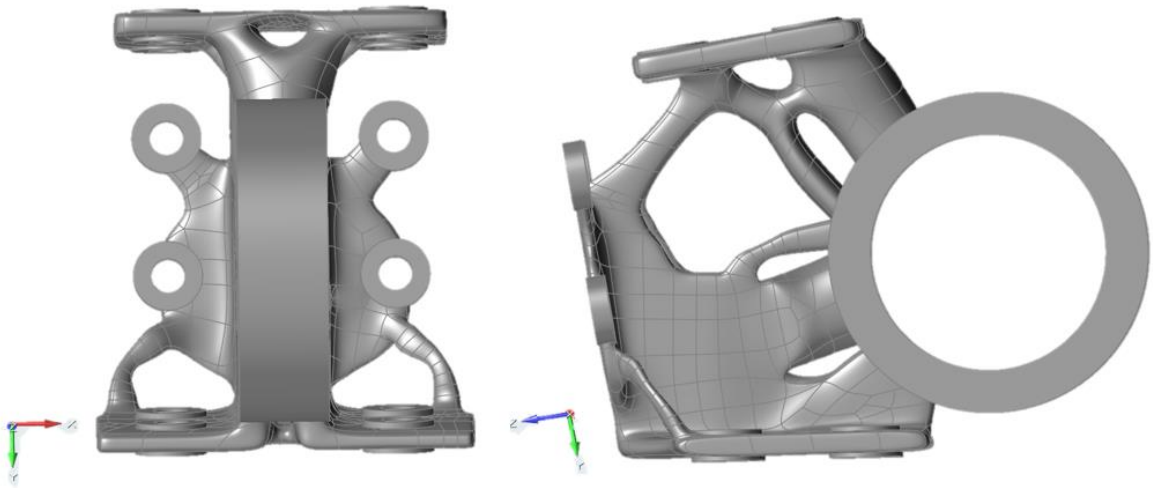
$P_{çp}$: Bağlayıcının çekme yük kapasitesi

Çizelge 4.15. Tasarım 1'in bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları

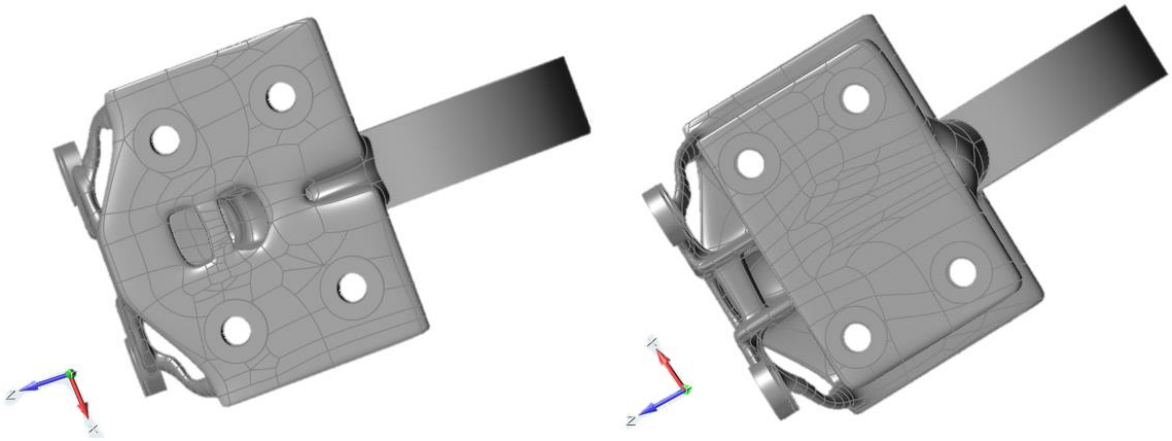
Yükleme #	Bölge	V_k [N]	V_{kk} [N]	$P_{çy}$ [N]	$P_{çp}$ [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	6751	63550	8742	78600	6,50
	Orta	1726	63550	13711	78600	5,66
	Alt	48518	63550	65931	78600	0,88
2	Üst	10029	63550	5796	78600	5,74
	Orta	2107	63550	14539	78600	5,32
	Alt	44604	63550	57730	78600	0,98
3	Üst	12956	63550	3056	78600	4,81
	Orta	2449	63550	15191	78600	5,07
	Alt	40695	63550	49801	78600	1,11
4	Üst	43141	63550	19107	78600	1,38
	Orta	6262	63550	24106	78600	3,10
	Alt	15698	63550	9460	78600	3,63
5	Üst	13449	63550	439	78600	4,72
	Orta	2355	63550	12317	78600	6,21
	Alt	28280	63550	30965	78600	1,68

4.5. İkinci Tasarım Döngüsü

Bölüm 4.4'de anlatılan tasarım 1'in, statik analizi sonucu yüksek gerilme değerleri görülen bölgelerinin kalınlaştırılması, kulak bölgesinde yüksek emniyet katsayılarının elde edilmesinin ardından inceltilmesi ve uç bölgelerde yer alan bağlayıcıların az yük çekmesinin görülmesinin ardından üst ve alt bölgede yer alan bağlayıcı sayılarının azaltılması ile yeniden modelleme sonucu ortaya çıkan tasarım 2 geometrisi Şekil 4.35 ve 4.36'da verilmiştir.



Şekil 4.35. Tasarım 2'ye ait ön&yan görünüş



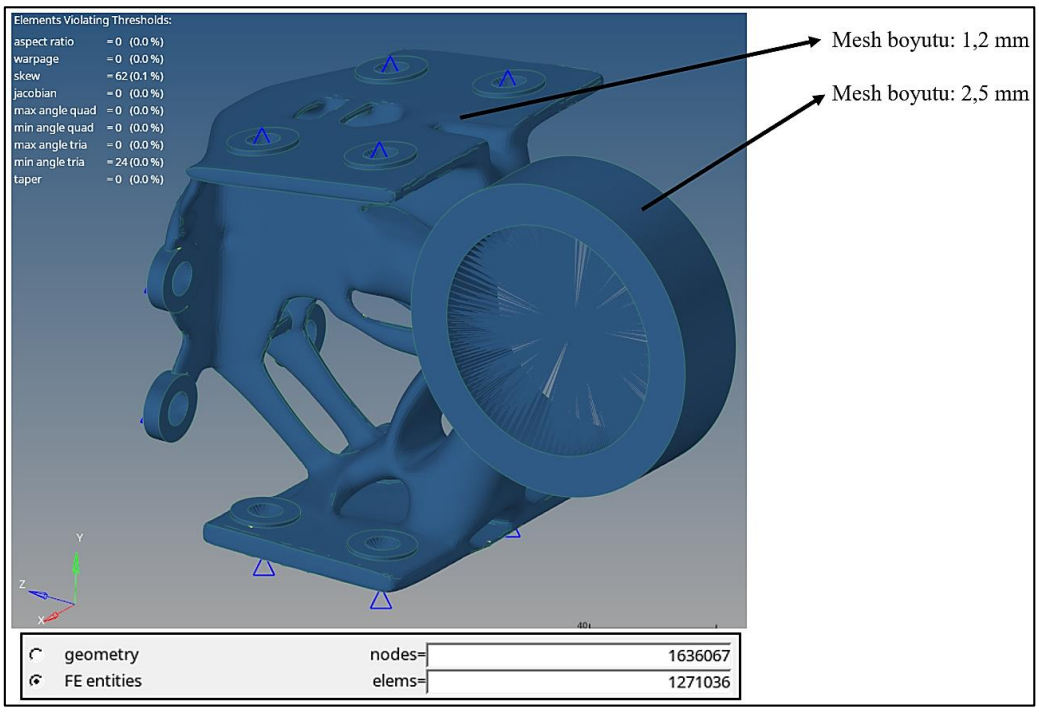
Şekil 4.36. Tasarım 2'ye ait üst&alt görünüş

4.5.1. İkinci tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi

Tasarım 1'de gerekli değişikliklerin yapılması sonucu yeniden modellenmesiyle ortaya çıkan tasarım 2 geometrisinin Çizelge 4.2' de verilen kritik yük koşulları altında yeterli dayanımı gösterdiğinin doğrulanması gerekmektedir. Bu kapsamda tasarımın öncelikle doğrusal statik analizi gerçekleştirilerek malzeme dayanımı kontrol edilmiştir. Ardından kulak bölgesinde tasarım değişikliği gerçekleştirildiğinden dolayı nihai dayanım (ing. ultimate strength), net kesit akma (ing. net section yield) dayanımı, taşıma akma (ing. bearing yield) dayanımı ve yatak (ing. bushing) taşıma dayanımı hasar durumlarının hesaplamaları ve kontrolleri gerçekleştirilmiştir. Son aşama olarak da bağlayıcı bölgelerindeki parçanın malzemesinin taşıma (ing. bearing) dayanımı ve parçanın bağlayıcılarının kesme ve çekme dayanım yetmezlikleri kontrol edilmiştir

Statik sayısal analiz için tasarımın sonlu eleman modelinin oluşturulması

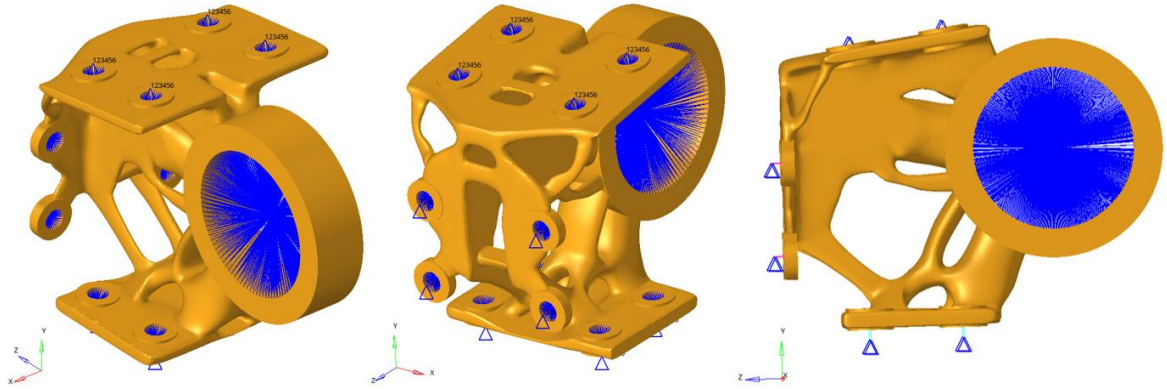
Tasarım 2'nin sonlu eleman modelinin oluşturulup sayısal doğrusal statik analizinin gerçekleştirilmesi aşamasında bölüm 4.4.1'de anlatılan prosedürün aynısı takip edilmiştir. Meshleme işleminin ardından tasarım 2'ye ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu ve toplam sonlu eleman ve nokta sayısı bilgileri Şekil 4.37'de paylaşılmıştır.



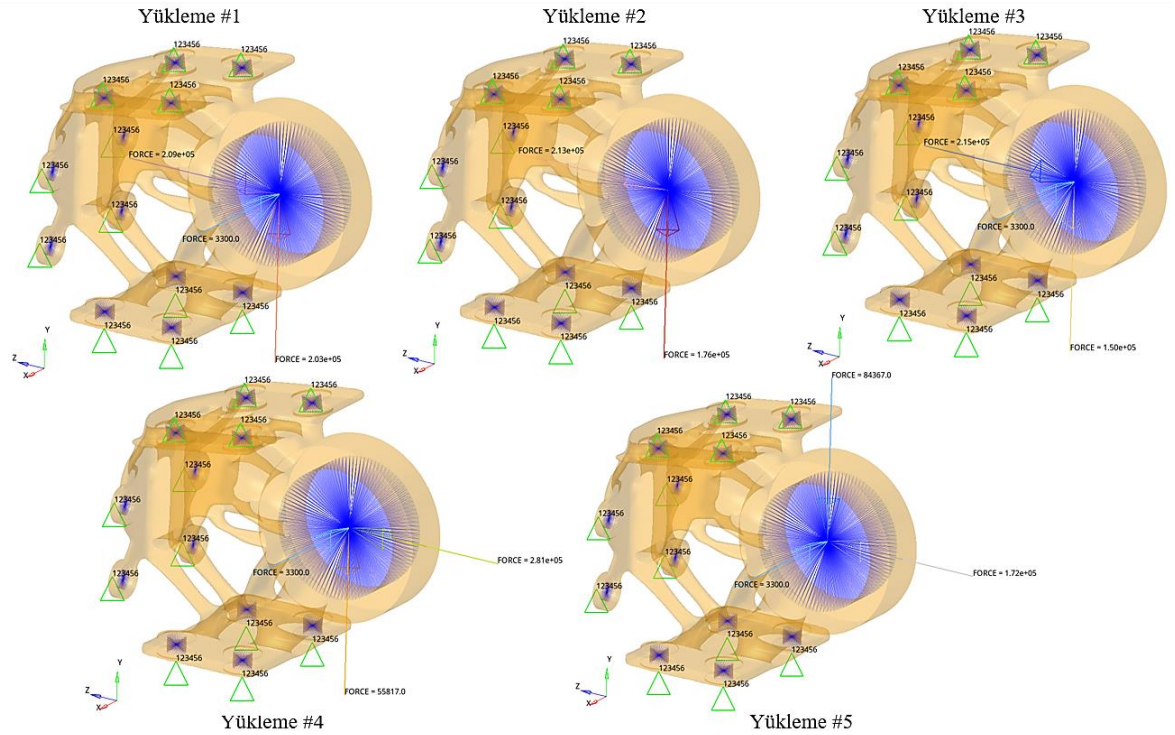
Şekil 4.37. Tasarım 2 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu&sayısı

Tasarım 2'nin sonlu eleman modeli hazırlanırken bölüm 4.4.1'de anlatılan prosedürler ve Şekil 4.18 ve 4.19'da paylaşılan idealleştirmeler ve değerler takip edilmiştir. Bu sebepten HyperMesh programında oluşturulan CBUSH bağlayıcılarına atanan ve Huth formülasyonu ile hesaplanan dayanım değerleri Şekil 4.22'de verilen değerler ile aynıdır.

Sonlu eleman model kurulumu için tüm aşamaların tamamlanmasının ardından tasarım 2'ye ait sonlu matematiksel modelin görünümü Şekil 4.38'de verilmiştir. Ayrıca sonlu eleman modeline uygulanan yüklemeler ve sınır koşullarının görünümü Şekil 4.39'da paylaşılmıştır.



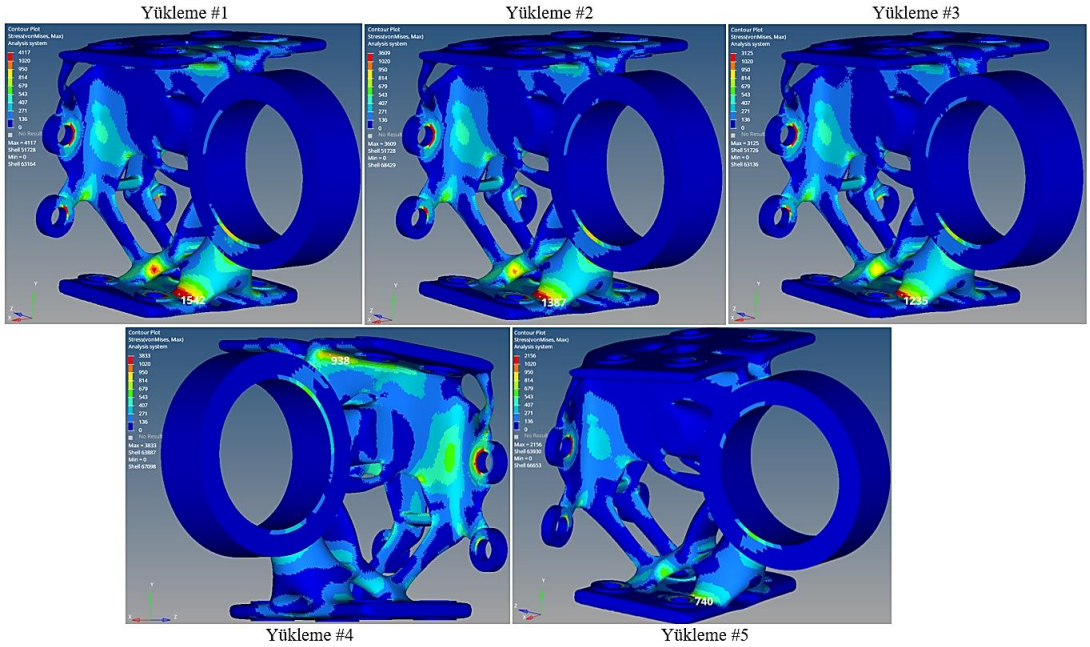
Şekil 4.38. Tasarım 2'nin statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli



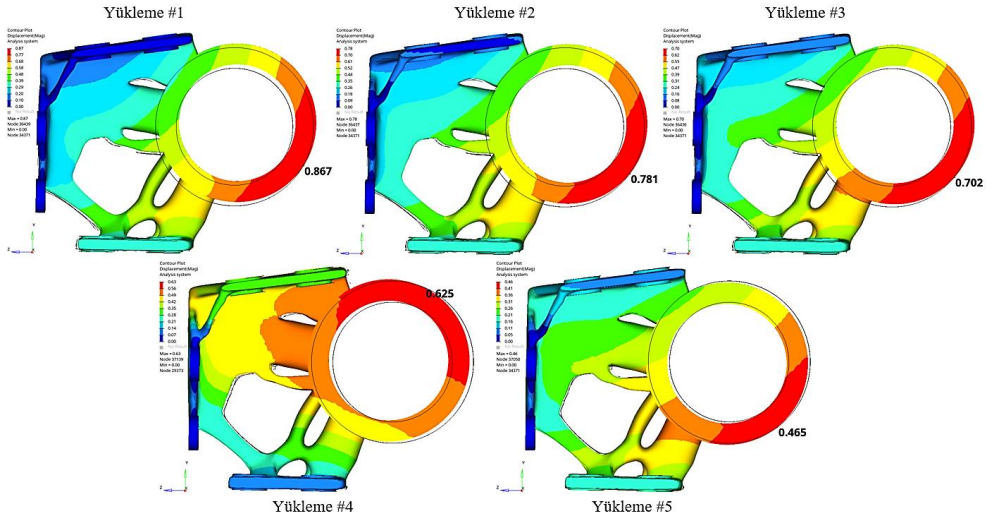
Şekil 4.39. Tasarım 2'nin sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları

Malzeme dayanımı sayısal doğrusal statik analizi

Tasarım 2'nin doğrusal statik analiz sonlu eleman modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) modülü aracılığıyla çözdürülmesinin ardından .op2 sonuç dosyası HyperView ortamında incelenmiştir. Şekil 4.40'da kritik yüklemeler altında parçada oluşan gerilimlerin dağılımı ile birlikte parçada görülen maksimum değer ve Şekil 4.41'de kritik yüklemeler altında parçada meydana gelen maksimum deplasman değeri ve deplasmanın şekli verilmiştir.



Şekil 4.40. Tasarım 2'nin sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler



Şekil 4.41. Tasarım 2'nin sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)

Ti6Al4V toz malzemeye ait gerilme-gerinim malzeme dayanım eğrisinin gösterimi Şekil 4.27'de, akma ve nihai dayanım gerilme değerleri de aşağıda verilmiştir [57, 67].

$\sigma_{çekme,ak}$ = 1010 MPa

$\sigma_{basma,ak}$ = 1070 MPa

σ_{nihai} = 1150 MPa

Statik sayısal analiz emniyet katsayısı Eş. 4.4'de verilen formülasyon ile hesaplanmıştır [61].

$$\text{Statik sayısal analiz emniyet katsayısı} = \frac{\sigma_{nihai} \& \sigma_{basma,ak}}{\sigma_{parça}} \quad (4.4)$$

Yükleme 4&5 haricinde, Şekil 4.3 ve Çizelge 4.2'de verilen yükleme durumları parçaya ait nihai yükleme durumunda maruz kaldığı çekme durumu yükleri olduğu için Çizelge 4.16'da emniyet katsayısı hesaplamasında malzemeye ait nihai dayanım değeri kullanılmıştır. Yükleme 4&5 durumu parçaya basma yükleme durumu oluşturduğundan emniyet katsayısı malzemeye ait basma akma dayanımı değerine göre hesaplanmıştır.

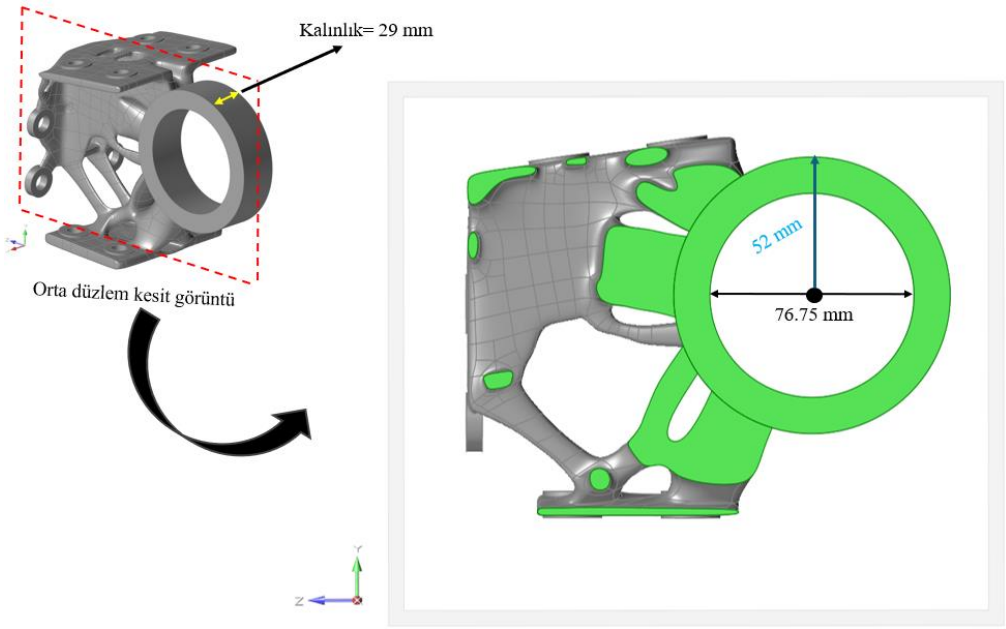
Çizelge 4.16. Tasarım 2'nin doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Maksimum Von-Mises gerilmesi [MPa]	Ti6Al4V Malzemesinin dayanımı [MPa]	Emniyet katsayısı
1	1542	1150	0,74
2	1387	1150	0,82
3	1235	1150	0,93
4	938	1070	1,14
5	740	1070	1,44

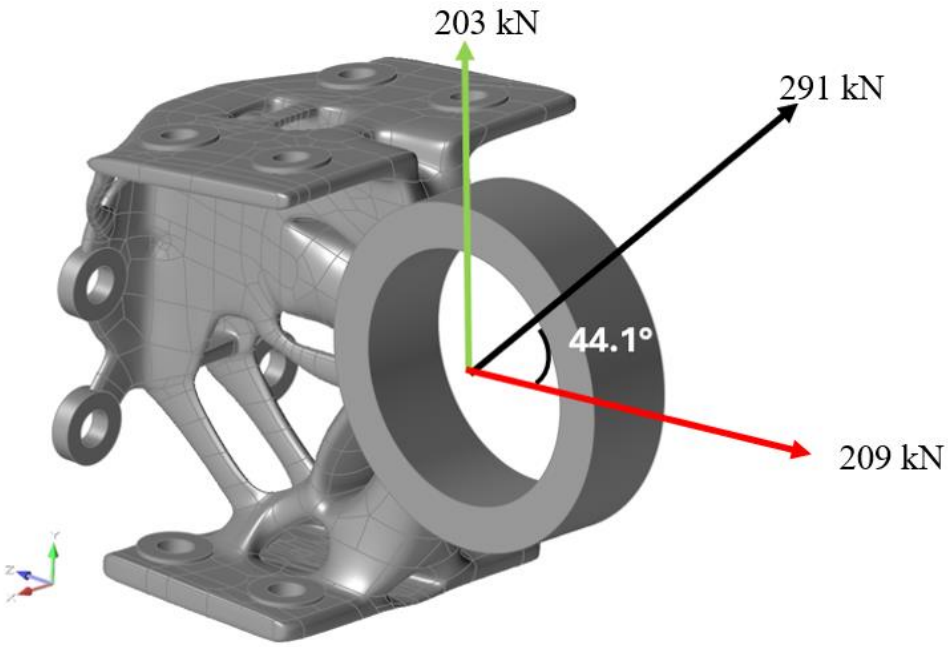
Kulak bölgesi dayanım analizi

Parçanın kulak bölgesinde tasarım 1'deki yapıda inceltmeye gidildiği için kulak bölge analizleri tekrarlanmıştır. Huth metodolojisine göre kulak yapı tasarımında 2r/d oranının 1,332 değerinden büyük olması gerekliliği ve yatak iç çapı olan d değerinin 76,75 olan değerinin değiştirilemeyeceğinden dolayı r değeri (Bknz: Şekil 4.30) inebileceği minimum değere yakın bir değer olan 52 mm değerine azaltılmıştır [60]. Kulak bölgesinin dayanım analizlerinin gerçekleştirilmesinde yükleme 1 durumu maksimum bileşke radyal yükleme

kuvvetini oluşturduğu için bu yük koşulunun hesaba alınmasına karar verilmiştir. Tasarım 2'ye ait geometrik özellikler Şekil 4.42'de, yükleme durumu kuvvetleri ise Şekil 4.43'de paylaşılmıştır.



Şekil 4.42. Tasarım 2' ye ait kulak bölgesi geometrik özellikleri



Şekil 4.43. Değiştirilen kulak bölgenin analizinde kullanılan en kritik yükleme 1 durumu kuvvetleri

HSB metodu kulak bölge analizi için gerekli olan parametrelerin gösterimi Şekil 4.30' da, kullanılan sembollerin açıklamaları Çizelge 4.10'da sunulmuştur. Ayrıca kulak bölge hesaplamalarında kullanılan malzeme dayanım değerleri Çizelge 4.11'da paylaşılmıştır. İlaveten tasarım 2 geometrisi ile değiştirilen kulak bölge geometrik parametreleri Çizelge 4.17'de sunulmuştur.

Çizelge 4.17. Değiştirilen kulak bölgenin emniyet katsayı hesaplamalarında kullanılan geometrik değerler

Sembol	Değer
β	0°
ψ	44,1°
d	76,75 mm
e	52 mm
r	52 mm
t	29 mm
w	52 mm
j	1,0

Geometrik parametre hesaplamaları

Geometrik parametre hesaplamaları Eş. 4.5-4.8 kullanılarak gerçekleştirilmiştir [60].

$K_{tb,1}$ (düz kulak yapısı için β=0°, h/r=1):

β=0°: ψ=0°: $1{,}332 \leq \frac{2 \cdot r}{d} \leq 4{,}5$: $K_{tb,1} = 2{,}75 \cdot [\frac{2 \cdot r}{d} - 1]^{-0{,}675}$ (4.5)

$K_{tb,1} = 2{,}75 \cdot [\frac{2 \cdot 52}{76.75} - 1]^{-0{,}675}$

$K_{tb,1}$= 5,5321 (β=0° & ψ=0°)

β=0°: ψ=90°: $1{,}332 \leq \frac{2 \cdot r}{d} \leq 1{,}724$: $K_{tb,1} = 9{,}333 \cdot [\frac{2 \cdot r}{d}]^{-1{,}667}$ (4.6)

$K_{tb,1} = 9{,}333 \cdot [\frac{2 \cdot 52}{76.75}]^{-1{,}667}$

$K_{tb,1}$= 5,6241 (β=0° & ψ=90°)

ψ için 0° ve 90°'ye karşılık gelen değerlerin bulunmasının ardından Şekil 4.26'da verilen 44,1°'lik yük uygulama açısı için interpolasyon yapıldığında:

$K_{tb,1}$ = 5,5772 (β=0° & ψ=44,1°)

Eş merkezli (h/r=1) kulak yapı durumları için H=1 alınmaktadır.

K_{tb} (gerilme konsantrasyon faktörü):

$$K_{tb} = H \cdot K_{tb,1} \quad (4.7)$$

K_{tb}= 5,5772

K_{BR} (taşıma (ing. bearing) efektiflik faktörü):

$$K_{BR} = 7{,}502 \cdot [K_{tb}+1{,}125]^{-1{,}637} \quad (4.8)$$

K_{BR} = 7,502· [5,5772+1,125]$^{-1,637}$
K_{BR}= 0,3332

Hasar durumları

Tüm hasar durumu hesaplamaları Eş. 4.9-4.15 kullanılarak gerçekleştirilmiştir [60].

Durum 1, kulak yapı nihai dayanımı (ing. ultimate strength):

$$F_{Lu} = 0{,}84 \cdot K_{BR} \cdot d \cdot t \cdot R_m \quad (4.9)$$

F_{Lu}= 0,84· 0,3332· 76,75· 29· 1150
F_{Lu}= 716 404 N

Durum 2, net kesit (ing. net section) akma dayanımı:

$$F_{Ly} = j \cdot C \cdot \frac{R_{p0.2}}{R_m} \cdot F_{Lu} \quad (4.10)$$

$$\frac{F_{Lu}}{d \cdot t \cdot R_m} \leq 1{,}25 \text{ ; } C = 1{,}1 \quad (4.11)$$

$\frac{716\,404}{76{,}75 \cdot 29 \cdot 1150}$ = 0,2799 ; C=1,1

Eş. 4.11'de verilen hesaplama gerçekleştirildiğinde sonuç 1,25'ten küçük geldiği için C değeri 1,1 olarak alınmış ve Eş. 4.10'daki hesaplama gerçekleştirilmiştir.

F_{Ly}= 1· 1,1· $\frac{1010}{1150}$ · 716 404

F_{Ly}= 692 108 N

Durum 3, taşıma (ing. bearing) akma dayanımı:

$F_{Ly,br}$ = j· d· t· R_{bry} (4.12)

$0{,}5 \leq \frac{e}{d} \leq 1{,}5$: R_{bry}= $R_{bry,\,1.5}$ · [$\frac{e}{d}$ – 0,5] (4.13)

R_{bry}= 1446· [$\frac{52}{76{,}75}$ – 0,5]

Eş. 4.13'de verilen hesaplama gerçekleştirildiğinde taşıma akma dayanımı aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

R_{bry}= 256,7 MPa

Bu değer Eş. 4.12'de yerine konulduğunda taşıma akma dayanımı kapasite değeri aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$F_{Ly,br}$ = 1· 76,75· 29· 256,7

$F_{Ly,br}$ = 571 350 N

Durum 4, yatak (ing. bushing) taşıma dayanımı:

F_B = 1,85· j· d· t· $R_{c0.2}$ (4.14)

F_B = 1,85· 1· 76,75· 29· 1035

F_B = 4 261 754 N

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{\frac{F_{kapasite}}{\text{Güvenlik faktörü}}}{F_{uygulanan}} \quad \text{(Güvenlik faktörü= 1.15)} \qquad (4.15)$$

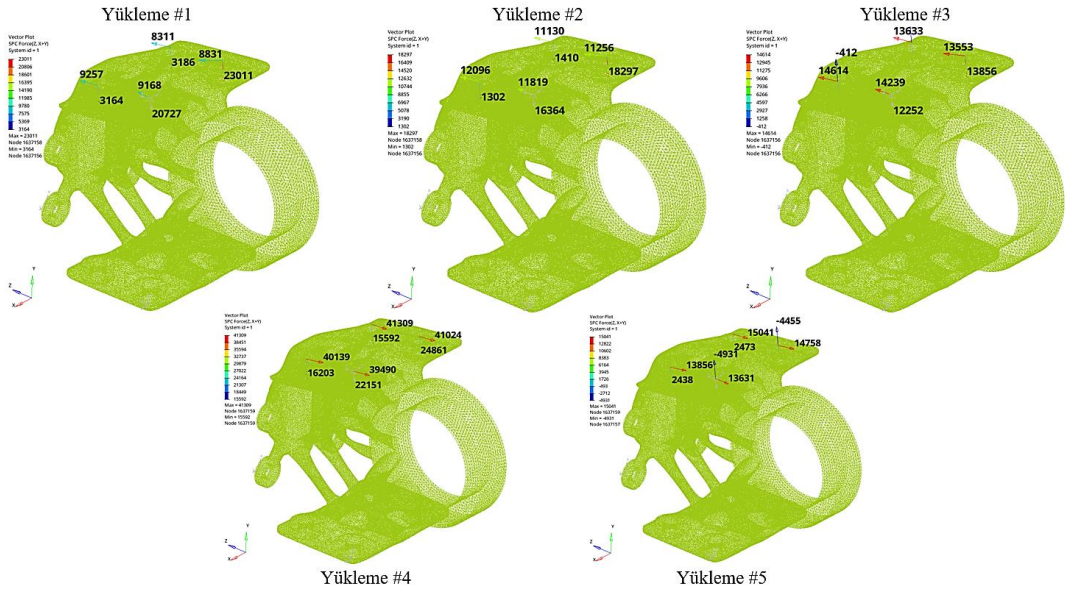
Tasarım 2 geometrisi kulak bölgesine ait emniyet katsayıları Çizelge 4.18'de sunulmuştur [60].

Çizelge 4.18. Kulak bölgesi hasar durumlarına göre parçanın emniyet katsayıları

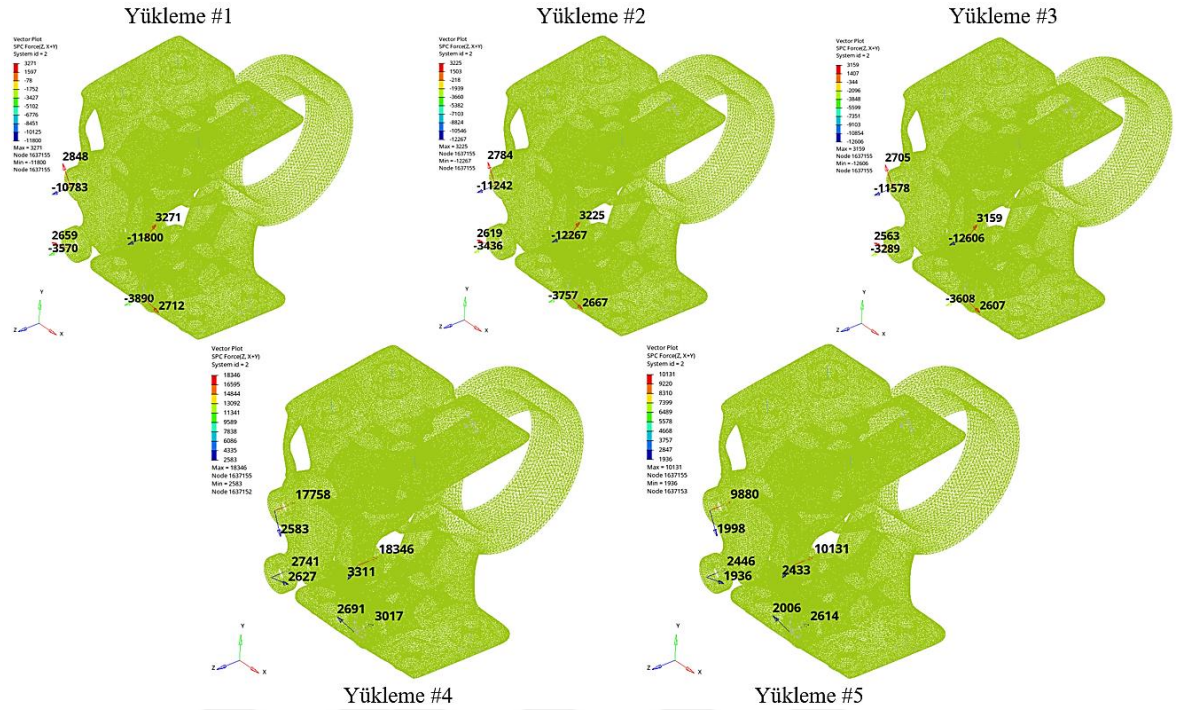
Durum #	Yük kapasitesi [N]	Güvenlik faktörü	Uygulanan yük [N]	Emniyet katsayısı
1	716 404	1,15	291 000	2,14
2	692 108	1,15	291 000	2,06
3	571 350	1,15	291 000	1,70
4	4 261 754	1,15	291 000	12,72

4.5.2. İkinci tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi

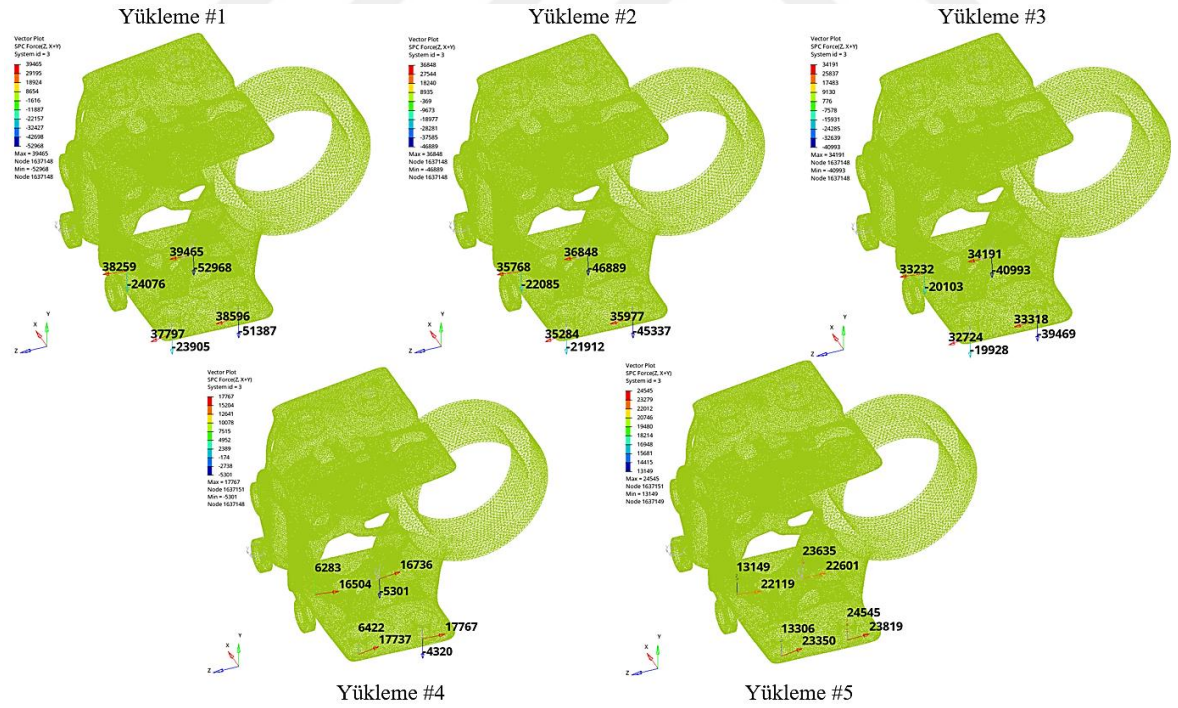
Tasarım 2'nin doğrusal statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) ile çözdürülmesiyle elde edilen üst, orta ve alt bölgede yer alan bağlayıcılara gelen kesme ve çekme kuvvetleri sırasıyla Şekil 4.44, 4.45 ve 4.46'da verilmiştir. Şekillerdeki kesme kuvveti, bağlayıcı kesme düzleminde konumlanan lokal koordinat sistemindeki X ve Y yönündeki kuvvetlerin bileşkesi olarak verilmiş ve hesaplamalarda yapının güvenliği açısından bu şekilde ilerlenilmiştir.



Şekil 4.44. Kritik yüklemeler altında tasarım 2'nin üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



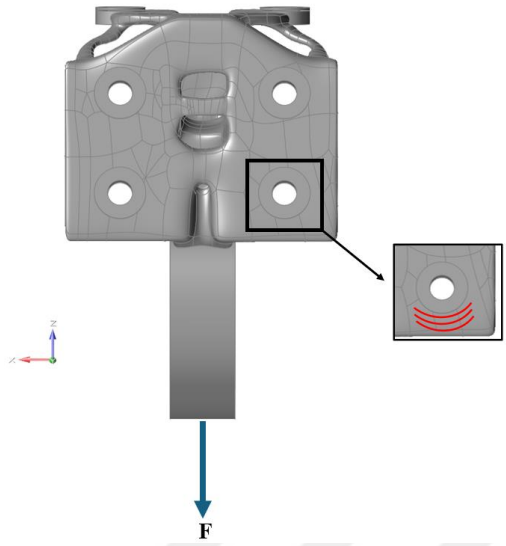
Şekil 4.45. Kritik yüklemeler altında tasarım 2'nin orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



Şekil 4.46. Kritik yüklemeler altında tasarım 2'nin alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri

Taşıma dayanımı hesaplamaları

Parçada taşıma (ing. bearing) dayanımı (Bknz: Şekil 4.47) kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elemanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) incelenmiştir. Çizelge 4.19'da sonuçlar özetlenmiştir.



Şekil 4.47. Taşıma dayanımının tasarım 2 üzerinde örnek gösterimi

Bu hasar durumu için emniyet katsayısı hesaplamaları yapılırken öncelikle parçanın taşıma yük kapasitesi belirlenmiştir. Taşıma yük kapasitesi hesabında kullanılan σ_{td} değeri için Çizelge 4.11'de Ti6Al4V malzemesi için verilen $R_{bry1.5}$ taşıma dayanımı değeri hesaba katılmıştır. Taşıma dayanımı hesaplamaları Eş. 4.16-4.18 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.19'da sunulmuştur [61].

$$P_{tk} = \sigma_{td} \cdot A_{net} \tag{4.16}$$

$$A_{net} = t \cdot D \tag{4.17}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{P_{tk}}{V_k} \tag{4.18}$$

P_{tk} : Taşıma yük kapasitesi

σ_{td} : Ti6Al4V malzemenin taşıma gerilme dayanımı

A_{net} : Net alan

V_k : Parçaya uygulanan kesme kuvveti

D : Bağlayıcı çapı (11,11 mm)

t : Kalınlık (Üst-alt bölge= 10 mm, orta bölge= 6 mm)

Çizelge 4.19. Tasarım 2'nin bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Bölge	V_k (Maks.) [N]	A_{net} [mm^2]	σ_{td} [MPa]	P_{tk} [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	9257	111,1	1446	160650	17,35
	Orta	2848	66,6	1446	96303	33,81
	Alt	39465	111,1	1446	160650	4,07
2	Üst	12096	111,1	1446	160650	13,28
	Orta	3225	66,6	1446	96303	29,86
	Alt	36848	111,1	1446	160650	4,35
3	Üst	14614	111,1	1446	160650	10,99
	Orta	3159	66,6	1446	96303	30,48
	Alt	34191	111,1	1446	160650	4,69
4	Üst	41309	111,1	1446	160650	3,88
	Orta	3311	66,6	1446	96303	29,08
	Alt	17767	111,1	1446	160650	9,04
5	Üst	15041	111,1	1446	160650	10,68
	Orta	2433	66,6	1446	96303	39,58
	Alt	23819	111,1	1446	160650	6,74

Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları

Bu hasar durumunda hesaplamalar parçanın montajında kullanılan bağlayıcı civataların dayanımı üzerinden yapılmaktadır. Civataya kesme ve çekme yükleri aynı anda etki ettiği için hesaplamalarda bileşke etki göz önünde bulundurulmuştur. Bağlayıcıda kesme ve çekme dayanımı kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elamanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) ve Z kuvvetleri incelenmiştir. Parçanın bağlantısında kullanılan EN6115 civatasının kesme ve çekme yük kapasite değerleri bağlayıcının dokümanından elde edilmiştir [62]. Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları Eş. 4.19-4.21 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.20'de paylaşılmıştır [63].

$$R_k = \frac{V_k}{V_{kk}} \tag{4.19}$$

$$R_ç = \frac{P_{çy}}{P_{çp}} \tag{4.20}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{1}{\sqrt{{R_k}^2 + {R_ç}^2}} \tag{4.21}$$

R_k : Bağlayıcı kesme yük oranı

V_k : Bağlayıcıya uygulanan kesme kuvveti

V_{kk} : Bağlayıcının kesme kuvvet kapasitesi

$R_ç$: Bağlayıcının çekme yük oranı

$P_{çy}$: Bağlayıcıya uygulanan çekme yükü

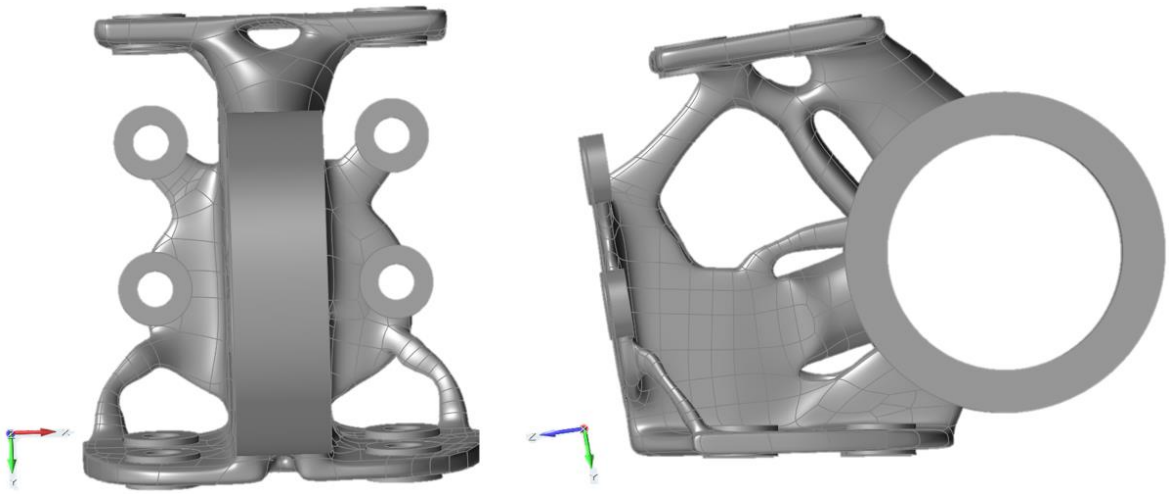
$P_{çp}$: Bağlayıcının çekme yük kapasitesi

Çizelge 4.20. Tasarım 2'nin bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları

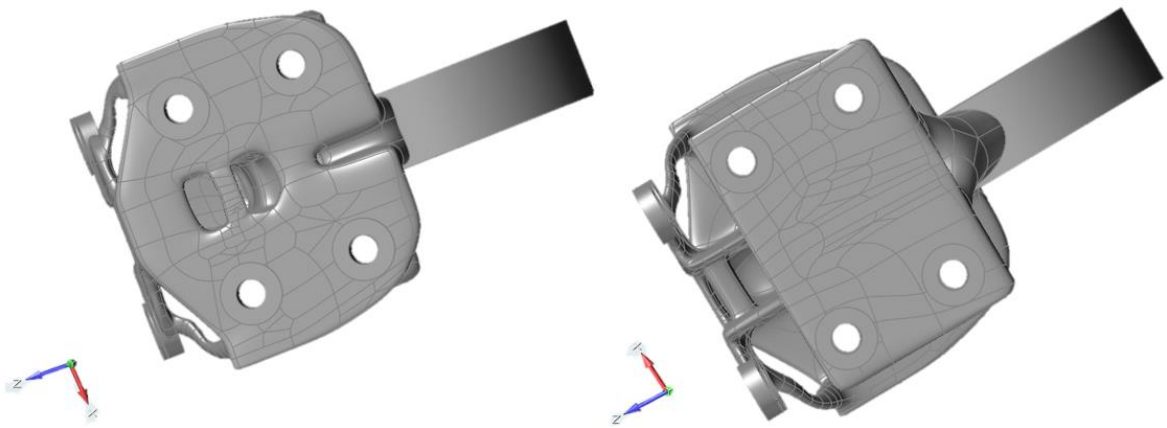
Yükleme #	Bölge	V_k [N]	V_{kk} [N]	$P_{çy}$ [N]	$P_{çp}$ [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	8831	63550	23011	78600	3,08
	Orta	3271	63550	11800	78600	6,30
	Alt	39465	63550	52968	78600	1,09
2	Üst	11256	63550	18297	78600	3,41
	Orta	3225	63550	12267	78600	6,09
	Alt	36848	63550	46889	78600	1,20
3	Üst	13553	63550	13856	78600	3,61
	Orta	3159	63550	12606	78600	5,95
	Alt	34191	63550	40993	78600	1,33
4	Üst	41024	63550	24861	78600	1,39
	Orta	3311	63550	18346	78600	4,18
	Alt	17767	63550	4320	78600	3,50
5	Üst	14758	63550	4455	78600	4,18
	Orta	2433	63550	10131	78600	7,43
	Alt	23819	63550	24545	78600	2,04

4.6. Üçüncü Tasarım Döngüsü

Bölüm 4.5'de anlatılan tasarım 2'nin statik analizi sonucu yüksek gerilme değerleri görülen bölgelerinin kalınlaştırılıp, düşük gerilme görülen bölgelerinden malzeme eksiltilmesiyle yeniden modelleme sonucu ortaya çıkan tasarım 3 geometrisi Şekil 4.48 ve 4.49'da paylaşılmıştır.



Şekil 4.48. Tasarım 3'e ait ön&yan görünüş



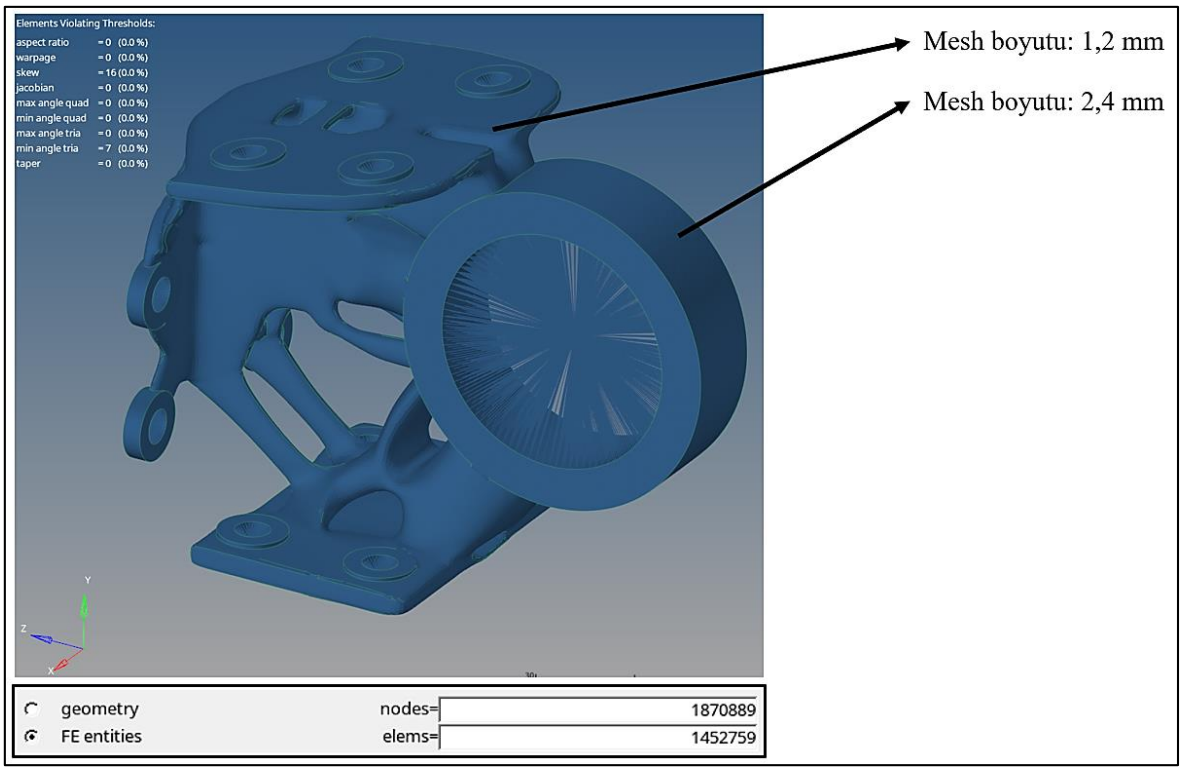
Şekil 4.49. Tasarım 3'e ait üst&alt görünüş

4.6.1. Üçüncü tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi

Tasarım 2'nin gerekli değişiklikler yapılarak yeniden modellenmesi sonucu ortaya çıkan tasarım 3 geometrisinin Çizelge 4.2'de verilen kritik yük koşulları altında yeterli dayanımı gösterdiğinin doğrulanması gerekmektedir. Bu kapsamda tasarımın ilk olarak doğrusal statik analizi gerçekleştirilerek malzeme dayanımı kontrol edilmiştir. Ardından kulak bölgesinde tasarım değişikliği olmadığından dolayı bu tasarım döngüsünde tekrar analiz edilmemiştir. Kulak bölgesi için bölüm 4.5.1'de verilen sonuçlar geçerlidir. Son aşama olarak da bağlayıcı bölgelerindeki parçanın malzemesinin taşıma (ing. bearing) dayanımı ve parçanın bağlayıcılarının kesme ve çekme dayanımları kontrol edilmiştir.

Statik sayısal analiz için tasarımın sonlu eleman modelinin oluşturulması

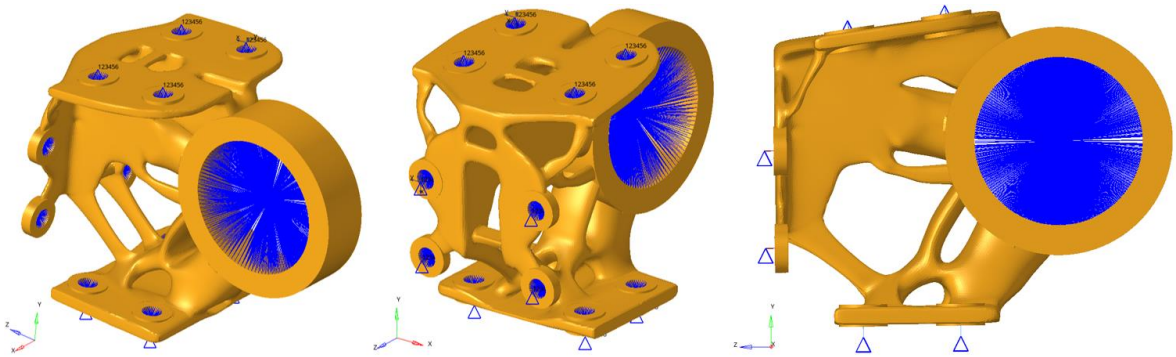
Tasarım 3'ün sonlu eleman modelinin oluşturulup sayısal doğrusal statik analizinin gerçekleştirilmesi aşamasında bölüm 4.4.1'de anlatılan prosedürün aynısı takip edilmiştir. Meshleme işleminin ardından tasarım 3'e ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu ve toplam sonlu eleman ve nokta sayısı bilgileri Şekil 4.50'de sunulmuştur.



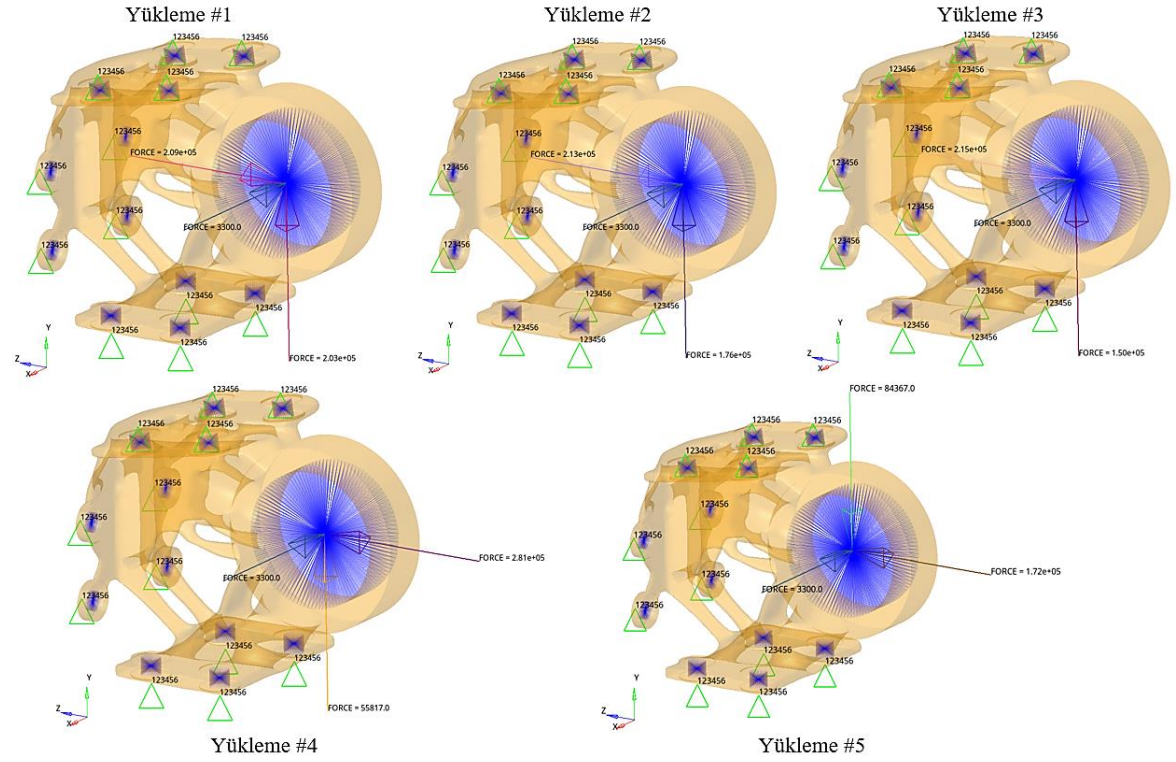
Şekil 4.50. Tasarım 3 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu&sayısı

Tasarım 3'ün sonlu eleman modeli hazırlanırken bölüm 4.4.1'de anlatılan prosedür ve şekil 4.20 ve 4.21'de paylaşılan idealleştirmeler ve değerler takip edilmiştir. Bu sebepten HyperMesh programında oluşturulan CBUSH bağlayıcılarına atanan ve Huth formülasyonu ile hesaplanan dayanım değerleri Şekil 4.22'de verilen değerler ile aynıdır.

Sonlu eleman model kurulumu için tüm aşamaların tamamlanmasının ardından tasarım 3'e ait sonlu matematiksel modelin görünümü Şekil 4.51'de verilmiştir. Ayrıca sonlu eleman modeline uygulanan yüklemeler ve sınır koşullarının görünümü Şekil 4.52'de sunulmuştur.



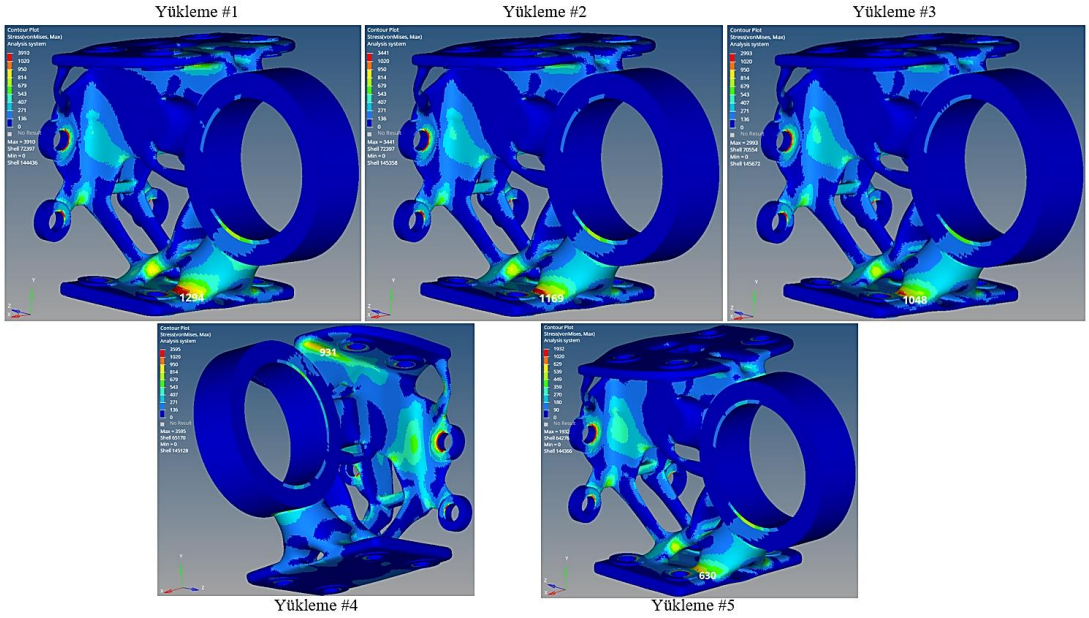
Şekil 4.51. Tasarım 3'ün statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli



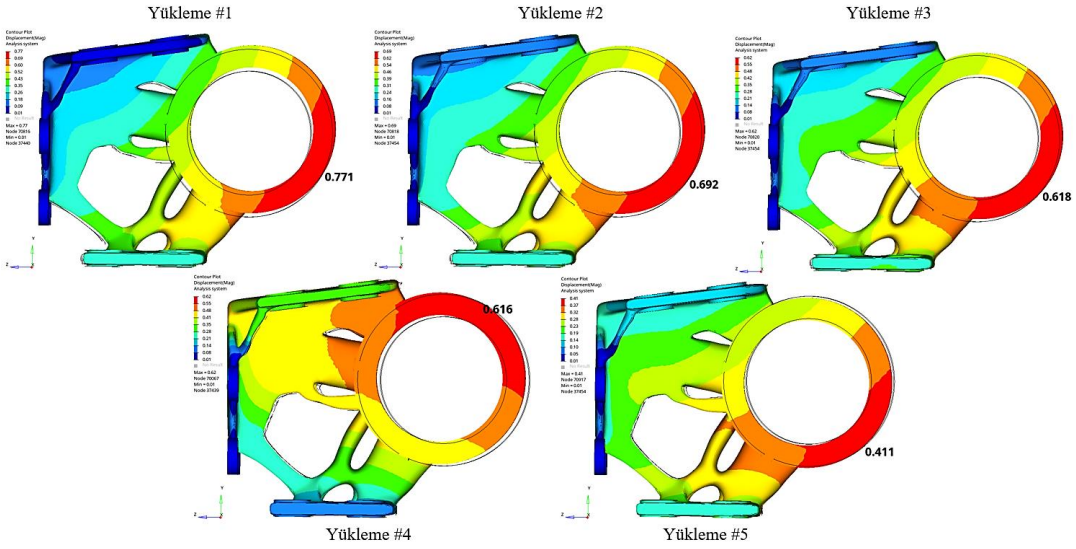
Şekil 4.52. Tasarım 3'ün sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları

Malzeme dayanımı sayısal doğrusal statik analizi

Tasarım 3'ün doğrusal statik analiz sonlu eleman modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) modülü aracılığıyla çözdürülmesinin ardından .op2 sonuç dosyası HyperView ortamında incelenmiştir. Şekil 4.53'de kritik yüklemeler altında parçada oluşan gerilimlerin dağılımı ile birlikte parçada görülen maksimum değer ve Şekil 4.54'de kritik yüklemeler altında parçada meydana gelen maksimum deplasman değeri ve deplasmanın şekli verilmiştir.



Şekil 4.53. Tasarım 3'ün sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler



Şekil 4.54. Tasarım 3'ün sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)

Ti6Al4V toz malzemeye ait gerilme-gerinim malzeme dayanım eğrisinin gösterimi şekil 4.27'de akma ve nihai dayanım gerilme değerleri de aşağıda verilmiştir [57, 67].

$\sigma_{çekme,ak}$= 1010 MPa

$\sigma_{basma,ak}$= 1070 MPa

σ_{nihai}= 1150 MPa

Statik sayısal analiz emniyet katsayısı Eş. 4.4'de verilen formülasyon ile hesaplanmıştır [61].

$$\text{Statik sayısal analiz emniyet katsayısı} = \frac{\sigma_{nihai} \& \sigma_{basma,ak}}{\sigma_{parça}} \quad (4.4)$$

Yükleme 4&5 haricinde, Şekil 4.3 ve Çizelge 4.2'de verilen yükleme durumları parçaya ait nihai yükleme durumunda maruz kaldığı çekme durumu yükleri olduğu için Çizelge 4.21'de emniyet katsayısı hesaplamasında malzemeye ait nihai dayanım değeri kullanılmıştır. Yükleme 4&5 durumu parçaya basma yükleme durumu oluşturduğundan emniyet katsayısı malzemeye ait basma akma dayanımı değerine göre hesaplanmıştır.

Çizelge 4.21. Tasarım 3'ün doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları

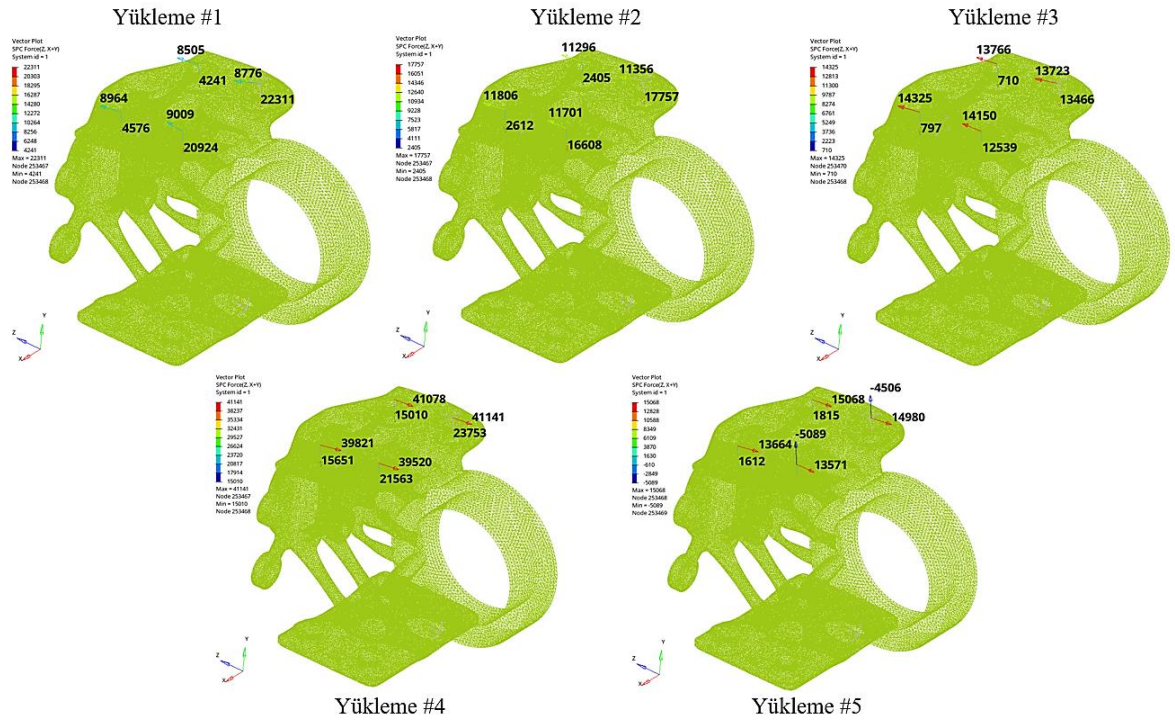
Yükleme #	Maksimum Von-Mises gerilmesi [MPa]	Ti6Al4V Malzemesinin dayanımı [MPa]	Emniyet katsayısı
1	1294	1150	0,88
2	1169	1150	0,98
3	1048	1150	1,09
4	931	1070	1,14
5	630	1070	1,69

Kulak bölgesi dayanım analizi

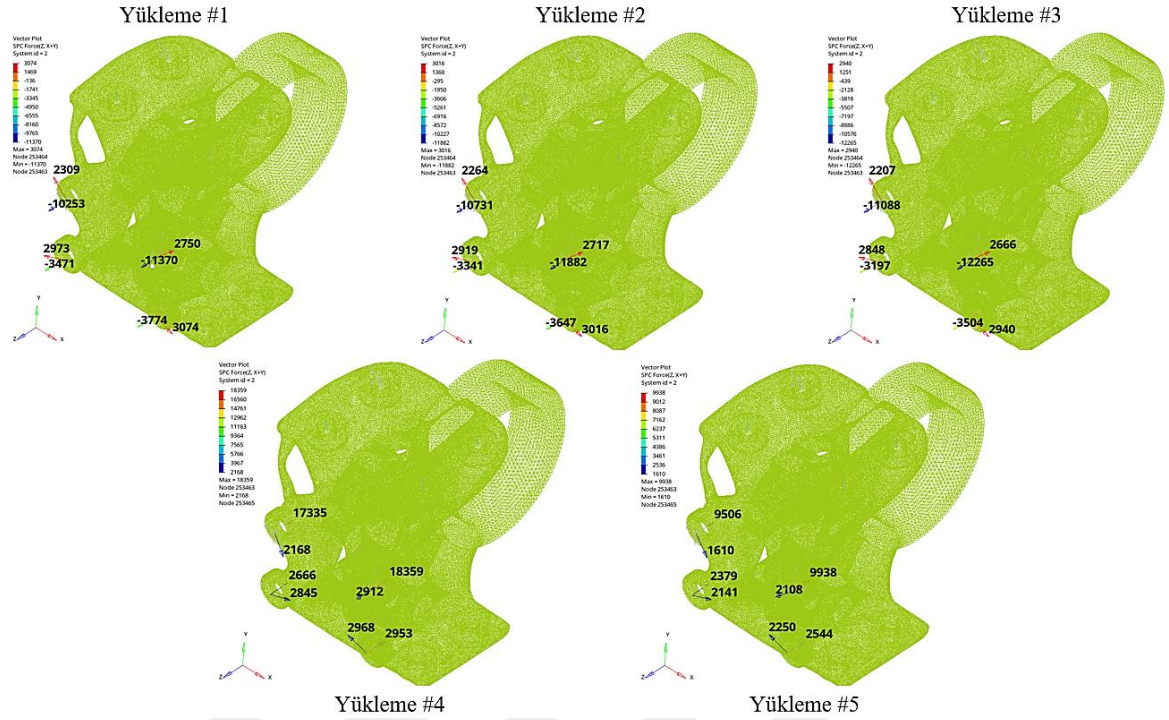
Üçüncü tasarım döngüsünde, tasarım 2 geometrisinin kulak bölgesinde herhangi bir değişiklik yapılmadığı için bölüm 4.5.1'de gerçekleştirilen kulak bölge analizi tasarım 3 için de geçerlidir.

4.6.2. Üçüncü tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi

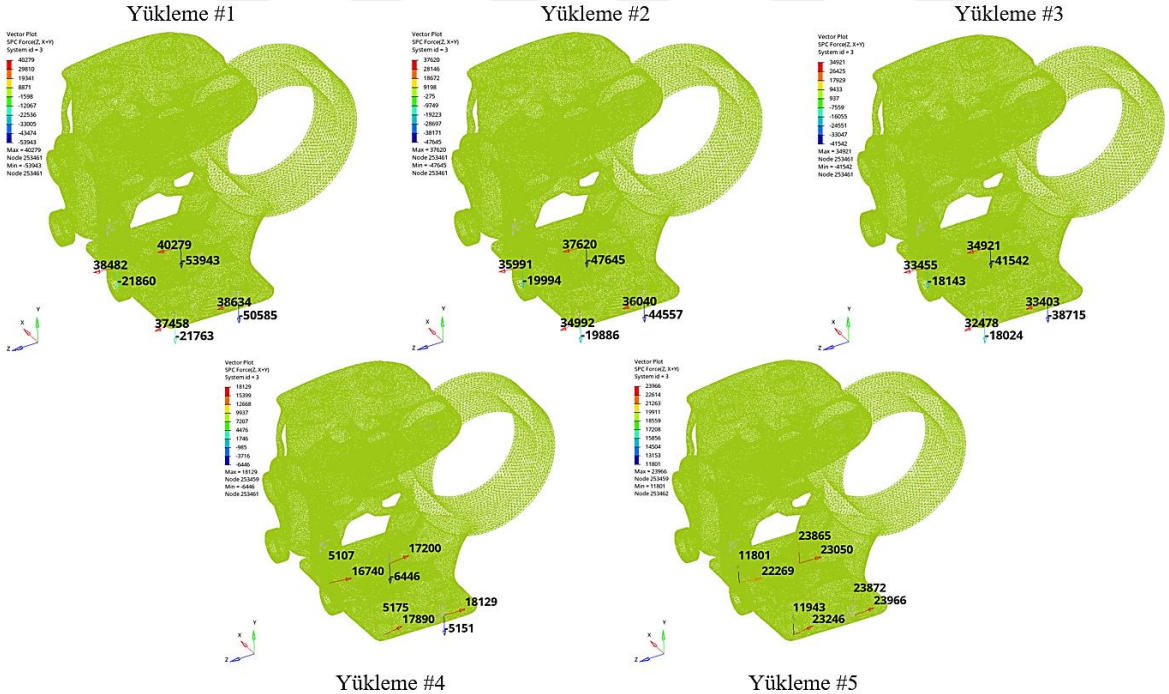
Tasarım 3'ün doğrusal statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) ile çözdürülmesiyle elde edilen üst, orta ve alt bölgede yer alan bağlayıcılara gelen kesme ve çekme kuvvetleri sırasıyla Şekil 4.55, 4.56 ve 4.57'de verilmiştir. Şekillerdeki kesme kuvveti, bağlayıcı kesme düzleminde konumlanan lokal koordinat sistemindeki X ve Y yönündeki kuvvetlerin bileşkesi olarak verilmiş ve hesaplamalarda yapının güvenliği açısından bu şekilde ilerlenilmiştir.



Şekil 4.55. Kritik yüklemeler altında tasarım 3'ün üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



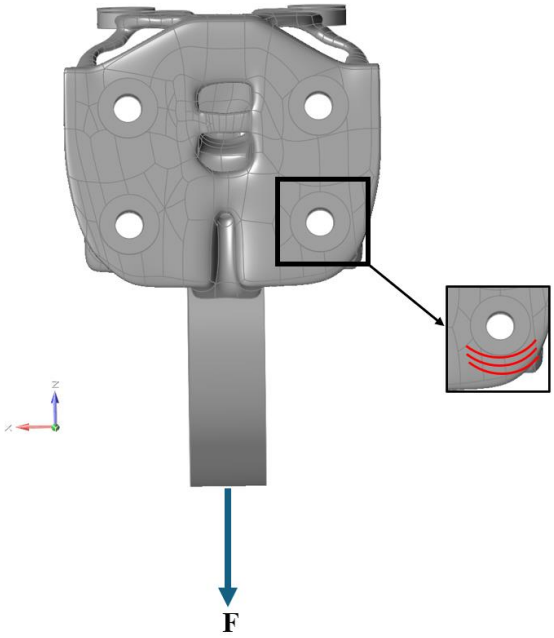
Şekil 4.56. Kritik yüklemeler altında tasarım 3'ün orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



Şekil 4.57. Kritik yüklemeler altında tasarım 3'ün alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri

Taşıma dayanımı hesaplamaları

Parçada taşıma (ing. bearing) dayanımı (Bknz: Şekil 4.58) kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elemanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) incelenmiştir. Çizelge 4.22'de sonuçlar özetlenmiştir.



Şekil 4.58**.** Taşıma dayanımının tasarım 3 üzerinde örnek gösterimi

Bu hasar durumu için emniyet katsayısı hesaplamaları yapılırken öncelikle parçanın taşıma yük kapasitesi belirlenmiştir. Taşıma yük kapasitesi hesabında kullanılan σ_{td} değeri için Çizelge 4.11'de Ti6Al4V malzemesi için verilen $R_{bry1.5}$ taşıma dayanımı değeri hesaba katılmıştır. Taşıma dayanımı hesaplamaları Eş. 4.16-4.18 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.22'de sunulmuştur [61].

$$P_{tk} = \sigma_{td} \cdot A_{net} \tag{4.16}$$

$$A_{net} = t \cdot D \tag{4.17}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{P_{tk}}{V_k} \tag{4.18}$$

P_{tk} : Taşıma yük kapasitesi

σ_{td} : Ti6Al4V malzemenin taşıma gerilme dayanımı

A_{net} : Net alan

V_k : Parçaya uygulanan kesme kuvveti

D : Bağlayıcı çapı (11,11 mm)

t : Kalınlık (Üst-alt bölge= 10 mm, orta bölge= 6 mm)

Çizelge 4.22. Tasarım 3'ün bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Bölge	V_k (Maks.) [N]	A_{net} [mm^2]	σ_{td} [MPa]	P_{tk} [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	9009	111,1	1446	160650	17,83
	Orta	3074	66,6	1446	96303	31,32
	Alt	40279	111,1	1446	160650	3,98
2	Üst	11806	111,1	1446	160650	13,60
	Orta	3016	66,6	1446	96303	31,93
	Alt	37620	111,1	1446	160650	4,27
3	Üst	14325	111,1	1446	160650	11,21
	Orta	2940	66,6	1446	96303	32,75
	Alt	34921	111,1	1446	160650	4,60
4	Üst	41141	111,1	1446	160650	3,90
	Orta	2968	66,6	1446	96303	32,44
	Alt	18129	111,1	1446	160650	8,86
5	Üst	15068	111,1	1446	160650	10,66
	Orta	2250	66,6	1446	96303	42,80
	Alt	23966	111,1	1446	160650	6,70

Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları

Bu hasar durumunda hesaplamalar parçanın montajında kullanılan bağlayıcı civataların dayanımı üzerinden yapılmaktadır. Civataya kesme ve çekme yükleri aynı anda etki ettiği için hesaplamalarda bileşke etki göz önünde bulundurulmuştur. Bağlayıcıda kesme ve çekme dayanımı kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elamanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) ve Z kuvvetleri incelenmiştir. Parçanın bağlantısında kullanılan EN6115 civatasının kesme ve çekme yük kapasite değerleri bağlayıcının dokümanından elde edilmiştir [62]. Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları Eş. 4.19-4.21 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.23'de paylaşılmıştır [63].

$$R_k = \frac{V_k}{V_{kk}} \tag{4.19}$$

$$R_ç = \frac{P_{çy}}{P_{çp}} \tag{4.20}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{1}{\sqrt{{R_k}^2 + {R_ç}^2}} \tag{4.21}$$

R_k : Bağlayıcı kesme yük oranı

V_k : Bağlayıcıya uygulanan kesme kuvveti

V_{kk} : Bağlayıcının kesme kuvvet kapasitesi

$R_ç$: Bağlayıcının çekme yük oranı

$P_{çy}$: Bağlayıcıya uygulanan çekme yükü

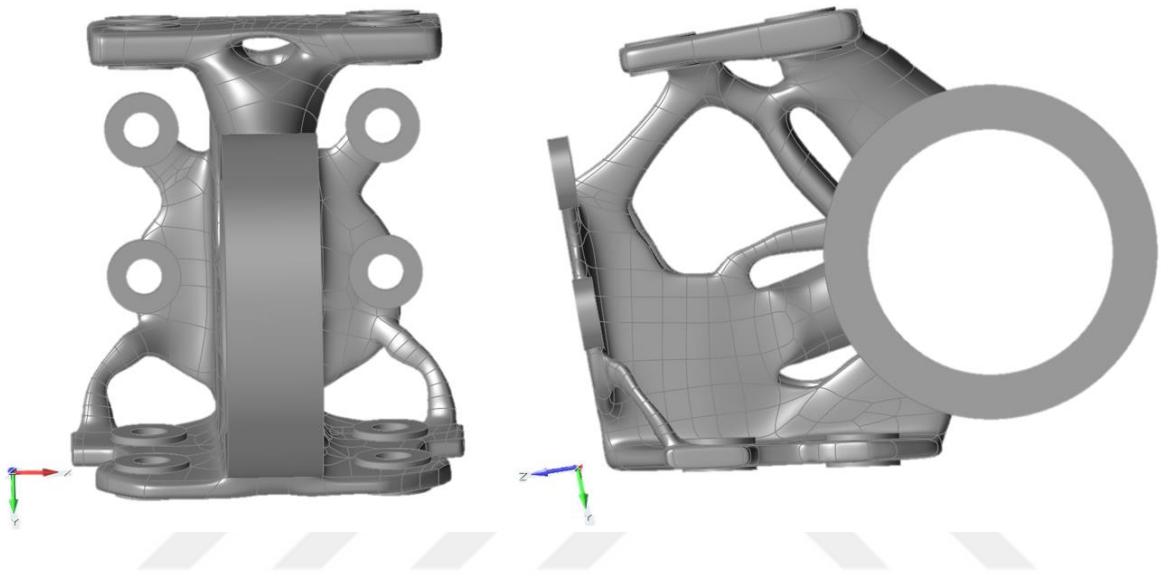
$P_{çp}$: Bağlayıcının çekme yük kapasitesi

Çizelge 4.23. Tasarım 3'ün bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları

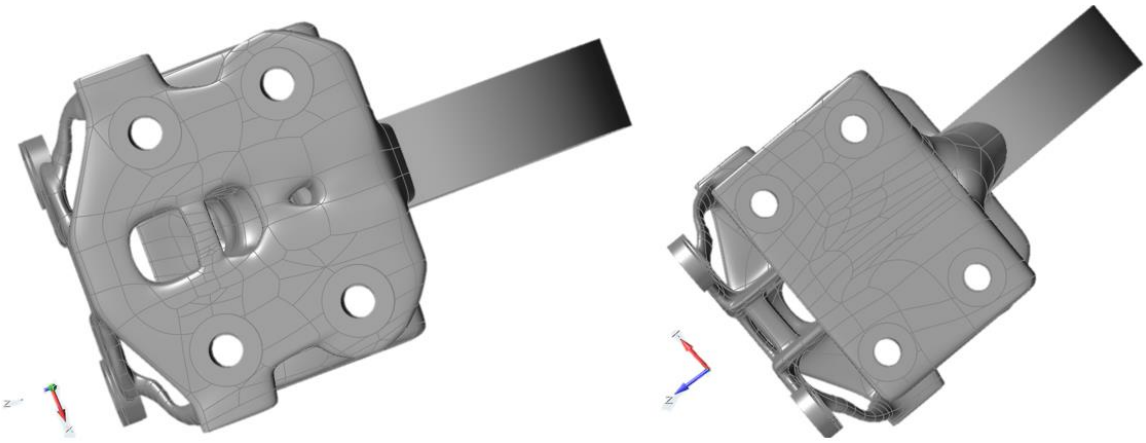
Yükleme #	Bölge	V_k [N]	V_{kk} [N]	$P_{çy}$ [N]	$P_{çp}$ [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	8776	63550	22311	78600	3,16
	Orta	2750	63550	11370	78600	6,62
	Alt	40279	63550	53943	78600	1,07
2	Üst	11356	63550	17757	78600	3,47
	Orta	2717	63550	11882	78600	6,36
	Alt	37620	63550	47645	78600	1,18
3	Üst	13723	63550	13466	78600	3,62
	Orta	2666	63550	12265	78600	6,18
	Alt	34921	63550	41542	78600	1,31
4	Üst	41141	63550	23753	78600	1,39
	Orta	2912	63550	18359	78600	4,20
	Alt	18129	63550	5151	78600	3,41
5	Üst	14980	63550	4506	78600	4,12
	Orta	2108	63550	9938	78600	7,65
	Alt	23966	63550	23872	78600	2,06

4.7. Dördüncü Tasarım Döngüsü

Bölüm 4.6'da anlatılan tasarım 3'ün statik analizi sonucu yüksek gerilme değerleri görülen bölgelerinin kalınlaştırılıp, düşük gerilme görülen bölgelerinden malzeme eksiltilmesiyle yeniden modelleme sonucu ortaya çıkan tasarım 4 geometrisi Şekil 4.59 ve 4.60'da paylaşılmıştır.



Şekil 4.59. Tasarım 4'e ait ön&yan görünüş



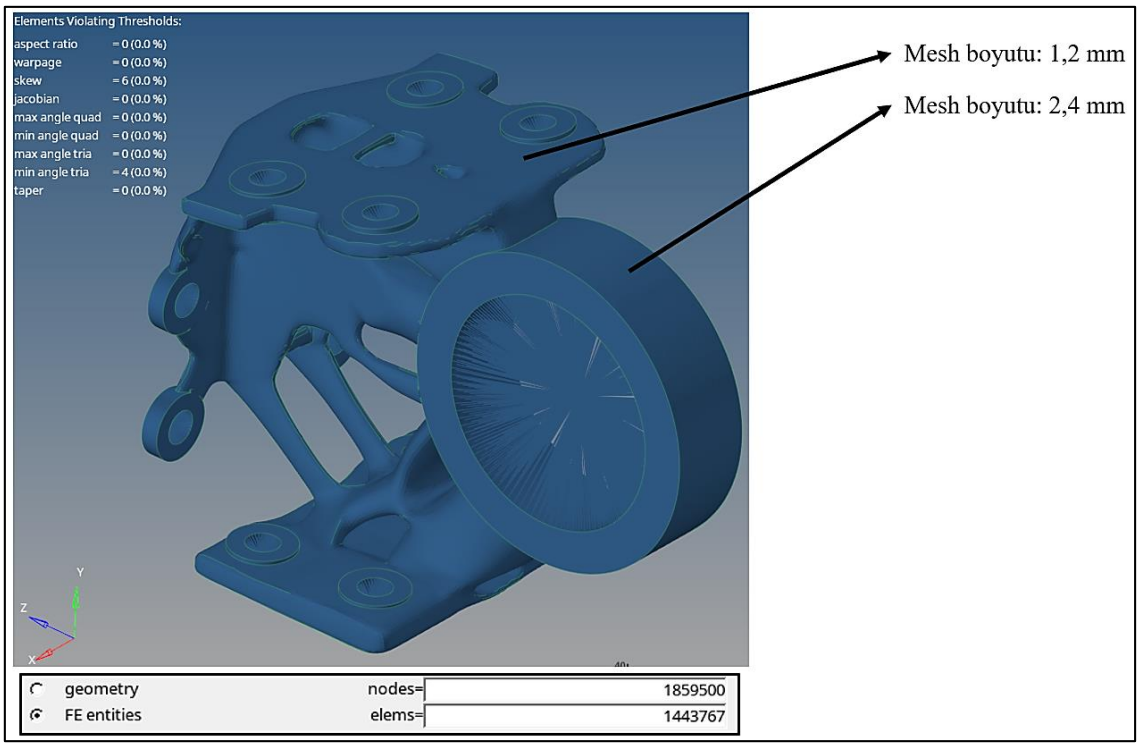
Şekil 4.60. Tasarım 4'e ait üst&alt görünüş

4.7.1. Dördüncü tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi

Tasarım 3'ün gerekli değişiklikler yapılarak yeniden modellenmesi sonucu ortaya çıkan tasarım 4 geometrisinin Çizelge 4.2'de verilen kritik yük koşulları altında yeterli dayanımı gösterdiğinin doğrulanması gerekmektedir. Bu kapsamda tasarımın ilk olarak doğrusal statik analizi gerçekleştirilerek malzeme dayanımı kontrol edilmiştir. Ardından kulak bölgesinde tasarım değişikliği olmadığından dolayı bu tasarım döngüsünde tekrar analiz edilmemiştir. Kulak bölgesi için bölüm 4.5.1'de verilen sonuçlar geçerlidir. Son aşama olarak da bağlayıcı bölgelerindeki parçanın malzemesinin taşıma (ing. bearing) dayanımı ve parçanın bağlayıcılarının kesme ve çekme dayanımları kontrol edilmiştir.

Statik sayısal analiz için tasarımın sonlu eleman modelinin oluşturulması

Tasarım 4'ün sonlu eleman modelinin oluşturulup sayısal doğrusal statik analizinin gerçekleştirilmesi aşamasında bölüm 4.4.1'de anlatılan prosedürün aynısı takip edilmiştir. Meshleme işleminin ardından tasarım 4'e ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu ve toplam sonlu eleman ve nokta sayısı bilgileri Şekil 4.61'de sunulmuştur.



Şekil 4.61. Tasarım 4 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu&sayısı

Parçanın sonlu eleman modelinde diğer döngülerde olduğu gibi komşu yapısal parçalara bağlayıcılar ile bağlantısı CBUSH sonlu elemanlar kullanılarak idealize edilmiştir. Tasarım 4 parçasının oluşturulma sürecinde, bir önceki döngüde alt flanşda gerilme yoğunluğunun devam etmesinden dolayı flanşın belirli bir bölgesinde kalınlaştırmaya başvurulmuştur (Bknz: Şekil 4.62&4.63). Bu sebepten sonlu eleman modelinde yer alan CBUSH elemanlarının dayanım hesabının, kalınlık değişikliği sebebiyle güncellenmesi gerekliliği doğmuştur. Parçanın sonlu eleman modelinde bağlayıcıların dayanımlarının hesaplanıp CBUSH elemanlarına atanmasında Huth formülasyonundan yararlanılmıştır. Huth yöntemi kullanılarak bağlantı elemanlarının dayanımları Eş. 4.1-4.3 kullanılarak şu şekilde hesaplanmaktadır [58]:

$$K_{eksenel}=\frac{E_B A_B}{h} \tag{4.1}$$

E_B: Bağlayıcı elastisite modülü

E_B: Bağlayıcı kafasının alanı ($A = \pi r^2$)

h: Bağlanılan yapıların toplam kalınlığı

$$K_{kesme}=\frac{1}{C_{kesme}} \tag{4.2}$$

$$C_{kesme}=\left(\frac{t_1+t_2}{2D_B}\right)^a \frac{1}{n}\left(\frac{b_1}{t_1E_1}+\frac{b_2}{nt_2E_2}+\frac{b_1}{2t_1E_B}+\frac{b_2}{2nt_2E_B}\right) \tag{4.3}$$

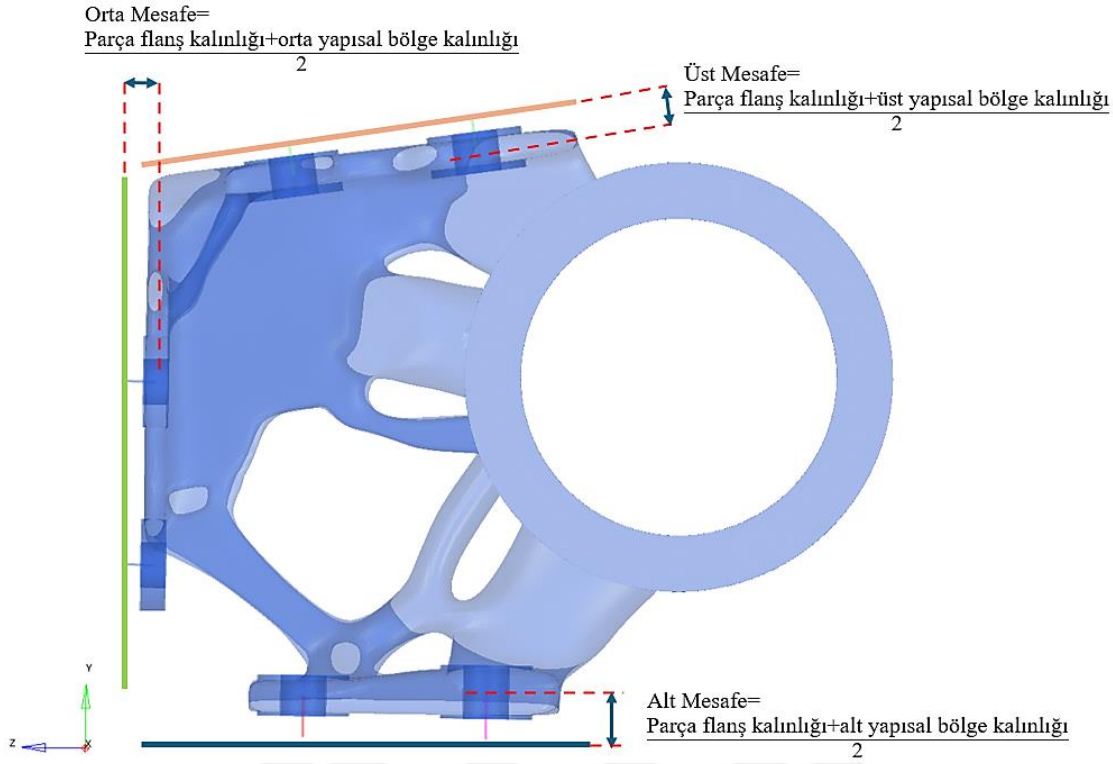
t: Kalınlık

E: Elastisite modülü

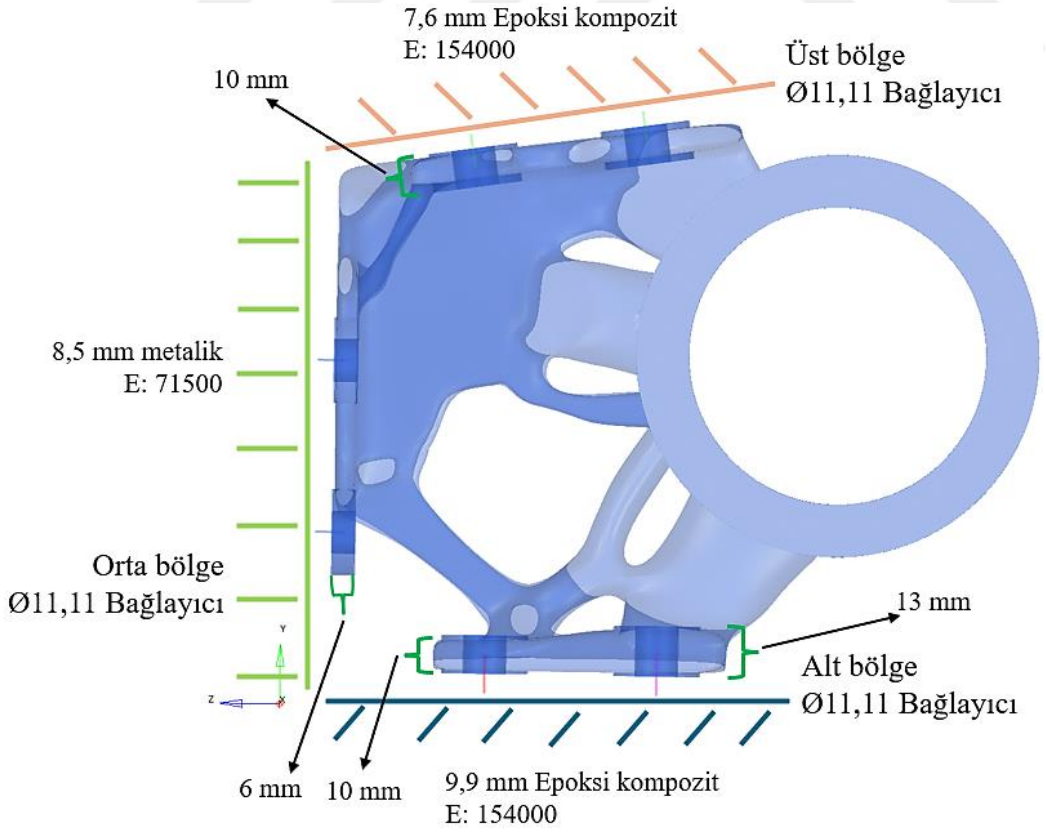
n=1 tek kesme tipli bağlantı

n=2 çift kesme tipli bağlantı

Formülasyonlarda karşılık gelen durumlara göre kullanılması gereken a, b_1, b_2 Huth formülasyonu sabitleri Çizelge 4.8'de sunulmuştur.



Şekil 4.62. Sonlu eleman modelinin sınır koşulu lokasyonları için mesafe hesabı



Şekil 4.63. Bağlayıcı dayanım hesabında kullanmak için hedef parçanın bağlantıda olduğu yapıların kalınlık, malzeme ve elastisite modülleri

Şekil 4.63'de verilen değerler ve Eş. 4.1-4.3 kullanılarak parçanın üst, alt ve orta bölgesindeki bağlayıcıların dayanımları hesaplanmıştır. HyperMesh yazılımında MSC NASTRAN kullanıcı profili seçilerek gerekli PBUSH kartları oluşturulmuştur. Tasarım 4 geometrisinin bölgeleri için HyperMesh içerisinde oluşturulan PBUSH kartları Şekil 4.64'de verilmiştir. K1, K2, K3 sırasıyla x-y-z yönlerindeki öteleme dayanımına, K4, K5, K6 sırasıyla x-y-z yönlerindeki dönme yönlerindeki dayanıma karşılık gelmektedir. Kastedilen yönler bağlayıcılara atanan koordinat sistemindeki x-y-z yönleridir. Parçanın her bir bölgesine bağlayıcılar için koordinat sistemi yaratılırken x-y yönlerinin kesme, z yönünün eksenel yöne karşılık gelmesine ve herhangi bir kaçıklık oluşmamasına dikkat edilmiştir. Koordinat sistemleri Şekil 4.20'de görülebilmektedir.

Name	Value
Solver Keyword	PBUSH
Name	Pbush_Upper
ID	3
Color	
Include	[Master Model]
Defined	☑
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
K_LINE	☑
K1	114643.0
K2	114643.0
K3	604119.17
K4	1000000000.0
K5	1000000000.0
K6	100.0

Üst bölge

Name	Value
Solver Keyword	PBUSH
Name	Pbush_Web
ID	6
Color	
Include	[Master Model]
Defined	☑
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
K_LINE	☑
K1	99439.54
K2	99439.54
K3	734108.96
K4	1000000000.0
K5	1000000000.0
K6	100.0

Orta bölge

Name	Value
Solver Keyword	PBUSH
Name	Pbush_Lower1
ID	4
Color	
Include	[Master Model]
Defined	☑
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
K_LINE	☑
K1	125120.6
K2	125120.6
K3	464707.06
K4	1000000000.0
K5	1000000000.0
K6	100.0

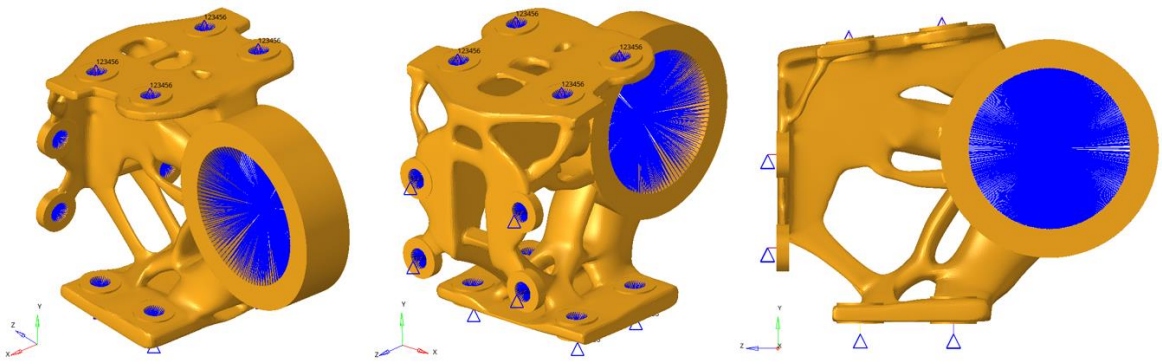
Alt bölge kalın kısım

Name	Value
Solver Keyword	PBUSH
Name	Pbush_Lower2
ID	5
Color	
Include	[Master Model]
Defined	☑
Card Image	PBUSH
User Comments	Hide In Menu/Export
K_LINE	☑
K1	122607.5
K2	122607.5
K3	534742.28
K4	1000000000.0
K5	1000000000.0
K6	100.0

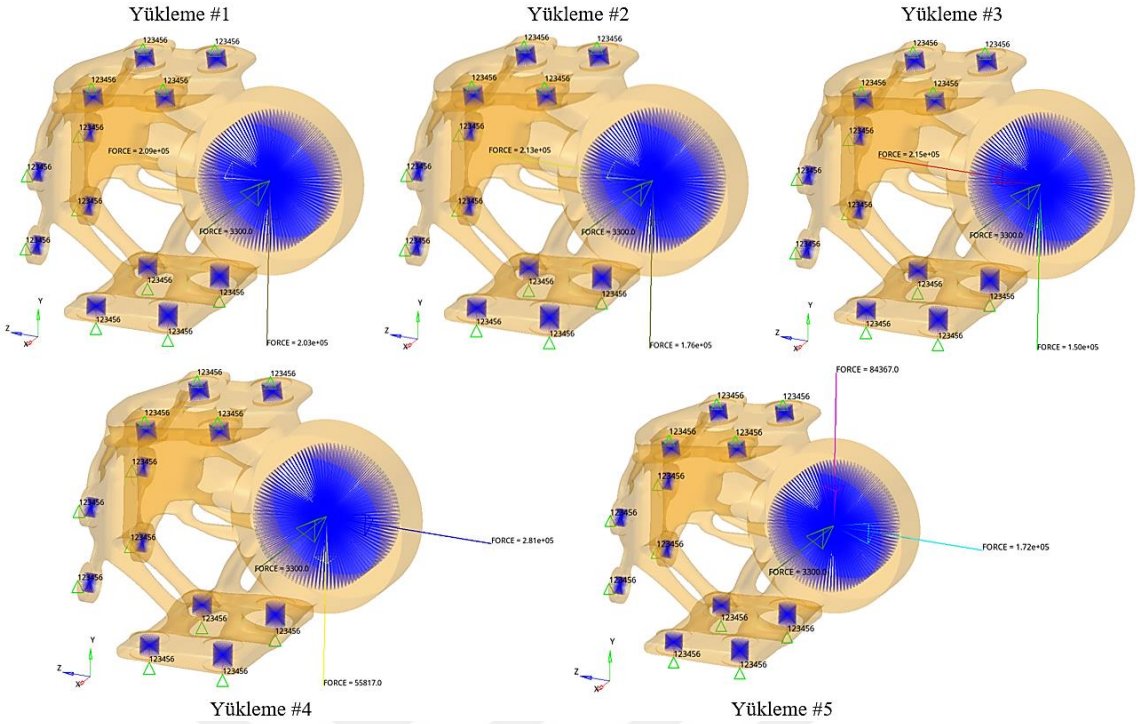
Alt bölge ince kısım

Şekil 4.64. HyperMesh programında oluşturulan üst, orta ve alt bölge bağlayıcılarının Huth formülasyonu ile hesaplanan dayanımları

Sonlu eleman model kurulumu için tüm aşamaların tamamlanmasının ardından tasarım 4'e ait sonlu matematiksel modelin görünümü Şekil 4.65'de verilmiştir. Ek olarak sonlu eleman modeline uygulanan yüklemeler ve sınır koşullarının görünümü Şekil 4.66'da paylaşılmıştır.



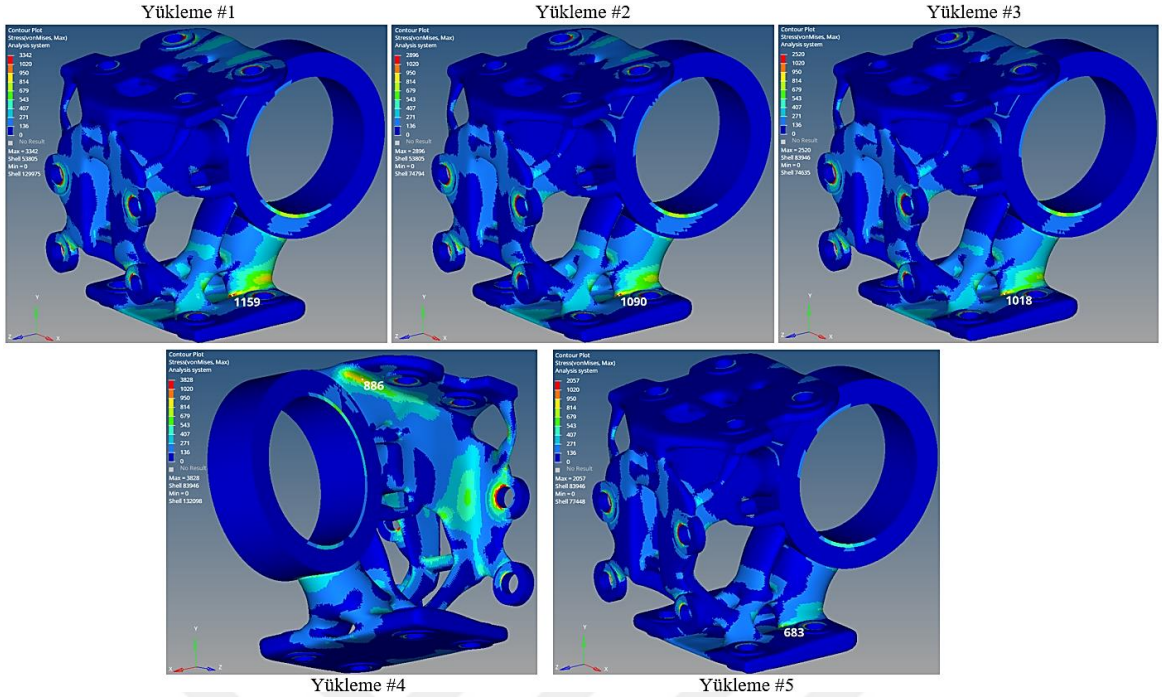
Şekil 4.65. Tasarım 4'ün statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli



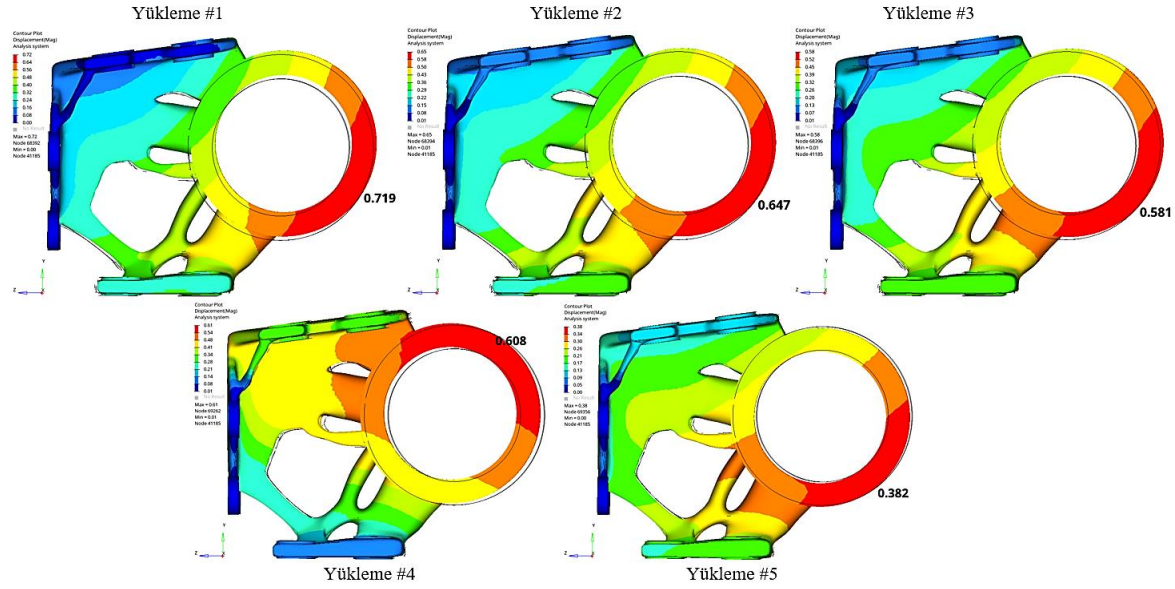
Şekil 4.66. Tasarım 4'ün sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları

Malzeme dayanımı sayısal doğrusal statik analizi

Tasarım 4'ün doğrusal statik analiz sonlu eleman modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) modülü aracılığıyla çözdürülmesinin ardından .op2 sonuç dosyası HyperView ortamında incelenmiştir. Şekil 4.67'de kritik yüklemeler altında parçada oluşan gerilimlerin dağılımı ile birlikte parçada görülen maksimum değer ve Şekil 4.68'de kritik yüklemeler altında parçada meydana gelen maksimum deplasman değeri ve deplasmanın şekli verilmiştir.



Şekil 4.67. Tasarım 4'ün sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler



Şekil 4.68. Tasarım 4'ün sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)

Ti6Al4V toz malzemeye ait gerilme-gerinim malzeme dayanım eğrisinin gösterimi şekil 4.27'de akma ve nihai dayanım gerilme değerleri de aşağıda verilmiştir [57, 67].

$\sigma_{çekme,ak}$= 1010 MPa

$\sigma_{basma,ak}$= 1070 MPa

σ_{nihai}= 1150 MPa

Statik sayısal analiz emniyet katsayısı Eş. 4.4'de verilen formülasyon ile hesaplanmıştır [61].

$$\text{Statik sayısal analiz emniyet katsayısı} = \frac{\sigma_{nihai} \& \sigma_{basma,ak}}{\sigma_{parça}} \quad (4.4)$$

Yükleme 4&5 haricinde, Şekil 4.3. ve Çizelge 4.2'de verilen yükleme durumları parçaya ait nihai yükleme durumunda maruz kaldığı çekme durumu yükleri olduğu için Çizelge 4.24'de emniyet katsayısı hesaplamasında malzemeye ait nihai dayanım değeri kullanılmıştır. Yükleme 4&5 durumu parçaya basma yükleme durumu oluşturduğundan emniyet katsayısı malzemeye ait basma akma dayanımı değerine göre hesaplanmıştır.

Çizelge 4.24. Tasarım 4'ün doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları

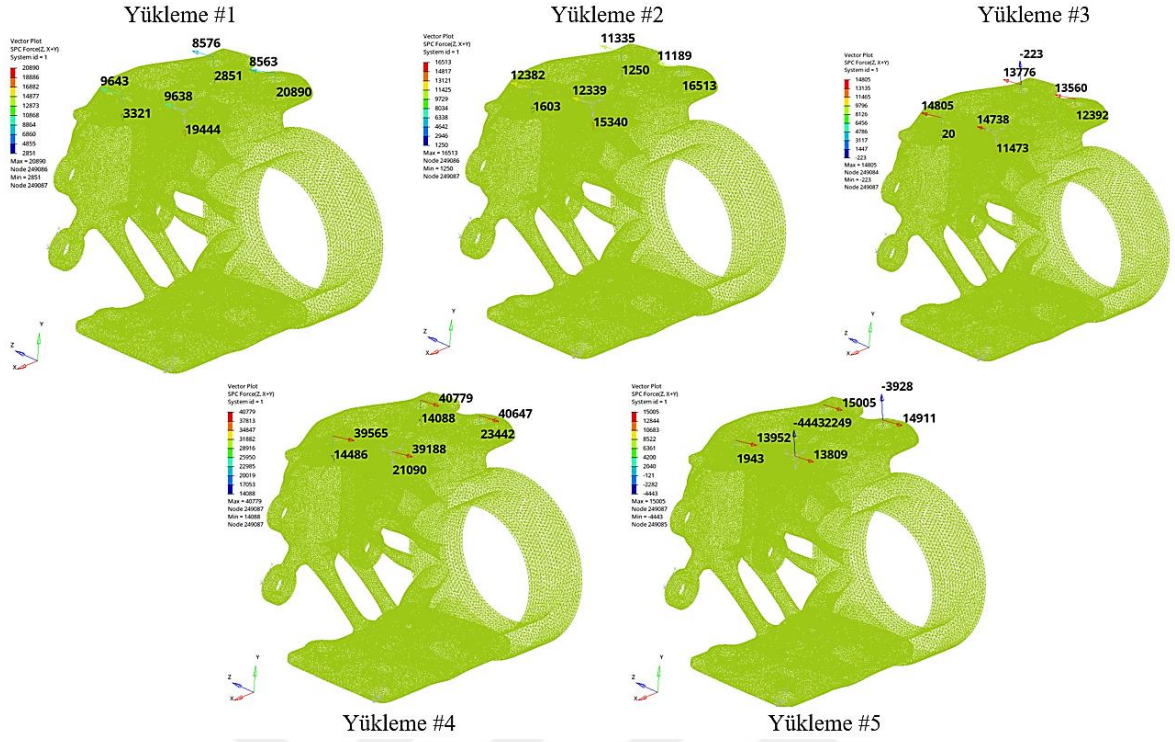
Yükleme #	Maksimum Von-Mises gerilmesi [MPa]	Ti6Al4V Malzemesinin dayanımı [MPa]	Emniyet katsayısı
1	1159	1150	0,99
2	1090	1150	1,05
3	1018	1150	1,12
4	886	1070	1,20
5	683	1070	1,56

Kulak bölgesi dayanım analizi

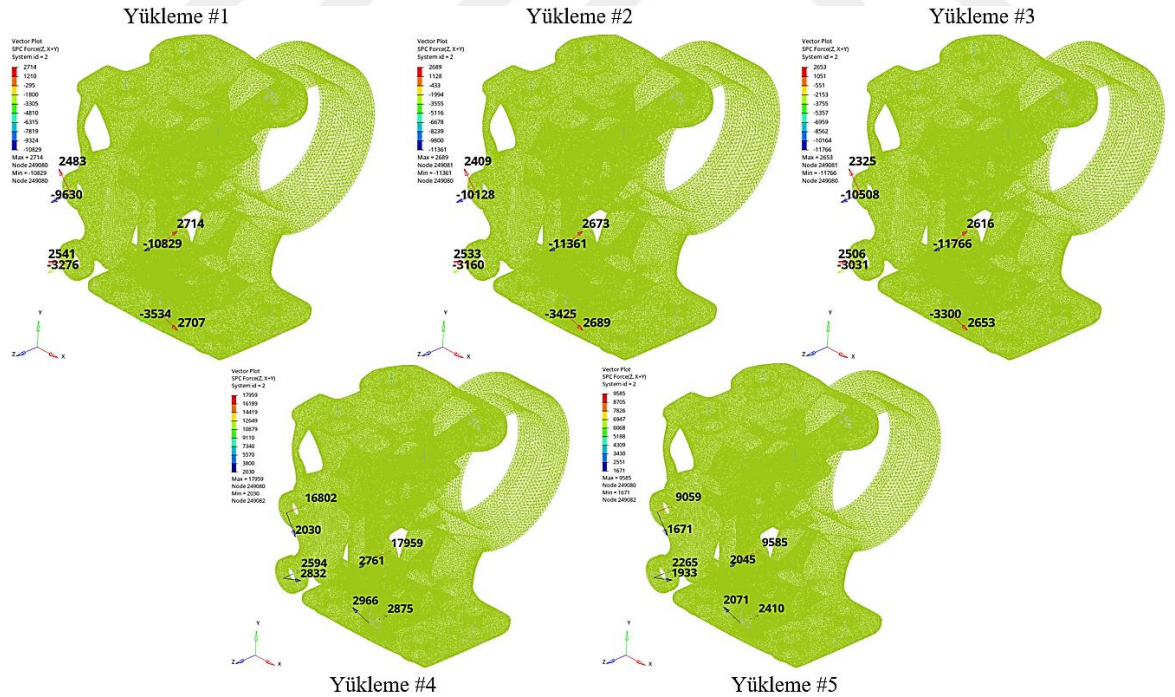
Dördüncü tasarım döngüsünde, tasarım 2 geometrisinin kulak bölgesinde herhangi bir değişiklik yapılmadığı için bölüm 4.5.1'de gerçekleştirilen kulak bölge analizi tasarım 4 için de geçerlidir.

4.7.2. Dördüncü tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi

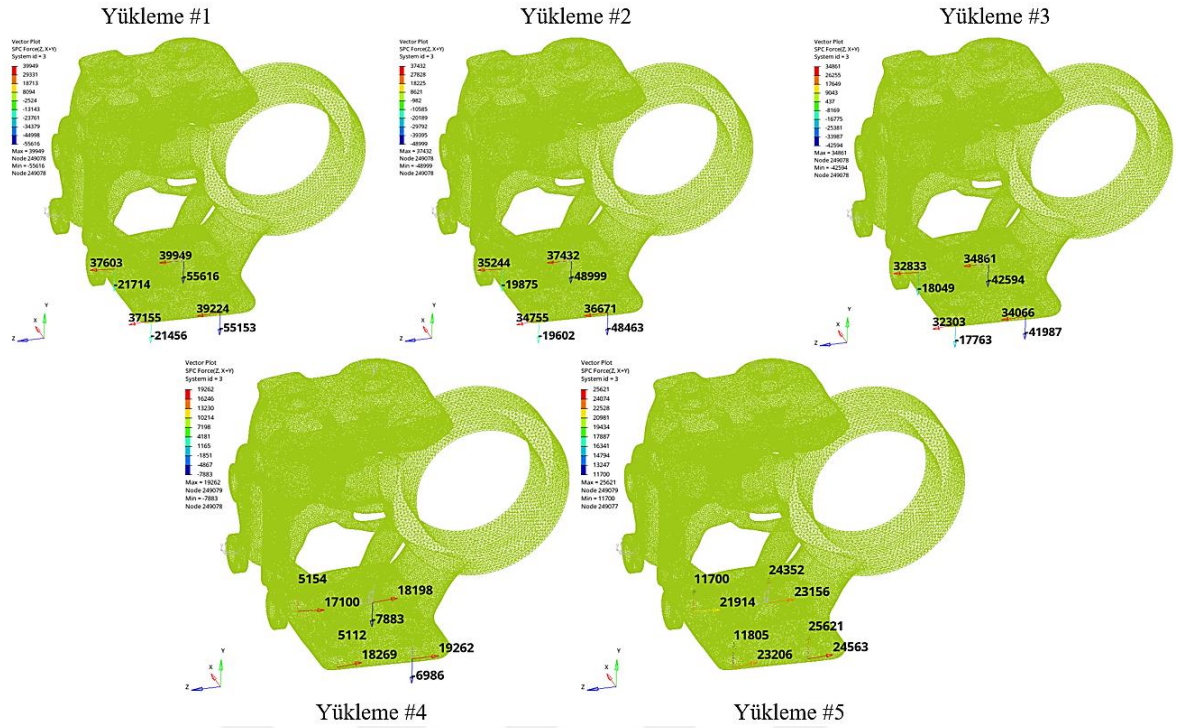
Tasarım 4'ün doğrusal statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) ile çözdürülmesiyle elde edilen üst, orta ve alt bölgede yer alan bağlayıcılara gelen kesme ve çekme kuvvetleri sırasıyla Şekil 4.69, 4.70 ve 4.71'de verilmiştir. Şekillerdeki kesme kuvveti, bağlayıcı kesme düzleminde konumlanan lokal koordinat sistemindeki X ve Y yönündeki kuvvetlerin bileşkesi olarak verilmiş ve hesaplamalarda yapının güvenliği açısından bu şekilde ilerlenilmiştir.



Şekil 4.69. Kritik yüklemeler altında tasarım 4'ün üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



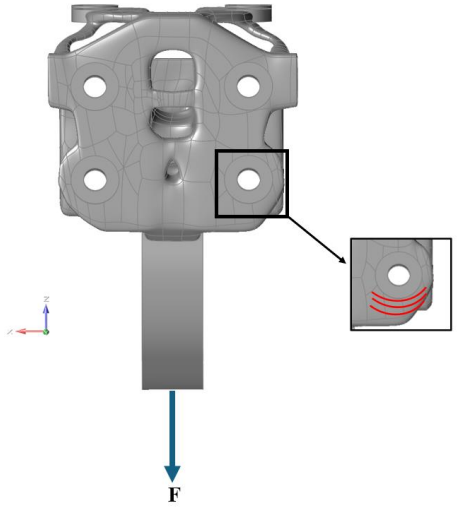
Şekil 4.70. Kritik yüklemeler altında tasarım 4'ün orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



Şekil 4.71. Kritik yüklemeler altında tasarım 4'ün alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri

Taşıma dayanımı hesaplamaları

Parçada taşıma (ing. bearing) dayanımı (Bknz: Şekil 4.72) kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elemanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) incelenmiştir. Çizelge 4.25'de sonuçlar özetlenmiştir.



Şekil 4.72. Taşıma dayanımının tasarım 4 üzerinde örnek gösterimi

Bu hasar durumu için emniyet katsayısı hesaplamaları yapılırken öncelikle parçanın taşıma yük kapasitesi belirlenmiştir. Taşıma yük kapasitesi hesabında kullanılan σ_{td} değeri için Çizelge 4.11'de Ti6Al4V malzemesi için verilen $R_{bry1.5}$ taşıma dayanımı değeri hesaba katılmıştır. Taşıma dayanımı hesaplamaları Eş. 4.16-4.18 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.25'de sunulmuştur [61].

$$P_{tk} = \sigma_{td} \cdot A_{net} \tag{4.16}$$

$$A_{net} = t \cdot D \tag{4.17}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{P_{tk}}{V_k} \tag{4.18}$$

P_{tk} : Taşıma yük kapasitesi

σ_{td} : Ti6Al4V malzemenin taşıma gerilme dayanımı

A_{net} : Net alan

V_k : Parçaya uygulanan kesme kuvveti

D : Bağlayıcı çapı (11,11 mm)

t : Kalınlık (Üst bölge= 10 mm, alt kalın&ince bölge= 13 mm&10 mm, orta bölge= 6 mm)

Çizelge 4.25. Tasarım 4'ün bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Bölge	V_k (Maks.) [N]	A_{net} [mm^2]	σ_{td} [MPa]	P_{tk} [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	9643	111,1	1446	160650	16,65
	Orta	2714	66,6	1446	96303	35,48
	Alt kalın	39949	144,3	1446	208657	5,22
	Alt ince	37603	111,1	1446	160650	4,27
2	Üst	12382	111,1	1446	160650	12,97
	Orta	2689	66,6	1446	96303	35,81
	Alt kalın	37432	144,3	1446	208657	5,57
	Alt ince	35244	111,1	1446	160650	4,55
3	Üst	14805	111,1	1446	160650	10,85
	Orta	2653	66,6	1446	96303	36,29
	Alt kalın	34861	144,3	1446	208657	5,98
	Alt ince	32833	111,1	1446	160650	4,89
4	Üst	40779	111,1	1446	160650	3,93
	Orta	2966	66,6	1446	96303	32,46

Çizelge 4.25. (devam) Tasarım 4'ün bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Bölge	V_k (Maks.) [N]	A_{net} [mm^2]	σ_{td} [MPa]	P_{tk} [N]	Emniyet Katsayısı
4	Alt kalın	19262	144,3	1446	208657	10,83
	Alt ince	18269	111,1	1446	160650	8,79
5	Üst	15005	111,1	1446	160650	10,70
	Orta	2071	66,6	1446	96303	46,50
	Alt kalın	24563	144,3	1446	208657	8,49
	Alt ince	23206	111,1	1446	160650	6,92

Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları

Bu hasar durumunda hesaplamalar parçanın montajında kullanılan bağlayıcı civataların dayanımı üzerinden yapılmaktadır. Civataya kesme ve çekme yükleri aynı anda etki ettiği için hesaplamalarda bileşke etki göz önünde bulundurulmuştur. Bağlayıcıda kesme ve çekme dayanımı kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elamanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) ve Z kuvvetleri incelenmiştir. Parçanın bağlantısında kullanılan EN6115 civatasının kesme ve çekme yük kapasite değerleri bağlayıcının dokümanından elde edilmiştir [62]. Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları Eş. 4.19-4.21 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.26'da paylaşılmıştır [63].

$$R_k = \frac{V_k}{V_{kk}} \tag{4.19}$$

$$R_ç = \frac{P_{çy}}{P_{çp}} \tag{4.20}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{1}{\sqrt{{R_k}^2 + {R_ç}^2}} \tag{4.21}$$

R_k : Bağlayıcı kesme yük oranı

V_k : Bağlayıcıya uygulanan kesme kuvveti

V_{kk} : Bağlayıcının kesme kuvvet kapasitesi

$R_ç$: Bağlayıcının çekme yük oranı

$P_{çy}$: Bağlayıcıya uygulanan çekme yükü

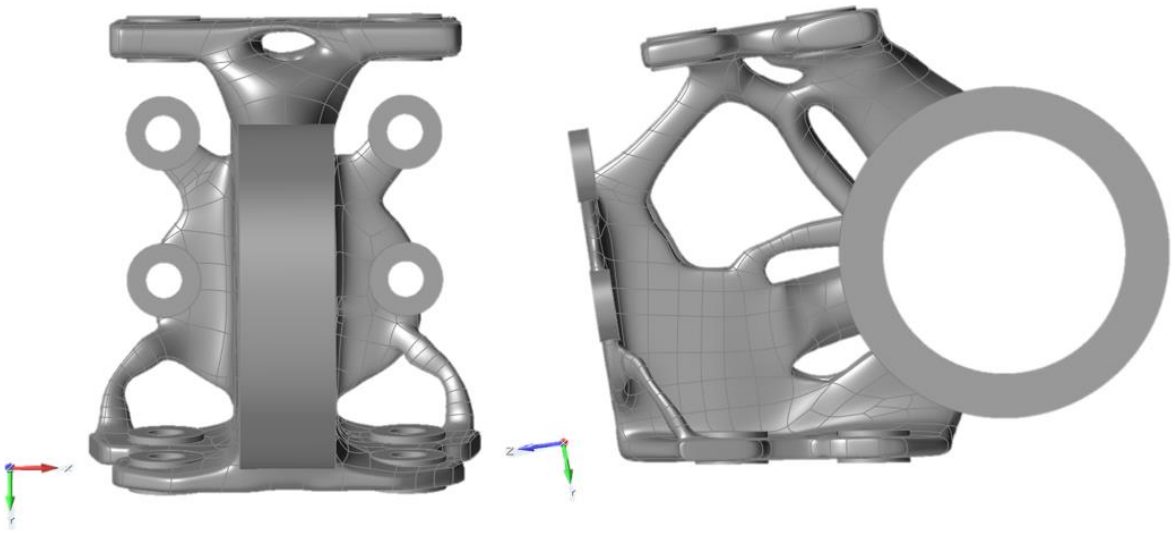
$P_{çp}$: Bağlayıcının çekme yük kapasitesi

Çizelge 4.26. Tasarım 4'ün bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları

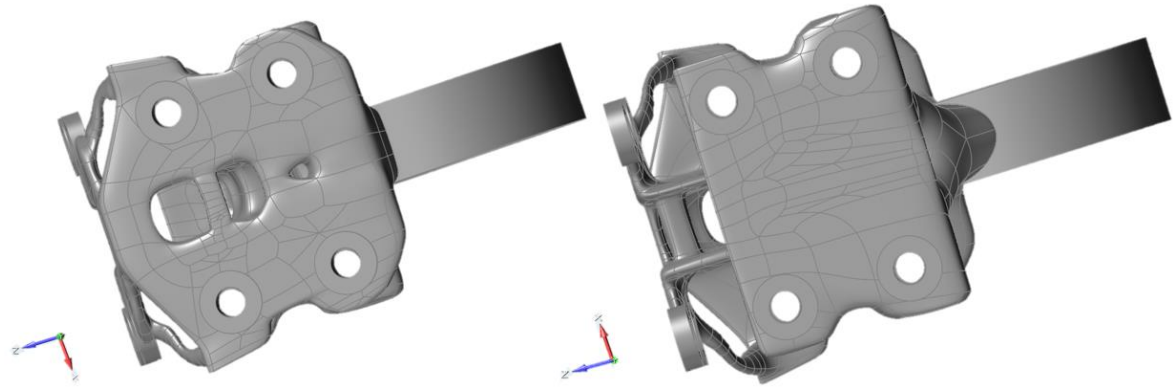
Yükleme #	Bölge	V_k [N]	V_{kk} [N]	$P_{çy}$ [N]	$P_{çp}$ [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	8563	63550	20890	78600	3,35
	Orta	2714	63550	10829	78600	6,93
	Alt kalın	39949	63550	55616	78600	1,05
	Alt ince	37603	63550	21714	78600	1,53
2	Üst	11189	63550	16513	78600	3,64
	Orta	2673	63550	11361	78600	6,64
	Alt kalın	37432	63550	48999	78600	1,16
	Alt ince	35244	63550	19875	78600	1,64
3	Üst	14738	63550	11473	78600	3,64
	Orta	2616	63550	11766	78600	6,44
	Alt kalın	34861	63550	42594	78600	1,29
	Alt ince	32833	63550	18049	78600	1,76
4	Üst	40647	63550	23442	78600	1,41
	Orta	2761	63550	17959	78600	4,29
	Alt kalın	19262	63550	6986	78600	3,16
	Alt ince	18269	63550	5112	78600	3,39
5	Üst	14911	63550	3928	78600	4,16
	Orta	2045	63550	9585	78600	7,92
	Alt kalın	24563	63550	25621	78600	1,97
	Alt ince	23206	63550	11805	78600	2,53

4.8. Beşinci Tasarım Döngüsü

Bölüm 4.7'de anlatılan tasarım 4'ün statik analizi sonucu yüksek gerilme değerleri görülen bölgelerinin kalınlaştırılıp, düşük gerilme görülen bölgelerinden malzeme eksiltilmesiyle yeniden modelleme sonucu ortaya çıkan tasarım 5 geometrisi Şekil 4.73 ve 4.74'de paylaşılmıştır.



Şekil 4.73. Tasarım 5’e ait ön&yan görünüş



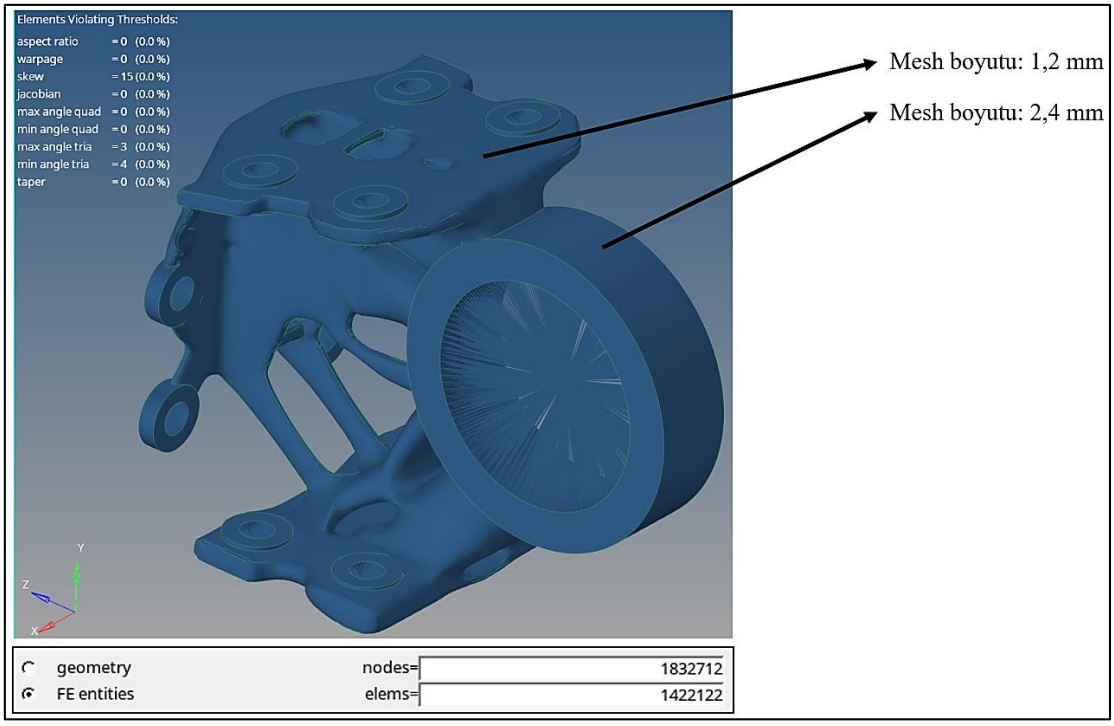
Şekil 4.74. Tasarım 5’e ait üst&alt görünüş

4.8.1. Beşinci tasarım için malzeme dayanımı sayısal analizi

Tasarım 4’ün gerekli değişiklikler yapılarak yeniden modellenmesi sonucu ortaya çıkan tasarım 5 geometrisinin Çizelge 4.2’de verilen kritik yük koşulları altında yeterli dayanımı gösterdiğinin doğrulanması gerekmektedir. Bu kapsamda tasarımın ilk olarak doğrusal statik analizi gerçekleştirilerek malzeme dayanımı kontrol edilmiştir. Ardından kulak bölgesinde tasarım değişikliği olmadığından dolayı bu tasarım döngüsünde tekrar analiz edilmemiştir. Kulak bölgesi için bölüm 4.5.1’de verilen sonuçlar geçerlidir. Son aşama olarak da bağlayıcı bölgelerindeki parçanın malzemesinin taşıma (ing. bearing) dayanımı ve parçanın bağlayıcılarının kesme ve çekme dayanımları kontrol edilmiştir.

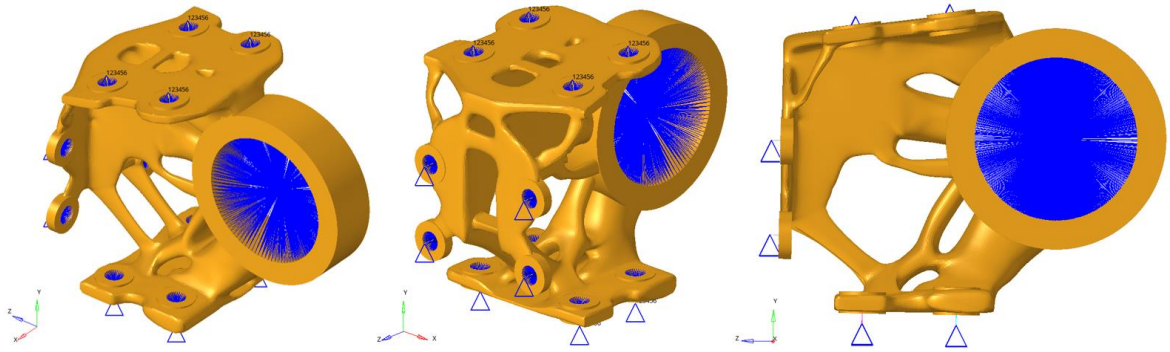
Statik sayısal analiz için tasarımın sonlu eleman modelinin oluşturulması

Tasarım 5'in sonlu eleman modelinin oluşturulup sayısal doğrusal statik analizinin gerçekleştirilmesi aşamasında bölüm 4.4.1'de anlatılan prosedürün aynısı takip edilmiştir. Meshleme işleminin ardından tasarım 5'e ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu ve toplam sonlu eleman ve nokta sayısı bilgileri Şekil 4.75'de paylaşılmıştır.

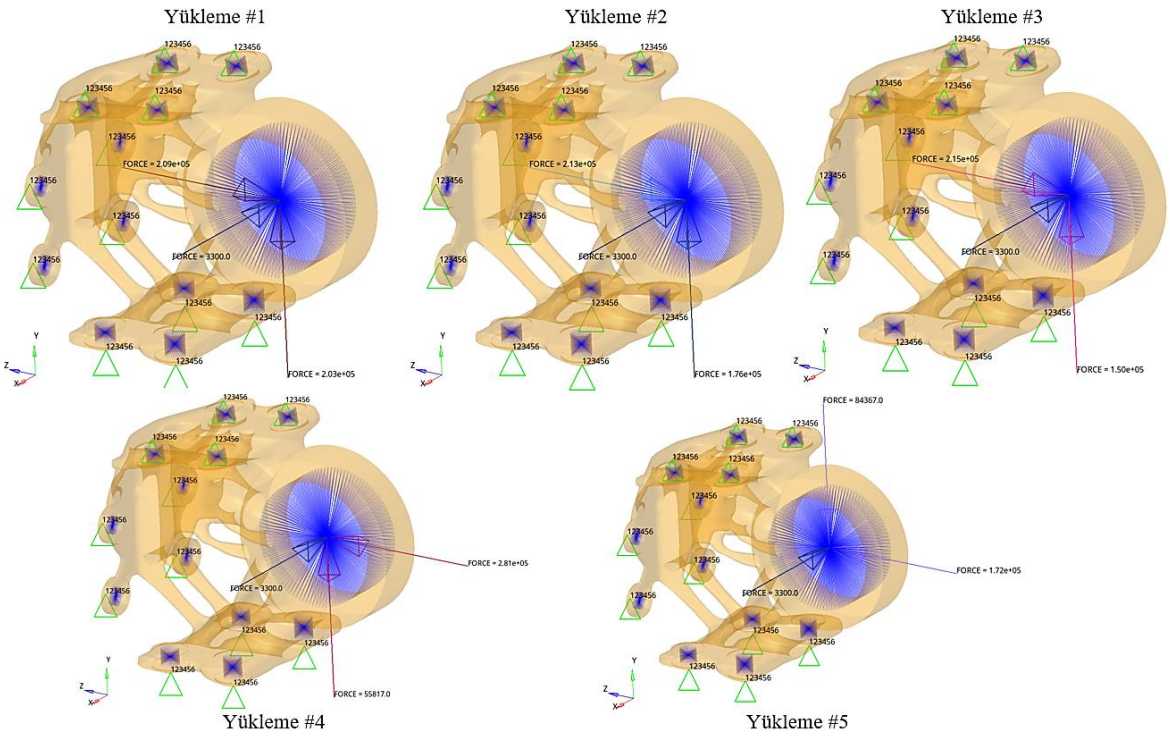


Şekil 4.75. Tasarım 5 sonlu eleman modeline ait yüzey mesh kalitesi, eleman boyutu&sayısı

Tasarım 5'in sonlu eleman modeli hazırlanırken bölüm 4.4.1'de anlatılan prosedür ve Şekil 4.20&4.21'de paylaşılan idealleştirmeler ve değerler takip edilmiştir. Üst, orta, alt bağlayıcı bölgelerinin kalınlıkları ve bağlayıcı çap değerleri tasarım 4'deki değerler ile aynıdır. Bu sebeple tasarım 5 modeline ait HyperMesh programında oluşturulan CBUSH bağlayıcılarına atanan ve Huth formülasyonu ile hesaplanan dayanım değerleri Şekil 4.64'de verilen değerler ile aynıdır. Sonlu eleman model kurulumu için tüm aşamaların tamamlanmasının ardından tasarım 5'e ait sonlu matematiksel modelin görünümü Şekil 4.76'da verilmiştir. Ayrıca sonlu eleman modeline uygulanan yüklemeler ve sınır koşullarının görünümü Şekil 4.77'de sunulmuştur.



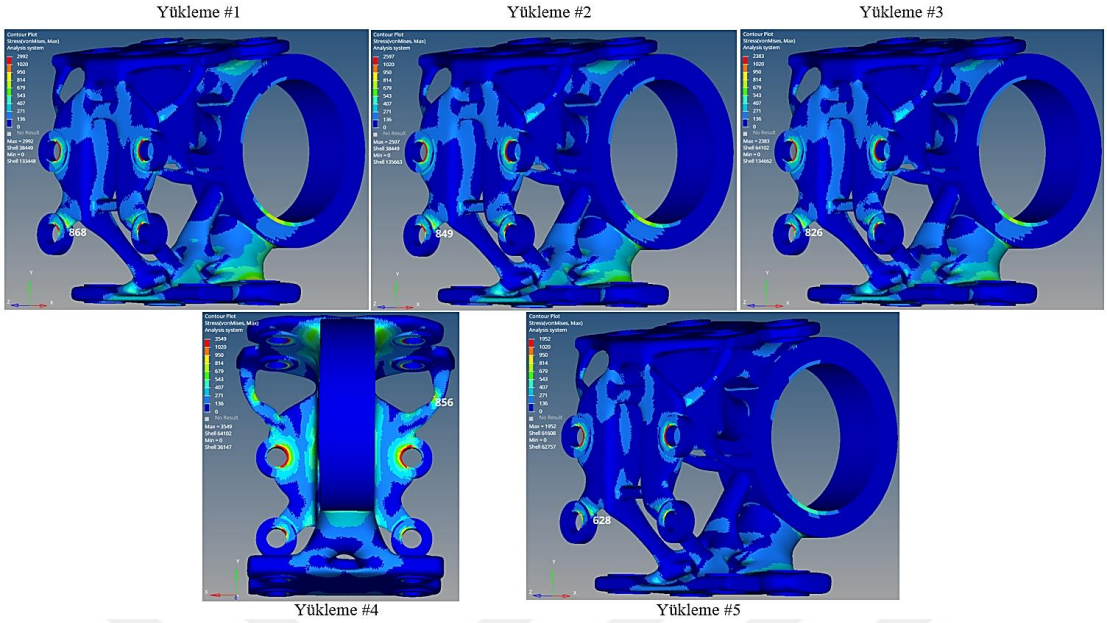
Şekil 4.76. Tasarım 5'in statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modeli



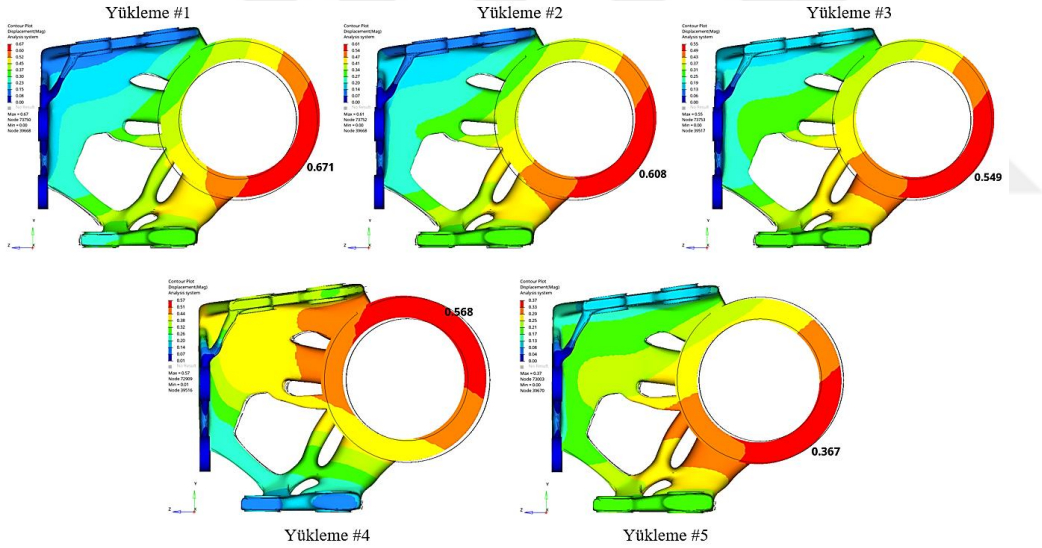
Şekil 4.77. Tasarım 5'in sonlu elemanlar modeline ait yüklemeler ve sınır koşulları

Malzeme dayanımı sayısal doğrusal statik analizi

Tasarım 5'in doğrusal statik analiz sonlu eleman modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) modülü aracılığıyla çözdürülmesinin ardından .op2 sonuç dosyası HyperView ortamında incelenmiştir. Şekil 4.78'de kritik yüklemeler altında parçada oluşan gerilimlerin dağılımı ile birlikte parçada görülen maksimum değer ve Şekil 4.79'da kritik yüklemeler altında parçada meydana gelen maksimum deplasman değeri ve deplasmanın şekli verilmiştir.



Şekil 4.78. Tasarım 5'in sonlu elemanlar modelinde yüklemeler altında oluşan gerilmeler



Şekil 4.79. Tasarım 5'in sonlu elemanlar modelinin yüklemeler altında deplasman değerleri (5x ölçeklendirilmiş)

Ti6Al4V toz malzemeye ait gerilme-gerinim malzeme dayanım eğrisinin gösterimi şekil 4.27'de akma ve nihai dayanım gerilme değerleri de aşağıda verilmiştir [57, 67].

$\sigma_{çekme,ak}$= 1010 MPa

$\sigma_{basma,ak}$= 1070 MPa

σ_{nihai}= 1150 MPa

Statik sayısal analiz emniyet katsayısı Eş. 4.4'de verilen formülasyon ile hesaplanmıştır [61].

$$\text{Statik sayısal analiz emniyet katsayısı} = \frac{\sigma_{nihai} \& \sigma_{basma,ak}}{\sigma_{parça}} \quad (4.4)$$

Yükleme 4&5 haricinde, Şekil 4.3 ve Çizelge 4.2'de verilen yükleme durumları parçaya ait nihai yükleme durumunda maruz kaldığı çekme durumu yükleri olduğu için Çizelge 4.27'de emniyet katsayısı hesaplamasında malzemeye ait nihai dayanım değeri kullanılmıştır. Yükleme 4&5 durumu parçaya basma yükleme durumu oluşturduğundan emniyet katsayısı malzemeye ait basma akma dayanımı değerine göre hesaplanmıştır.

Çizelge 4.27. Tasarım 5'in doğrusal statik analiz sonuçları ve malzeme dayanımı emniyet katsayıları

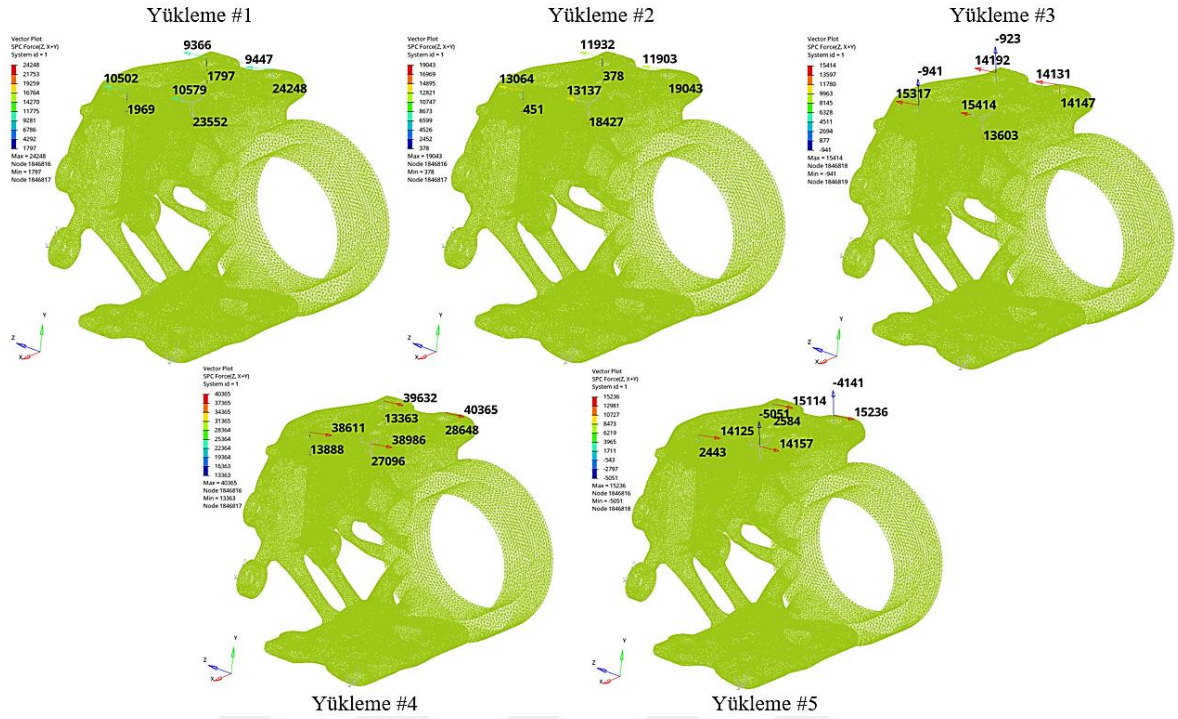
Yükleme #	Maksimum Von-Mises gerilmesi [MPa]	Ti6Al4V Malzemesinin dayanımı [MPa]	Emniyet katsayısı
1	868	1150	1,32
2	849	1150	1,35
3	826	1150	1,39
4	856	1070	1,25
5	628	1070	1,70

Kulak bölgesi dayanım analizi

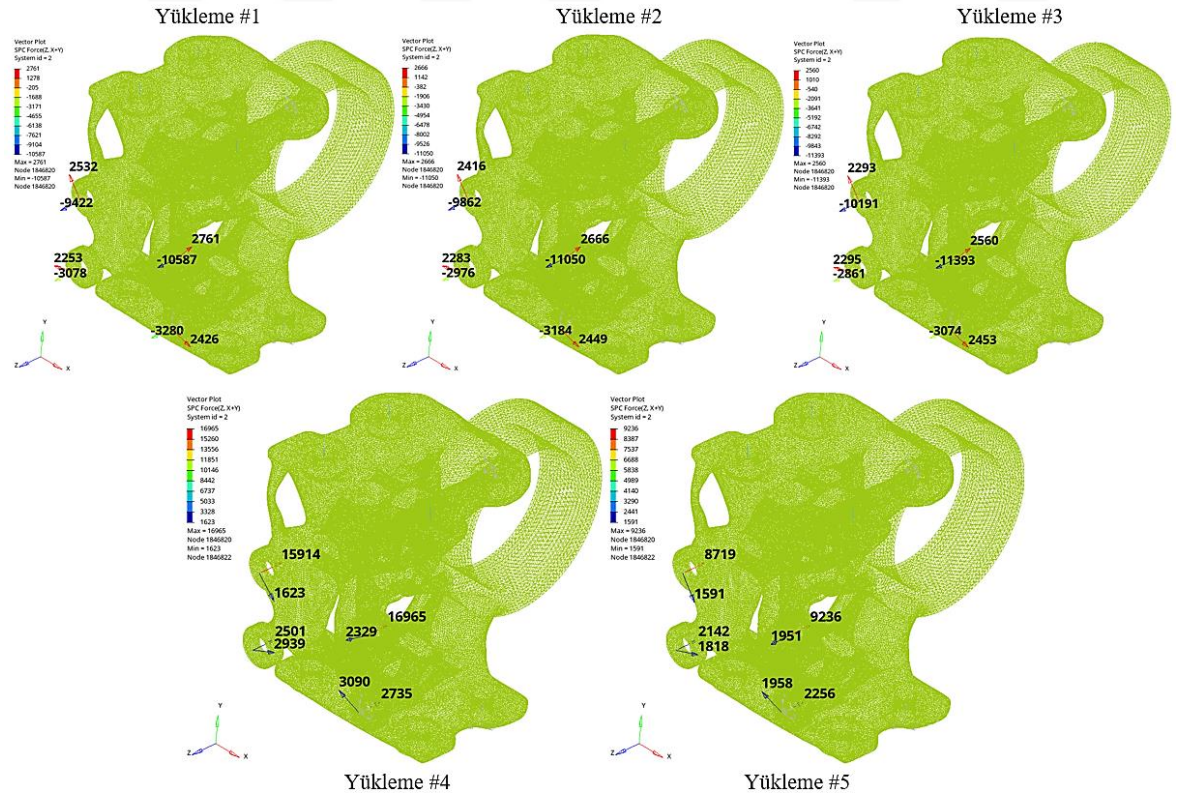
Beşinci tasarım döngüsünde, tasarım 2 geometrisinin kulak bölgesinde herhangi bir değişiklik yapılmadığı için bölüm 4.5.1'de gerçekleştirilen kulak bölge analizi tasarım 5 için de geçerlidir.

4.8.2. Beşinci tasarım için bağlayıcı dayanımı analizi

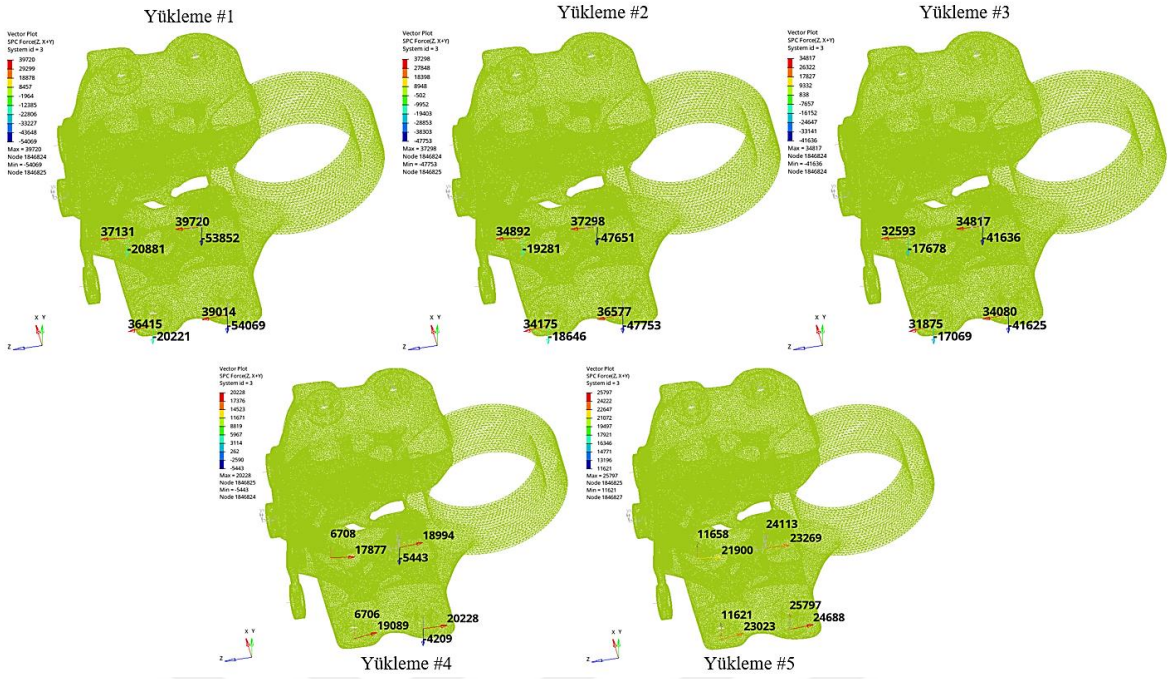
Tasarım 5'in doğrusal statik analizi için oluşturulan sonlu elemanlar modelinin MSC NASTRAN (SOL 101) ile çözdürülmesiyle elde edilen üst, orta ve alt bölgede yer alan bağlayıcılara gelen kesme ve çekme kuvvetleri sırasıyla Şekil 4.80, 4.81 ve 4.82'de verilmiştir. Şekillerdeki kesme kuvveti, bağlayıcı kesme düzleminde konumlanan lokal koordinat sistemindeki X ve Y yönündeki kuvvetlerin bileşkesi olarak verilmiş ve hesaplamalarda yapının güvenliği açısından bu şekilde ilerlenilmiştir.



Şekil 4.80. Kritik yüklemeler altında tasarım 5'in üst flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



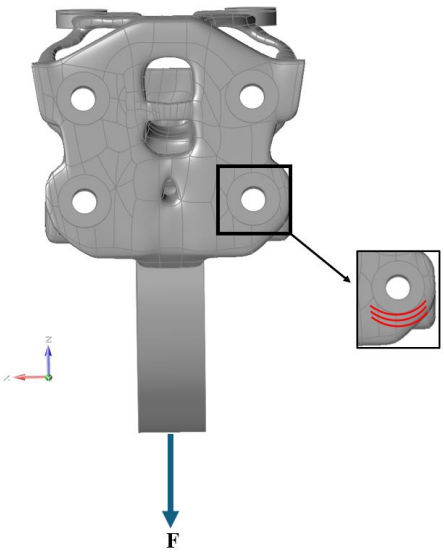
Şekil 4.81. Kritik yüklemeler altında tasarım 5'in orta bölge bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri



Şekil 4.82. Kritik yüklemeler altında tasarım 5'in alt flanş bağlayıcılarına gelen kesme ve çekme kuvvetleri

Taşıma dayanımı hesaplamaları

Parçada taşıma (ing. bearing) dayanımı (Bknz: Şekil 4.83) kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elemanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) incelenmiştir. Çizelge 4.28'de sonuçlar özetlenmiştir.



Şekil 4.83. Taşıma dayanımının tasarım 5 üzerinde örnek gösterimi

Bu hasar durumu için emniyet katsayısı hesaplamaları yapılırken öncelikle parçanın taşıma yük kapasitesi belirlenmiştir. Taşıma yük kapasitesi hesabında kullanılan σ_{td} değeri için Çizelge 4.11'de Ti6Al4V malzemesi için verilen $R_{bry1.5}$ taşıma dayanımı değeri hesaba katılmıştır. Taşıma dayanımı hesaplamaları Eş. 4.16-4.18 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.28'de sunulmuştur [61].

$$P_{tk} = \sigma_{td} \cdot A_{net} \tag{4.16}$$

$$A_{net} = t \cdot D \tag{4.17}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{P_{tk}}{V_k} \tag{4.18}$$

P_{tk} : Taşıma yük kapasitesi

σ_{td} : Ti6Al4V malzemenin taşıma gerilme dayanımı

A_{net} : Net alan

V_k : Parçaya uygulanan kesme kuvveti

D : Bağlayıcı çapı (11,11 mm)

t : Kalınlık (Üst bölge= 10 mm, alt kalın&ince bölge= 13 mm&10 mm, orta bölge= 6 mm)

Çizelge 4.28. Tasarım 5'in bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Bölge	V_k (Maks.) [N]	A_{net} [mm^2]	σ_{td} [MPa]	P_{tk} [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	10579	111,1	1446	160650	15,18
	Orta	2761	66,6	1446	96303	34,87
	Alt kalın	39720	144,3	1446	208657	5,25
	Alt ince	37131	111,1	1446	160650	4,32
2	Üst	13137	111,1	1446	160650	12,22
	Orta	2666	66,6	1446	96303	36,12
	Alt kalın	37298	144,3	1446	208657	5,59
	Alt ince	34892	111,1	1446	160650	4,60
3	Üst	15414	111,1	1446	160650	10,42
	Orta	2560	66,6	1446	96303	37,61
	Alt kalın	34817	144,3	1446	208657	5,99
	Alt ince	32593	111,1	1446	160650	4,92
4	Üst	40365	111,1	1446	160650	3,97
	Orta	3090	66,6	1446	96303	31,16

Çizelge 4.28. (devam) Tasarım 5'in bölgelerinin taşıma dayanımı emniyet katsayıları

Yükleme #	Bölge	V_k (Maks.) [N]	A_{net} [mm^2]	σ_{td} [MPa]	P_{tk} [N]	Emniyet Katsayısı
4	Alt kalın	20228	144,3	1446	208657	10,31
	Alt ince	19089	111,1	1446	160650	8,41
5	Üst	15236	111,1	1446	160650	10,54
	Orta	1958	66,6	1446	96303	49,18
	Alt kalın	24688	144,3	1446	208657	8,45
	Alt ince	23023	111,1	1446	160650	6,97

Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları

Bu hasar durumunda hesaplamalar parçanın montajında kullanılan bağlayıcı civataların dayanımı üzerinden yapılmaktadır. Civataya kesme ve çekme yükleri aynı anda etki ettiği için hesaplamalarda bileşke etki göz önünde bulundurulmuştur. Bağlayıcıda kesme ve çekme dayanımı kaynaklı herhangi bir hasar oluşmayacağını doğrulamak için bağlayıcı deliklerinde oluşturulan CBUSH sonlu elamanının SPC kartı ile sınırlandırılan noktasında oluşan bileşke kesme kuvvetleri (X+Y) ve Z kuvvetleri incelenmiştir. Parçanın bağlantısında kullanılan EN6115 civatasının kesme ve çekme yük kapasite değerleri bağlayıcının dokümanından elde edilmiştir [62]. Bağlayıcı kesme ve çekme dayanımı hesaplamaları Eş. 4.19-4.21 kullanılarak gerçekleştirilmiş ve sonuçlar Çizelge 4.29'da paylaşılmıştır [63].

$$R_k = \frac{V_k}{V_{kk}} \tag{4.19}$$

$$R_ç = \frac{P_{çy}}{P_{çp}} \tag{4.20}$$

$$\text{Emniyet katsayısı} = \frac{1}{\sqrt{{R_k}^2 + {R_ç}^2}} \tag{4.21}$$

R_k : Bağlayıcı kesme yük oranı

V_k : Bağlayıcıya uygulanan kesme kuvveti

V_{kk} : Bağlayıcının kesme kuvvet kapasitesi

$R_ç$: Bağlayıcının çekme yük oranı

$P_{çy}$: Bağlayıcıya uygulanan çekme yükü

$P_{çp}$: Bağlayıcının çekme yük kapasitesi

Çizelge 4.29. Tasarım 5'in bölgelerinin bağlayıcı kesme-çekme dayanımı emniyet katsayıları

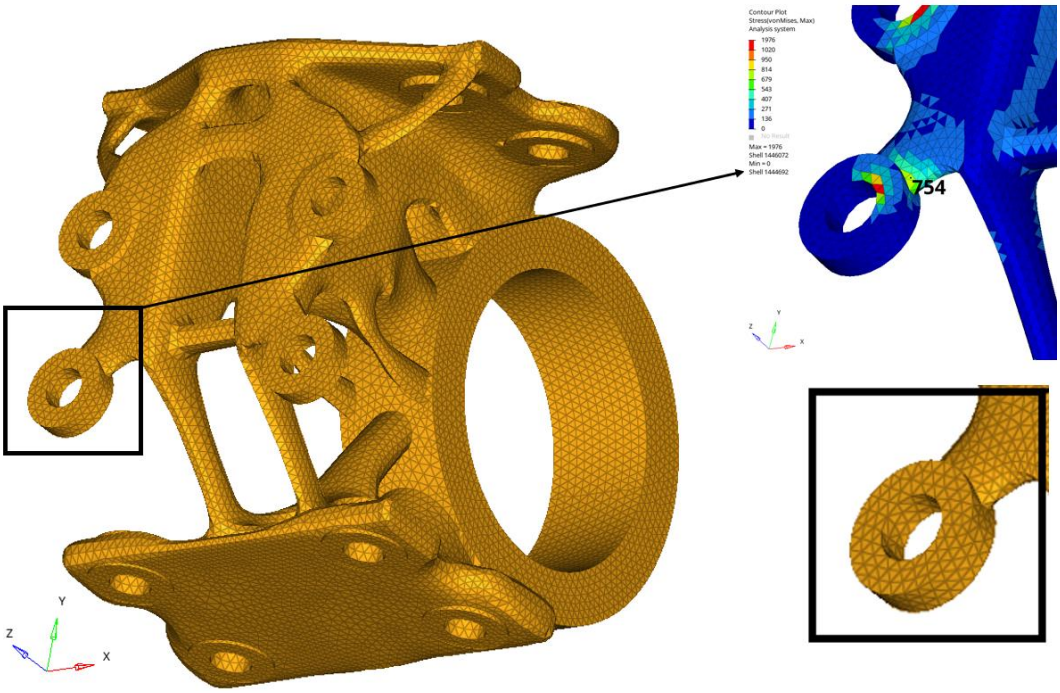
Yükleme #	Bölge	V_k [N]	V_{kk} [N]	$P_{çy}$ [N]	$P_{çp}$ [N]	Emniyet Katsayısı
1	Üst	9447	63550	24248	78600	2,92
	Orta	2761	63550	10587	78600	7,06
	Alt kalın	39720	63550	53852	78600	1,07
	Alt ince	37131	63550	20881	78600	1,55
2	Üst	13137	63550	18427	78600	3,19
	Orta	2666	63550	11050	78600	6,81
	Alt kalın	37298	63550	47651	78600	1,18
	Alt ince	34892	63550	19281	78600	1,66
3	Üst	15414	63550	13603	78600	3,35
	Orta	2560	63550	11393	78600	6,64
	Alt kalın	34817	63550	41636	78600	1,31
	Alt ince	32593	63550	17678	78600	1,78
4	Üst	40365	63550	28648	78600	1,36
	Orta	2329	63550	16965	78600	4,56
	Alt kalın	20228	63550	4209	78600	3,09
	Alt ince	19089	63550	6706	78600	3,20
5	Üst	15236	63550	4141	78600	4,07
	Orta	1951	63550	9236	78600	8,23
	Alt kalın	24688	63550	25797	78600	1,96
	Alt ince	23023	63550	11621	78600	2,55

4.8.3. Beşinci tasarım için mesh yakınsama çalışması

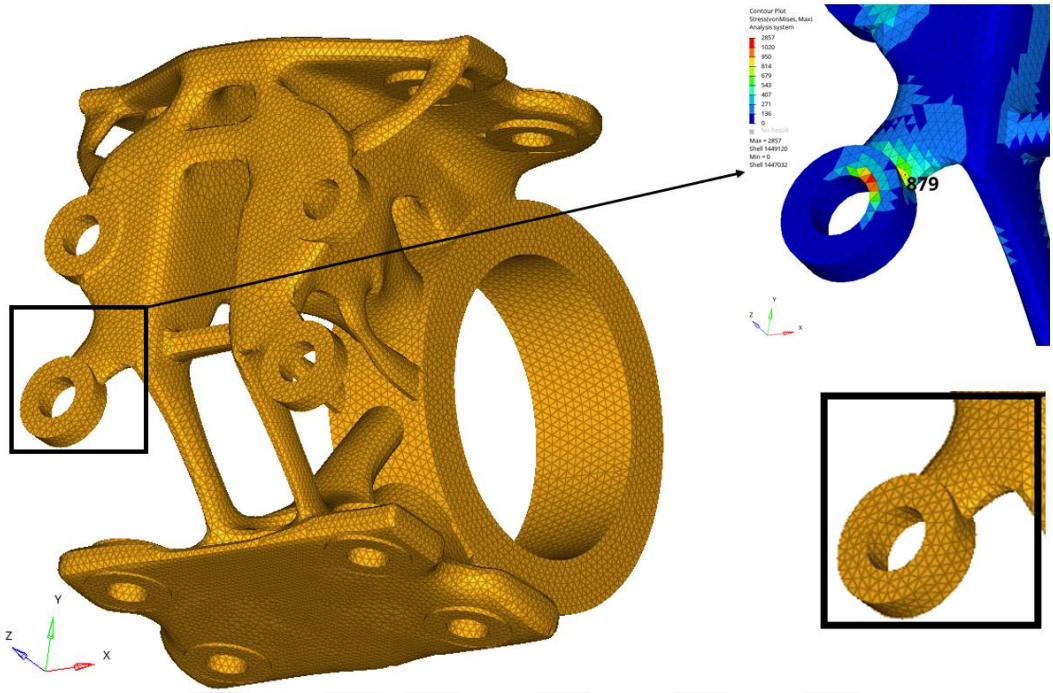
Hedef parçanın tasarım döngüleri sonucu geldiği son hali olan tasarım 5 geometrisinin gerilme değerlerinin numerik olarak stabilizasyonunun doğrulamasını sağlamak amacıyla mesh yakınsama çalışması gerçekleştirilmiştir. Tasarımın en yüksek gerilmeyi gördüğü yükleme durumunda beş mesh boyutu için doğrusal statik analizler tekrar edilmiştir. Çalışmanın özeti ve çıktılar Çizelge 4.30'da sunulmuştur. Ek olarak her bir mesh boyutu için modelin mesh detay seviyesi ve kritik gerilme bölgesi Şekil 4.84, 4.85, 4.86, 4.87 ve 4.88'de sunulmuştur. Çizelge 4.30'dan da görülebileceği gibi önceki bölümlerde statik analizlerle doğrulama aşamasında kullanılan 1,2 mm mesh boyutu değerine yaklaşıldığında gerilme değeri yakınsamıştır.

Çizelge 4.30. Mesh yakınsama çalışmasına ait sonuçlar

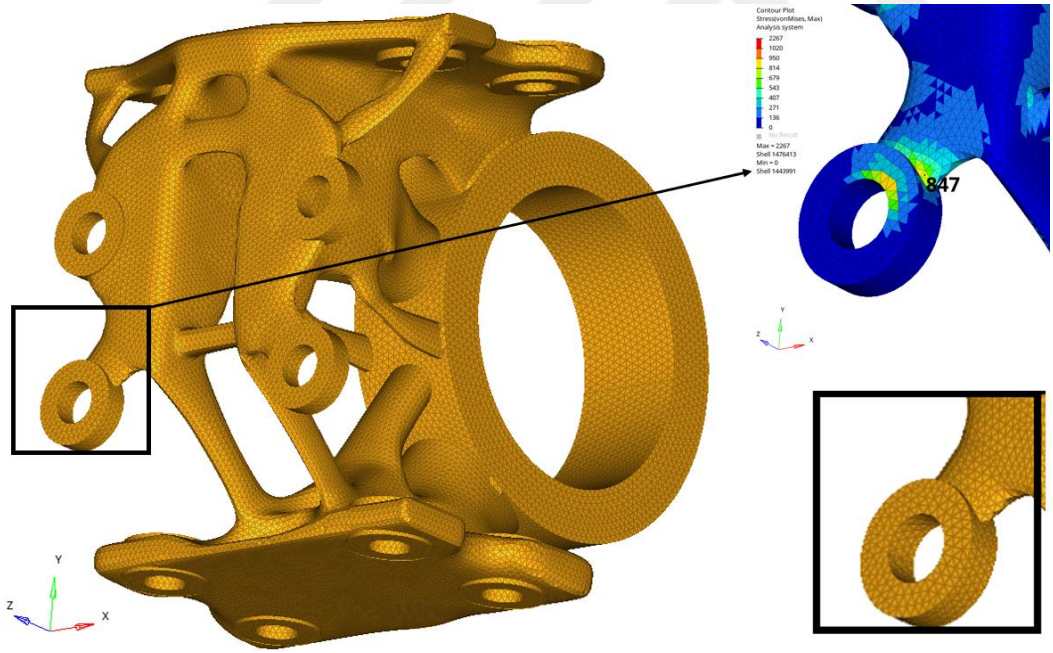
#	Eleman boyutu (mm)	Nokta sayısı	Eleman sayısı	Sonlu eleman analiz modelinin toplam serbestlik derecesi	Çözüm süresi	Von-Mises gerilmesi (MPa)	Fark (%)
1	2,4	434 498	339 352	2 607 138	10 dk	753,7	-
2	2,0	887 738	686 554	5 326 578	44 dk	879,3	%16,664
3	1,6	1 537 004	1 186 120	9 222 174	1 s 42 dk	846,8	% 3,696
4	1,2	1 832 687	1 422 097	10 996 272	2 s 16 dk	867,9	% 2,490
5	1,0	1 967 701	1 543 333	11 806 356	2 s 18 dk	868,1	% 0,023



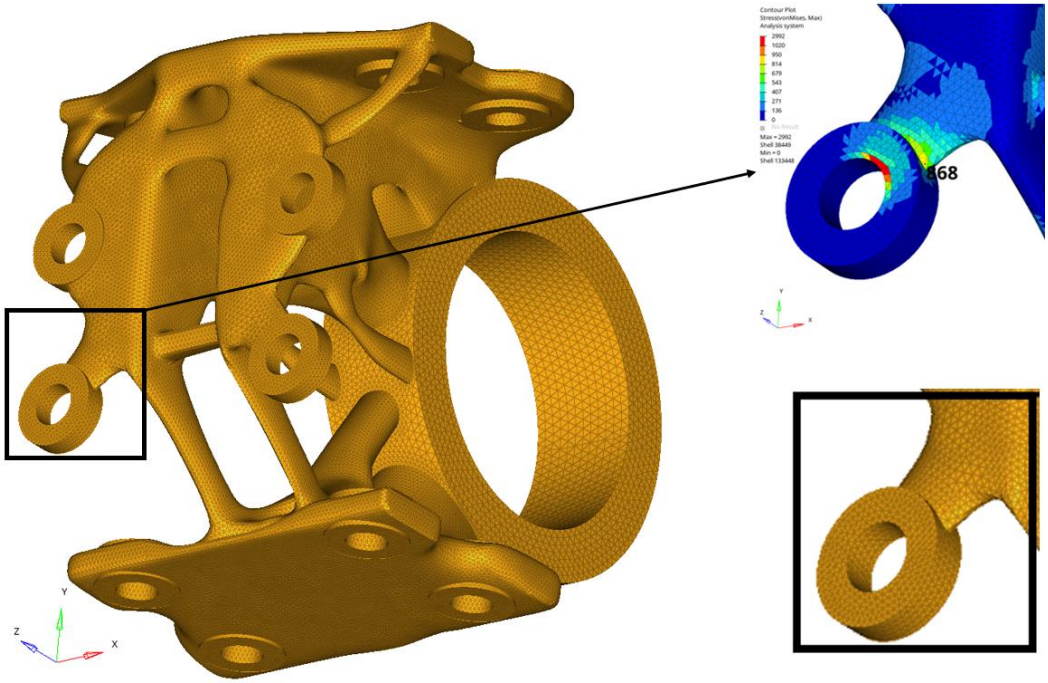
Şekil 4.84**.** Çalışma 1, 2,4 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi



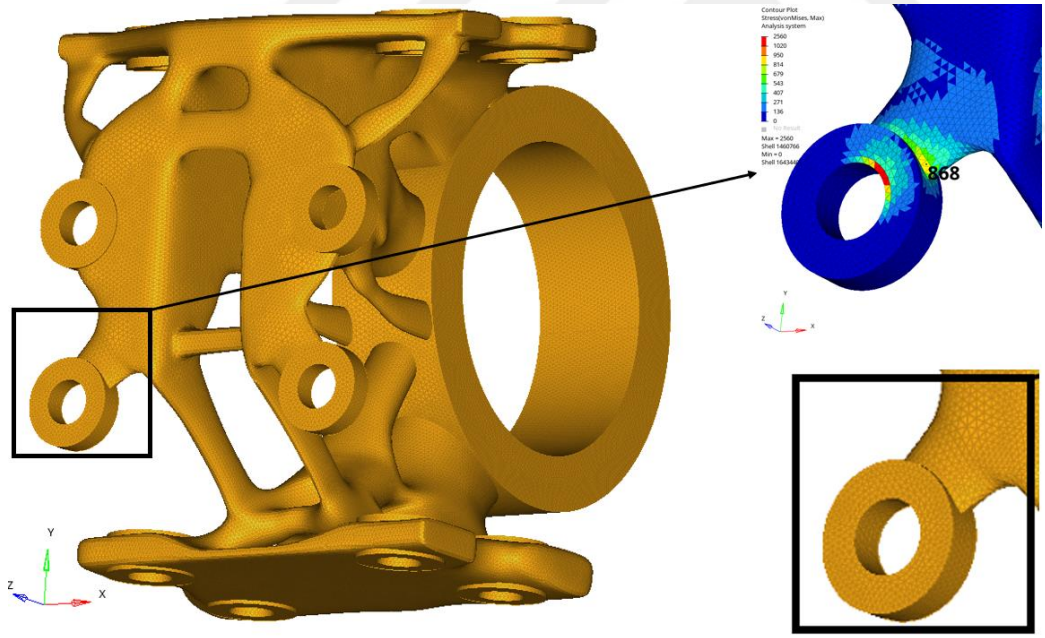
Şekil 4.85. Çalışma 2, 2,0 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi



Şekil 4.86. Çalışma 3, 1,6 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi



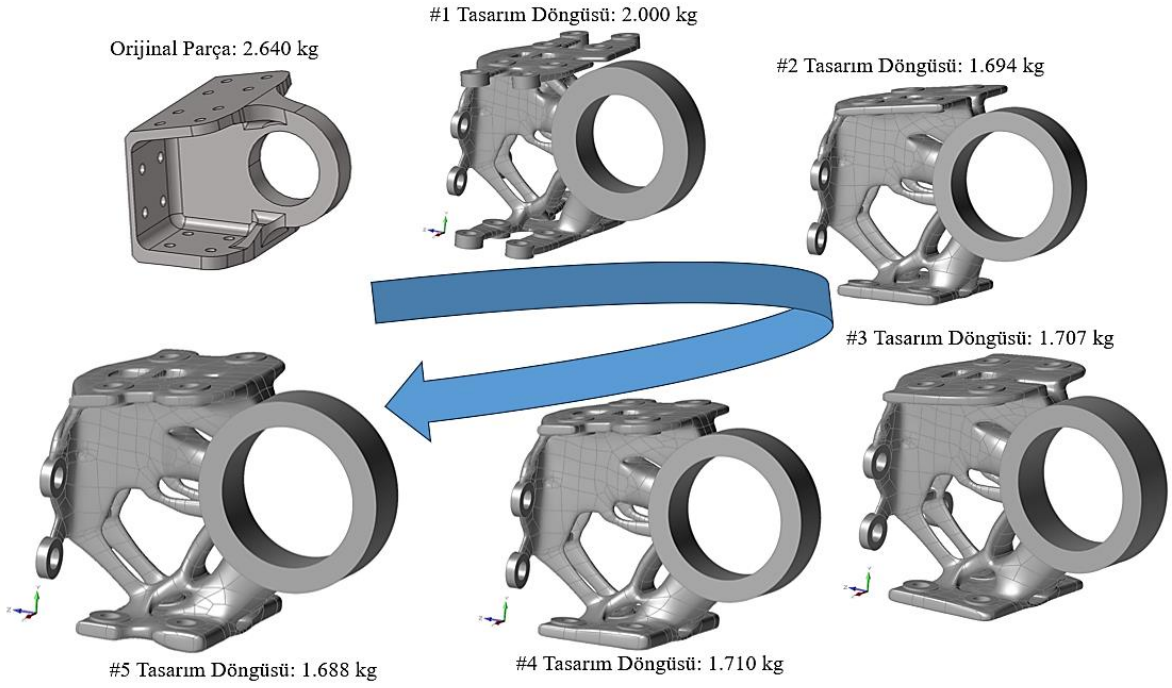
Şekil 4.87. Çalışma 4, 1,2 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi



Şekil 4.88. Çalışma 5, 1,0 mm mesh boyutu için mesh detayı ve kritik gerilme bölgesi

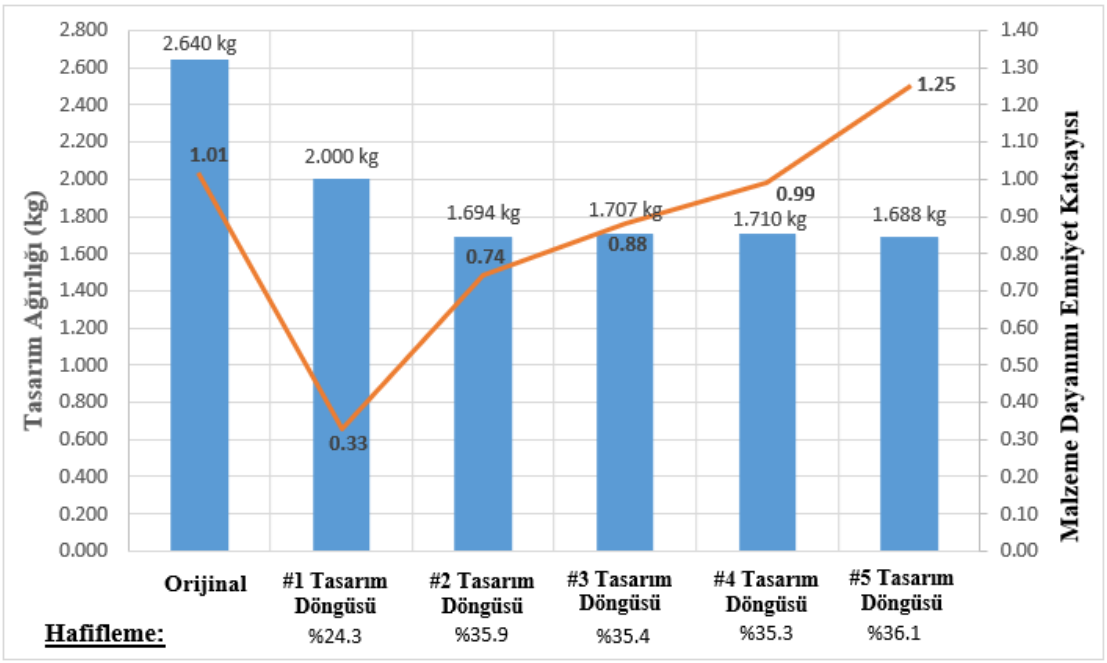
4.9. Tasarım Döngülerinin Özeti ve Orijinal Parça ile Performans Karşılaştırması

Tasarım 5 ile erişilen hafifleme miktarı ve mekanik performans sonucunda tasarım döngü aşamaları sonlandırılmıştır. Tasarımların gösterimleri ve ağırlıklarını da içeren özet bir gösterim Şekil 4.89'da verilmiştir.

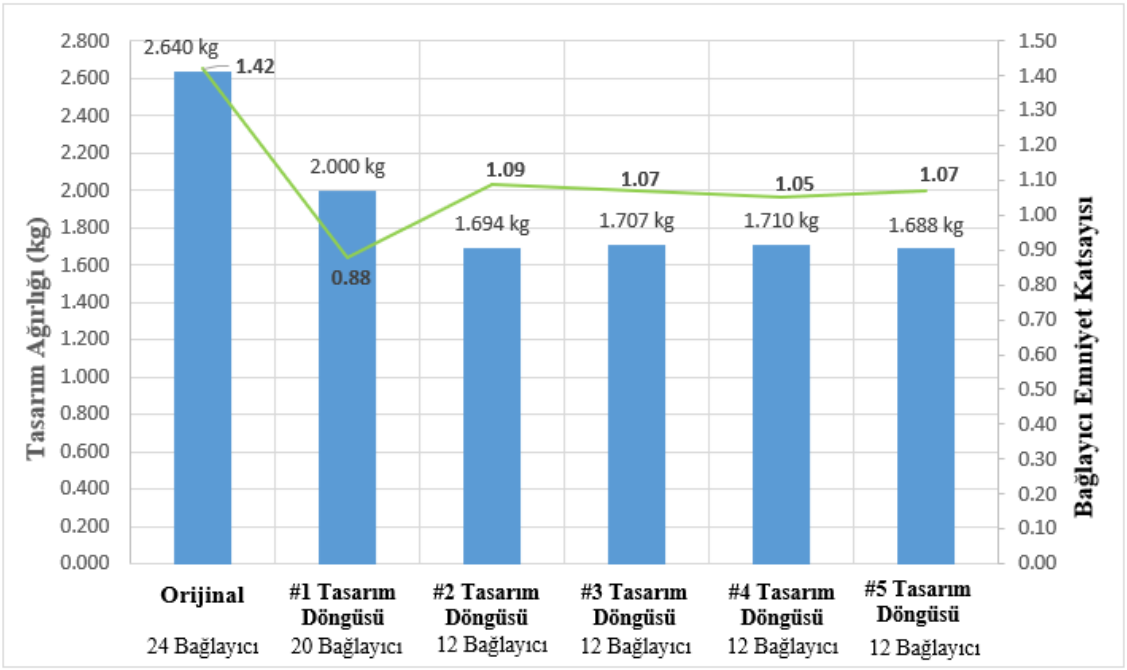


Şekil 4.89. Tasarımların gösterimleri ve döngülere ait ağırlık değerleri

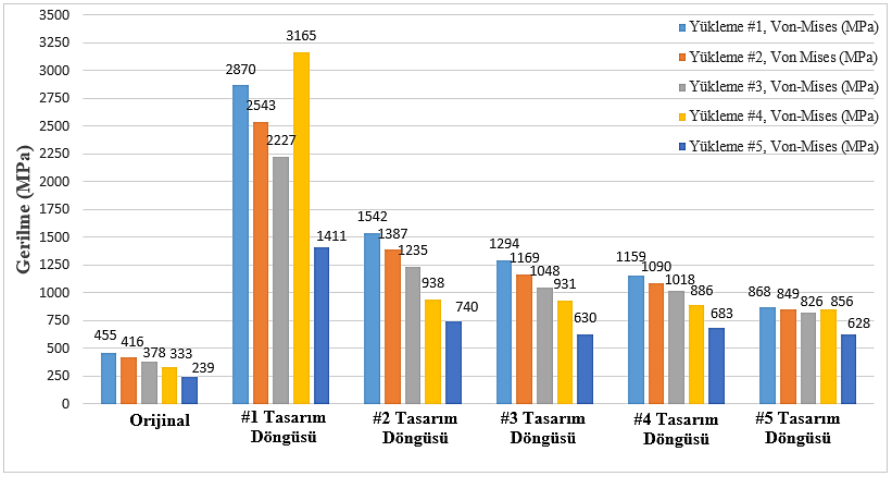
Orijinal parça ve optimum tasarıma giderken elde edilen tasarım döngülerindeki parçaların, ağırlık azaltımıyla birlikte emniyet katsayısı ve mekanik performans karşılaştırmaları aşağıdaki şekillerde sunulmuştur.



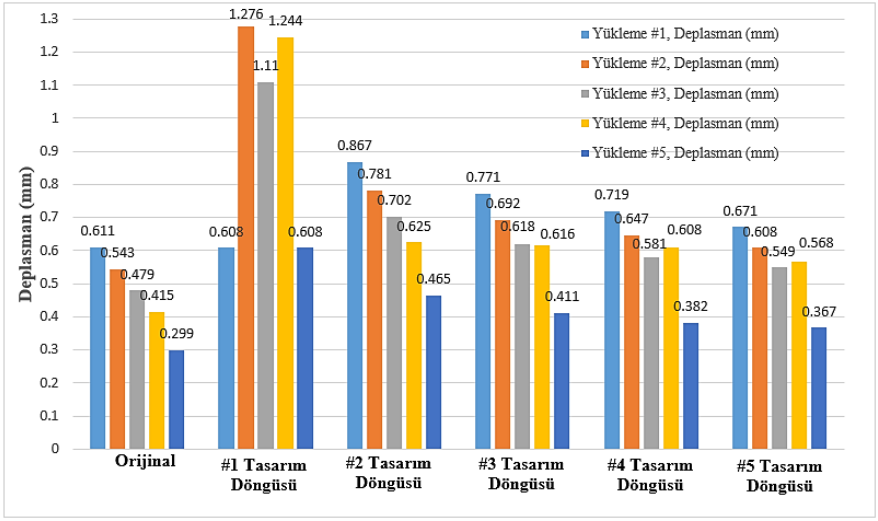
Şekil 4.90. Tasarım döngüleri&malzeme dayanımı emniyet katsayıları karşılaştırması



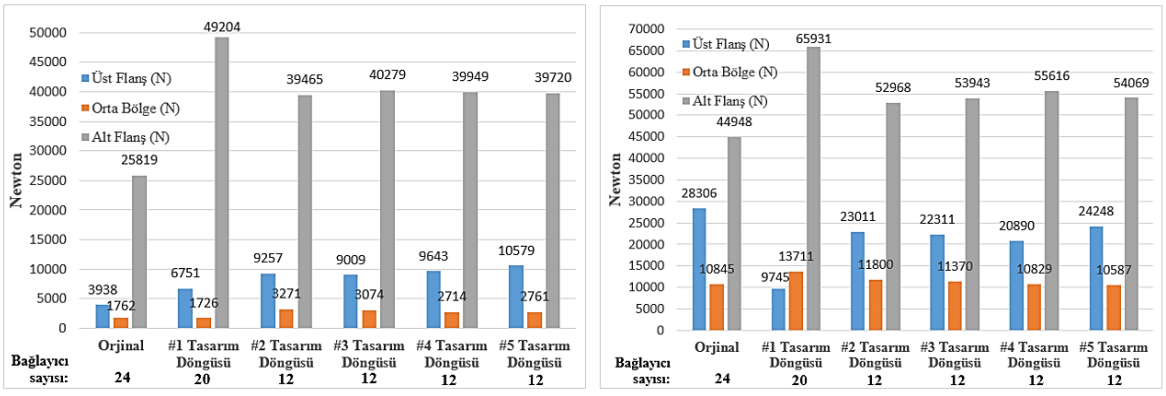
Şekil 4.91. Tasarım döngüleri&bağlayıcı dayanımı emniyet katsayıları karşılaştırması



Şekil 4.92. Tasarım döngüleri&Von-Mises gerilme karşılaştırması

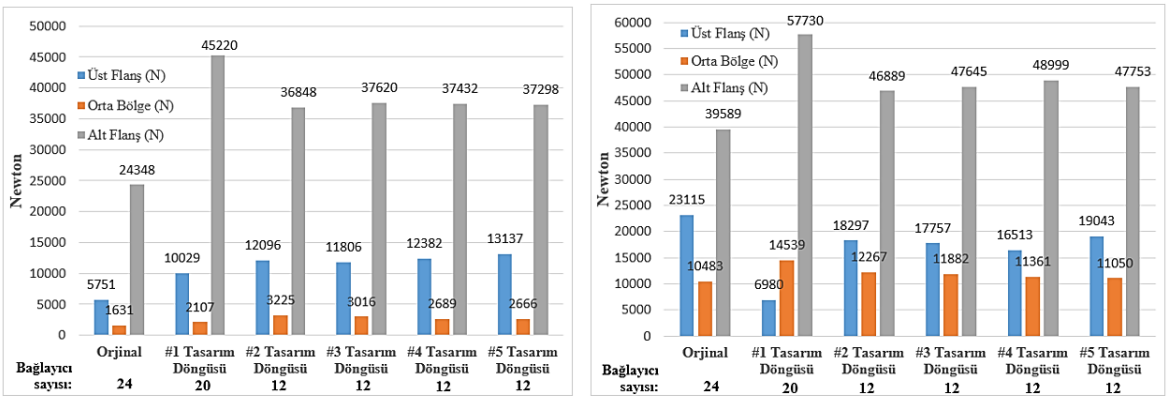


Şekil 4.93. Tasarım döngüleri&deplasman karşılaştırması



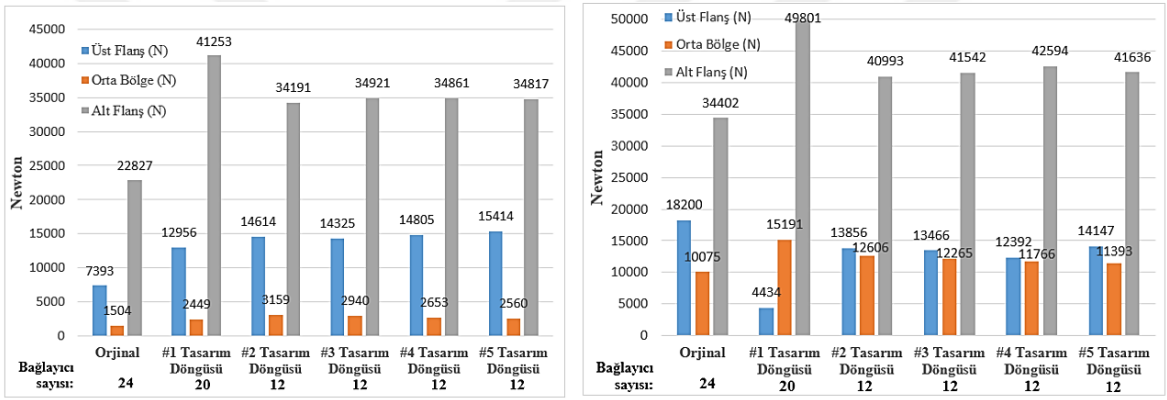
(a) (b)

Şekil 4.94. Yükleme #1 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti



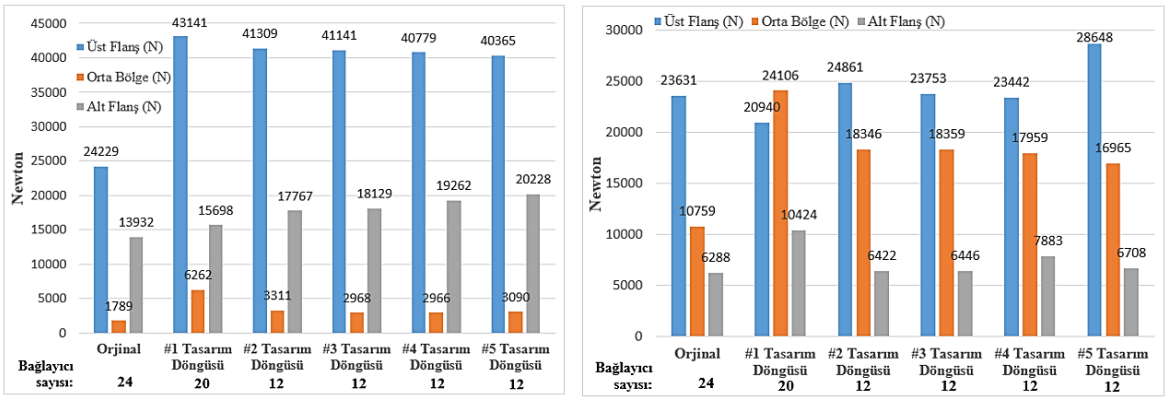
(a) (b)

Şekil 4.95. Yükleme #2 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti



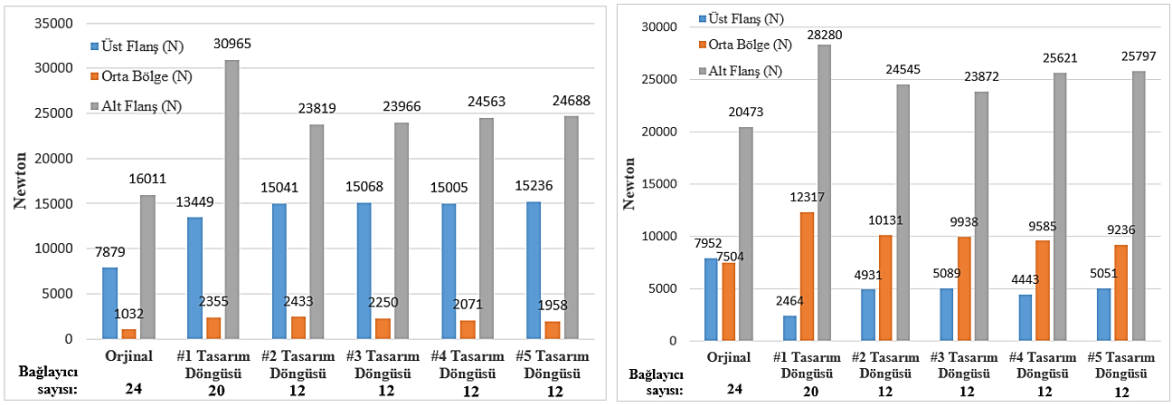
(a) (b)

Şekil 4.96. Yükleme #3 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti



(a) (b)

Şekil 4.97. Yükleme #4 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti



Şekil 4.98. Yükleme #5 durumu için parça bölgelerine göre (a) maksimum bağlayıcı kesme kuvveti, (b) maksimum bağlayıcı çekme kuvveti

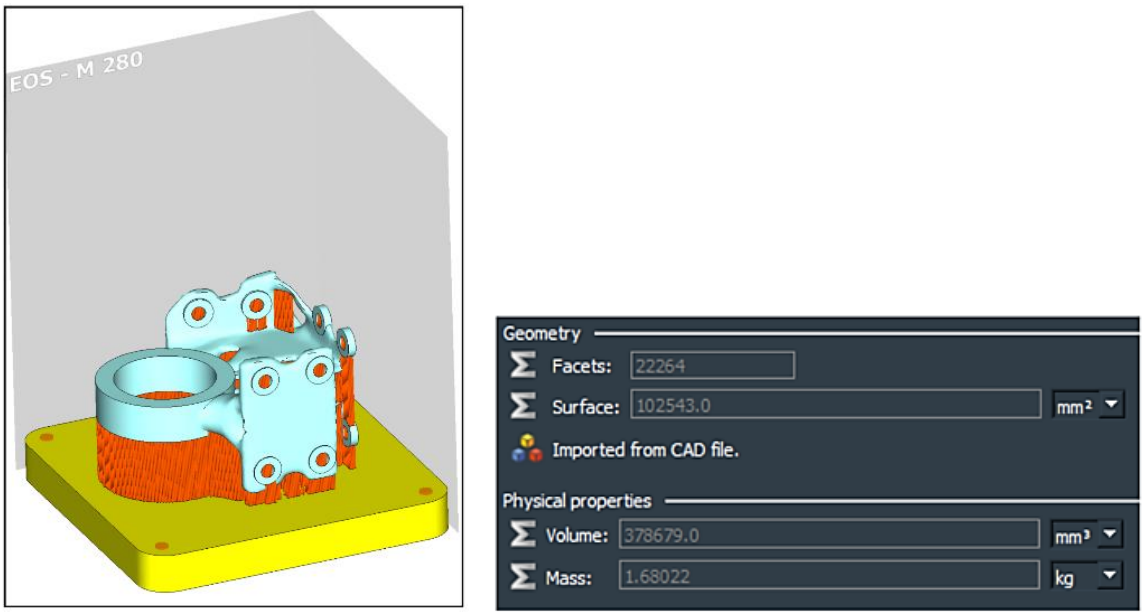
5. EKLEMELİ İMALAT ANALİZİ

Bı bölümde toz yataklı seçici lazer ergitme eklemeli imalat ile üretilmek üzere tasarlanan ve bir önceki bölümde son haline ulaştırılan hedef parçanın, herhangi bir sorun oluşmadan EOS M280 tezgahında üretilebilirliğinin Simufact Additive yazılımından yararlanılarak analizleri gerçekleştirilmiştir. Kalıntı gerilme, deplasman, çekme-basma gerilmeleri, sıcaklık değerleri, efektif plastik gerinim ve yüzey ölçülerindeki sapma değerleri kontrol edilerek aşağıdaki şekillerde de paylaşıldığı gibi kontrol edilmiştir. Tasarımın üretiminde sıkıntı oluşturacak bir durum tespit edilmemiştir. Üretim proses parametreleri olarak Çizelge 5.1'de sunulan değerler kullanılmıştır.

Çizelge 5.1. Toz yataklı SLE üretim analizlerinde kullanılan proses parametreleri

Lazer gücü [W]	Tarama hızı [mm/s]	Tarama mesafesi [µm]	Katman kalınlığı [µm]
200	1000	100	30

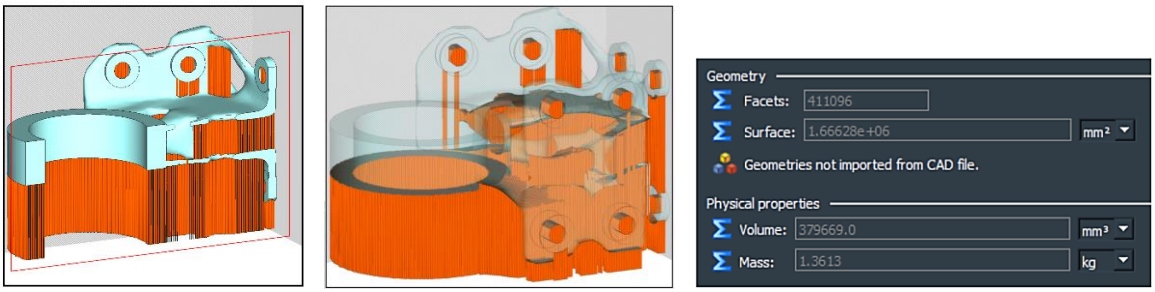
Parçanın belirlenen üretim oryantasyonu, tablada konumlandırılışı, yüzey alanı, hacim ve kütle değerleri Şekil 5.1'de sunulmuştur.



(a) (b)

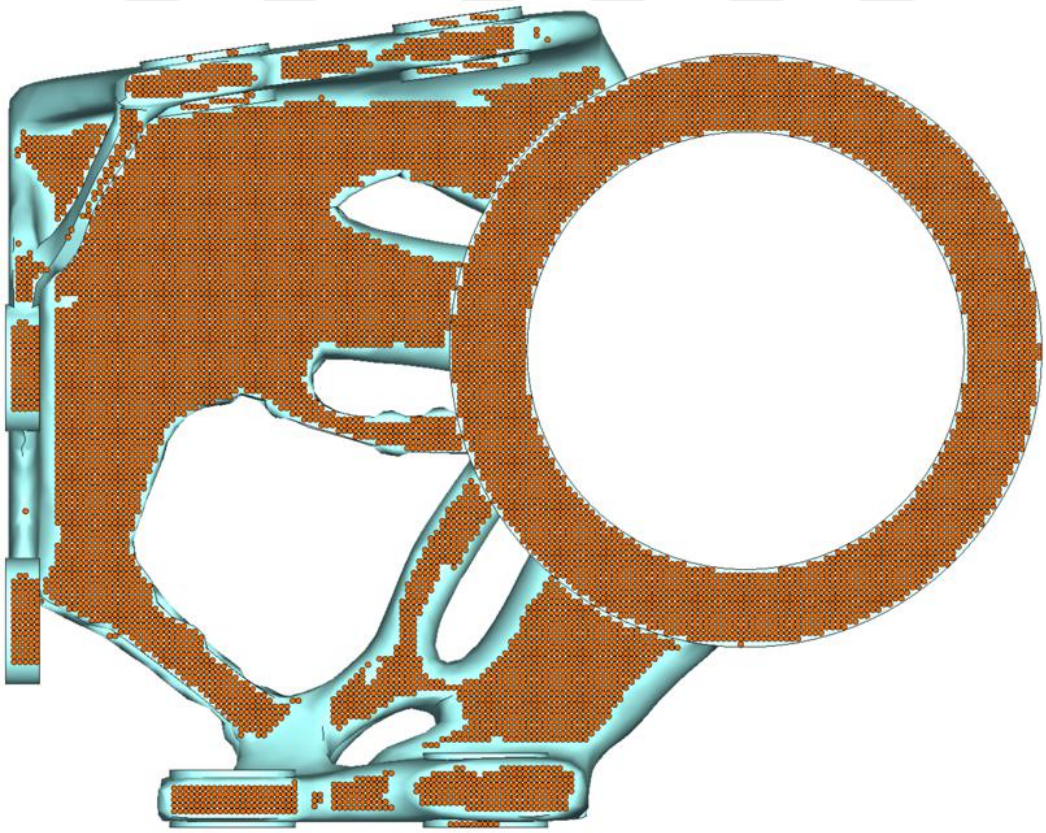
Şekil 5.1. (a) Parçanın üretim oryantasyonu ve tablada konumlandırılışı, (b) parçaya ait yüzey alanı, hacim ve kütle değerleri

Parçanın üretim destek yapılarının detaylı ve kesit görünümleri ve destek yapının yüzey alanı, hacim, kütle ve yerleşimi Şekil 5.2 ve Şekil 5.3'de verilmiştir.



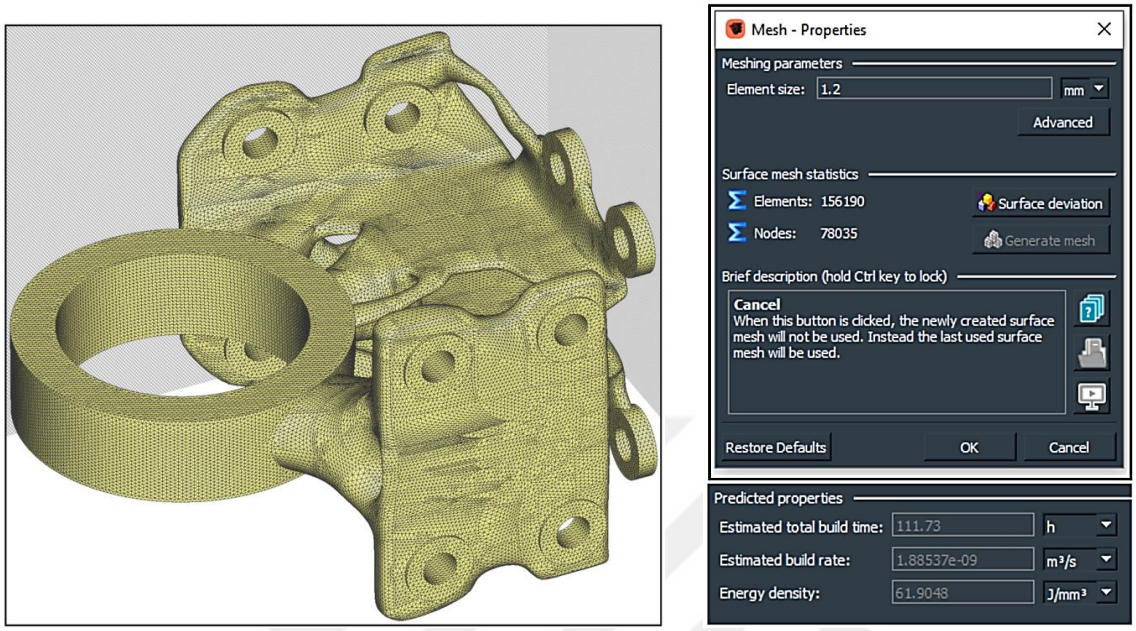
(a) (b) (c)

Şekil 5.2. (a) Destek yapı (kesit görünüm), (b) destek yapı (detaylı görünüm), (c) destek yapıya ait yüzey alanı, hacim ve kütle değerleri



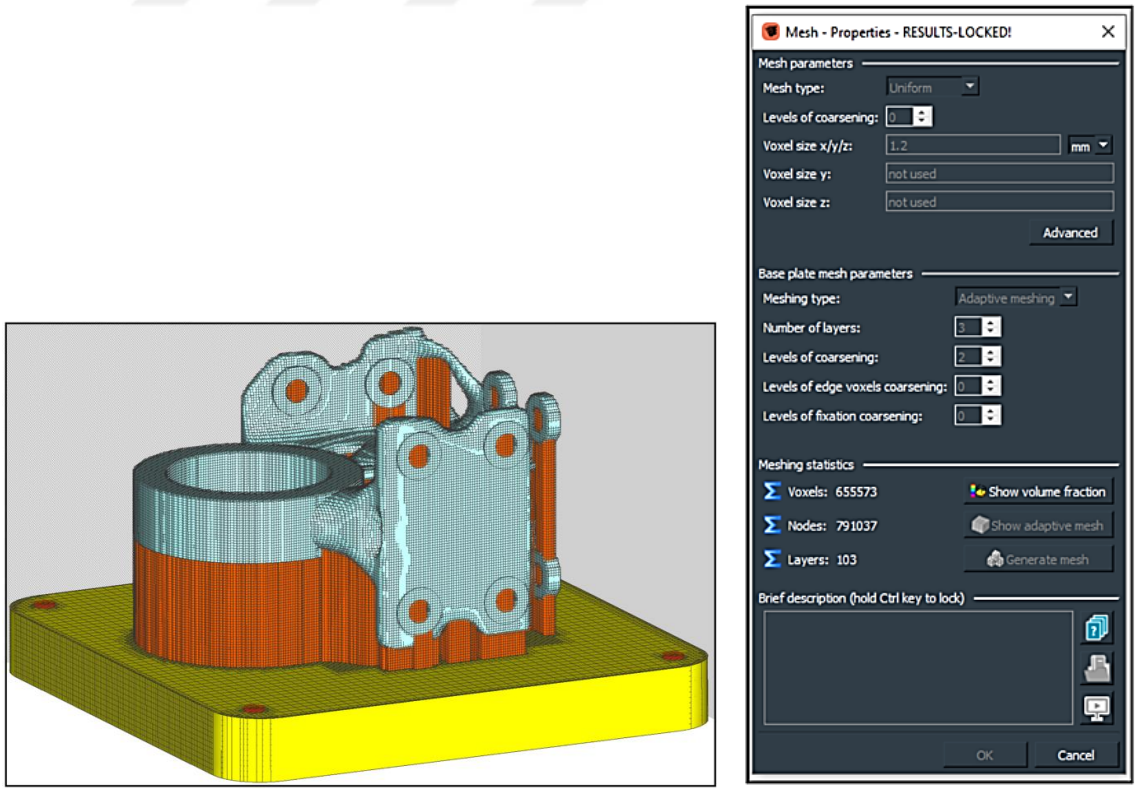
Şekil 5.3. Destek yapı yerleşimi (tabla yüzeyinden görünüm)

Eİ proses analizi aşamasında oluşturulan yüzey mesh yapısı, detayları, tahmini üretim süresi ve devamında oluşturulan voksel meshin detayları Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'de sunulmuştur.



(a) (b)

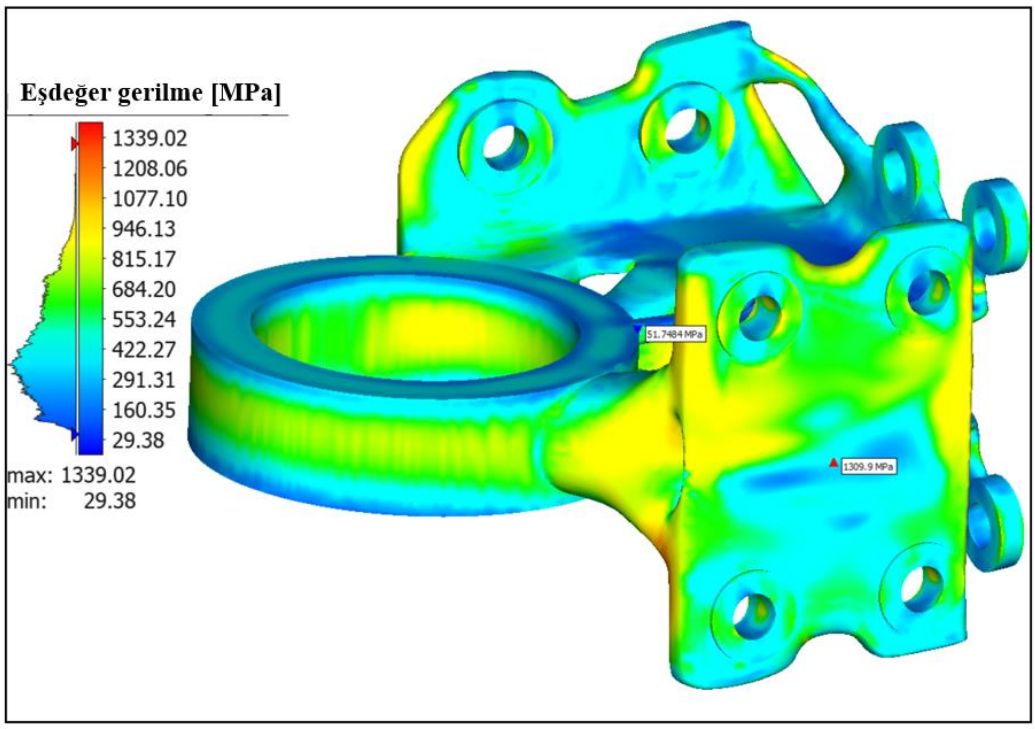
Şekil 5.4. (a) Yüzey mesh yapısı, (b) yüzey meshi detayları&tahmini üretim süresi



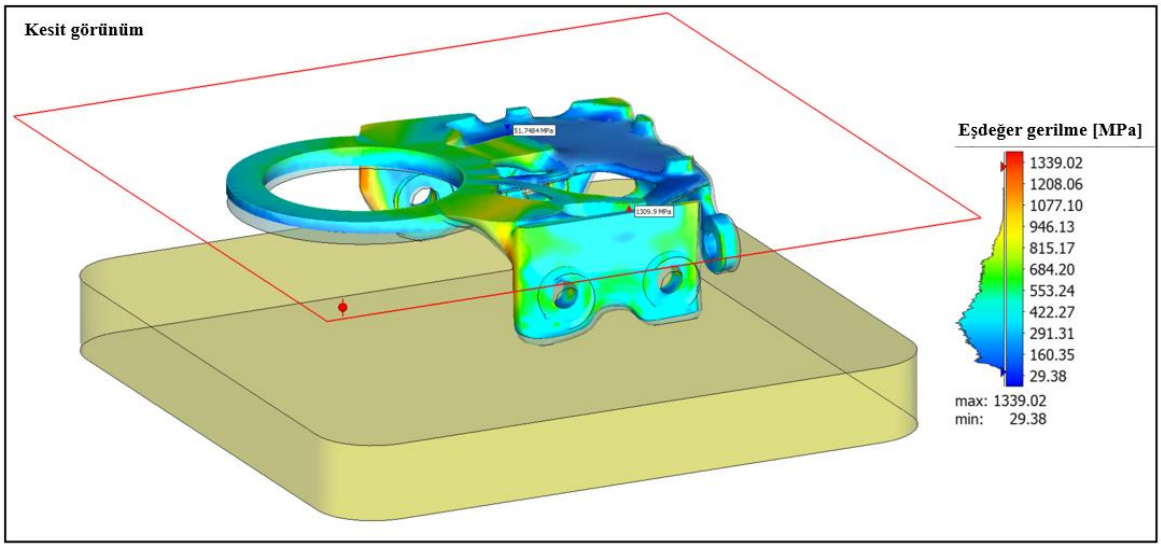
(a) (b)

Şekil 5.5. (a) Voksel mesh, (b) voksel mesh detayları

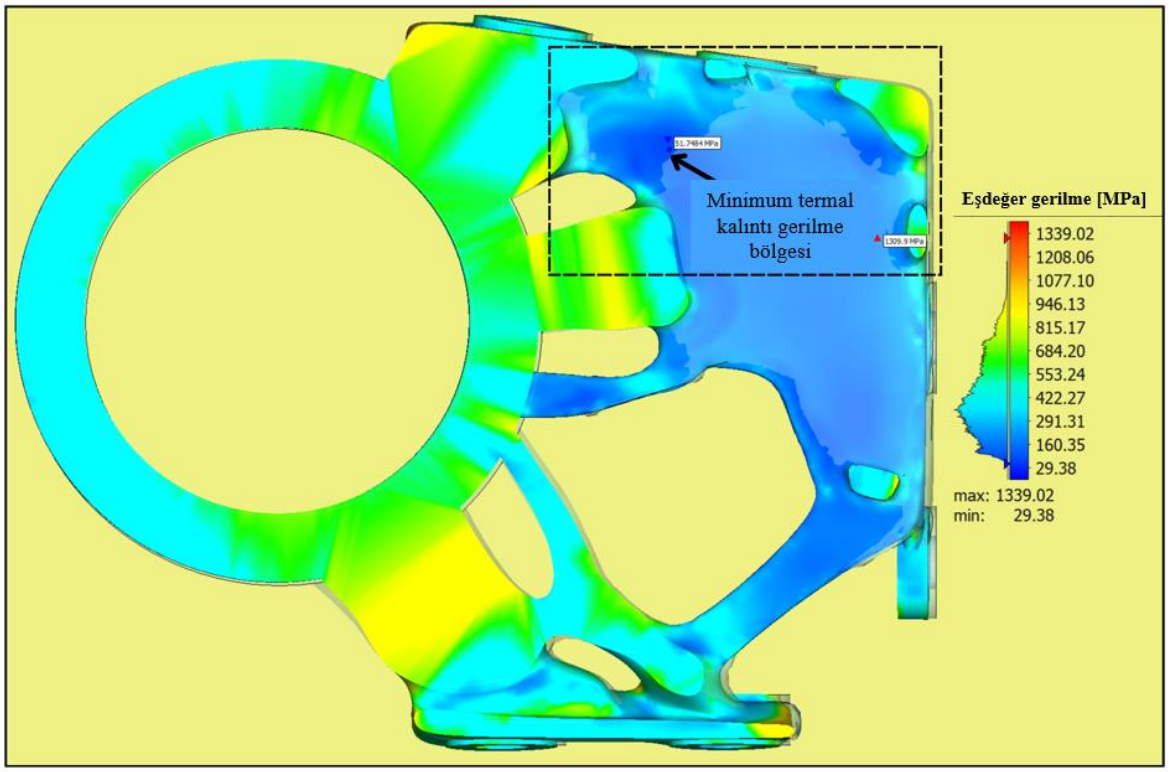
Simufact Additive yazılımıyla gerçekleştirilen üretim analizinin sonucunda elde edilen kalıntı gerilmelere ait maksimum, minimum ve kesit görünüm sonuçları Şekil 5.6, 5.7, 5.8 ve 5.9'da paylaşılmıştır.



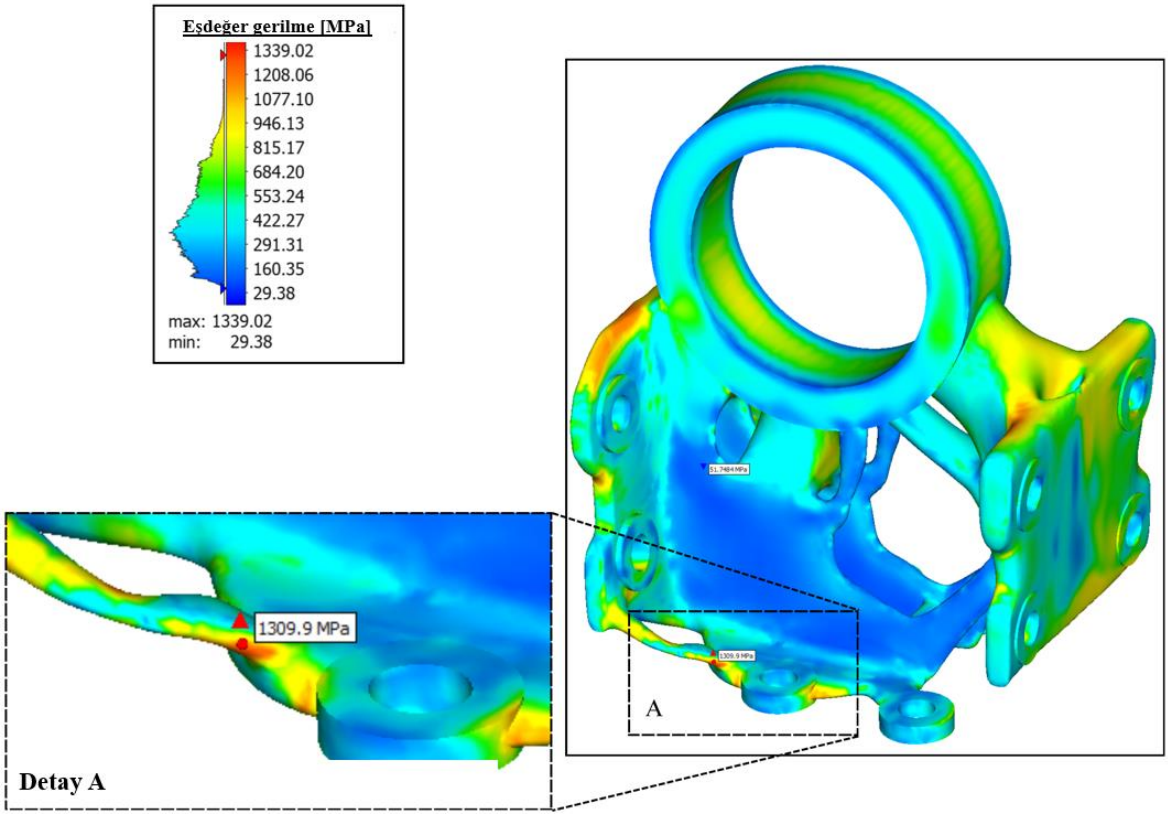
Şekil 5.6. Parçada üretim sonrası kalıntı gerilmeler



Şekil 5.7. Parçanın üretimi sonrası kalıntı gerilmeler (maksimum-minimum kesit görünüm)

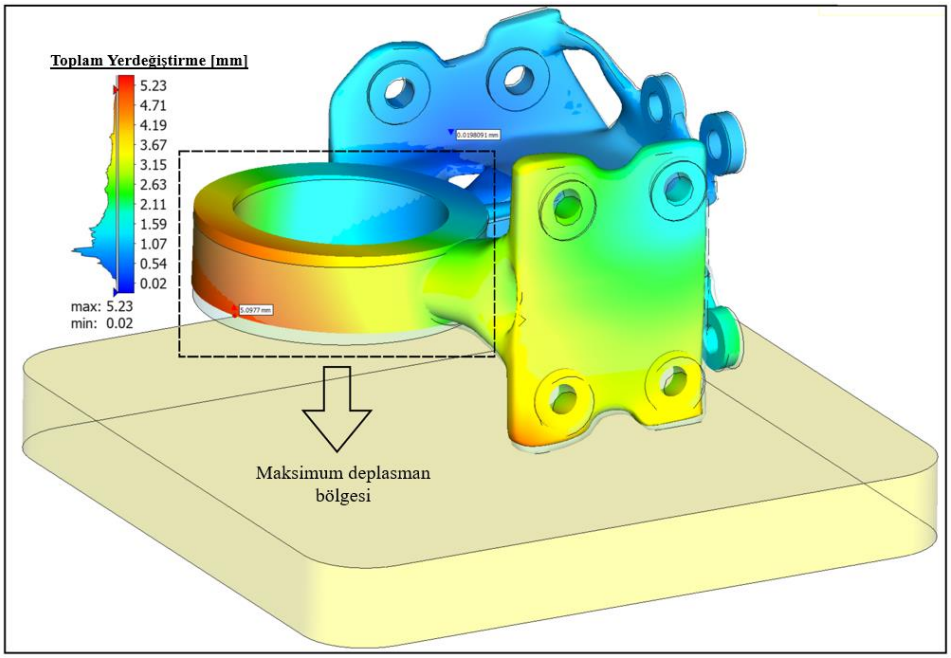


Şekil 5.8. Parçanın üretimi sonrası minimum kalıntı gerilme bölgesi (kesit görünüm)

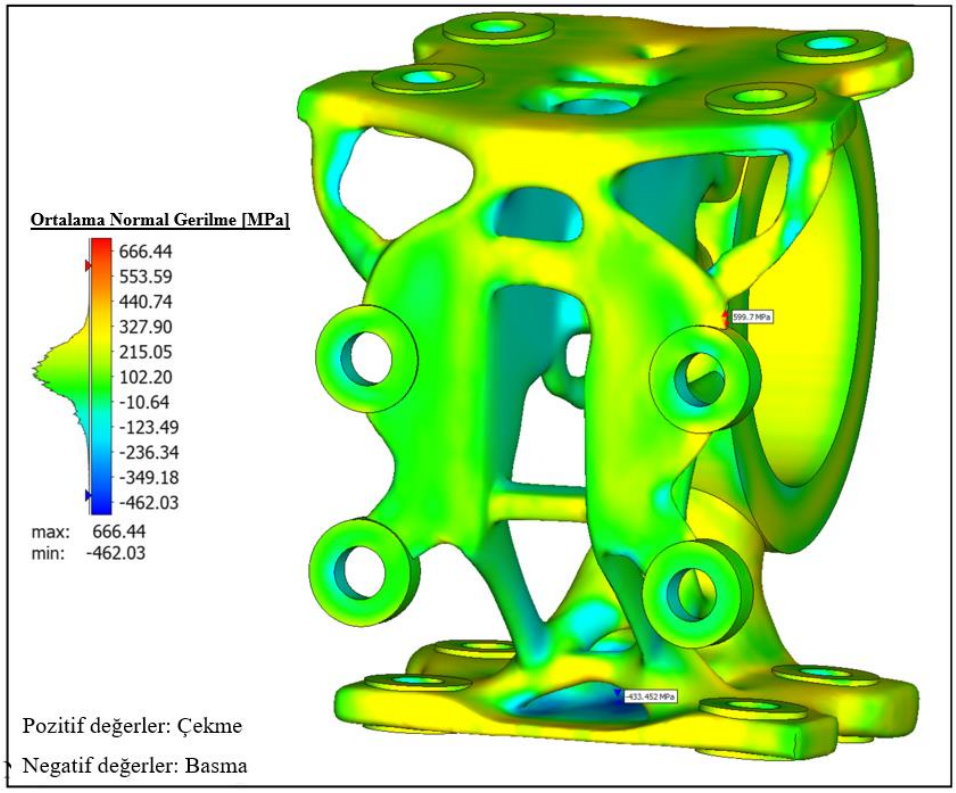


Şekil 5.9. Parçanın üretimi sonrası maksimum kalıntı gerilme bölgesi

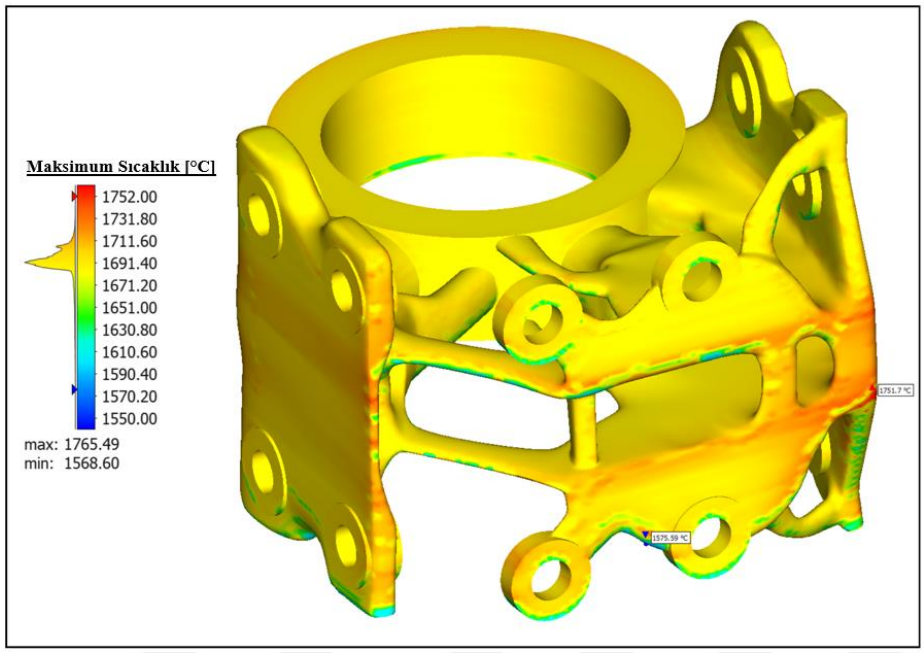
Parçaya ait üretim sonrası deplasman sonucu Şekil 5.10'da, çekme basma gerilmeleri Şekil 5.11'de, sıcaklık değerlerinin dağılımı Şekil 5.12'de sunulmuştur.



Şekil 5.10. Parçaya ait üretim sonrası deplasman sonucu

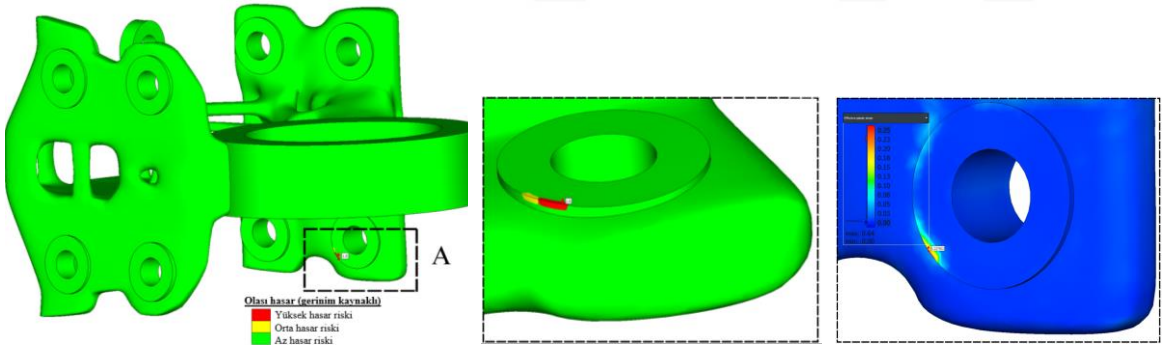


Şekil 5.11. Parçanın üretimi esnasında oluşan çekme-basma gerilmeleri



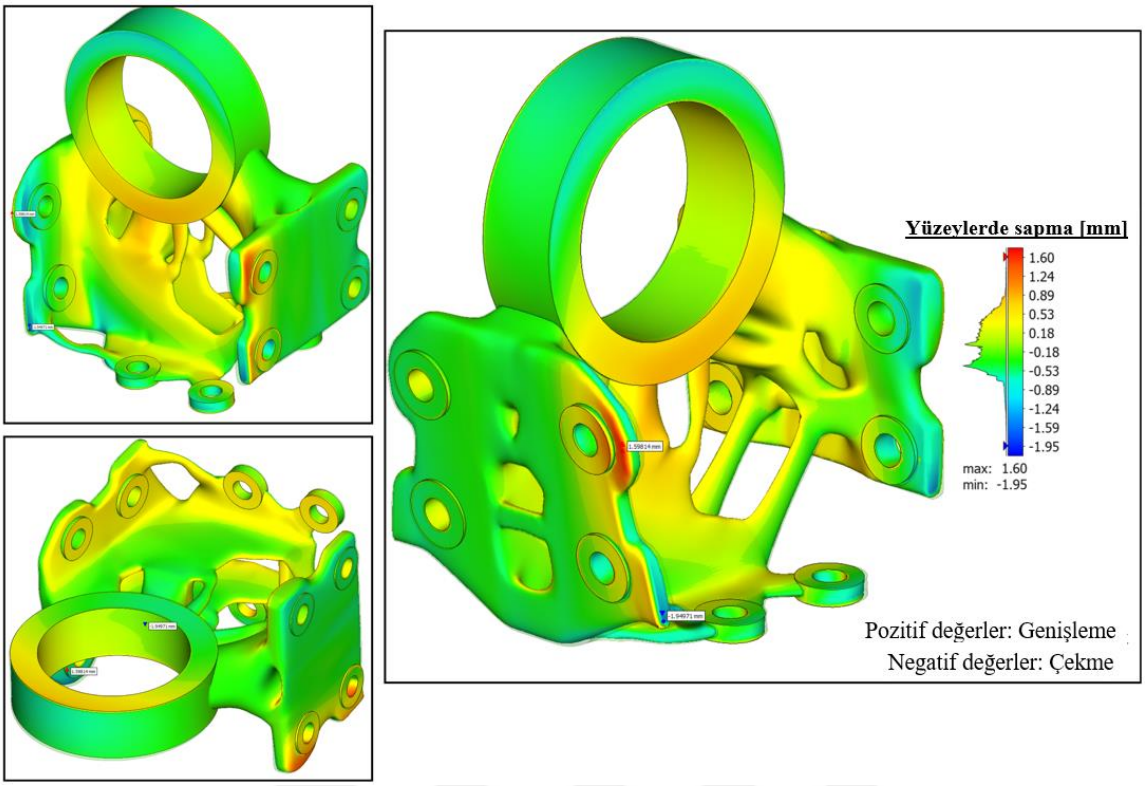
Şekil 5.12. Parçanın üretimi esnasında oluşan maksimum-minimum sıcaklık değerleri

Üretim analizi sonucu elde edilen olası hasar bölgeleri ve plastik gerinimler Şekil 5.13'de, parçanın yüzey ölçülerindeki sapmanın dağılımı Şekil 5.14'de verilmiştir.



(a) (b) (c)

Şekil 5.13. (a) Gerinim bazlı olası hasar bölgeleri, (b) bölge A'nın detay görünümü, (c) bölge A'ya ait efektif plastik gerinim



Şekil 5.14. Parçanın üretimi sonrası yüzey ölçülerinde sapma miktarı

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar

Bu tez çalışmasıyla, hava aracunda kullanılan geleneksel imalat yöntemleriyle üretilmek üzere tasarlanmış yapısal bir parçanın eklemeli imalat yöntemiyle üretiminin tasarımda sağladığı kolaylıklardan ve topoloji optimizasyonu metodolojisinden yararlanılarak, ağırlık azaltımı gerçekleştirilecek şekilde yeniden tasarlanmıştır. Tasarımı son haline getirmek için döngüler gerçekleştirilmiş ve her bir döngüde tasarımın kritik yüklemeler altında hasar durumuna sebebiyet verebilecek bölgelerinin sayısal analiz ve el hesaplamaları ile doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Tasarım son şeklini aldığında Simufact Additive yazılımından yararlanılarak toz yataklı seçici lazer ergitme Eİ yöntemi ile sorun oluşmadan üretilebileceğinin doğrulanması amacıyla üretim analizleri de gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak hedef parçanın belirlenmesi ile başlanılmıştır. Eklemeli imalatın sunduğu avantajlardan daha iyi yararlanabilmek için satın al ve uç oranı görece yüksek ve literatürdeki çoğu çalışmadan farklı olarak yüksek mertebelerde yüke maruz kalan bir komponent seçilmek istenilmiştir. İncelemelerin ardından satın al ve uç oranı 7,56 olan ve talaşlı imalat yöntemi ile Al7050 malzemeden üretimi gerçekleştirilen hedef parça belirlenmiştir. Topoloji optimizasyonu metodolojisi ve devamındaki tasarım döngüleri ile ortaya çıkacak modellerin sonuçlarının karşılaştırılması için orijinal hedef parçanın malzeme ve bağlayıcı dayanımı emniyet katsayıları sırası ile 1,01 ve 1,42 bulunmuştur.

Topoloji optimizasyonu çözücüsü olarak literatürde sıkça kullanılan SIMP optimizasyon metolojisinden yararlanan Altair OptiStruct tercih edilmiştir. Çalışmada parçanın malzemesi toz yataklı Eİ ile üretimde literatürde yaygın olarak kullanılan Ti6Al4V olarak belirlenmiştir. Ti6Al4V malzemenin dayanım değerlerinin orijinal Al7050 malzemeye kıyasla yüksek olması ağırlık azaltımı yolunda kazanç sağlarken, yoğunluk değerinin Al7050'ye göre yüksek olması iyi bir ağırlık azaltım yüzdesi elde edebilme yolunda yük yollarının belirlenmesinde dikkatli olunması gerekliliğini doğurmuştur. Topoloji optimizasyonu aşamasında 2,5 mm eleman boyutu tercih edilmiş, kısıt fonksiyonu olarak 0,3 hacim oranı ve hedef fonksiyonu olarak ağırlıklı kompliansın minimizasyonu seçilmiştir. 30 iterasyonun ardından optimizasyon problemi yakınsamıştır.

TO sonucu elde edilen .stl sonucu Altair Inspire programından yararlanılarak NURB geometri araçları ile yeniden modellenerek katı geometri haline dönüştürülmüştür. Takiben geometrinin HyperMesh yazılımı ile sonlu elemanlar modeli hazırlanıp MSC NASTRAN (SOL 101) yazılımından yararlanılarak doğrusal statik analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca hasar durumuna sebebiyet verebilecek parçanın kulak&bağlayıcı bölgelerinin ve bağlayıcıların emniyet katsayılarının hesaplamaları gerçekleştirilerek geometri olabilecek en organik ve hafif şekilde beş tasarım döngüsünün sonucunda son halini almıştır. Tasarımın son halinde görülen gerilme değerinin mesh boyutundan bağımsızlığını doğrulamak için 5 farklı mesh boyutunda yeniden modelleme çalışması yapılıp (2,4 mm, 2,0 mm, 1,6 mm, 1,2 mm, 1,0 mm) doğrusal statik analizler gerçekleştirilerek mesh yakınsama çalışması yapılmıştır. Çalışma sonucunda 1,2 mm'den 1,0 mm'e geçişte gerilme değerinde %0,023 değişim görülerek yapının statik analizinde kullanılan 1,2 mm mesh boyutu yakınsama çalışması tamamlanmıştır. Son durumda erişilen tasarım 5 geometrisi ile parça ağırlığı 2,640 kg'dan 1,688 kg'a düşürülmüş ve %36,1'lik bir ağırlık azaltım oranı elde edilmiştir. Ayrıca orijinal parçanın 1,01 olan malzeme dayanımı emniyet katsayısı 1,25'e, 24 bağlayıcı kullanılarak elde edilen 1,42 bağlayıcı dayanımı emniyet katsayısı bağlayıcı sayısında azaltım elde edilerek 12 bağlayıcı ile 1,07'ye ulaştırılmıştır.

Parçanın son halinin seçilen EOS M280 tezgahında toz yataklı seçici lazer ergitme Eİ yöntemi ile problem yaşanmadan üretilebileceği Simufact Additive yazılımından yararlanılarak kalıntı gerilme, deplasman, çekme-basma gerilmeleri, sıcaklık değerleri, efektif plastik gerinim ve yüzey ölçülerindeki sapma değerleri kontrol edilerek doğrulanmıştır. Son olarak parçanın son hali olan tasarım 5 geometrisinin eriyik biriktirme (ing. Fused deposition modelling) teknolojisi kullanan 3B yazıcı ile prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Hedef parçanın hava aracında 2 adet bulunduğu düşünüldüğünde toplam 1,904 kg ağırlık azaltımı ile tahmini 30 yıl kullanım ömrü öngörülen hava araçlarında, azaltılan 1 kilogram başına 5000 litre yakıt tasarrufu elde edildiğinden yola çıkılarak çalışmayla 9520 litre yakıt kazancı'na (CO_{2e} azaltımı=28560 kg) erişilebileceği sonucuna ulaşılmıştır [66].

6.2. Öneriler

Bu tez çalışmasında ortaya konulan modellerin üzerine kafes (ing. lattice) yapı optimizasyon metodolojisi takip edilerek daha da fazla ağırlık azaltımı yapılıp yapılamayacağı çalışılarak mevcut erişilen tasarımların çeşitlendirilebilme olasılığı irdelenebilir. Farklı malzemeler veya fonksiyonel derecelendirilmiş malzemeler kullanılıp tasarım alanı, hedef ve amaç fonksiyonları değiştirilerek farklı optimizasyon kombinasyonları çalışılabilir.

Bu çalışmada toz yataklı eklemeli imalat işlemi gerçekleştirilmemiştir. Üretim gerçekleştirilerek üretim simülasyonunda kullanılan parametreler doğrulanabilir. Ek olarak farklı kombinasyonlar denenerek parametre en iyileme çalışması gerçekleştirilebilir. Çalışmada CAD ve CAE mühendislik yazılımları kullanılarak oluşturulan ve doğrulanan modeller irdelenmiştir. Ancak gerçekleştirilen sonlu elemanlar analizlerinin sonuçlarının net olarak doğrulanabilmesi açısından test düzeneğiyle yüklemelerin Eİ ile üretilmiş parçaya uygulanarak model&test sonuçlarının korelasyon miktarı üzerine çalışma yürütülebilir.

KAYNAKLAR

1. Gülcan, O. (2021). Eklemeli imalatla üretilen kafes yapıların mekanik özellikleri. *Makine Tasarım ve İmalat Dergisi*, 19(1), 17-34.

2. Ashby, M.F. (2006). The properties of foams and lattices, *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A, Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 364(1838), 15-30.

3. Jin, N., Wang, F., Wang, Y., Zhang, B., Cheng, H., Zhang, H. (2019). Failure and energy absorption characteristics of four lattice structures under dynamic loading. *Materials and Design*, 169.

4. Zhu, L., Li, N., and Childs, P. R. N. (2018). Light-weighting in aerospace component and system design. *Propulsion and Power Research*, 7(2), 103–119.

5. İnternet: Aircraft Design Inspired by Nature and Enabled by Tech. (2012). Web: https://www.smithsonianmag.com/arts-culture/aircraft-design-inspired-by-nature-and-enabled-by-tech-25222971/, Son Erişim Tarihi: 03/04/2024.

6. Sun, Y., Yu, T., and Sun, Y. (2012). OptiStruct application in optimization design of car cabin front suspension bracket. *Advanced Materials Research*, *421*, 212–216.

7. Zhao, Q., Chen, X., Wang, L., Zhu, J., Ma, Z. D., and Lin, Y. (2015). Simulation and experimental validation of powertrain mounting bracket design obtained from multi-objective topology optimization. *Advances in Mechanical Engineering*, 7(6), 1–10.

8. Fiorentin, F. K., Oliveira, B., Pereira, J. C. R., Correia, J. A. F. O., de Jesus, A. M. P., and Berto, F. (2021). Fatigue behaviour of metallic components obtained by topology optimization for additive manufacturing. *Frattura Ed Integrita Strutturale*, 15(55), 119–135.

9. Kranz, J. (2017). *Methodik und Richtlinien für die Konstruktion von laseradditiv gefertigten Leichtbaustrukturen*. Berlin: Springer Vieweg.

10. Klahn, C., Omidvarkarjan, D., and Meboldt, M. (2017). *Evolution of design guidelines for additive manufacturing-highlighting achievements and open issues by revisiting an early SLM aircraft bracket*. International Conference on Additive Manufacturing in Products and Applications, 3-13. Zurich, Switzerland.

11. Babamiri, B. B., Mayeur, J. R., and Hazeli, K. (2022). Synchronous involvement of topology and microstructure to design additively manufactured lattice structures. *Additive Manufacturing*, 52.

12. Dong, J., and Fan, H. (2022). Crushing behaviors of buckling-oriented hexagonal lattice structures. *Mechanics of Materials*, 165.

13. Taylor, R. M. (2006). *The role of optimization in component structural design: application to the F-35 joint strike fighter*. 25th International Congress of the Aeronautical Sciences.

14. Dagkolu, A., Gokdag, I., and Yilmaz, O. (2020). Design and additive manufacturing of a fatigue-critical aerospace part using topology optimization and L-PBF process. *Procedia Manufacturing*, 54, 238–243.

15. Taylor, R. M., Garcia, J., and Tang, P. S. (2007). *Using Optimization for Structural Analysis Productivity Improvement on the F-35 Lightning II*. 48th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 23-26 April 2007. Honolulu, Hawaii.

16. Krog L., Tucker A. ve Rollema G. (2002). *Application of topology, sizing and shape optimization methods to optimal design of aircraft components*. Bristol: Airbus UK.

17. Gülcan O., Sokollu B., Yiğitbaşı S.T., Konukseven E.İ. (2022). Ağırlık azaltma amacıyla elektron ışını ile ergitme yöntemiyle üretilen bir uçak parçasının tasarımı, topoloji optimizasyonu ve testi. *International Journal of 3D Printing Technology and Digital Industry*, 6(2), 207-217.

18. Taylor, R. M., Thomas, J. E., Mackaron, N. G., Riley, S., and Lajczok, M. R. (2006). *Detail Part Optimization on the F-35 Joint Strike Fighter*. 47th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference, 1-4 May 2006. Newport, Rhode Island.

19. Hemanth Kumar, K. M., Akilan, S., and Janardhan Reddy, K. (2023). Topology optimization of engine mounting bracket. *Materials Today: Proceedings*.

20. Mikulikova, A., Mesicek, J., Karger, J., Hajnys, J., Ma, Q. P., Sliva, A., Smiraus, J., Srnicek, D., Cienciala, S., and Pagac, M. (2023). Topology Optimization of the Clutch Lever Manufactured by Additive Manufacturing. *Materials*, 16(9).

21. Top, N., Şahin, İ., Gökçe, H. (2018). *3B yazıcı teknolojisi için topoloji optimizasyonu: otomotivde salıncak kolu üzerine bir çalışma*. 3rd International Symposium on Industrial Design and Engineering.

22. Satya Hanush, S., and Manjaiah, M. (2022). Topology optimization of aerospace part to enhance the performance by additive manufacturing process. *Materials Today: Proceedings*, 62(P14), 7373–7378.

23. Panwisawas, C., Qiu, C. L., Sovani, Y., Brooks, J. W., Attallah, M. M., and Basoalto, H. C. (2015). On the role of thermal fluid dynamics into the evolution of porosity during selective laser melting. *Scripta Materialia*, 105, 14–17.

24. Walker, D., and Liu, D. (2015). *Topology optimization of an aircraft wing*. 56th AIAA/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference.

25. İnternet: Van’s Aircraft, RV-4 Preview Plans (2005). Web: https://dietlovemk.best/product_details/51401974.html, Son Erişim Tarihi: 03/04/2024.

26. Muir, M. (2013). *Multidisciplinary optimisation of a business jet main exit door hinge for production by additive aanufacturing*. The 8th UK Altair Technology Conference.

27. Seabra, M., Azevedo, J., Araújo, A., Reis, L., Pinto, E., Alves, N., Santos, R., and Pedro Mortágua, J. (2016). Selective laser melting (SLM) and topology optimization for lighter aerospace componentes. *Procedia Structural Integrity*, 1, 289–296.

28. Vandenbroucke, B., Kruth, J-P. (2007). Selective laser melting of biocompatible metals for rapid manufacturing of medical parts. *Rapid Prototyping Journal*, 13(4), 196-203.

29. Wang, D., Yang, Y., Zhang, M., Lu, J., Liu, R., and Xiao, D. (2013). *Study on SLM fabrication of precision metal parts with overhanging structures*. 2013 IEEE International Symposium on Assembly and Manufacturing (ISAM), 222–225.

30. Hussein, A., Hao, L., Yan, C., Everson, R., and Young, P. (2013). Advanced lattice support structures for metal additive manufacturing. *Journal of Materials Processing Technology*, 213(7), 1019–1026.

31. Jhabvala, J., Boillat, E., Glardon, R. (2012). An innovative method to build support structures with a pulsed laser in the selective laser melting process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 59, 137–142.

32. Ponche, R., Hascoet, J. Y., Kerbrat, O., Mognol, P. (2012). A new global approach to design for additive manufacturing. *Virtual and Physical Prototyping*, 7(2), 93-105.

33. Vayre, B., Vignat, F., Villeneuve, F. (2012). Designing for additive manufacturing. *Procedia CIRP*, 3, 632-637.

34. İnternet: Altair HyperWorks Desktop User's Guide (2021). Web: https://2021.help.altair.com/2021/hwdesktop/altair_help/topics/tools/hvvh_user_guide_r.htm, Son Erişim Tarihi: 03/04/2024.

35. Govindan, M. P., and Ramu, K. (2023). Structural optimization of engine nacelle fan cowl door hinge. *Materials Today: Proceedings*, 92, 1200–1206.

36. Orme, M., Madera, I., Gschweitl, M., and Ferrari, M. (2018). Topology optimization for additive manufacturing as an enabler for light weight flight hardware. *Designs*, 2(4), 1–22.

37. Liu, D., Zhang, C., Wan, Z., and Du, Z. (2018). Topology optimization of a novel fuselage structure in the conceptual design phase. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 90(9), 1385–1393.

38. İnternet: Advanced lattice structures for composite airframes, ALaSCA (2013). Web: http://cordis.europa.eu/project/rcn/97744_en.html, Son Erişim Tarihi: 03/04/2024.

39. İnternet: RUAG 3D Printed Satellite Parts. Web: https://www.eos.info/en-us/industries/customer-success-stories/ruag-aerospace-3d-printed-satellite components, Son Erişim Tarihi: 03/04/2024.

40. İnternet: 3D-Printed Satellite Component Presents a Lesson in Rethinking Design. Web: https://www.altair.de/c2r/ws2016/3d-printed-satellite-component-presents-lesson rethinking-design, Son Erişim Tarihi: 03/04/2024.

41. İnternet: Sogeti High Tech Additive Manufacturing for the New Airbus A350 XWB. Web: https://www.eos.info/en-us/industries/customer-success-stories/airbus-a350-xwb-3d-printed-cable-mount, Son Erişim Tarihi: 03/04/2024.

42. İnternet: Simulation, 3D Printing and Casting: The perfect Symbiosis for Large Aerospace Structures. Web: https://altair.com/customer-story/simulation-3d-printing-casting-for-large-aerospace-structures, Son Erişim Tarihi: 04/04/2024.

43. İnternet: New manufacturing milestone: 30,000 additive fuel nozzles. Web: https://www.ge.com/additive/stories/new-manufacturing-milestone-30000-additive-fuel-nozzles, Son Erişim Tarihi: 04/04/2024.

44. Tomlin, M., Meyer, J. (2011*). Topology optimization of an additive layer manufactured (ALM) aerospace part*. The 7^{th} Altair CAE Technology Conference.

45. Okorie, O., Perveen, A., Talamona, D., and Kostas, K. (2023). Topology optimization of an aerospace bracket: numerical and experimental investigation. *Applied Sciences*, 13(24).

46. Turhan, S. and Özsoy, A. (2016). DMLS yöntemiyle imal edilen Ti6Al4V alaşım özelliklerine işlem parametrelerinin etkisi. *International Journal of Technological Sciences,* 8(2), 15-27.

47. Oliveira, J. P., LaLonde, A. D., and Ma, J. (2020). Processing parameters in laser powder bed fusion metal additive manufacturing. *Materials and Design*, 193, 108762.

48. Gibson, I., Rosen, D., and Stucker, B. (2015). *Additive manufacturing technologies: 3D printing, rapid prototyping, and direct digital manufacturing, second edition*. New York: Springer.

49. İnternet: International Organization for Standardization (ISO) and American Society for Testing and Materials (ASTM). (2015). Additive manufacturing - General principles – Terminology. Web: https://www.iso.org/standard/69669.html, Son Erişim Tarihi: 29/04/2024.

50. Blakey-Milner, B., Gradl, P., Snedden, G., Brooks, M., Pitot, J., Lopez, E., Leary, M., Berto, F., and du Plessis, A. (2021). Metal additive manufacturing in aerospace: A review. *Materials and Design*, 209.

51. Gradl, P., Tinker, D. C., Park, A., Mireles, O. R., Garcia, M., Wilkerson, R., and Mckinney, C. (2022). Robust metal additive manufacturing process selection and development for aerospace components. *Journal of Materials Engineering and Performance*, 31(8), 6013–6044.

52. İnternet: What is powder bed fusion? Process definition and advantages. Web: https://www.twi-global.com/technical-knowledge/faqs/what-is-powder-bed-fusion#, Son Erişim Tarihi: 09/04/2024.

53. İnternet: Practical Aspects of Structural Optimization with Altair OptiStruct (2021). Web:https://www.advanced-eng.cz/wp content/uploads/2021/06/ebook_Practical_Aspects_of_Optimization_with_Altair_OptiStruct_2021.pdf, Son Erişim Tarihi: 09/04/2024.

54. Göv, İ., Kütük, M. (2007). *Topoloji optimizasyonunda eleman silme metodunun uygulanması*. XV. Ulusal Mekanik Kongresi, 03-07 Eylül 2007, Isparta, Türkiye.

55. Watson, J. K., and Taminger, K. M. B. (2018). A decision-support model for selecting additive manufacturing versus subtractive manufacturing based on energy consumption. *Journal of Cleaner Production*, 176, 1316–1322.

56. Orme, M. E., Gschweitl, M., Ferrari, M., Vernon, R., Madera, I. J., Yancey, R., and Mouriaux, F. (2017). Additive manufacturing of lightweight, optimized, metallic components suitable for space flight. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 54(5), 1050–1059.

57. İnternet: Robert Stirling, EOS Titanium Ti64 Material Data Sheet. Web: https://www.crpm.co.za/wp-content/uploads/2017/07/M280 Titanium_Material_data_sheet_10-11_en.pdf, Son Erişim Tarihi: 10/05/2022.

58. Huth, H. (1986). Influence of fastener flexibility on the prediction of load transfer and fatigue life for multiple-row joints.

59. Tip, O. U. (2023). *Hava aracı yapısallarına yönelik alüminyum alaşımlı bileşenlerin eklemeli imalat yöntemine uygun tasarımı, optimizasyonu ve analizi.* Yüksek Lisans Tezi. Ankara: Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.

60. Borel, A. (2016). Static failure loads of metallic double shear lugs. *Handbuch Struktur Berechnung*, 26101-01(G), 1-11.

61. Niu, M.C. (2005). *Airframe stress analysis and sizing.* (İkinci Baskı). Hong Kong: Conmilit Press Limited, 198.

62. İnternet: European Association of Aerospace Industries-Standardization, prEN6115 Fastener Data Sheet. Web: https://vdocuments.mx/en6115p5.html?page=1, Son Erişim Tarihi: 29/04/2024.

63. İnternet: Steeve, B. E. and Wingate, R. J. (2012). Aerospace threaded fastener strength in combined shear and tension loading. Web: https://ntrs.nasa.gov/citations/20120003667, Son Erişim Tarihi: 29/04/2024.

64. İnternet: Mechanical-Property Data Ti-6AI-4V, (1981). Web: https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA102641.pdf, Son Erişim Tarihi: 29/04/2024.

65. İnternet: Nickel Aluminum Bronze, UNS C63000, HR50 Temper. Web: https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=cb3c4e0ba6dd4d69a76815c9ccb0c114, Son Erişim Tarihi: 29/04/2024.

66. İnternet: Auto-Aero: technology transfer assessment for light weighting. (2021). Web: https://vb.nweurope.eu/media/16017/deliverables_3_2_1_and_3_2_2_.pdf, Son Erişim Tarihi: 29/04/2024.

67. İnternet: Titanium Ti-6Al-4V (Grade 5), STA. Web: https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=b350a789eda946c6b86a3e4d3c577b39, Son Erişim Tarihi: 08/05/2024.

68. İnternet: Barter, S. A. (2004). Fatigue crack growth in several 7050T7451 aluminium alloy thick section plates with aircraft manufacturer's and laboratory surface finishes representing some regions of the F/A-18 structure. Web: https://www.shotpeener.com/library/pdf/2003069.pdf, Son Erişim Tarihi: 08/05/2024.

EKLER

EK-1. Tasarım 5’in Eriyik Biriktirme Yöntemi ile Üretilen Prototipi (Destek Yapılı)



Resim 1.1. Tasarım 5’in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapılı görüntü 1



Resim 1.2. Tasarım 5’in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapılı görüntü 2

EK-1. (devam) Tasarım 5'in Eriyik Biriktirme Yöntemi ile Üretilen Prototipi (Destek Yapılı)



Resim 1.3. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapılı görüntü 3

EK-2. Tasarım 5’in Eriyik Biriktirme Yöntemi ile Üretilen Prototipi (Destek Yapı Temizlenmiş)



Resim 1.4. Tasarım 5’in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapı temizlenmiş görüntü 1

EK-2. (devam) Tasarım 5'in Eriyik Biriktirme Yöntemi ile Üretilen Prototipi (Destek Yapı Temizlenmiş)



Resim 1.5. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapı temizlenmiş görüntü 2

EK-2. (devam) Tasarım 5'in Eriyik Biriktirme Yöntemi ile Üretilen Prototipi (Destek Yapı Temizlenmiş)



Resim 1.6. Tasarım 5'in eriyik biriktirme yöntemi ile üretimine ait destek yapı temizlenmiş görüntü 3



Gazili olmak ayrıcalıktır