



**T.C.
AKSARAY ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

UÇAK BRAKETİNDE TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alp Timuçin KOÇAK

DANIŞMAN

Dr.Öğr.Üyesi İsmail SARAÇ

AKSARAY, 2023

Aksaray Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 222304707 numaralı Yüksek Lisans öğrencisi Alp Timuçin KOÇAK tarafından hazırlanan “**UÇAK BRAKETİNDE TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE ANALİZİ**” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Dr.Öğr.Üyesi İsmail SARAÇ

Aksaray Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.....

Üye: Doç.Dr.Fazliye KARABÖRK

Aksaray Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.....

Üye: Dr. Öğr. Üyesi Zerrin SERT

Eskişehir Osmangazi Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum.....

Tez Savunma Tarihi: 21/06/2023

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Doç. Dr. Mehmet Ali HINIS

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

DOĞRULUK BEYANI

Yüksek lisans tezi olarak sunduğum bu çalışmayı, akademik kurallara ve bilimsel etik, ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yol ve yardıma başvurmaksızın yazdığımı, yararlandığım eserlerin kaynakçada gösterilenlerden oluştuğunu, çalışmamda kullandığım verilerin orijinalliğini ve her türlü intihalden uzak olduğunu beyan ederim.

Enstitü tarafından belli bir zamana bağlı olmaksızın, tezimle ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun saptanması durumunda, ortaya çıkacak tüm ahlaki ve hukuki sonuçlara katlanacağımı bildiririm.

İmza

Alp Timuçin KOÇAK

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın gerçekleşmesinde bana yol gösteren ve her konuda desteği olan Sayın Dr. Öğr. Üyesi İsmail Saraç Hocam başta olmak üzere, tüm anlayışını hayat boyu bana sergileyen değerli eşim, yol arkadaşım Funda Koçak'a; yetişip bugünlere gelmemde en büyük katkısı olan canım annem Hatice Aktaş'a, bana başından sonuna her konuda yardımcı olan, yeni ufuklar açan mesai arkadaşım Hüseyin Cemal Taştan'a, bana bu imkanı sunan değerli işyerim TUSAŞ'a ve Yöneticilerime sonsuz teşekkür ve şükranlarımı sunarım.

Alp Timuçin KOÇAK
AKSARAY, 2023

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ.....	10
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	15
3. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU.....	19
3.1 Topoloji Optimizasyonu Uygulamaları.....	21
3.2 Topoloji Optimizasyonu Yöntemleri.....	26
3.3 Topoloji Optimizasyonu Programları.....	27
4. EKLEMELİ İMALAT	29
5. MALZEME VE YÖNTEM	35
5.1 Program Genel Ayarları	35
5.2 Malzeme Özelliklerinin Tanıtılması.....	41
5.3 Yüklerin ve Sınır Koşullarının Tanımlanması	45
5.4 Ağ Yapısının Oluşturulması	55
6. STATİK ANALİZ SONUÇLARI	60
6.1 Ağ Yapısı Uygunluk Kontrolü	68
7. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU SONUÇLARI.....	72
8. OPTİMİZASYON SONUÇLARININ DOĞRULANMASI	83
9. PROGRAM PARAMETRELERİNİN ÇEKME DENEYİ SİMÜLASYONU İLE DOĞRULANMASI	93
10. SONUÇ VE ÖNERİLER	99
ÖZGEÇMİŞ.....	106

YÜKSEK LİSANS TEZİ
UÇAK BRAKETİNDE TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU VE ANALİZİ

Alp Timuçin KOÇAK

**Aksaray Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi İsmail SARAÇ

ÖZET

Bu çalışmanın amacı, gün geçtikçe önemi artan hafif ve dayanıklı yapılar oluşturma ihtiyacı neticesinde değer kazanan bir alan olan topoloji optimizasyonu konusunu, uçak motoru taşıyan bir braket üzerinde uygulamak ve böylece herhangi bir fonksiyon kaybı yaşanmaksızın hafif ve dayanıklı bir braket elde etmektir.

Brakete gelen entegre yük kümesi dikkate alınarak, brakete öncelikle bir lineer statik yapısal analiz yapılmış ve braket üstündeki yük yolları tespit edilmiştir. Sonrasında, braket hacmi belirli oranlar ölçüsünde azaltılmak istenilerek, girilen amaç fonksiyonu gereği, yapıya topoloji optimizasyonu uygulanmış ve ortaya çıkan nihai hacmin de bu yüklere dayanacağı, yapılan yeni bir doğrulama analizi ile kanıtlanmıştır. Tez çalışmasının çıktısı olarak, braket yapısında %30'un üstünde hafifletme sağlanmıştır. İlaveten, yapılan yapısal analizin kalitesi ispatlanmıştır ve analiz parametreleri doğrulanmıştır.

Topoloji optimizasyonu yapılan data, üretilebilirlik kriterleri doğrultusunda yumuşatılmış, oluşan tepe stresleri dikkate alınmış ve yeniden CAD ortamında parametrik olarak, son ölçülerine uygun bir şekilde modellenmiştir.

Braketin üretilmesine imkan veren, uygun eklemeli imalat yöntemleri önerilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Abaqus, Seçici Lazer Ergitme, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Topoloji Optimizasyonu, Uçak Braketi, Yapısal Analiz

Haziran, 2023; 106 sayfa

M.Sc. THESIS

TOPOLOGY OPTIMIZATION AND ANALYSIS ON AIRCRAFT BRACKET

Alp Timuçin KOÇAK

**Aksaray University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering**

Supervisor: Assist. Prof. Dr. İsmail SARAÇ

ABSTRACT

The aim of this study is to perform the topic of topology optimization, which is an area that gains in value as a result of the hysteria of creating light and durable structures, which is increasing in importance day by day, on a bracket carrying an aircraft engine, and thus to obtain a light and durable bracket without loss of any function.

Considering the integrated load set coming to the bracket, a linear static structural analysis was first performed on the bracket and the load paths on the bracket were determined. Afterwards, the bracket volume was desired to be reduced to a certain extent, and topology optimization was applied to the structure in accordance with the entered objective function, and it was proved by a new verification analysis that the resulting final volume would withstand these loads. As the output of the thesis work, more than 30% reduction was achieved in the bracket structure. In addition, the quality of the structural analysis has been proven and the analysis parameters are verified.

The topology optimized data was softened in line with the manufacturability criteria, the resulting peak stresses were taken into account, and it was parametrically modeled in the CAD environment in accordance with its final sizing.

Appropriate additive manufacturing methods that allow the bracket to be manufactured are recommended.

Keywords: Abaqus, Selective Laser Melting, Finite Element Method, Topology Optimization, Aircraft Bracket, Structural Analysis

June, 2023; 106 pages

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Uçak motorunu taşıyan örnek bir braket yapısı.	11
Şekil 3.1. a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji optimizasyonu.	20
Şekil 3.2. Topoloji optimizasyonu sürecinde tasarım aşamaları.	21
Şekil 3.3. Stuttgart Havaalanı terminalindeki ağaç benzeri yapısal taşıyıcılar.	22
Şekil 3.4. Açık gözenek metal köpük, bal peteği ve kafes prototipi.	22
Şekil 3.5. Bugatti fren kaliperi.	23
Şekil 3.6. Michelin'in Vision konsept tekeri.	23
Şekil 3.7. Optimize edilmemiş ve edilmiş jant tasarımı.	24
Şekil 3.8. Süspansiyon kontrol kolu optimizasyonu.	24
Şekil 3.9. Topoloji optimizasyonu öncesi kontrol kolu.	25
Şekil 3.10. Topoloji optimizasyonu sonrası kontrol kolu.	25
Şekil 3.11. Topoloji optimizasyonunun ardından yumuşatılmış yapı.	26
Şekil 3.12. Topoloji optimizasyonu yöntemleri.	26
Şekil 4.1. Katmanlı üretim adımları.	30
Şekil 4.2. Seçici lazer sinterleme prosesi.	31
Şekil 4.3. SLM ile üretilmiş ve TJ90 turbojet motoruna ait bir parça.	34
Şekil 4.4. Kişiyeye özel bijon somunları.	34
Şekil 5.1. Topolojik optimize edilmemiş braket geometrisi.	35
Şekil 5.2. Catia datasının Abaqus'a alınması.	35
Şekil 5.3. Quad/hex mesh tipini kullanmama yönünde uyarı.	36
Şekil 5.4. Program döndürme/öteleme/yaklaşma ayarları.	36
Şekil 5.5. Kayıt klasörü ayarının yapılması.	37
Şekil 5.6. Model veritabanının kaydedilmesi.	37
Şekil 5.7. Ölçek ayarının kontrolü.	38
Şekil 5.8. Ağ yapısını parça geometrisine ilişkilendirmek.	39
Şekil 5.9. Statik analiz dosyası oluşturmak.	39
Şekil 5.10. Tarihsel çıktıları iptal etmek.	40
Şekil 5.11. Gözlemlenmek istenen saha alan çıktıları aktifleştirmek.	40
Şekil 5.12. Analiz için en kritik saha alan çıktıları.	41
Şekil 5.13. Malzeme elastik özelliklerinin tanımlanması.	42
Şekil 5.14. Kesit oluşturmak.	43
Şekil 5.15. Kesiti geometriye atamak.	43
Şekil 5.16. Statik analiz dosyası oluşturmak.	44
Şekil 5.17. Tarihsel çıktıları iptal etmek.	44
Şekil 5.18. Gözlemlenmek istenen saha alan çıktıları aktifleştirmek.	45
Şekil 5.19. Analiz için en kritik saha alan çıktıları.	45
Şekil 5.20. Referans nokta oluşturulması.	46
Şekil 5.21. Örnek bir eşleşme bağlantısının yapısı.	47
Şekil 5.22. Eşleşme tipinin belirlenmesi.	48
Şekil 5.23. Referans nokta ile pim-delik yüzeylerinin eşleştirilmesi.	49
Şekil 5.24. Yük-1'in tanımlanması.	50
Şekil 5.25. Yük-2'nin tanımlanması.	50
Şekil 5.26. Yük-3'ün tanımlanması.	51
Şekil 5.27. Yük-4'ün tanımlanması.	51
Şekil 5.28. Sıfırıncı sınır şartının tanımlanması.	52
Şekil 5.29. Birinci sınır şartının tanımlanması.	53

Şekil 5.30. İkinci sınır şartının tanımlanması.	53
Şekil 5.31. Üçüncü sınır şartının tanımlanması.	54
Şekil 5.32. Dördüncü sınır şartının tanımlanması.	54
Şekil 5.33. Kalınlık boyunca özel mesh kontrolü sağlamak.	55
Şekil 5.34. Abaqus'teki C3D10 isimli ağ yapısı elemanı.	56
Şekil 5.35. Eleman tipinin seçilmesi.	56
Şekil 5.36. Eleman büyüklüğü ve eğrisel kontrol sapmasının tanımlanması.	57
Şekil 5.37. Braketin elemanlara ayrılmış durumu.	58
Şekil 5.38. Ağ yapısına ait nokta ve eleman sayısı.	58
Şekil 5.39. Ağ elemanlarında hata olmadığından emin olunması.	59
Şekil 6.1. Adım yöneticisi ayarları.	60
Şekil 6.2. Yük yöneticisi ayarları.	61
Şekil 6.3. Sınır koşulları yöneticisi ayarları.	61
Şekil 6.4. Yük-1'e göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.	62
Şekil 6.5. Yük-1 altındaki yapıda oluşan maksimum gerilme.	63
Şekil 6.6. 1 mm yarıçapla yuvarlatılmış civata deliği kenarları	64
Şekil 6.7. Yük-1 için yuvarlatılmış kenarlı braketin gerilme dağılımı	65
Şekil 6.8. Yük-2'ye göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.	66
Şekil 6.9. Yük-3'e göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.	67
Şekil 6.10. Yük-4'e göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.	68
Şekil 6.11. 2 mm maksimum eleman boyutu ile bölüntülenmiş braket.	69
Şekil 6.12. 2 mm eleman boyutuyla ağlanan modelin düğüm ve eleman sayısı.	69
Şekil 6.13. Sıkı ağ yapısı altında elde edilen Von Mises gerilme dağılımı.	70
Şekil 6.14. Yük-4 için çözdürülen modelin yakınsama kanıtı.	71
Şekil 7.1. Topoloji optimizasyonu görevi oluşturmak.	73
Şekil 7.2. Yük bölgeleri ve sınır koşulu bölgelerinin dondurulması.	74
Şekil 7.3. Yoğunluk güncelleme stratejisi seçimi.	74
Şekil 7.4. Topoloji optimizasyonu algoritmasının seçilmesi.	75
Şekil 7.5. Gerinim enerjisinin tasarım tepkisi olarak seçilmesi.	75
Şekil 7.6. Yüklerin entegrasyonunu sağlamak.	76
Şekil 7.7. Hacmin tasarım tepkisi olarak seçilmesi.	76
Şekil 7.8. Amaç fonksiyonunun tanımlanması.	77
Şekil 7.9. Hacim optimizasyon kısıtının oluşturulması.	77
Şekil 7.10. Topoloji optimizasyonu emri oluşturulması.	78
Şekil 7.11. Topoloji optimizasyonu ham (işlenmemiş) sonucu.	78
Şekil 7.12. Optimizasyon sonucu ortaya çıkan datanın yumuşatılması.	79
Şekil 7.13. Topoloji optimizasyonu sonrası yumuşatılmış (işlenmiş) data.	79
Şekil 7.14. Üretime hazır braket geometrisi- perspektif görünümü.	80
Şekil 7.15. Braketin optimizasyon öncesi hacmi.	80
Şekil 7.16. Optimizasyon sonrası nihai CAD modelinin hacmi.	81
Şekil 7.17. Optimizasyon öncesi malzeme atanmış braket görünümü.	81
Şekil 7.18. Optimizasyon sonrası malzeme atanmış braket görünümü.	82
Şekil 8.1. Yük-1 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.	83
Şekil 8.2. Gerilmenin okunduğu elemana ait nokta ve gerilme değeri.	84
Şekil 8.3. Yük-2 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.	84
Şekil 8.4. Yük-3 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.	85
Şekil 8.5. Yük-3 doğrulama analizi için oluşan maksimum gerilme.	85
Şekil 8.6. Yük-4 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.	86
Şekil 8.7. Referans civata deliği.	87
Şekil 8.8. Yük-1 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.	88

Şekil 8.9. Yük-1 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.....	88
Şekil 8.10. Yük-2 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.....	89
Şekil 8.11. Yük-2 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.....	89
Şekil 8.12. Yük-3 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.....	90
Şekil 8.13. Yük-3 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.....	91
Şekil 8.14. Yük-4 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.....	92
Şekil 8.15. Yük-4 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.....	92
Şekil 9.1. Standart çekme deneyi numunesi ölçüleri.	94
Şekil 9.2. Arcam Ti alaşımının gerilim-gerinim grafiği.	94
Şekil 9.3. Deney numunesi için yük ve sınır şartları.	95
Şekil 9.4. Deney numunesi ağ elemanı yapısı.	95
Şekil 9.5. Kalınlık boyunca ağ elemanında 5 nokta kontrolü.	96
Şekil 9.6. Numune simülasyonu gerilme sonucu.....	96
Şekil 9.7. Çekme numunesi simülasyonu yer değiştirme sonucu.....	97
Şekil 9.8. Kontrol örneklem elemanı.	97
Şekil 9.9. Kontrol örneklem elemanına ait yer değiştirme.	98

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 5.1. SI birim sistemi.....	38
Çizelge 5.2. Arcam TiAl ₆ V ₄ malzemenin kimyasal içeriği.	41
Çizelge 5.3. Arcam TiAl ₆ V ₄ malzemenin mekanik değerleri.....	41
Çizelge 8.1. Braketten oluşan maksimum Von Mises gerilmeleri.	87



SİMGELER VE KISALTMALAR

AM	Eklemeli İmalat - Additive Manufacturing
ASTM	American Society for Testing and Materials
ATOM	Abaqus Topoloji Optimizasyon Modülü
BC	Sınır Koşulu - Boundary Condition
CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım - Computer Aided Design
CAE	Bilgisayar Destekli Mühendislik - Computer Aided Engineering
CNC	Bilgisayarlı Sayısal Kontrol - Computer Numerical Control
DOF	Serbestlik Derecesi - Degrees of Freedom
E	Elastisite modülü
EBM	Elektron Işın Ergitme - Electron Beam Melting
L	Uzunluk - Length
MPa	Megapaskal
NC	Sayısal Kontrol - Numerical Control
Ra	Ortalama pürüzlülük – Roughness Average
RP	Referans Nokta - Reference Point
SI	System International
SLM	Seçici Lazer Ergitme - Selective Laser Melting
SLS	Seçici Lazer Sinterleme - Selective Laser Sintering
°C	Santigrat
ρ	Yoğunluk
σ	Gerilim
ε	Gerinim
ν	Poisson oranı
Δ	Değişim

1. GİRİŞ

Tasarımların geometrilerini belirleyen temel unsur, üretilebilirliktir. Geleneksel imalat yöntemleri, aşırı karmaşık şekillerde parçalar üretilmesine yetersiz kalabilmektedir. Talaş kaldırarak işlemede, işleyici takımın ulaşamadığı yerlerde fazladan malzeme kalabilir. Geleneksel tasarım anlayışı ile optimum tasarımı elde etmek zor olabilir.

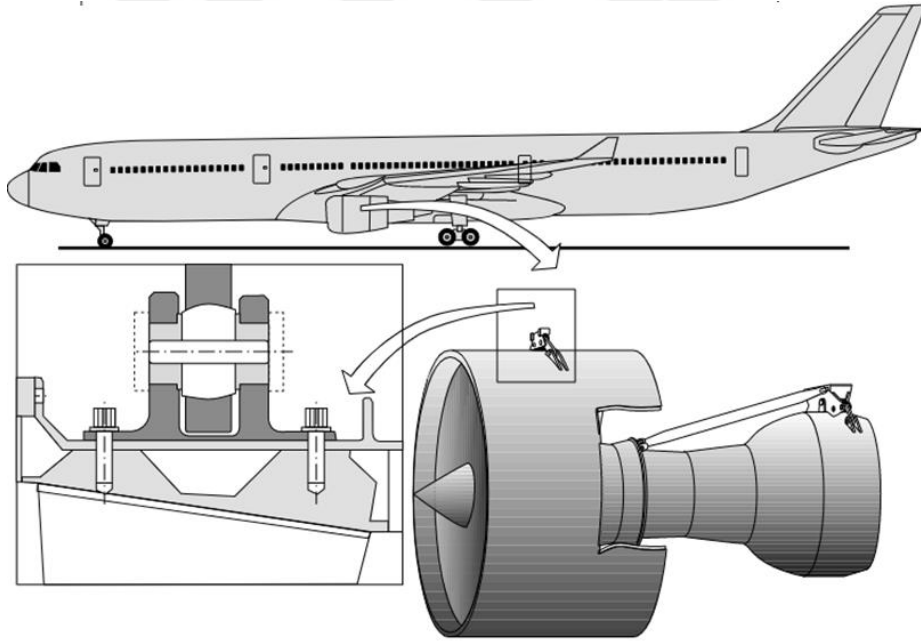
Belirli yükler altında, kısıtlamalar, sınır koşulları, üretim kontrolleri, yüzey pürüzlülüğü, minimum duvar kalınlığı vb. şartlar tanımlanarak belirlenen bir senaryoya göre en ideal geometriyi oluşturmaya yönelik bir tasarım-optimizasyon döngüsü çalışılan alan, topoloji optimizasyonudur. Yerleşim eniyileme olarak da bilinir. Optimizasyon, bir problemin farklı çözümleri içinden en iyi sonuca ulaştıracak çözümün bulunmasıdır (Çelik vd., 2019). Topoloji optimizasyonunun temel amacı, yapıda yük taşımayan veya görece az yük taşıyan hacimsel elemanların tespit edilerek, yapıdan hacimsel olarak çıkarılmalarını sağlamaktır. Yük taşımayan elemanlar yapıdan atılacağı için, yapının topolojik yoğunluğu azalacak, fakat mukavemeti önemli ölçüde etkilenmeyecektir. Böylece daha hafif, fakat yeterince dayanıklı yapılar elde edilebilecektir. Tasarımlarda hafif yapı elde etmek, daha az malzeme kullanmak anlamına geleceği için, ekonomik bir çözüm sunacaktır.

Hava araçlarında, hava aracının taşımak zorunda kalacağı ağırlık ne kadar azalırsa, uçuş o kadar verimli yapılır ve yakıt tasarrufu sağlanır. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen yapı, eklemeli imalat ile üretime müsait olur. Optimizasyon sonucu genelde, konvansiyonel üretim metodlarıyla üretilmeyecek karmaşıklıkta geometriler elde edilir. Eklemeli imalatın doğası gereği, parça çıkararak değil de ekleyerek katman katman ilerleme sağlandığı için, esnek üretim şekli itibarıyla topolojik olarak optimize edilmiş parçaların üretimine son derece müsaittir. Topoloji optimizasyonu elbette bunla da sınırlı değildir, çıkarmalı klasik imalat yöntemleriyle de bazı sonuç geometriler elde edilebilir. Bu çalışma sonucu ortaya çıkan optimize yapı, eklemeli imalat ile de, klasik imalat yöntemleri ile de üretilmeye müsaittir.

Neden topoloji optimizasyonu yapıyor sorusuna en iyi cevaplar; klasik imalat yöntemleri dışında zengin bir tasarım yelpazesi sunabilmek, hafiflik elde etmek, yapının tasarımını görselleştirerek performansı yakalamak, sarf edilecek talaş miktarını ve dolayısıyla işleme enerjisi ile kalifiye işçiliği azaltmak, geniş malzeme

çeşitliliği içinde çalışabilmek olarak sıralanabilir. Enerji kullanımı azaltılarak, gezegenimiz üzerindeki küresel ısınma yükü de hafifletilmektedir.

Hava araçları özelinde, topoloji optimizasyonu sonucu kazanılan hafiflik neticesi ile, yakıt tüketimi ve ona paralel olarak emisyonlar düşer. Aynı zamanda hava araçları, daha az malzeme kullanılarak üretilebileceği için, üretim maliyetleri düşer. Kargo uçakları, yapısal parçaların hafiflemesi nedeniyle daha fazla kargo taşıyabilirken, yolcu uçakları daha fazla yolcu taşıyabilirler. Savaş uçakları, insansız hava araçları ve helikopter gibi hava araçlarına ise, daha fazla mühimmat entegre edilebilir. Hava araçlarında ağırlığın düşürülmesi, bu tarz sebeplerden ötürü, fonksiyonallığa doğrudan etki etmektedir. Tez çalışmada ele alınan braketten beklenen, uçak motorunu hasar almaksızın ve uçuş güvenliğini tehlikeye atmadan uzun süre taşıyabilmesidir. Aşağıda Şekil 1.1’de, yolcu uçaklarındaki jet motorunu taşıyan braketten bir örnek verilmiştir (URL-1).



Şekil 1.1. Uçak motorunu taşıyan örnek bir braket yapısı.

Hava araçlarında braketler, çok farklı bölgelerde ve çok farklı amaçlarda kullanılabilir. Kabloların sabitlenmesinde, yapısal olmayan ve yük taşımayan kaplamaların ana yapıya sabitlenmesinde veya yapısal taşıyıcı parça olarak kullanılırlar. Bir parçanın malzemesi ve geometrisi belirlenmeden önce, operasyon sırasında ona gelecek yüklerin tespitine ihtiyaç vardır. Bu yükler, yapının bulunduğu yere göre değişik

metodlarla hesaplanırlar. Tezde kullanılan braket motor taşıyıcı bir braket olduğu için; uçuş sırasındaki motorun oluşturacağı itme etkisi, motorun kaç adet braket ile yapıya tutturulmak istendiği, uçağın ulaşacağı maksimum hız limitlerine göre havaya açık olan braketin ne kadarlık bir sürüklenme kuvvetine (drag force) maruz kalacağı vb. çevresel çalışma faktörleri dikkate alınarak braket tasarlanmalıdır. Uçak tasarım firmalarında, yüklerin tespiti için genelde bir yük grubu çalışır. Yük grubunun, uçağın tipine ve çalışma şartlarına göre tespit ettiği yükler, yük dosyaları şeklinde yapısal analiz ekiplerine aktarılır. Yapısal analiz ekipleri, bu yükleri G-FEM (global FEM) adı verilen bir sonlu elemanlar dosyasına çevirir ve uçağın dışından gelen yükleri, uçağı oluşturan yapısal detay parçalara kırarlar. Bu kırılımlar neticesinde, hangi komponente ne yük geldiği belirlenir. Bu adıma ise D-FEM (detail FEM) ismi verilir. D-FEM, detay parçaya hangi yüklerin geleceğini, detay parçanın hangi bölgelerinden sabitleneceği bilgilerini içerir. Sonrasında, parçalara çalışma doğasına uygun emniyet faktörleri verilir.

Yüklerin tespitinde etkili olan bazı faktörler; sertifikasyon kurallarına uygunluk, müşteri taleplerine göre oluşturulan konfigürasyonun getireceği ihtiyaçlar, operasyon şartlarına uygunluk ve bakım ihtiyaçlarıdır.

Braket malzemesine karar verirken, bu yüklere dayanabilecek olmasının yanı sıra, atmosferle doğrudan muhattap olduğu için oksidasyon karakteristiği, mikro-çatlak geliştirip geliştirmeyeceği gibi konular da önemlidir. Tezde kullanılan braket için, alüminyum alaşımı öngörülmemiştir, çünkü alüminyum alaşımları basma kuvvetlerinin olduğu yerde (iniş takımları, motor braketleri vb.) tercih edilmezler, zayıf kalırlar. Çelik alaşımları da, görece ağır olduklarından, maliyet kaygısı yüksek değil ise, titanyum alaşımları özellikle yolcu hava araçlarında tercih edilebilirler.

Bu çalışmada ilk olarak; maruz kaldığı uçuş yükleri bilinen bir uçak motor bağlantı braketi konsepti ele alınarak, çeşitli kısıtlar altında topoloji optimizasyonu yapılmıştır. Braket modeli özgün olarak çizilip oluşturulmuştur. Bu tarz tasarıma sahip olan 2 bacaklı braketler, uçuş kontrol sistemlerinde (hareketli yüzey kontrol elemanı olarak) ve motor taşıyıcı olarak tercih edilmektedirler.

Braketten beklenen ilk mekanik performans, uçuş yüklerini optimize olmadan da taşıyabilecek olmasıdır. Bunun tespiti için, braket lineer statik analize tabii tutulmuş

ve sonuçların, Hooke kanununun geçerli olduğu bilinen elastik bölgede (URL-2) kaldığı görülmüştür.

Brakete lineer statik analiz yapılırken, yüksek bir emniyet faktörü kullanılmalıdır. Çünkü çalışma şartları düşünüldüğünde, titreşime maruz kalan bir bölgede ve sürekli değişen yük koşulları altında dinamik bir yük rejimine maruz kalmaktadır. Titreşim etkilerinden en az etkilenmek için, titreşimde çözülmeyecek bağlayıcılar kullanılmaktadır. Braketin yapısal olarak bu dinamik etkilere ve titreşime dayanabilmesi içinse, boyutlandırılacağı emniyet faktörünün yüksek seçilmesi önemlidir. Braket sürekli sıcak ve soğuk çalışma şartlarına maruz kalarak çalışmaktadır. Sıcaklık farkının oluşturacağı termal etkiler, yapısal analize ilave girdi olarak dikkate alınır. Braketin teki yapısal olarak hasar aldığında, yük yolunun başka bir patikadan akarak fonksiyon kaybı oluşturmaması ve ölümcül hata/kaza yaşanmaması için, normalde 2 braketin birlikte taşıyacağı bir uçak motoru, her bir braket tek başına dahi kalsa motoru taşıyabilecek güçte tasarlanarak ekstra emniyet sağlanabilir.

Braketin 2 bacağından içinden geçen bir pim bulunmaktadır. Braket civatalar ile motora, pim ile uçak parçasına tutturulmaktadır. Bu pim, yapılan yapısal analizlerde temsili olarak ele alınmış ve modellenmemiştir. Bunun nedeni, pime gelen yüklerin bilinmesi neticesinde, yüklerin doğrudan brakete aktarılmasının daha sağlıklı olmasıdır. Çünkü pimin sadece etkisi dikkate alındığında, braket üzerinde yapılacak analiz, lineer statik analiz olarak kalır. Pim de modellenmiş olsaydı, pimle braket iç yüzeylerinin temas durumları detaylı biçimde tanımlanmak zorunda kalınacak ve temastan ötürü non-lineer bir analiz yapılmak zorunda kalınacaktı. Lineer analizin hem çözüm süresi daha kısadır, hem de sonuç yönünden daha güvenilirdir. Non-lineer analizler uzun süren analizlerdir ve analizi tanımlamak için yapılan girdiler çok fazla olduğundan, hata yapmaya müsaittir.

Ardından yapı çeşitli kısıtlar altında, hacmi orijinalinin %70'ine indirgenecek şekilde, hedef konularak, topoloji optimizasyonuna tabii tutulmuştur. 4 farklı yük altında, yüklerin birleştirilmiş küme sonucunu dikkate alarak yapılan bu optimizasyon sonucu elde edilen yeni yapı, 4 yük etkisine ayrı ayrı maruz bırakılarak optimizasyonun sağlıklı olduğu doğrulanmıştır. Yani, optimize edilmiş yapı da 4 yüke ayrı ayrı dayanabilmektedir. Yüklerin birleştirilmiş küme sonucundan kasıt; yapının tüm

yüklere ayrı ayrı maruz bırakılması ve her yük durumuna ayrıca dayanabilmesidir. Her yük, ayrı yük yolu üzerinden braket yapısı içinde ilerler. 4 yük de kendine özgü yük yolları çizer. Birleştirilmiş küme, 4 yükün toplamı değildir, 4 yükün ayrı ayrı uygulanıp ortaya çıkan yük yollarının birlikte dikkate alınmasıdır.

Yapılan yapısal analizde kullanılan mesh sıklığının yeterliliği, daha sık meshleme yapılmasına rağmen, sonucun %10'dan az değiştiği gösterilerek kanıtlanmıştır. Örnek bir inşaat çeliği çubuğuna uygulanan çekme deneyinin, Abaqus programıyla analiz edilmesiyle de, lineer statik analiz için olmazsa olmaz parametreler olan elastisite modülü ve poisson oranının programa uygun şekilde girildiği, sabitleme sınır koşullarının doğru yapıldığı, malzeme mekanik özellikleri ile de kıyaslanarak doğrulanmıştır.

Optimize edilmiş braket yapısı, stl veri geometrisinde bulunan üçgensel keskinlikleri yumuşatılarak ve çıkan nihai geometrik ölçülerine göre, CAD ortamında parametrik olarak sıfırdan tasarlanarak, üretime hazır hale de getirilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Topoloji, matematiğin dallarından biri olup, kuruluşu 1850’li yıllara dayanır. Topolojinin ismi Yunanca’da topos (yüzey veya uzay) ve logos (bilim) sözcüklerin birleşiminden oluşmaktadır. Alman matematikçi Johann Benedict Listing, topoloji kelimesini ilk olarak 1847’de yayınlanan makalesinde kullanmıştır. Modern topolojinin atası olarak Fransız matematikçisi Henri Poincare kabul edilmektedir. Topoloji optimizasyonu hakkındaki ilk makale, A.G.M. Michelle tarafından 1904 yılında yayınlanmıştır (Tyflopoulos vd., 2018). ‘The limits of economy of material in frame-structures’ isimli bu çalışmada, çeşitli kompleks formlarda eğriler kullanarak, yapısal eleman geometrilerinin iyileştirilmesi üzerine çalışmış, bunların hacim ve gerinim hesaplarına odaklanmıştır. Michelle’in yaptığı bu çalışmalar, Maxwell’in 1870 yılında yaptığı çalışmanın (Maxwell, 1870) genişletilmiş halidir. Zaten topoloji optimizasyonunun temelinde gerilim, gerinim, rijitlik ve hacim kavramları vardır. Her iki çalışma da minimum hacimli yapılara odaklanmıştır.

7 farklı köprüden birer kez geçerek şehire yürüyerek geri dönme konusunda ortaya atılan Königsberg köprüsü sorununun Euler tarafından ele alınması, felsefi manada optimizasyona katkıda bulunmuştur (Bradley ve Euler, 2007). Euler’in yaklaşımıyla içinde uzaklık ve geometri olmayan ama konumlarla ilgilenilen bir problem, imkansız olduğu kanıtlanarak matematiksel olarak çözülmüştür.

Lineer programlama için Farkas lemması ve non-lineer programlama için geliştirilen Karush–Khun–Tucker koşulları matematiksel programlamada iki önemli teorem olarak geliştirilmiştir. Bu teoremler günümüzde topoloji optimizasyonu problemlerinin çözümünde aktif olarak kullanılmaktadır (Sinha vd., 2019). Pareto’nun geliştirdiği çok kriterli matematiksel programlama da büyük öneme sahiptir (Mavrotas, 2009). Bu teoremler, topoloji optimizasyonunun sayısal prosedürlerinin geliştirilmesinde büyük öneme sahiptirler.

1955’lerde kiriş yapılarının optimizasyonunda ciddi gelişmeler yaşanmıştır. Sved (1954) ve Barta (1957), konuya büyük katkılar yapan makalelerini yayınlamışlardır. Birbirinden bağımsız çalışmalar yapan bu bilimadamlarının vardıkları sonuçlar birbirlerine yakındır. Barta, yapıda yük taşımadığını ön gördüğü bazı kiriş elemanlarını çıkararak yapıyı hafifletmesine rağmen, yapının hala statik açıdan kararlı

olduğunu göstermiştir. Sved (1954)'in makalesi ise, gerilim sınırlı ve minimum hacimli tasarımın kaynağı olarak kabul edilebilir. Drucker (1953), Shield (1953), Mróz (1958) ve Prager (1968)'in çalışmaları da, optimal hacim ve ağırlıkta yapıların ortaya çıkarılabilmesi için, kompleks yapıların şekillendirilmesine olanak tanıyan çalışmaların öncülerindendir.

Shield, çoklu yükleme için optimum tasarım metodlarını sunmuştur, optimal tasarımı kanıtlamak için varyasyon ilkelerini kullanmıştır (Rossow vd., 1973). Yapıların yeniden boyutlandırılmasında (re-sizing), yapı içindeki iç kuvvetlerin değişip değişmediğini dikkate alan yaklaşımları bir adım ileri götüren ise 1960 yılında Schmit olmuştur (Schmit, 1960). Lansing vd. statik olarak belirsiz yapılara olan yaklaşımları geliştirmiştir. Geliştirdiği prosedürler, uçak yapılarındaki kanat ve kuyruk yapılarının geliştirilmesinde kullanılmıştır (Lansing vd., 1971). Berke ve Khot (1974), minimum ağırlık tasarımının “tamamen gerilmiş elemanlar, alt sınır elemanları ve hiçbirini içermeyen” noktada olması gerektiği sonucuna varmışlardır. Nagtegaal ve Prager (1973), alternatif yüklerin yapıya gelmesi durumunda, optimal kafes düzeninin oluşması teorisini araştırdılar. Rozvany vd. (1987), delikli plakaların optimizasyonu üzerine geliştirmeler yaptı. Achtziger (1996), kafes yapılarının optimizasyonuna önemli katkıda bulundu.

Kısıtlı optimallik kriteri yöntemlerinin sayısal çözüm tekniğinin temel prensipleri, 1974'te Berke ve Khot (1974), tarafından açıklanmıştır ve bu açıklamalar, etkili bir topoloji optimizasyon problemi çözümü için gerekli matematiksel altyapıyı oldukça güçlendirmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi ile topoloji optimizasyonu yapmak için ilk sayısal prosedür yöntemi Rossow ve Taylor (1973), tarafından detaylandırılmıştır. 1980'lerin sonunda Bendsøe ve Kikuchi (1988), bu konuyu çok daha detaylı hale getirmişlerdir.

2000'li yıllardan günümüze ise, eklemeli imalatın da gelişmesiyle, topoloji optimizasyonu konusunda binlerce çalışma yapılarak, yaygın ve genel kabul gören yüzlerce çözüm ve metod geliştirilmiştir. Modern topoloji optimizasyonu yöntemlerine örnek olarak; homojenizasyon, seviye seti yöntemi (level set approach), yumuşak öldürme seçeneği vb. verilebilir. Malzemenin gözenekli yapıya sahip oluşunun kabulü ardından, optimizasyona uğratılması sonucu, farklı yönlerde farklı

dayanımlara sahip olabilecek şekilde farklı boşaltmalara tabii tutulması esasına dayanan yaklaşım homojenizasyon yöntemidir. Seviye seti yöntemi, malzeme alanının esnek bir örtük tanımını kullanan bir topoloji optimizasyonu yaklaşımıdır. Bu yapısal alan, sıfır seviye konturu yapısal sınırı tanımlayan bir seviye-küme fonksiyonu ile temsil edilir (Allaire vd., 2004). Ağaç ve kemiklerde olduğu gibi, malzemenin farklı yönlerde dağıtılmasını baz alan ve bunu yaparken malzeme özelliklerinde değişikliklere gidilen yaklaşım türü ise yumuşak öldürme seçeneği (soft kill option) metodudur. Doğayı örnek alan bu yaklaşım, aynı zamanda, daha güncel bir yaklaşım olan evrimsel yapısal optimizasyon (evolutionary structural optimization) metodunun atası sayılabilir.

Topoloji optimizasyonu yapısal bir optimizasyon olup, uygulamaları matematik alanında geliştirilen bir yöntemdir. Günümüz dünyasında, rekabetçi şirketlerin tamamında bilgisayar ve teknoloji ürünleri aktif olarak kullanılmaktadır. Tasarım ve analizin yapıldığı araştırma geliştirme faaliyetleri neticesinde ortaya her geçen gün daha yenilikçi ve rekabetçi yapılar çıkmaktadır. Yapıların yalnızca güçlü olmasının yetmediği, aynı zamanda ucuz ve kaliteli olmasının istendiği piyasa koşullarında, estetik değerleri de son kullanıcı tarafında değer kazanmıştır. Klasik tasarım ve analiz yöntemlerinin ötesine geçilmek istendiğinde, başvurulacak etkili metodlardan biri topoloji optimizasyonudur. Yapıların rijitliğini artırması, üzerindeki gerilmelere dayanmaya devam ederken yapıyı hafifletmesi ve ucuzlatması yöntemi cazip hale getirmiştir.

Topoloji optimizasyonu, kompozit malzeme teknolojisinin artmasıyla birlikte bu alanda da kullanılır hale gelmiş ve kompozit malzemeler izotropik olmadığı için, onların mekanik davranışlarını dikkate alabilecek yeni algoritmalar geliştirilmiştir (Doğru, 2017). Hava aracı yapısal parçalarının yanısıra, iniş takımı gibi kritik uçuş bileşenleri de yükleri analiz edilerek (Infante vd., 2017) bu yüklere dayanacak şekilde topoloji optimizasyonuna tabii tutulmuştur (Koçak vd., 2022). Topoloji optimizasyonu hayatın her alanında uygulanır olmuştur. Covid 19 Pandemi döneminde ergonomik amaçlarla, N95 maskenin hafifletilmesi için topoloji optimizasyonuna başvurulmuştur (Özsoy vd., 2020)

Formula araçlarında yüksek hızlara çıkıldığı için, hafif olmaları son derece önemlidir. Bu nedenle yüksek performansa sahip olmaları beklenen bu araçlar için de topoloji

optimizasyonuna başvurulmuştur (Albak, 2019). Ticari yolcu uçaklarında daha fazla yolcu taşınabilmesi ve yakıt ekonomisi için, koltukları hafifletme fikri geliştirilmiş ve bunun üzerine topoloji optimizasyonu yapılmıştır (Erden ve Yalçınkaya, 2020). Topoloji optimizasyonu standart eleman olarak kabul edilen civata, somun gibi elemanlara dahi uygulanır hale gelmiştir (Anrıver ve Ay, 2020).



3. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU

Optimizasyon teknikleri kullanışlılıkları ve geniş kapsamlı uygulanabilirliklerine karşın iyi bilinmediği ve anlaşılmadığından endüstriyel uygulamaları yeterli değildir (Cavazzuti vd., 2011). Eklemeli imalat ise henüz ekonomik hale gelmediği için, seri üretim proseslerinde tercih edilme oranı nispeten düşüktür.

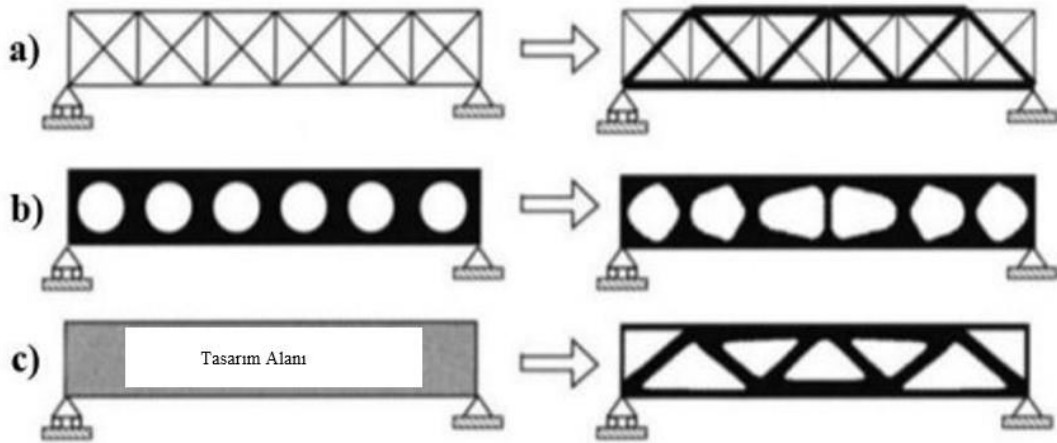
İki tür optimizasyon yönteminden söz edilebilir. İlki, yaklaşım metodu olarak matematiksek yöntem kullanan yöntemler ve ikincisi sezgisel metodolojik yaklaşıma sahip yöntemlerdir. Matematiksel yöntemlerde, genelde amaç fonksiyonu bir parametreyi minimize veya maksimize etmek olarak verilir. Buna örnek olarak, bir üretim bandındaki yapılan işin maksimize edilmesi ve üretim süresinin minimize edilmesi durumu verilebilir. Tez kapsamında; hacim ve gerinim enerjisinin, yükün sabit kalmasına karşın, minimize edilmesi temel hedefler olarak tanımlanmıştır. Sezgisel algoritmalar ise, büyük boyutlu optimizasyon problemleri için, kabul edilebilir sürede optimuma yakın çözümler verebilen algoritmalarlardır. Genel amaçlı sezgisel optimizasyon algoritmaları, biyoloji tabanlı, fizik tabanlı, sürü tabanlı, sosyal tabanlı, müzik tabanlı ve kimya tabanlı olmak üzere altı farklı grupta değerlendirilmektedir (Dubitzky ve Wolkenhauer, 2013). Sezgisel optimizasyon problemi çözümü yönteminde, doğa kanunları ve biyolojik canlıların davranışlarını esas alan genetik algoritma, karınca kolonisi algoritması, yapay arı kolonisi algoritması, parçacık sürü algoritmaları kullanılabilir.

Belirli kısıtlarla tanımlanacak olan bir amaç fonksiyonunun, maksimum ya da minimuma ulaştırılması optimizasyonun temel kaygılarından ancak amaç fonksiyonu sayısı birden fazla da olabilir. Bu gibi durumlarda amaç fonksiyonlarının kesişimleri dikkate alınabilir. Bir ürün geliştirirken örneğin, ürünün en kaliteli olması istenmeyebilir, çünkü bu durumda maliyeti yüksek olur. Aynı şekilde, ürünün en ucuz olması da istenmeyebilir, çünkü bu durumda firmanın pazarda kendini konumlandırmak istediği algı hasar görebilecektir. Firmanın, ürün tasarımında fiyat/performans oranını en iyilemek adına, uygun fiyatlı ancak yeterli kalitede ürün çıkarma arzusu, ucuzluk ve kalite amaç fonksiyonlarının kesiştiği bir alan içindedir.

Topoloji optimizasyonu ile benzer amaca hizmet eden, ancak metodik olarak ondan ayrılan boyut ve şekil optimizasyonu da bulunmaktadır (Şekil 3.1.).

Boyut optimizasyonu, fiziksel ölçülerin en iyilenmesini hedefler (Gebisa ve Lemu, 2017). Bir parçanın uzunluğuna, genişliğine ve kalınlığına müdahale ederek nihai ölçülerini değiştirir. Sac parçalarda kalınlığa, kirişlerde ise kiriş elemanının boyuna ve kesitine müdahale etmekte kullanılabilir. Braket geometrisi, belli bölgelerde uçağa ve motora bağlandığı için, geometri üzerinde kontrol sahibi olmak amacıyla, boyut optimizasyonuna tabii tutulmamıştır.

Şekil optimizasyonu, yapının dış sınırlarını ve deliklerinin geometrisini yani şeklini değiştirmektedir. Yüzeyler üzerinde ve eğri hatlar üzerinde tanımlanabildiğinden boyut optimizasyonunun kapasitesinin genişletilmiş halidir (Sokolowski ve Zolesio, 1992). Şekil 3.1.'de boyut, şekil ve topoloji optimizasyonları arasındaki fark görülmektedir (Bendsoe ve Sigmund, 2003). Braket geometrisi üzerindeki delikler, civata ve pim delikleri olduğundan, bunların belirli geometri ve toleransta olmaları önem arz etmektedir. Şekil optimizasyonu bu nedenle braketeye uygulanmamıştır. Boyut ve şekil optimizasyonları, tasarım modelinin topolojisine müdahale etmezler.



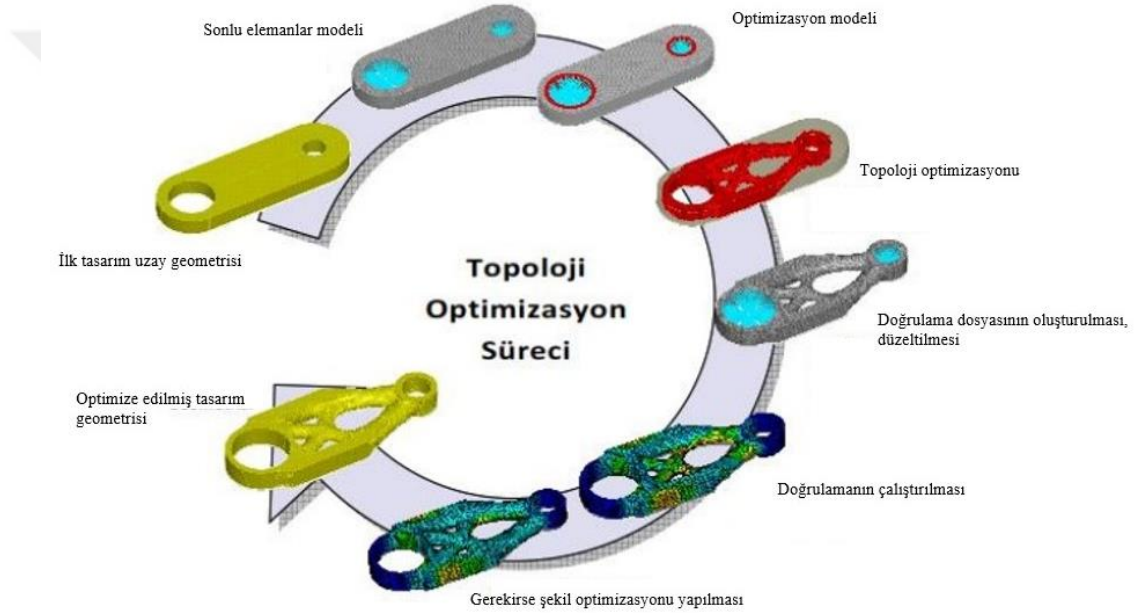
Şekil 3.1. a) Boyut optimizasyonu b) Şekil optimizasyonu c) Topoloji optimizasyonu.

Bu optimizasyon çeşitleri, bir ürün tasarımında bir arada da kullanılabilir. Kaya vd. (2010), topoloji ve şekil optimizasyonu ile kavrama çatalını yeniden tasarlamış ve ağırlığı %24 azaltmıştır.

Topoloji optimizasyonunda malzeme dağılımına ve geometriye doğrudan müdahale edilir. Yük taşımadığı statik analizle belirlenen hacimsel elemanlar, yapıdan atılırlar. Topoloji optimizasyonu sadece lineer elastik analizler için değil, yorulma analizleri,

dinamik analizler, titreşim analizleri ve çarpışma analizleri gibi diğer bir çok inceleme yönteminde de kullanılabilir. Termal yükler, yapıya yapısal yük olarak aktarılarak yük haritasına dahil edilebilirler.

Bir topoloji optimizasyonunu icra etmek için, tasarımı yapılmış CAD geometrisi, yapısal analize tabii tutulur ve bu sayede yük yolları tespit edilir. Sonrasında yapı, topoloji optimizasyonuna tabii tutularak elde edilen geometri düzeltilir, keskinlikleri yumuşatılır. Düzeltilen geometri son kez yapısal analize tabii tutularak, uygulanan yükleri başarıyla karşılayıp karşılamadığı görülür. Şekil 3.2.'de sürecin tasarım aşamaları, şematik olarak verilmiştir (URL-3).



Şekil 3.2. Topoloji optimizasyonu sürecinde tasarım aşamaları.

3.1. Topoloji Optimizasyonu Uygulamaları

Doğa, topoloji optimizasyonu yapabilmemiz konusunda en iyi ilhamı veren kaynaklardandır. Şekil 3.3.'te verilen Almanya'daki Stuttgart Havaalanı taşıyıcı kolon yapıları, ağaç ve dalları şeklinde tasarlanmış olup, doğanın verimli optimizasyonunu kavramak için güzel bir örnektir (Wang vd., 2020).



Şekil 3.3. Stuttgart Havaalanı terminalindeki ağaç benzeri yapısal taşıyıcılar.

Lattice (kafes) yapılar da bu alanın iyi bir uygulamasıdır. Tek sıralamaya sahip ya da serbest düzende çeşitli kafes yapıları oluşturulabilir. Şekil 3.4.'te kafes yapılara örnekler verilmiştir (URL-4).



Şekil 3.4. Açık gözenek metal köpük, bal peteği ve kafes prototipi.

Topoloji optimizasyonu; başta otomotiv ve havacılık olmak üzere, medikal, makine, malzeme ve inşaat gibi birçok sektörde kendine yer bulmaktadır. Şekil 3.5.'te verilen Bugatti'nin fren kaliperi buna güzel bir örnektir (URL-5).



Şekil 3.5. Bugatti fren kaliperi.

Geleceğin teker tasarımlarında da topoloji optimizasyonu kendine yer bulmaktadır. Şekil 3.6.'da görüldüğü üzere, Michelin firması Vision ismiyle konsept tekerlek üretmiştir (URL-6).



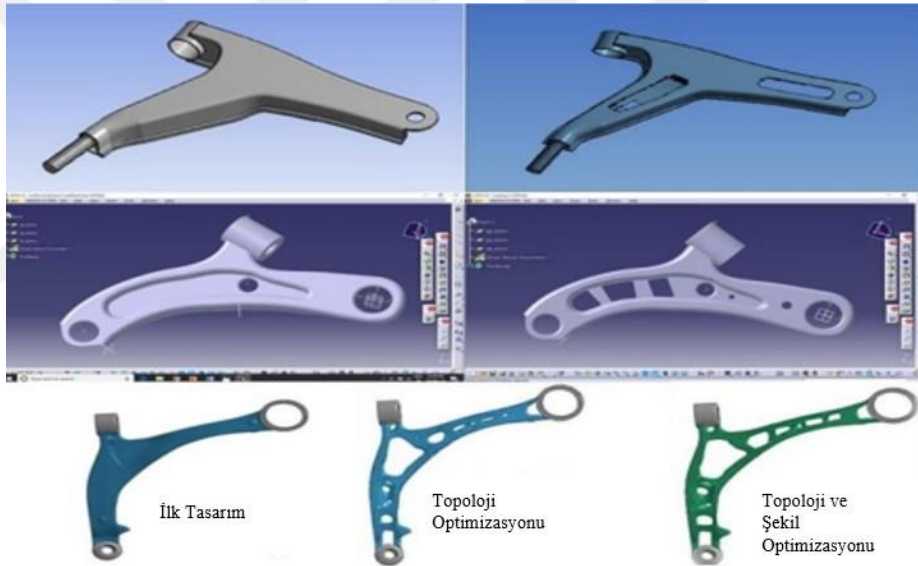
Şekil 3.6. Michelin'in Vision konsept tekeri.

Deshmukh (2018), taşıt jantlarının ağırlığını azaltmak için topoloji optimizasyonunu uygulamıştır (Şekil 3.7).



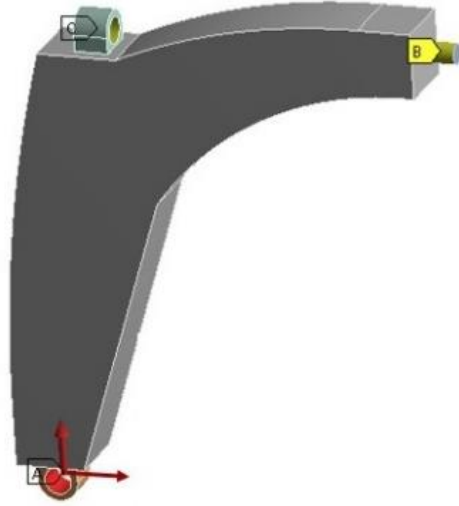
Şekil 3.7. Optimize edilmemiş ve edilmiş jant tasarımı.

Bir süspansiyon kontrol koluna farklı araştırmacılar tarafından yapılan optimizasyon Şekil 3.8’de gösterilmiştir (Dhore ve Thorat, 2019; Yende vd., 2019; Detwiler vd., 2015).



Şekil 3.8. Süspansiyon kontrol kolu optimizasyonu.

Topoloji optimizasyonuna bir başka örnek Şekil 3.9’da gösterilen bir kontrol kolu verilebilir. Bu parçanın kütlesi, kullanıcı tarafından belirlenen yer değiştirme limitlerini aşmadan en aza indirilebilir. Kontrol kolunun izin verilen boyutsal limitlerini tanımlayan kaba geometri Şekil 3.9’da gösterildiği gibidir. Bağlantı bölgelerinin hepsi model üzerinde gösterilmiştir. Bu örnekte, alt bağlantı noktası (A) hem yatay hem de dikey yönde kırmızı oklarla gösterilen 33.000 N büyüklüğündeki kuvvetle yüklenmiştir. En üstteki iki bağlantı noktası (B ve C) tamamen kısıtlıdır (ankastre mesnet).



Şekil 3.9. Topoloji optimizasyonu öncesi kontrol kolu.

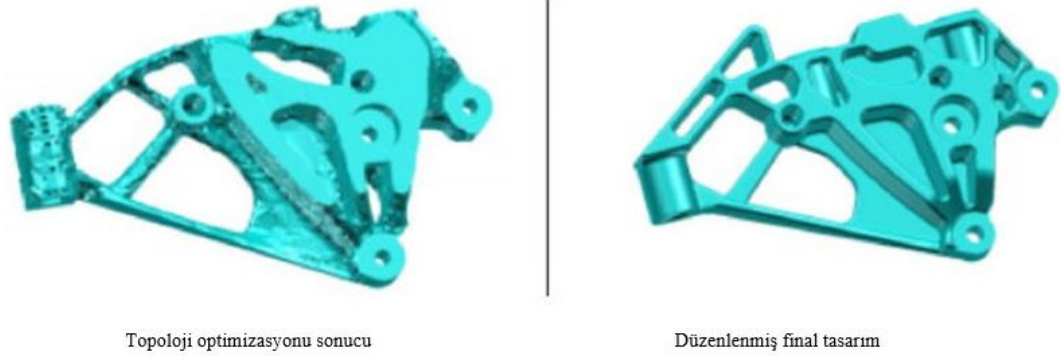
Kuvvet uygulanan noktadaki maksimum yatay yer değiştirmeyi 10,7 mm'ye ve maksimum dikey yer değiştirmeyi 1,2 mm'ye sınırlarken, kütlenin en aza indirgenmesi amacı ile topoloji optimizasyonu çalıştırılmıştır. Bu sayede Şekil 3.10'da gösterilen optimize edilmiş yapı elde edilmiştir (URL-7).



Şekil 3.10. Topoloji optimizasyonu sonrası kontrol kolu.

Aşağıdaki görselde de görüleceği üzere optimizasyon sonucu elde edilen geometri direkt olarak kullanılmaz, üzerinde düzenlemeler yapılır. Örneğin Şekil 3.11'de

gösterildiği gibi, Volkswagen motor braketine, çeşitli noktalarda pahlar kırılmış ve yuvarlatmalar yapılmıştır (URL-8).



Şekil 3.11. Topoloji optimizasyonunun ardından yumuşatılmış yapı.

3.2. Topoloji Optimizasyonu Yöntemleri

Yaklaşım ve çözüm metodları açısından, Topoloji Optimizasyonu yöntemleri Şekil 3.12'deki gibi gösterilebilir (URL-9).



Şekil 3.12. Topoloji optimizasyonu yöntemleri.

1. FEM Tabanlı İterasyon Yöntemi: Topoloji optimizasyonu yapan programlarının kullandığı temel yöntemdir. Yapıdaki yük taşımayan elemanlar aslında gerçekten silinmezler. Bunun yerine etkileri hesaba katılmayacak kadar küçültülür. Bu amaçla da, yoğunlukları yani elastikiyet modülleri düşürülür. Programa bir başlangıç geometrisi verilir ve optimizasyon sonucu alınır. Tezde bu yöntem kullanılmıştır. Bu yöntem 'Yoğunluk metodu' (Density method) olarak da bilinir. Yapı üzerindeki eleman, yük taşıdığı anlaşılırsa 1 katsayısı ile sisteme dahil edilir ve yapıda yerini korumaya devam eder. Yük taşımadığı anlaşılırsa, 0 katsayısı ile sisteme dahil edilip sistemden çıkarılır.

2. Üretim Tasarım Yöntemi: Autodesk firmasının Fusion 360 programı ile tanıtılmıştır. Yapay zeka entegrasyonun da uygulanabildiği yöntemde, üretimsel parametreler de dikkate alınarak, optimizasyon sonucu elde edilmek istenen ideal çıktıları belirleyecek parametrelere odaklanılır. Ağırlık azaltmak, yapıyı en güçlü hale getirmek, doğal frekansını değiştirmek vb. amaçlarla parametre değişiklikleri yapılabilir.
3. Sınır Geometride Arama Algoritması Tabanlı Yöntem: Malzeme verileri bilindikten sonra çalıştırılan arama algoritmalarını içerir. Yük yollarının geçtiği ve tepe yaptığı hacimsel uzay boşluğu içinde, uzaya atanan noktaların birleştirilip yumuşatılması sonucu elde edilen geometriler bu algoritmanın çıktıları arasındadır.
4. Öğretilmiş Yapay Sinir Ağları ile non-FEM Çözümleme: Sonlu Elemanlar Yöntemi girdileri ve çıktıları ile yapay sinir ağları üretilmesine izin veren yöntemdir. Birbirine benzeyen analiz dosyalarında süreyi önemli ölçüde azaltabilir.
5. Geleneksel Yöntem: Geometride oluşabilecek olan farklılıklar tanımlanır ve Taguchi metodu ile indirgeme yapılır. Varyans analizleri üzerinden optimum geometri bulunur.
6. DAQ Yardımı Yöntemi: Gerçekte çalışan fiziksel sistemin, dijital ikizinin oluşturulması neticesinde, dijital veriye yüzlerce simülasyon yapılmasından ziyade, fiziksel sistemin çalışma parametrelerinin dijital ikizi sürekli besleyecek şekilde konumlandırıldığı yöntemdir. Fiziksel sistemden çok sayıda veri almak için, uygun verileri alabilecek sensörlerin yerleşimi kritiktir. Kullanıcı, dijital ikiz üzerinden, fiziksel sisteme veri gönderebilir. Veri almak ve göndermek çift yönlüdür.
7. Gerçek Zamanlı Çözücü Yöntemi: Gerçek zamanlı olarak sonlu elemanlar analizinin koşturulduğu bir yöntemdir. Desktop Metal isimindeki teknoloji şirketi, bu metodu kullanan algoritma geliştirmiştir. Sınır şartları ve değişkenler programa tanıtılıp, aralarında kurulan dinamik bağlantılardan yararlanır.

3.3. Topoloji Optimizasyonu Programları

Topoloji optimizasyonu için kullanılan bazı programlar şunlardır:

1. Simulia Tosca: Dassault Systemes Firmasına ait Simulia Mühendislik ortamının programıdır. Kullanımı yaygındır. ATOM (Abaqus Topology Optimization Module) ismi ile, Abaqus Programında entegre kullanılabilmektedir. Tez içeriğinde,

tüm yapısal analizler Abaqus ortamında yapılmış olup, topoloji optimizasyonları ise ATOM ile yapılmıştır.

2. Altair OptiStruct: Altair firmasına aittir, Hypermesh ismindeki analiz programı ile entegre kullanılabilir. Kullanımı yaygındır.
3. MSC Nastran: MSC firmasına aittir. Nastran çözücüsü, Siemens NX gibi programlarla entegre olarak da kullanılabilir. Kullanımı yaygındır.
4. Discovery: Ansys firmasının optimizasyon yazılımıdır. Kullanımı yaygındır.
5. Within Enhance: Londra merkezli yazılım firması Within Technologies'e ait bir program olup, Autodesk ürünleriyle entegre kullanılan eklemeli imalat ve optimizasyon araçlarına sahiptir.
6. SolidThinking Inspire: Altair firmasının optimizasyon yazılımıdır.
7. PERMAS-TOPO: Almanya kökenli, kullanımı henüz pek yaygın olmayan bir optimizasyon yazılımıdır.
8. Genesis: Vanderplaats Araştırma Geliştirme Firması'nın optimizasyon yazılımıdır.

4. EKLEMELİ İMALAT

Eklemeli İmalat konvansiyonel imalatta olduğu gibi, dolu bir kütükten malzemenin işlenip çıkarılmasının aksine, adeta bir bina diker gibi, en temelden başlayarak üste malzeme koyarak ilerleyen bir imalat şeklidir. Önceleri katmanlı imalat olarak isimlendirilse de, bu isimlendirme pek doğru değildir. Katman katman işleme teknolojisi dışında da bu yöntemi ele alabilecek yeni teknolojiler geliştirilmesi söz konusu olabildiği için, yöntemi sırf bununla tanımlamak kapsamı kısıtlamak olur. Eklemeli imalat kategorilerini ve tanımlamasını standartlaştırmak için, literatürde ASTM F42 komitesi yetkilidir.

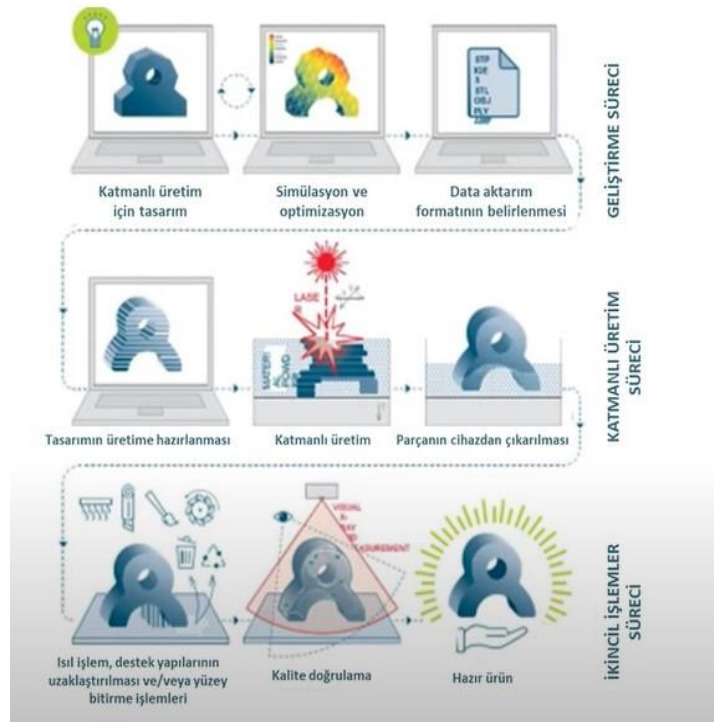
Eklemeli İmalat piyasada daha çok 3 boyutlu yazdırma teknolojisi ile tanınmıştır. 3 boyutlu yazdırmalar ile çok kompleks şekiller ve geometriler oluşturulabildiği için, geleneksel imalat yöntemleri ile üretilmeyecek yapılar bu metodla üretilebilir. Hızlı prototipleme konusunda müthiş bir esneklik sağlar. Çünkü üretilmesi istenen parçalar için herhangi bir kalıp, fikstür, şablon ihtiyacı bulunmamaktadır. Az sayıda parçanın üretimi için de bu nedenle ekonomik avantaj sağlar.

Parçaların iç yapılarını da tek seferde entegre biçimde üretmeye olanak tanıdığı için, montajdaki parça sayısını minimuma indirir ve hatta montaj gereksinimini ortadan kaldıracı entegre çözümlere ulaşılmasını mümkün kılar. Eklemeli imalat teknolojisinde hammadde olarak; seramik, metal, plastik, biyokimyasal ve başka malzemeler kullanılabilir. Bu teknoloji çoğunlukla, yüksek başlangıç yatırım maliyetlerine sahip değildir ve ekonomik olarak avantajlıdır. Aynı zamanda; parçalar entegre ve yekpare tasarlanıp üretilebildiği için, metal birleştirme işlemlerinden olan kaynak ve lehime maruz kalmamaktadır, böylece mekanik özellik kaybı yaşanmaz. Entegre yapı üretildiği için kontrol edilmesi gereken parça sayısı düşer. Daha az sayıda parça ile aynı işlevsellik yakalanabilir. Entegre üretim, tedarikçi sayısını azaltır. Dolayısıyla lojistik maliyetleri düşer ve firma-stok takibi süreçleri kolaylaşır. Medikal implantlarda kişiye özgü çözümler sunmasıyla, kişiselleştirilebilir bir kurgudur. Hızlı prototipleme yapmaya uygun yapısı sayesinde, tasarımdan teste kadar giden süreçleri önemli ölçüde kısaltan bir imalat teknolojisidir. Bu haliyle, yeni ürünlerin rakiplerden daha önce pazara çıkmasını sağlayarak, firmaların sektördeki konumunu değiştirebilen dinamizm taşır. Katmanlı üretimdeki katmanlara bölünen geometri yapıları, üreticiye katman kontrolü yapmasını ve böylece kafes yapıları (lattice

structures) elde etmeye yarar. Bu kafes yapılarının katman (slice) düzeyinde kontrolü yapılarak, üretilen ürünün ağırlığı ve kullanılacak malzeme miktarı optimize edilebilir.

Eklemeli imalatın dezavantajı ise, seri üretime uygun olmamasıdır. Plastik enjeksiyon kalıplarının, kaynak robotlarının dakikalar içinde araç üretebildiği modern fabrikalarda, eklemeli imalat ile bu hızlara ulaşmak günümüz için çok zordur. Parçayı katman katman işleyebilmek için, geometri ve boyuta bağlı olarak makinanın uzun süreler sürekli çalışması gerekebilmektedir. Bu haliyle kişiye özel, butik tasarım ve üretimlere daha uygundur. Biyomedikal uygulamalarda bu nedenle sık tercih edilir.

Önce CAD ortamında tasarım yapılır, gerekirse optimizasyonu yapılır. Sonrasında, programlar CAD datasını katmanlarına (slice) ayırır ve üretilirken destek (support) gereken yerlere destek ayarı yapılır. Kafes yapısının (lattice structure) kontrolü de söz konusu olabilir. Üretim hızı ve parça ağırlığı çok farklı parametreler optimize edilerek kontrol edilebilir. Üretim sonrası, çapak giderme ve yüzey pürüzlülüğünü azaltma adına ince talaş kaldırma işlemleri ve boyama yapılabilir. Parçadaki iç gerilmeleri almak için, ısıl işlem de uygulanabilmektedir. Hammadde plastik olursa, renkli plastik hammadde kullanımı yapılarak, boyama işlemine gerek bırakılmayabilir. Katmanlı üretim adımları Şekil 4.1.'de verilmiştir (URL-10).



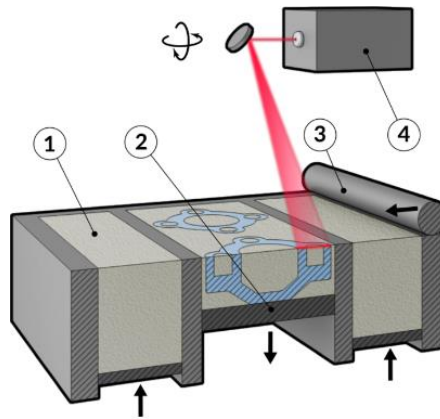
Şekil 4.1. Katmanlı üretim adımları.

Eklemeli imalat günümüzde öylesine ilerleme kaydetmiştir ki, evler dahi bu yöntem ile üretilebilmektedir. Roketlerde ve uzay-havacılıkta kendisine kullanım yerleri bulmuştur. Gündelik hayatımıza ise, moda ve tekstilde, oyuncak ve hediyelik eşya olarak, saat kayışları vb. olarak çok çeşitli açılardan dahil olmuş bir teknoloji konumundadır.

Birçok eklemeli imalat yöntemi bulunmaktadır. Braket yapısının üretilebilirliğine uygun olan bazı eklemeli imalat yöntemlerine kısaca değinilmiştir.

Toz yatak füzyonu (powder bed fusion): Seçici lazer sinterleme, elektron ışın ergitme, seçici lazer ergitme, doğrudan metal lazer sinterleme, seçici ısı sinterleme gibi yöntemler içerir. Yatak adı verilen bir hazne içinde boyutları farklı büyüklüklerde olabilen çeşitli malzeme tozları barındırdığı için bu şekilde isimlendirilmiştir. Bu tozlar; lazer ışını, elektron ışınları veya termal baskı kafaları ile ergitilir veya sinterlenir. Mekanik özellikler korunarak üretim yapılır. Metal, seramik ve polimer malzemeler için geliştirilmiş tipleri bulunur. Katılaşmış katmanların üzerine, ince bir toz tabakası serilerek üretim devam eder. Toz yatak içinde parça, katman katman oluşur. Sinterleme veya ergitme prosesi ile katmanlar elde edilir. Toz yatak füzyonu yönteminin alt başlıklarından olan ve braketin üretilebileceği bazı türler şöyle sıralanabilir:

Seçici Lazer Sinterleme (Selective Laser Sintering – SLS): SLS teknolojisi ile toz hale getirilmiş malzemeler (polimer, seramik ve bazı metaller), bir lazer kaynağının ürettiği ısı sayesinde erime noktalarının altındaki bir sıcaklıkta birbirine kaynaştırılarak katmanlar oluşturulur. Prosese ait örnek görsel Şekil 4.2.'de verilmiştir (Özer, 2020).



Şekil 4.2. Seçici lazer sinterleme prosesi.

Şekilde görüldüğü üzere, 1 numaralı haznede toz hale getirilmiş malzeme bulunmaktadır. Tezgah üzerinde hareket eden 3 numaralı silindir (toz serici), 1 numaralı hazneden tozu sürükleyerek, sinterleme işleminin yapıldığı 2 numaralı platformun üzerine getirir. Burada lazer kaynağı, 3B modelin kesitine uygun olarak, toz parçacıklarını ısıtarak birbirlerine kaynaşmasını sağlar. Daha sonra 2 numaralı platform bir katman boyu kadar (yaklaşık 100 mikron) aşağı iner. Süreç bu şekilde imalat bitene kadar tekrarlanır. Toz hanelerinden, silindir (toz serici) ile toz transfer edildikten sonra, bu platformlar da bir katman yukarı çıkar. Bu yöntemde malzeme israfı oldukça düşüktür. İşlemlerden sonra geride kalan tozlar tekrar kullanılabilir. Seçici lazer sinterleme yöntemi ile braket üretmek mümkündür, fakat SLS cihazları daha ziyade plastik türevi malzemelerin üretiminde kullanılmaktadır ve güçleri daha düşük olduğundan, metal ergitme için genelde yeterli değildir, bu şekilde ticarileşmeye gidilmiştir.

Elektron Işınli Ergitme (Electron Beam Melting – EBM): Elektron ışınli ergitme (EBM) teknolojisi, odaklanmış bir elektron ışını vasıtasıyla toz malzemenin ergitilerek kaynaştırılması prensibine dayanır. SLS teknolojisine benzer olmakla birlikte farkı, sinterleme yerine ergitme yapmasıdır. Yüksek mukavemetli parçaların imalatında tercih edilmektedir. Bu malzemelerin tozlarını ergitmek için yüksek güç gerektiğinden, kısa sürede işlemi gerçekleştirebilmek için elektron ışın kaynakları gibi güçlü kaynaklara ihtiyaç duyulmaktadır. Proses, vakum altında gerçekleşmektedir. EBM’de yüzey kalitesi 20-25 mikron ortalama pürüzlülük (Ra) aralığındadır. Minimum katman kalınlığı ise 50 mikrondur. Elektronla tozların etkileşimini engellemek için yüksek sıcaklıkta bir ön ısıtma uygulanır. Bu işlem, kullanılmamış tozların sinterlenmesine sebebiyet verebilir. EBM’de, üretilecek malzemenin iletken olması önemlidir. Tarama hızı yüksektir.

Seçici Lazer Ergitme (Selective Laser Melting – SLM): Braket üretilecek olsaydı, üretimi için en uygun yöntem Seçici Lazer Ergitme yöntemi olurdu. Seçici Lazer Ergitme teknolojisi, SLS (Seçici Lazer Sinterleme) teknolojisiyle oldukça benzer çalışma prensibine bağlıdır. Bu teknolojinin SLS’ten farkı, sinterleme değil, ergitme yapmasıdır. İmalatta kullandığı malzemenin sıcaklığı ergitme noktasının üzerine çıkarır ve orada kaynaştırır. Titanyum, alüminyum gibi metal tozlarından homojen parçalar imal eder. Çoğunlukla havacılık, medikal ve otomotiv sektörlerinde

kullanılmaktadır. Metallerin ergitilmesi için yüksek güce sahip lazer sistemleri gerektiğinden, yatırım maliyetleri yüksektir ve kontrolü zordur. 20 mikron ile 60 mikron arası katman kalınlıklarında tek katmanın üretimi yapılabilir. Tipik yüzey pürüzlülük değeri 4-10 mikron ortalama yüzey pürüzlülüğü (Ra) değeridir, ki bu EBM'e göre çok daha pürüzsüzdür. Galvanometrik aynalar yardımıyla tarama yapılır, bu nedenle tarama hızı düşüktür. Reaktivitesi yüksek olan magnezyum alaşımları ve titanyum alaşımlarını üretirken, argon gibi asal bir gaz altında işlemin yapılması uygun olur. Braketin SLM (Selective Laser Melting- Seçici Lazer Ergitme) yöntemi ile üretilmesi daha uygundur. Çünkü Türkiye'de SLM yöntemiyle üretim yapan tesis sayısı yeterlidir ve ulaşmak kolaydır. Önemli olan; hizmet alınacak firmanın proses tecrübesine sahip olmasıdır ve kullanılan tezgahlara, uygulanan prosese bağlı olarak, üretimin kalitesi değişkenlik gösterir. Aynı malzeme kullanılarak, farklı firmaların farklı cihazlarıyla üretilmiş aynı parçalar arasında fark görülebilir. Artık gerilmeler (residual stres) kaynaklı atma ve çatlaklar oluşabilen bir yöntemdir. Gözenekli üretim hataları oluşmasına müsait bir yöntemdir. Proses sırasında bu tarz hataları tespit edebilen bir ticari tasarım/üretim henüz söz konusu olamamıştır. Belirli bir yönde üretim gerçekleştiği için, tabakalar arası anizotropi oluşumunu engellemek için yeterli füzyonun sağlanması önemlidir. SLM ile üretilen malzemenin, EBM'de olduğu gibi iletken olmasına gerek yoktur.

Üretim anında mikroyapıyı belirleyen bazı faktörler vardır. Lazer ile tozun etkileşimi, tarama parametreleri, çevresel parametreler, tozun tipi, elde edilecek taneciğin boyutu, yönelimi, ergimemiş tozlar, mikro gözenekler ve diğer hatalar üretilen parçanın mekanik özelliklerine doğrudan etki eder. İstenilen değerlerdeki mikroyapıyı ortaya çıkarabilecek parametrelerin tespiti, işte bu yüzden çok önemlidir. Z yönünde katmanlar üstüste bindiği için, hata oluşma riski daha fazladır. Tüm işlemlerin ardından, ısıtma işlemi uygulanması yapının mekanik özelliklerini iyileştirebilir. Kontaminasyon ve oksidasyon gibi etkenler nedeniyle, teoride sürekli kullanılabilen yatak tozu, belli süre sonra mekanik özelliklerinde değişimler gösterebilir ve aslında sürekli kullanılmaması, belli periyotlar ile yenilenmesi gerekebilir.

SLM yöntemiyle üretilen, turbojet motorunda kullanılan örnek bir parça Şekil 4.3.'te görülmektedir (URL-11).



Şekil 4.3. SLM ile üretilmiş ve TJ90 turbojet motoruna ait bir parça.

SLM metodu ile Ford tarafından üretilen, kişiye özel bijon somunları görseli Şekil 4.4.'te verilmektedir. Bu somunlar (URL-12) sayesinde, tekerlerin çalınmasının önüne geçilmesi amaçlanmaktadır.



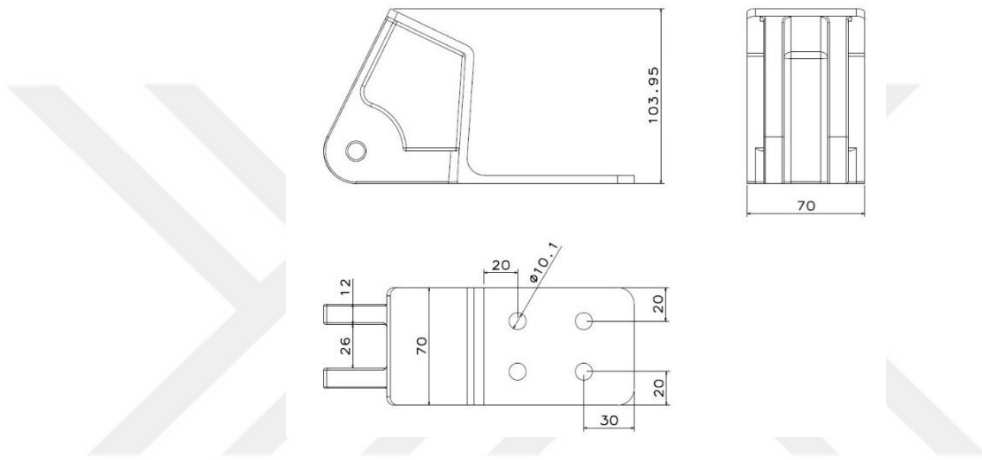
Şekil 4.4. Kişiye özel bijon somunları.

Seçici lazer ergitme yöntemi günden güne popülerleşmektedir ve ileride en çok kullanılan metodlardan biri olacağı öngörülmektedir.

5. MALZEME VE YÖNTEM

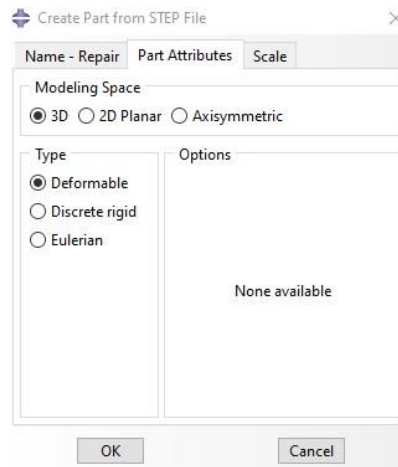
5.1. Program Genel Ayarları

Bu tez çalışmasında kullanılan braketin, ilk tasarım geometrisi Şekil 3.1’de gösterilmiştir. Braket, Catia V5 programı R21 sürümü (URL-13) ile 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Analiz çalışmaları, Dassault Systèmes Firması’na ait olan Abaqus (URL-14) isimli Sonlu Elemanlar Programı 6.14 sürümü kullanılarak yapılmıştır. Topolojik olarak optimize edilmemiş, ilk tasarım geometrisi Şekil 5.1.’de verilmektedir.



Şekil 5.1. Topolojik optimize edilmemiş braket geometrisi.

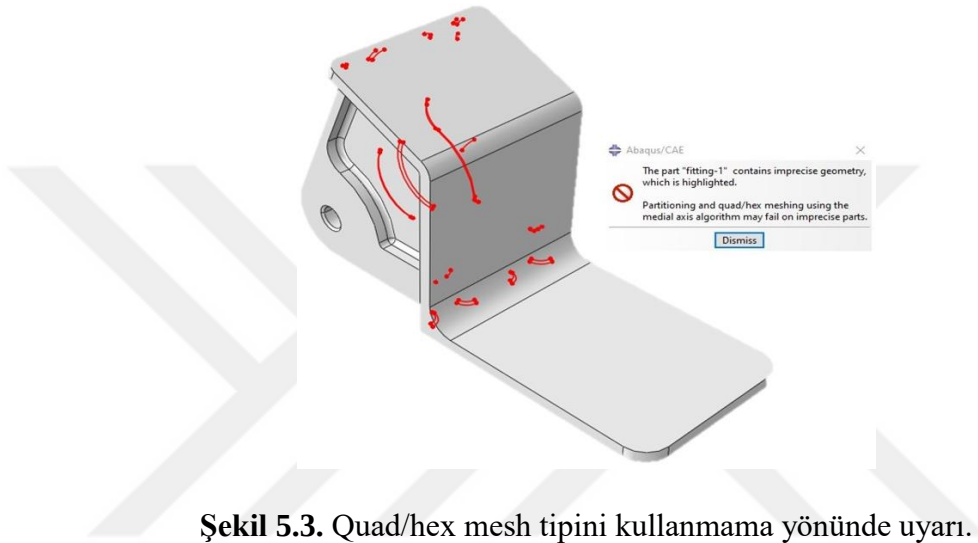
Catia V5’te çizilmiş olan braket geometrisi Abaqus’a transfer edilerek işe başlandı. Parça özelliği deforme olabilir (deformable) olarak seçildi (Şekil 5.2).



Şekil 5.2. Catia datasının Abaqus’a alınması.

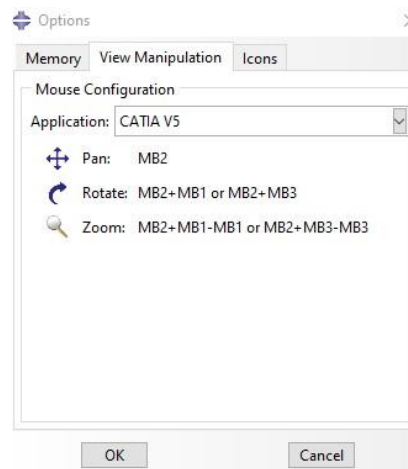
Sadece civatalar ve çataldan geçen pim, analitik rijit gövde olarak kabul edildi. Çünkü bu civataların ve pimin oldukça mukavim ve rijit (stiff) olarak tasarımda seçildiği kabul edilmektedir.

Parçanın programa taşınmasıyla birlikte, geometrinin şekli görece karmaşık olduğundan, quad/hex mesh tipinin kullanılmasının uygun olmayacağı program tarafından kullanıcıya uyarılmaktadır (Şekil 5.3). Bu uyarı dikkate alınmıştır.



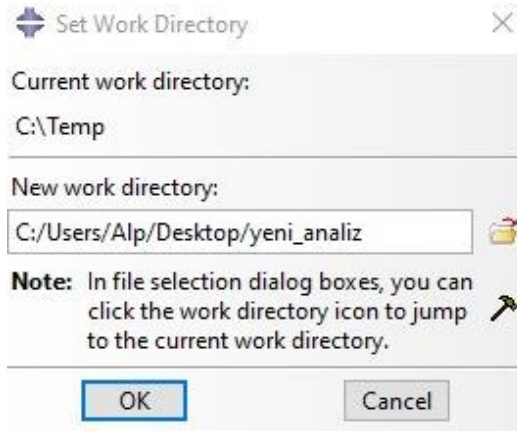
Şekil 5.3. Quad/hex mesh tipini kullanmama yönünde uyarı.

Sonrasında, parçaya yakınlaşıp uzaklaşmak ve parçayı rahatça döndürmek için, program fare ayarları tools-options menüsünden, Catia programı ile senkron hale getirildi (Şekil 5.4).



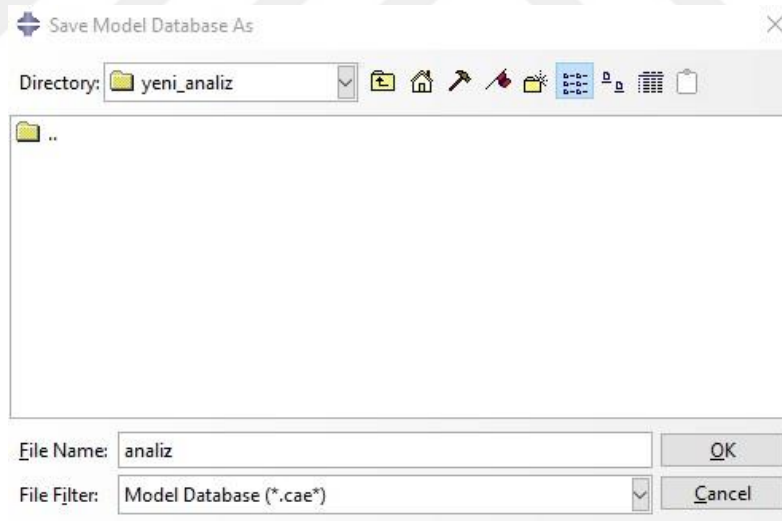
Şekil 5.4. Program döndürme/öteleme/yaklaşma ayarları.

File- set work directory menüsünden, analizin kaydedileceği dosya, çalışmanın en başında oluşturuldu (Şekil 5.5).



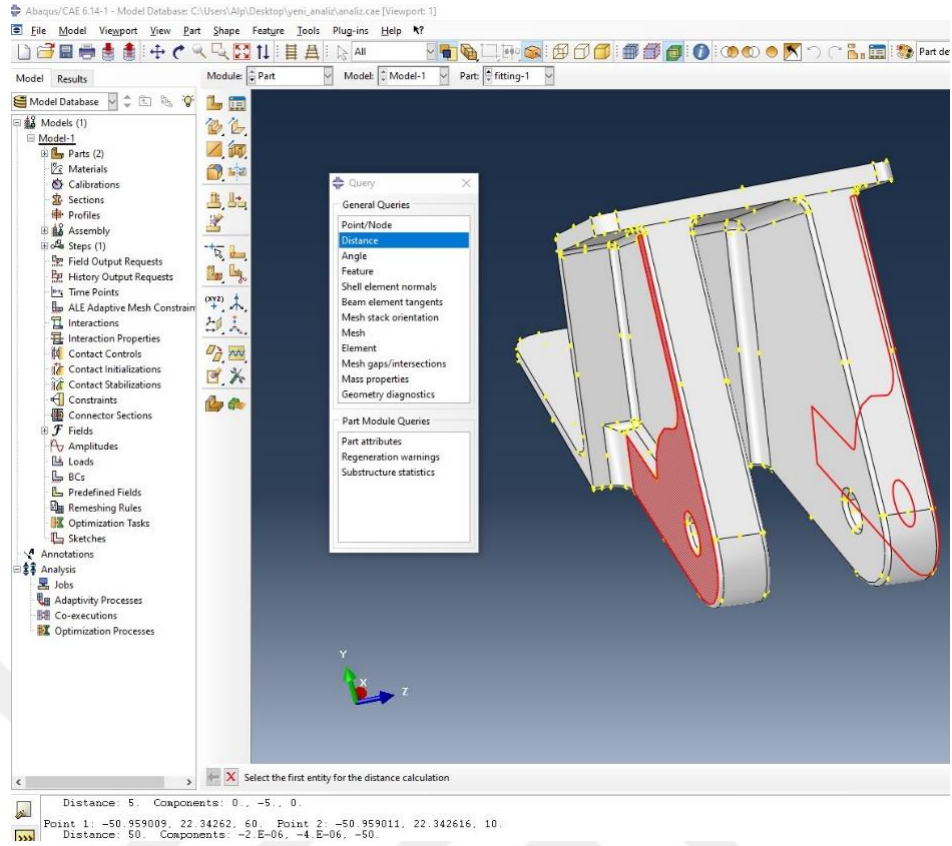
Şekil 5.5. Kayıt klasörü ayarının yapılması.

Analiz dosyası, save butonu ile analiz ismi adıyla, model veritabanı olarak kaydedildi (Şekil 5.6).



Şekil 5.6. Model veritabanının kaydedilmesi.

Tools-query sekmesinden, distance (mesafe) sorgusu seçilerek, taşınan geometrinin ölçeklendirilmeye tabii tutulmadığından, braket üstünden birden çok ölçüm alınarak (Şekil 5.7), geometrik ölçülerinin teknik resimdeki (Şekil 5.1) ile aynı olduğundan emin olundu.



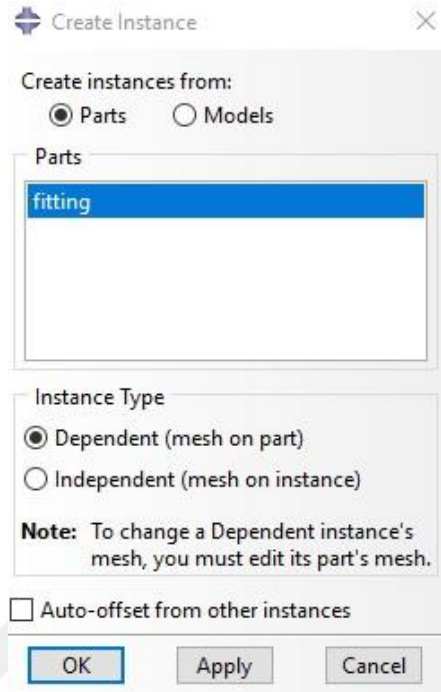
Şekil 5.7. Ölçek ayarının kontrolü.

Abaqus Programında metrik birim (SI) veya İngiliz birimleri (Imperial) seçme tercihi olmadığı için, data verilerinin birbiriyle uyumlu olmaları zorunludur. Tezde seçilen uyumlu ölçüm birimleri Çizelge 5.1’de belirtildi.

Çizelge 5.1. SI birim sistemi.

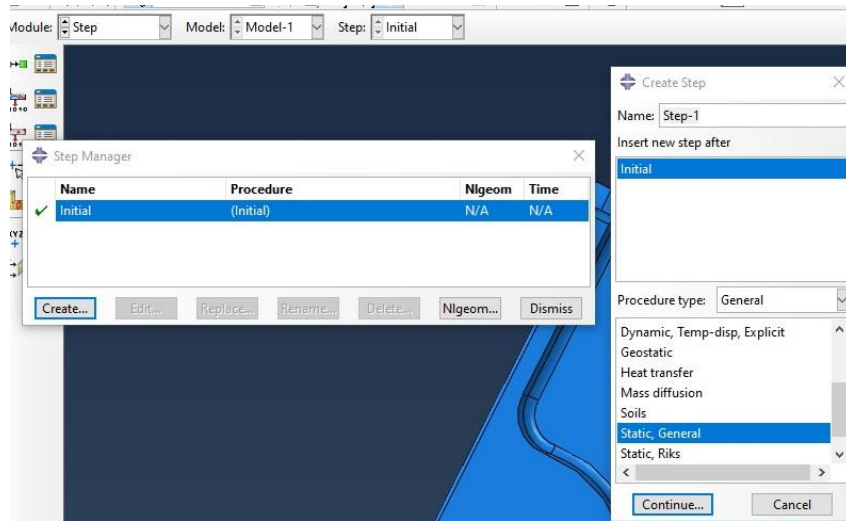
Nicelik	SI
Uzunluk	mm
Kuvvet	N
Kütle	ton
Zaman	S
Stres	MPa
Enerji	mJ
Yoğunluk	ton/mm ³

Ağ yapısı, parça üzerinde, parçaya bağımlı şekilde ayarlandı (Şekil 5.8).



Şekil 5.8. Ağ yapısını parça geometrisine ilişkilendirmek.

Ardından adım (step) modülüne geçilerek adım yöneticisinden statik, genel ayarı seçildi (Şekil 5.9).



Şekil 5.9. Statik analiz dosyası oluşturmak.

Bu modülde yapılan ayar ile programın, çözüm için başlangıç iteratif değerlerini hangi aralıklarda nasıl kullanacağı belirlenmektedir. Büyük deplasmanlar öngörülmediği

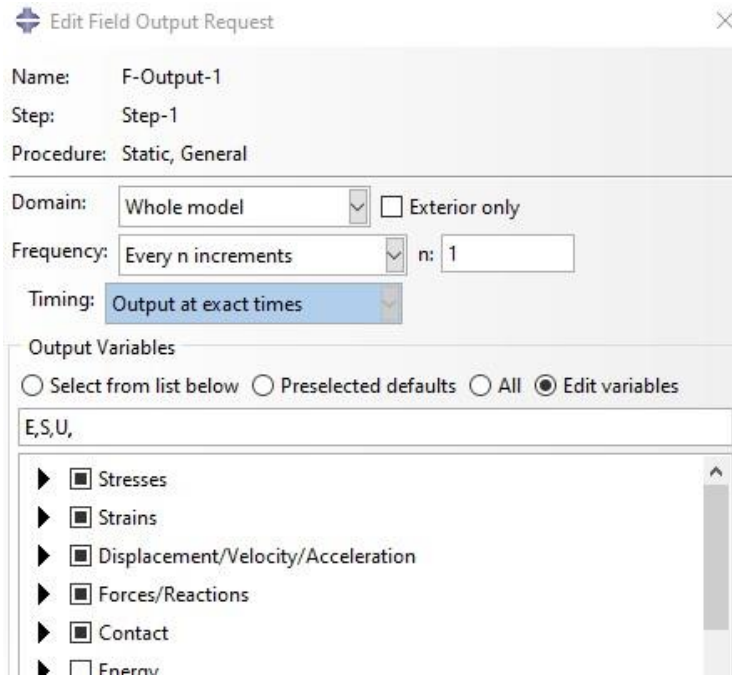
için, non-linear etkiler ihmal edilebilir.

Tarihsel çıktılar (History output) olarak geçen zamana bağlı değişimleri almamıza gerek yoktur, lineer statik analiz zamandan bağımsız olarak dikkate alınır. Tarihsel çıktılar kapatılır. Her adım için zaman periyodu 1 olarak alınır, çünkü lineer statik yüklemeler zamandan bağımsız sonuçlara sahiptirler. Statik dengeye gelene kadarki kısa sürede, yapı içinde yaşanan atomik değişimler, kafes yapısı değişimleri mekanik olarak ilgi alanımızda değildir (Şekil 5.10).



Şekil 5.10. Tarihsel çıktıları iptal etmek.

Saha alan çıktısı (Field output) olarak verilen alan çıktıları ise zamandan bağımsız olarak, istenilen sonuçları verir. Gerinim, gerilim, deplasman ve kuvvetler ile momentler saha alan çıktısı olarak gözlemlenecek şekilde ayarlar yapılır (Şekil 5.11).



Şekil 5.11. Gözlemlenmek istenen saha alan çıktıları aktifleştirmek.

Saha alan çıktılarında Von Misses streslerini, deplasmanları ve gerinimleri programdan talep etmek önemlidir (Şekil 5.12).

☐ List only variables with results:

Name	Description (* indicates complex)
E	Strain components at integration points
S	Stress components at integration points
U	Spatial displacement at nodes
UR	Rotational displacement at nodes

Şekil 5.12. Analiz için en kritik saha alan çıktıları.

5.2. Malzeme Özelliklerinin Tanıtılması

Braketin malzemesi, Arcam Titanyum Alaşımıdır (TiAl₆V₄, Grade 5). TiAl₆V₄ Alaşımı, partikül boyutları 45-100 µm aralığında olan toz halindedir ve Toz Yatağında Ergitme yöntemlerinden biri olan Seçici Lazer Ergitme Eklemeli İmalat yöntemine uygun bir malzemedir. TiAl₆V₄ Alaşımı, en yaygın kullanılan titanyum alaşımıdır ve tıp endüstrisi, havacılık, uzay, otomotiv ve denizcilik ekipmanları endüstrisinde çok sayıda uygulamaya sahiptir. TiAl₆V₄, kimyasal içeriği ve mekanik özellikleri Çizelge 5.2. ve Çizelge 5.3.'te gösterilmiştir (URL-15).

Çizelge 5.2. Arcam TiAl₆V₄ malzemenin kimyasal içeriği.

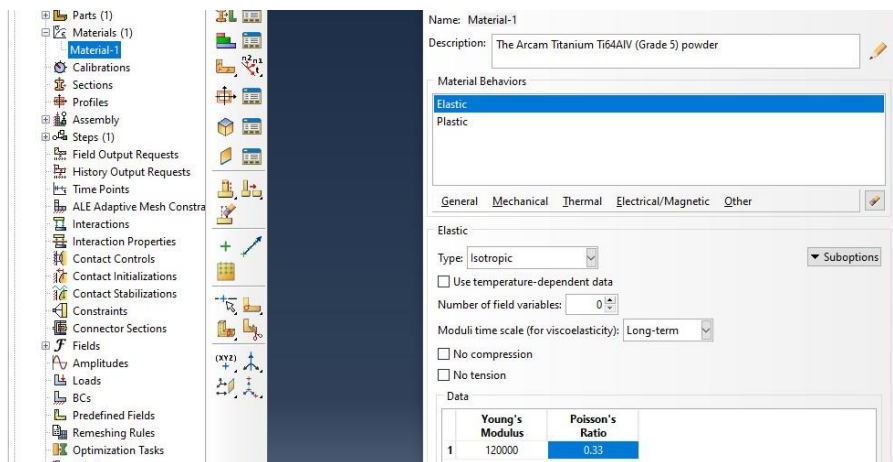
Alüminyum, Al	% 6
Vanadyum, V	% 4
Karbon, C	% 0.03
Demir, Fe	% 0.1
Oksijen, O	% 0.15
Azot, N	% 0.01
Hidrojen, H	% 0.003
Titanyum, Ti	Balans

Malzemenin kimyasal içeriği kadar, mekanik değerleri de oldukça önemlidir.

Çizelge 5.3. Arcam TiAl₆V₄ malzemenin mekanik değerleri.

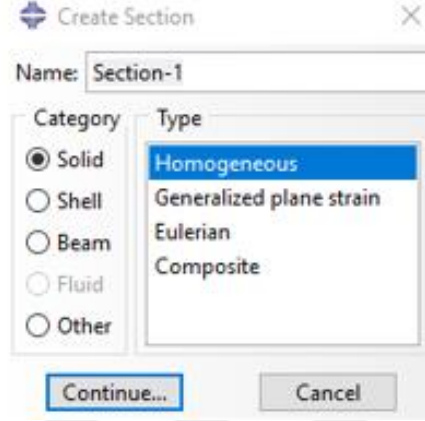
Akma mukavemeti	950 MPa
Kopma mukavemeti	1020 MPa
Kopma uzaması	% 14
Kesit alanı daralması	% 40
Rockwell sertliği	33 HRC
Elastisite Modülü	120 GPa
Yoğunluk	4.5 g/cm ³
Poisson oranı	0.33

Braket malzemesi özelliklerinin programa tanıtılması gerekmektedir. Bu noktada malzemenin elastisite modülü, akma mukavemeti ve Poisson oranını sisteme tanıtmak, yapılacak analizler açısından gerekli ve yeterlidir. Malzemenin elastik özelliği olarak elastisite modülü (E) 120.000 MPa ve Poisson oranı (ν) 0.33 olarak sisteme girildi. Yük şartları parçaya uygulandığında, parçanın tüm bu yüklere karşı vereceği tepkinin lineer elastik bölgede, yani Hooke kanunu bölgesinde kalması gerekmektedir. Malzemenin plastik özelliğini karakterize eden akma mukavemeti de 950 MPa olarak sisteme tanıtıldı. Bu üç özelliğe ilave olarak, malzemenin yoğunluk değerinin girilmesi lineer statik analiz için yeterlidir. Malzeme metal tozu olduğu için, mekanik davranışı izotropiktir ve programa bu özellik tanıtıldı. Malzeme elastik özelliklerinin tanımlanması, Şekil 5.13'te gösterilmiştir.



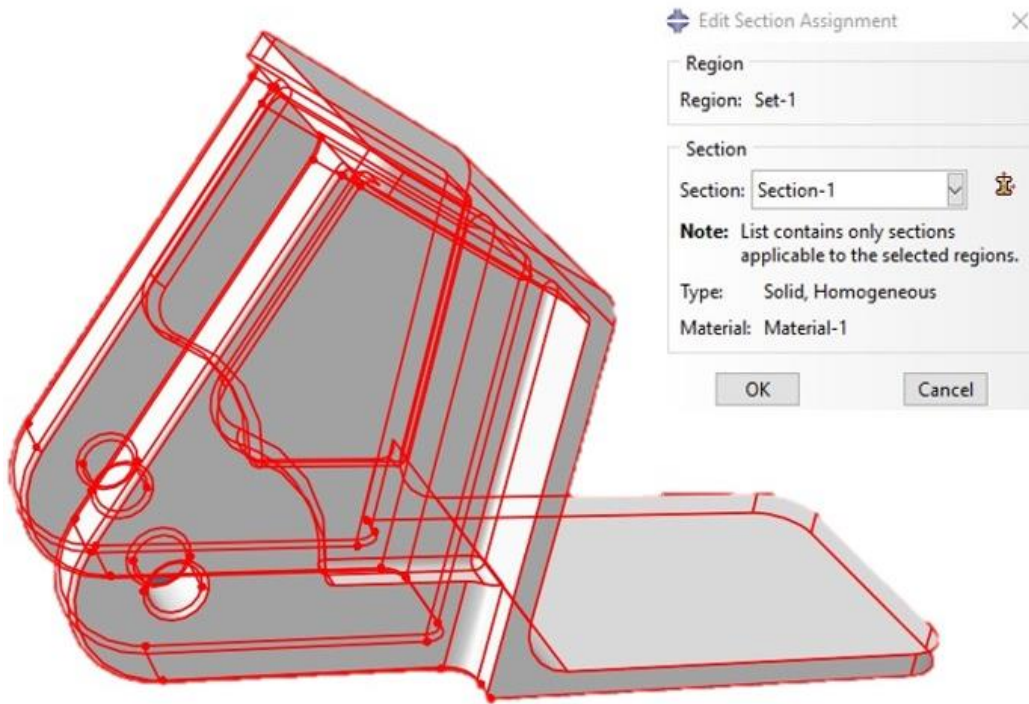
Şekil 5.13. Malzeme elastik özelliklerinin tanımlanması.

Kullanılan malzeme metal alaşımı tozu olduğu için, mekanik karakteristiği olarak izotropiktir, her yönden gelen yüke eşit dayanım sağlayacağı ön görülmektedir. Braketin tamamı katı ve homojen bir kesit olarak düşünülmelidir (Şekil 5.14).



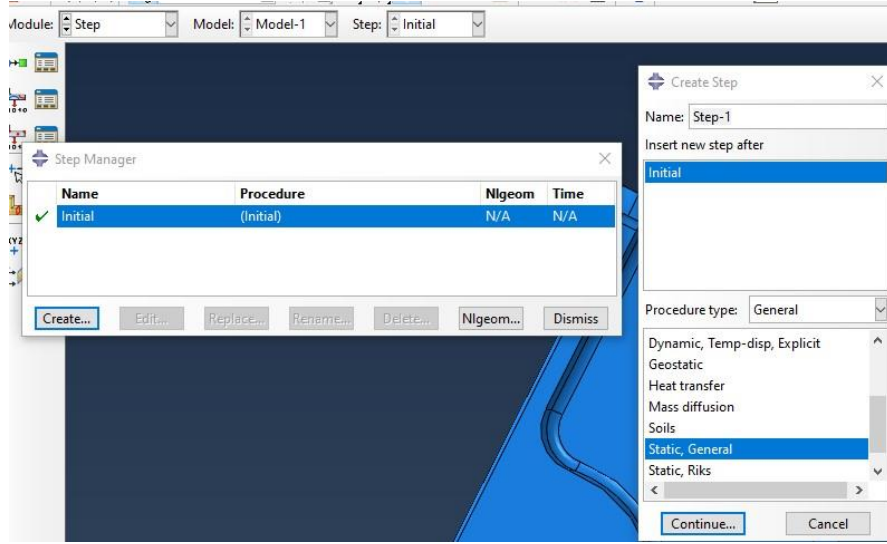
Şekil 5.14. Kesit oluşturmak.

Tanımlanan kesit özelliği katı modelin tamamına uygulandı (Şekil 5.15).



Şekil 5.15. Kesiti geometriye atamak.

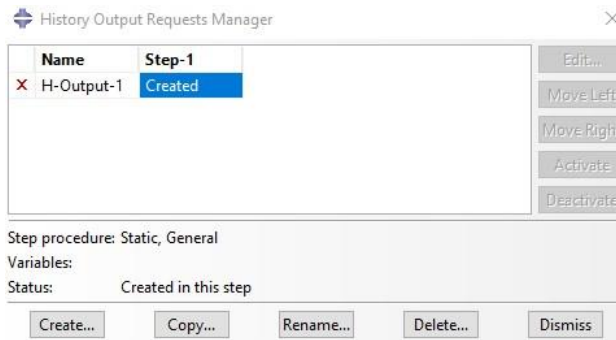
Ardından step (adım) modülüne geçildi. Adım yöneticisinden oluştur denilerek statik, genel ayarı seçilir (Şekil 5.16).



Şekil 5.16. Statik analiz dosyası oluşturmak.

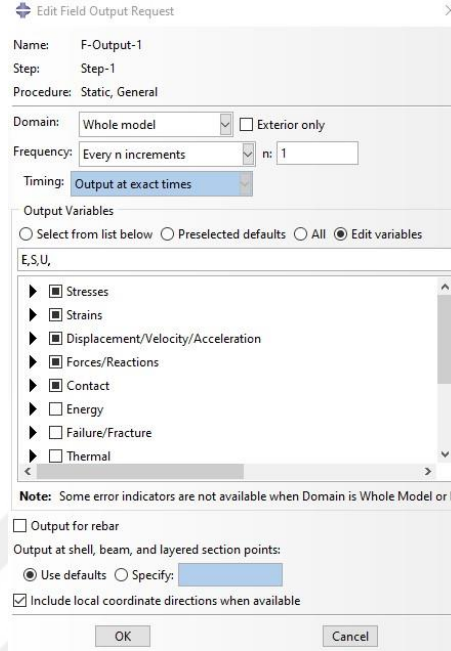
Bu modülde yapılan ayar ile programın, çözüm için başlangıç iteratif değerlerini hangi aralıklarda nasıl kullanacağı belirlenmektedir. Büyük deplasmanlar öngörülmediği için, non-linear etkiler ihmal edilebilir.

Tarihsel çıktılar (History output) olarak geçen, zamana bağlı değişimleri almamıza gerek yoktur, lineer statik analiz zamandan bağımsız olarak dikkate alınır. Tarihsel çıktılar kapatılır. Her adım için zaman periyodu 1 olarak alınır, çünkü lineer statik yüklemeler zamandan bağımsız sonuçlara sahiptirler. Statik dengeye gelene kadarki kısa sürede, yapı içinde yaşanan atomik değişimler, kafes yapısı değişimleri mekanik olarak ilgi alanımızda değildir. İlaveten, grafik yazdırılmak istenildiğinde tarihsel çıktılar kullanılır. Kuvvet, gerilme veya gerinmeyi grafik olarak yazdırmak dinamik analizlerde oldukça kullanışlı olabilir. Ancak, statik analizlerde yük sabittir, zamanla değişmez, bu nedenle tarihsel çıktılar kapatılır (Şekil 5.17).



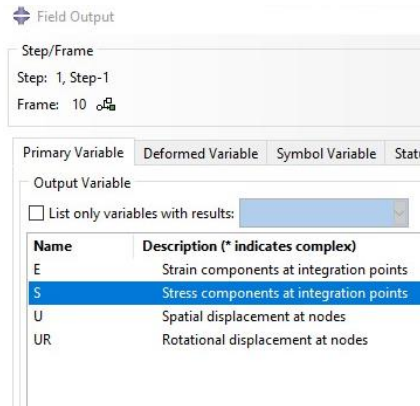
Şekil 5.17. Tarihsel çıktıları iptal etmek.

Saha alan çıktısı (Field output) olarak verilen alan çıktıları ise zamandan bağımsız olarak, istenilen sonuçları verir. Gerinim, gerilim, deplasman ve kuvvetler ile momentler saha alan çıktısı olarak gözlemlenecek şekilde ayarlar yapılır (Şekil 5.18).



Şekil 5.18. Gözlemlenmek istenen saha alan çıktılarını aktifleştirmek.

Saha alan çıktılarında Von Misses streslerini, deplasmanları ve gerinimleri programdan talep etmek önemlidir (Şekil 5.19).



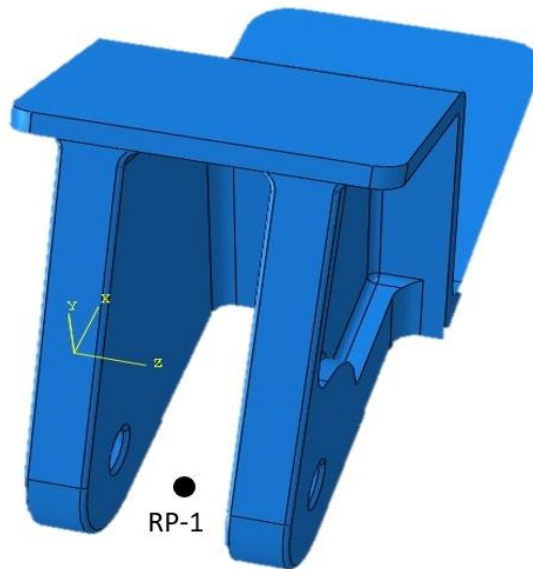
Şekil 5.19. Analiz için en kritik saha alan çıktıları.

5.3. Yüklerin ve Sınır Koşullarının Tanımlanması

Braket 4 cıvata ile yapıya sabitlenmiş olup, iki bacağına (clevis) bulunan deliklerden bir pim geçmektedir (Şekil 3.2). Yapının modellenmesinde bu durumlar, sınır koşulları

dikkate alınmıştır. Bu çalışmada, civatalar ve pim modellenmemiş, onun yerine bunların etkisi modellenmiştir. Yani civataların oturduğu bölgeler ankastre (sabit) alınmış, pime gelen yükler ise iki bacak deliklerindeki (pimin geçtiği delikler) silindirik yüzey alanına bağlanılarak dağıtılan ortadaki bir referans nokta ile temsil edilmiştir. Bunun sebebi, modelde kontak tanımlamaktan kaçınmak ve böylece non-lineer analiz yerine, lineer analiz yapmaktır. Kontak tanımlanmış olsaydı, analiz non-lineer olurdu. Kontak bölgesindeki tüm toleransları, kontak ilişkilerini detaylı şekilde girmek gerekirdi. İlaveten, kontak yapan parçaların birbirlerine göre olan bağıl hareket farklarını hesaplamak gerekirdi. Kontak tanımı yapılırken non-lineer olan modelleri çözmek, lineer modeli çözdürmeye nazaran (çok daha fazla parametre içerdiği için) daha uzun çözüm zamanı alacak ve hataya daha açık olacaktı. Lineer analiz hem daha güvenli sonuçlar verir, hem de çözüm süresi daha kısadır. Yapıda tasarım fazında seçilen bağlayıcılar ve pim elemanı, belirli bir emniyet faktörü gözönüne alınarak seçilir ve genelde standart elemanlardan oluşur. Seçilen bu standart elemanlar rijit gövde olarak kabul edilmektedir, yani yapıya gelen yüklere lineer elastik bölge limitleri içerisinde tepki verirler ve kalıcı bir deplasmana uğramazlar. Yapıdaki civatalar ve pim, bu açıdan statik analiz kapsamının dışında kalmaktadırlar ve bu çalışmanın odak noktası değildir.

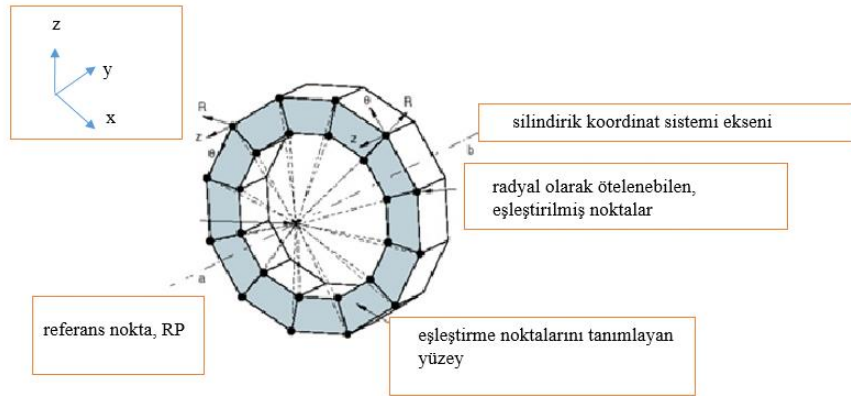
Braketten geçen pimi sembolize etmek için, pimin geçtiği iki deliğin koordinatsal olarak tam ortasına bir referans nokta (reference point, RP) atanmıştır (Şekil 5.20).



Şekil 5.20. Referans nokta oluşturulması.

Pime gelen tüm yükler, bu noktaya uygulandı. Çalışmada pim modellenmedi, dolayısıyla kontak yüzeylerin oluşmasının önüne geçilerek, non-lineer çözümde gelebilecek, hatalı girdilere daha açık olan bir yöntem kullanılmamıştır. Non-lineer çözümlerde, kontakların hatalı tanımlanması sonucu, yük ve momentlerin aktarımının yanlış hesaplanma riski vardır ve malzeme çiftlerinin, birbirlerine bağlantı şekillerinin, rijitlik davranışlarının vb. detaylı tanımlanması gerekmektedir.

Oluşturulan bu referans nokta ve pimin oturduğu iç yüzeyler seçilerek eşleşme (coupling) ismi verilen bir bağlantı oluşturuldu. Pimin oturduğu iç yüzeyler üzerinden brakete aktardığı tüm yüklerin, referans nokta üzerinden aktarılmasına bu bağlantı olarak tanımlanmaktadır. Eşleşmeler, bir yüzeydeki düğüm grubunun hareketini bir referans noktaya bağlar ve hareket ya da kuvvetin referans noktasından düğüm grubuna aktarılmasını sağlar. Örnek bir eşleşme bağlantısının yapısı Şekil 5.21’de verilmiştir. (URL-16)



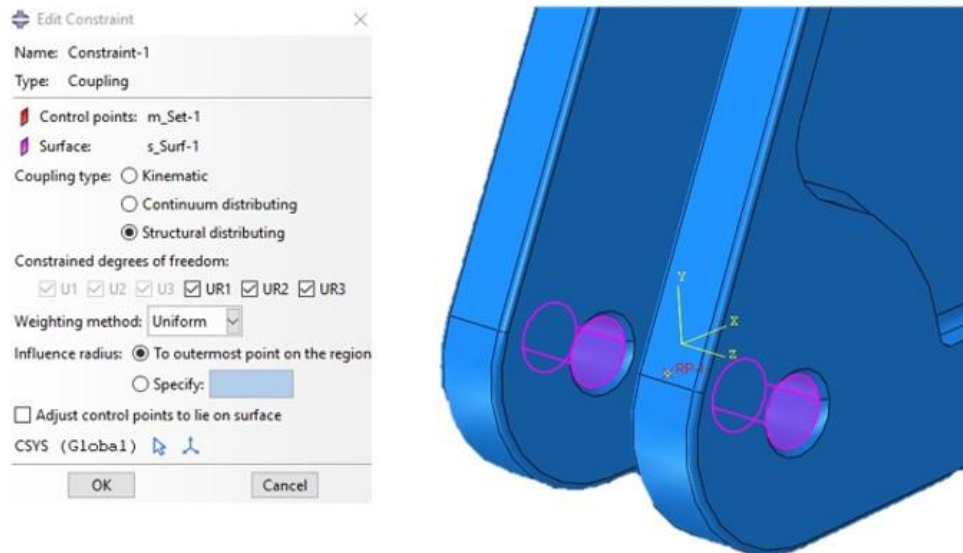
Şekil 5.21. Örnek bir eşleşme bağlantısının yapısı.

Eşleşmeler, kuvvet aktarımında, yer değiştirme tanımlamasında, sınır koşullarının tanımlanmasında, profil elemanlarla kiriş elemanlarının bağlanmasında sıklıkla kullanılır. Eşleşmelerin tanımlanması için belirtilmesi gerekenler; referans düğümü ve bağlantı düğümleridir. Ayrıca eşleşme tipinin tanımlanması gerekmektedir.

Pimin yüklenme şekilleri incelendiğinde, analiz yapılırken emniyette kalmak adına pimin brakete oturduğu alt ve üst yüzeylerin tamamı, etkilenen bölgeler olarak seçilebilir.

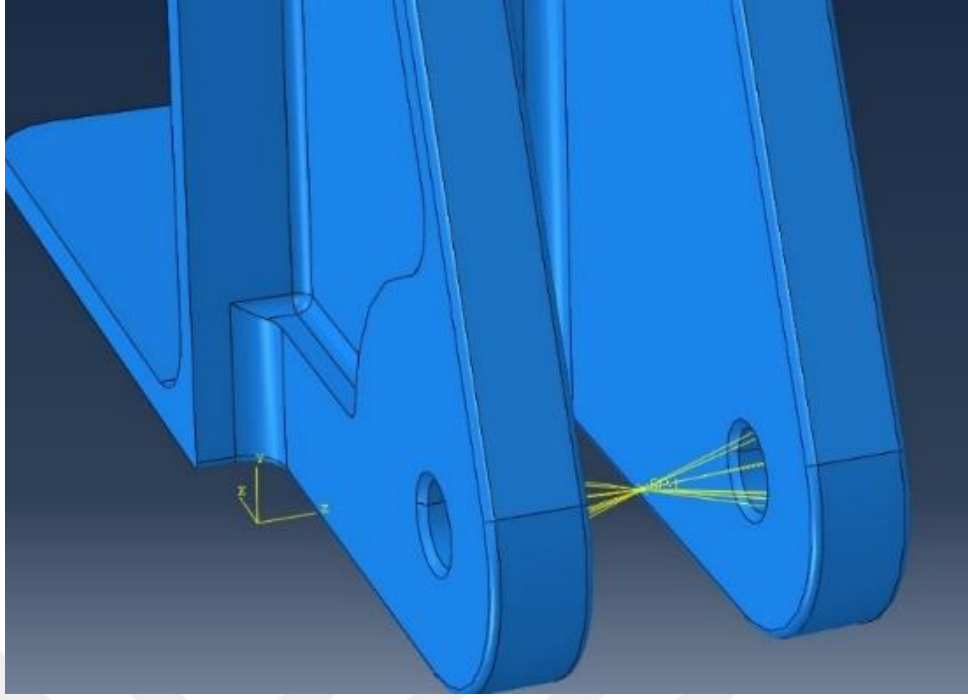
Eşleşme kontrol noktası olarak referans nokta seçilir. Eşleşme yüzeyleri olarak da pimin oturduğu yüzeyler seçilir. Eşleşme tipi ise, yükü dağıtan (structural distributing) olarak seçilir. Bu eşleşme tipi; yükün referans noktadan, bağlı düğümlere dağılımı üzerinde daha fazla kontrol sağlayan ve braket yüzeyleri üstündeki eşleşme noktalarının görece deformasyonlarına izin veren bir bağlantı tipidir. Böylece, braketin ortasından geçtiği kabul edilen pimin üzerine uygulanan yükler, brakete mantıklı biçimde dağıtılır (Dagang vd., 2013).

Yükü dağıtan eşleşme tipi, düğümlerindeki serbestlik derecelerini (DOF) ortadan kaldırmaz. Bağlantı düğümlerindeki kuvvetlerin sonuçları, referans düğümündeki kuvvetlere ve momentlere eşdeğerdir. Referans noktası ile ilgili dağıtılan yüklerin kuvvet ve moment dengesi korunur. Yükü dağıtan eşleşme tipi, kısıtlanmış ve kısıtlanmamış DOF'ler arasında göreceli harekete izin verir. Bağlantı düğümlerinin göreceli hareketi, dağıtılmış yükler üzerindeki denge koşulunun korunacağı şekildedir. Yükü dağıtan eşleşme tipi, yükün referans düğümünden bağlantı düğümlerine dağılımının daha fazla kontrol edilmesini sağlar. Olumsuz bir sonuç olarak, yükü dağıtan eşleşme tipi tanımındaki çok sayıda bağlantı düğümü, aşırı bellek kullanımına ve uzun çalışma sürelerine neden olabilir. Gerçek hayattaki deformasyonun ne olacağını düşünüp ona göre eşleşme tipini seçmek önemlidir (Şekil 5.22).



Şekil 5.22. Eşleşme tipinin belirlenmesi.

Referans noktanın, pim yüzeyleri ile ilişkilendirilmiş hali Şekil 5.23'te gösterilmiştir.



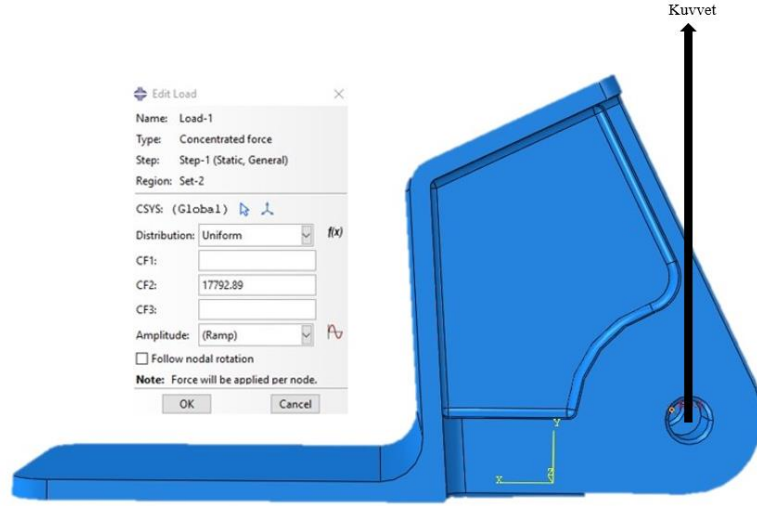
Şekil 5.23. Referans nokta ile pim-delik yüzeylerinin eşleştirilmesi.

Referans nokta tanımlandıktan sonra, yükler tanımlanmıştır. Yük yöneticisinden (load manager), referans nokta üzerine, yoğunlaştırılmış yük (concentrated force, CF) tanımlaması yapıldı.

Yükler belirlenirken uçak motoru üreticisi olan ve eklemeli imalata çok ciddi yatırımlar yapan General Electric (GE) firmasının, uçak motoru taşıyan braketine gelen yüklerini verdiği kamuya açık raporu referans alınmıştır (URL-17). Bu raporda belirtilen yüklerin tamamı ile momentin yarısı alınmak suretiyle braket yükleri tanımlanmıştır. Buna göre 4 farklı yük brakete ayrı ayrı uygulandı.

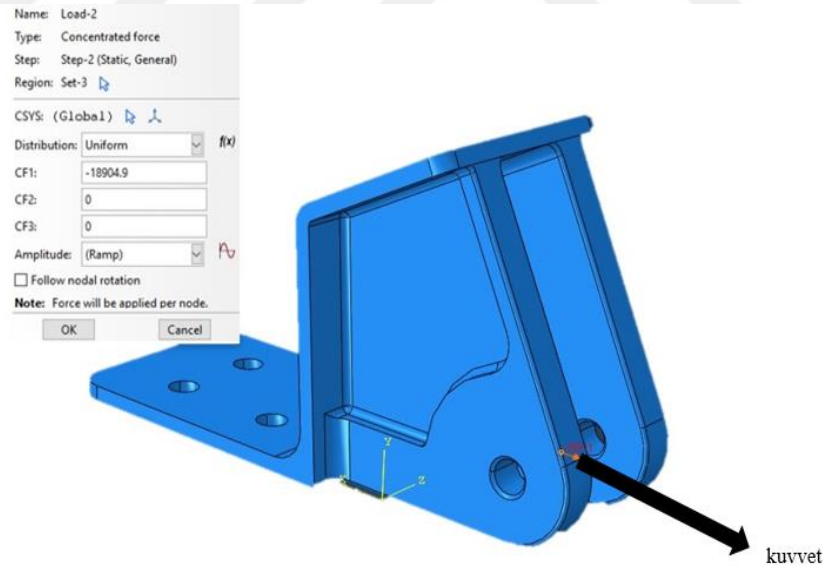
Yük ve momentlerin yarıya düşürülerek alınma sebebi, tek bir uçak motorunu 2 ayrı brakete taşıtmaktır. Böylece, tek braketin uçağı taşımasına güvenmeyerek, braketin yapısal olarak hasar görmesi durumunda, ikinci bir braket yapısının uçuşa emniyet katma amacıyla kullanılması tasarımcı olarak öngörülmüştür. Dolayısıyla, braket sayısı 2 katına çıkarılmış ve yükler ise yarı yarıya düşürülerek dikkate alınmıştır.

Yük koşulu-1, pim merkezinden yukarı, statik ve dikey olarak, referans nokta üzerinde + y yönünde 17792,89 N şeklinde uygulanmıştır. Şekil 5.24'te gösterilen program ara yüzünde; CF1 + x yönünü, CF2 +y yönünü ve CF3 ise +z yönünü ifade etmektedir.



Şekil 5.24. Yük-1'in tanımlanması.

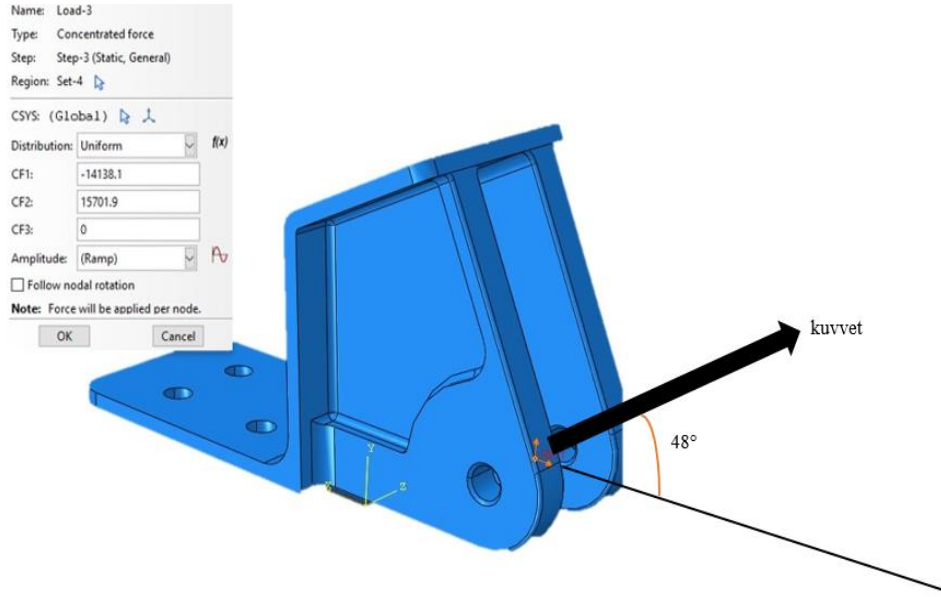
Yük koşulu-2, pim merkezinden yere paralel, statik, yatay olarak, referans nokta üzerine - x yönünde 18904,94 N olarak uygulanmıştır (Şekil 5.25). Bu değer, adım yöneticisinde (step manager) oluşturulan adım-2'ye atanmıştır, çünkü yük koşulu-2, adım-2 altında kontrol edilmektedir.



Şekil 5.25. Yük-2'nin tanımlanması.

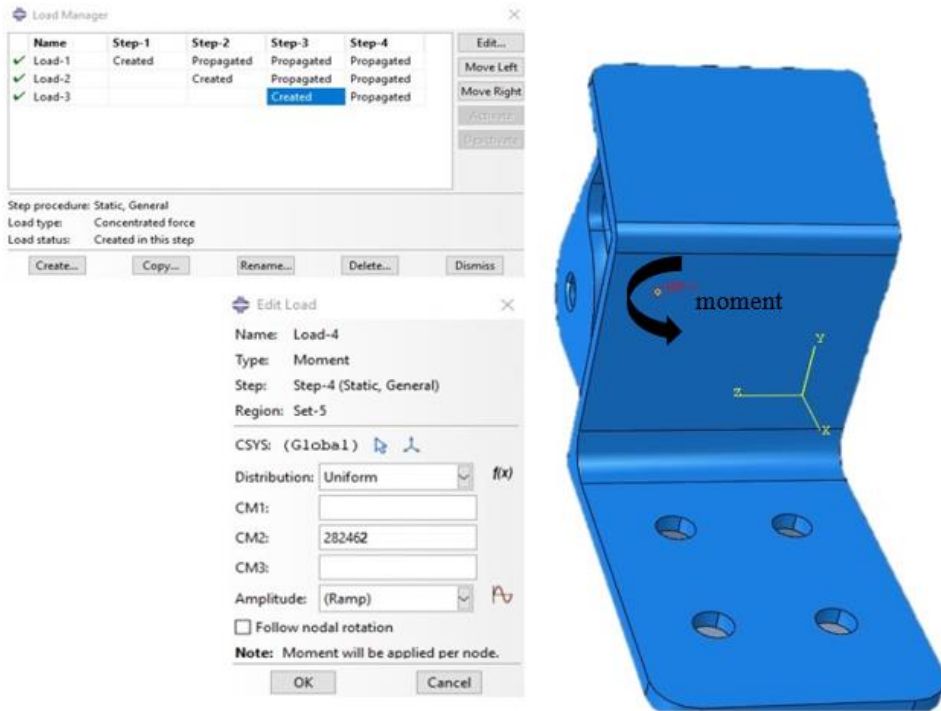
Yük koşulu-3, yatayla 48° açı yapan 21129,05 N değerinde bileşke bir kuvvettir, referans nokta üzerinde uygulanmakta ve adım-3 altında kontrol edilmektedir. Bileşke kuvveti x ve y değerleri açısından yazmak hesap kolaylığı sağlar. 15701,94 N dikey kuvvet ve -14138,09 N yatay kuvvet olarak programa girildi (Şekil 5.26). Bu değer,

adım yöneticisinde oluşturulan adım-3'e atanmıştır.



Şekil 5.26. Yük-3'ün tanımlanması.

Yük koşulu-4, xz düzleminde, diğer bir deyişle y eksenini etrafında 282462 Nmm olarak referans nokta üzerine uygulandı. Yük koşulu-4, adım yöneticisinde oluşturulan adım-4'e atanmıştır. (Şekil 5.27)

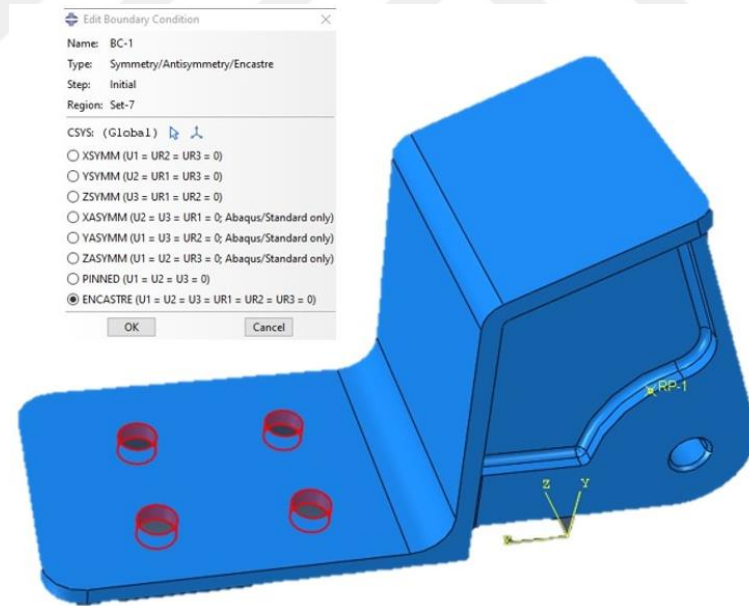


Şekil 5.27. Yük-4'ün tanımlanması.

Tüm yüklerin farklı adımlar altında oluşturulmasının sebebi, yük akışlarının basamak basamak kontrol edilmesinin bir zorunluluk olmasıdır. Çünkü yapı tüm bu yüklere aynı anda dayanmak durumunda değildir, ancak her yüke ayrı ayrı dayanabilmek zorundadır.

Bu yük koşullarının tamamı yük şartı olarak modele uygulanmıştır. Geometrinin bu 4 yüke ayrı ayrı dayanması gerekmektedir. Yük senaryolarının geometriye uygulanmasıyla yapı üzerindeki kuvvetlerin hangi yük yollarını kullanarak geometri üzerinden aktıkları belirlenmiştir. Bu gözlem, topoloji optimizasyonu için bir başlangıç referans değeri vermiştir.

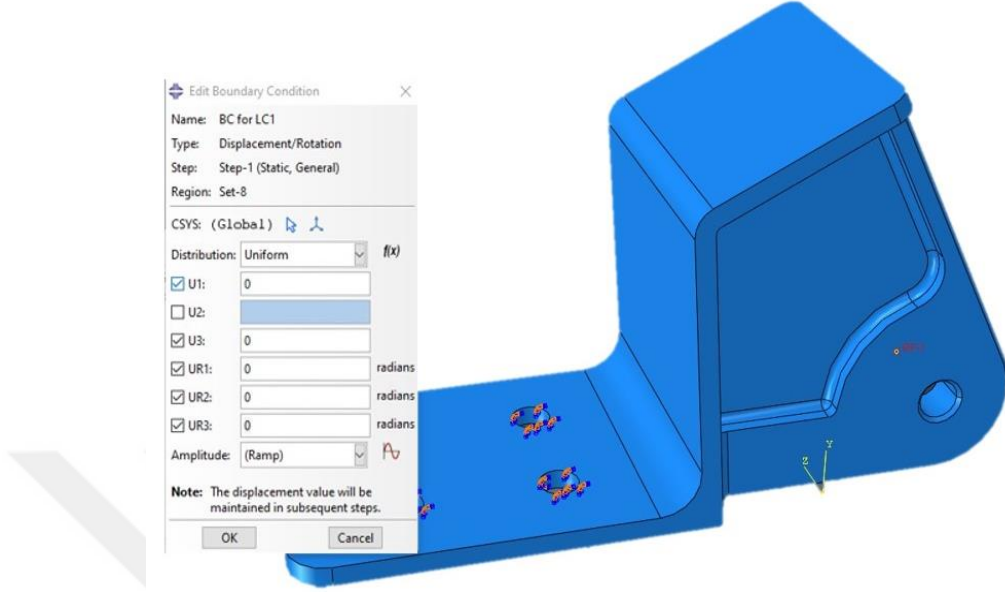
Yükler tanımlandıktan sonra sınır koşulları tanımlanmıştır. Civataların braketle temasta olan yüzeyleri seçilip ankastre (her yönden sabit) olacak şekilde sıfırıncı sınır şartı olarak tanımlandı, çünkü braket civatalar sayesinde rijit olarak yapıyla bağlanmıştır. Modeldeki sıfırıncı sınır şartı, başlangıç (initial) adımında tanımlandı (Şekil 5.28).



Şekil 5.28. Sıfırıncı sınır şartının tanımlanması.

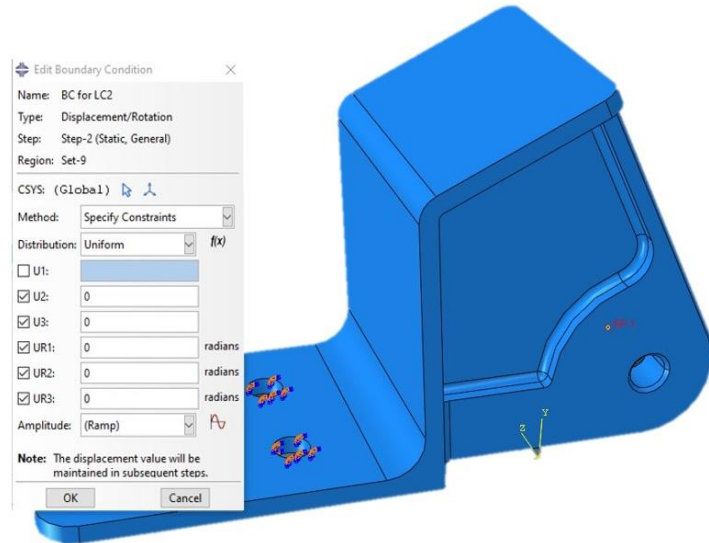
1. sınır şartı ise, y eksenini yani U_2 yönündeki deplasmana izin verilip, diğer yönlerdeki deplasman sıfıra eşitlenerek uygulandı. Bu sınır şartı ise, artık başlangıç adımında değil, adım1'de yani yük koşulu 1'in geçerli olduğu basamakta tanımlandı. Şekil 5.29'da gösterilen UR_1 x eksenini etrafındaki dönüş serbestlik derecesini, UR_2 y

yönündeki dönüş serbestlik derecesini ve UR3 ise z yönündeki dönüş serbestlik derecesini ifade eder.



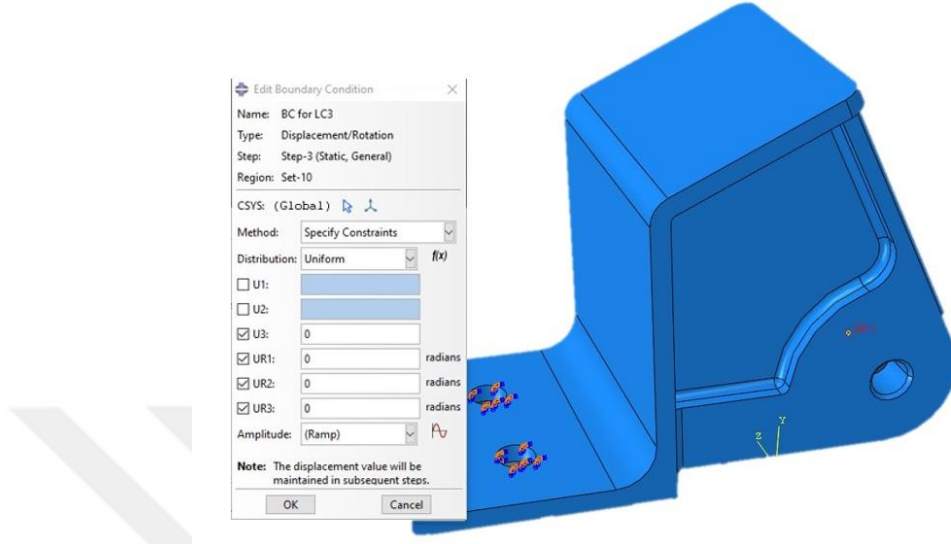
Şekil 5.29. Birinci sınır şartının tanımlanması.

2. sınır şartı ise, -x eksenini yani U1 yönündeki deplasmana izin verilip, diğer yönlerdeki deplasmanların sıfıra eşitlenmesiyle elde edildi. Bu sınır şartı, yük koşulu-2'nin de geçerli olduğu adım-2'de tanımlandı (Şekil 5.30). Yük veya moment tesir ettiğinde, braket hangi yöne doğru deplasman gösterecekse, o yönlerdeki serbestlik dereceleri serbest bırakılır, diğerleri kısıtlanır.



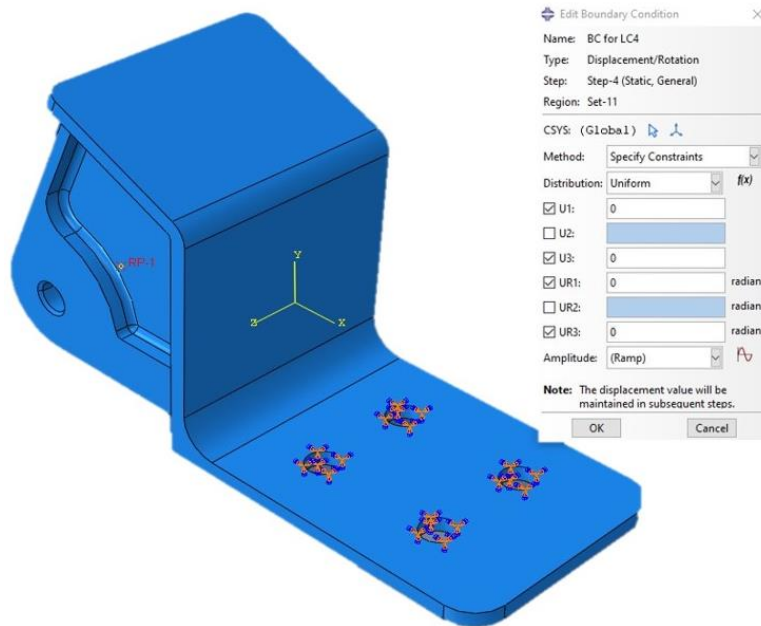
Şekil 5.30. İkinci sınır şartının tanımlanması.

3. sınır şartı, x ve y yönlerindeki deplasman nedeniyle, o yönlere serbestlik tanımak ve diğer yönleri engellemek üzerine kuruldu ve yük koşulu 3'ün geçerli olduğu adım-3'te tanımlandı (Şekil 5.31). Tüm sınır koşulları referans nokta ile ilişkilendirildi.



Şekil 5.31. Üçüncü sınır şartının tanımlanması.

4. sınır şartı olarak, momentin neden olacağı y eksenindeki deplasman ve momentin dönme oluşturacağı y eksenini etrafındaki dönme serbest bırakılır, diğer serbestlik dereceleri sıfıra eşitlenip sabitlenir (Şekil 5.32).



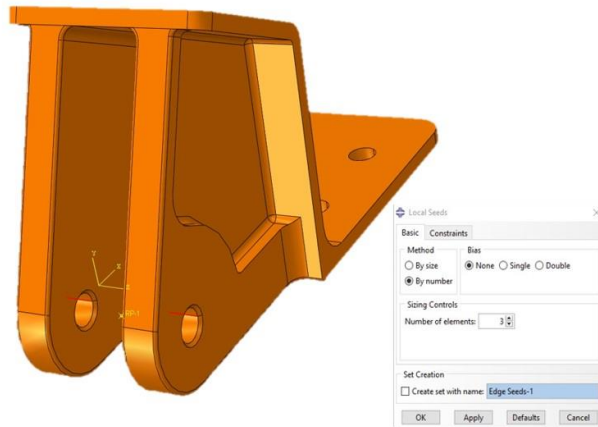
Şekil 5.32. Dördüncü sınır şartının tanımlanması.

5.4. Ağ Yapısının Oluşturulması

Ağ yapısı oluşturmak veya yapıyı elemanlara ayırmak (meshleme) fiziksel bir tanım aralığını daha küçük tanım aralıklarına (elemanlara) bölmek olarak ele alınabilir. Amaç, program arka planında kurulan diferansiyel denklemlerin çözümünü basitleştirmektir. Bundan dolayı, sonlu elemanlar yönteminde elde edilen sonuçların doğruluğu, ağ içinde kullanılan elemanın tipine ve eleman sayısına, eleman büyüklüğüne bağlıdır. Ağ yapısının kalitesi aynı zamanda, topoloji optimizasyon kalitesine de doğrudan etki eder.

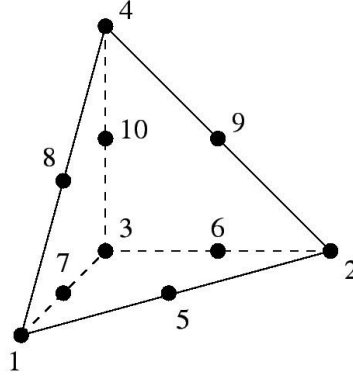
Ağ yapısının uniform olarak yapıda dağılımının sağlanması, yapıda simetri varsa faydalanılması ve eğrisel yüzeylerin/geçişlerin mesh kontrolüne dikkat edilmesi oldukça önemlidir (URL-18).

Bundan sonra, braketi elemanlara ayırma aşamasına geçildi. Öncelikle pimin geçeceği delik iç yüzey kenarlarında en az iki düğüm bulunması gereklidir, bu terminolojide ‘kalınlık boyunca en az iki eleman’ (minimum two elements through thickness) uyarısı olarak bilinir (Schachar vd., 2001), yani kalınlık içeren bölgelerde, kalınlık boyunca en az 2 kontrol elemanı bulunursa sonlu elemanlar yöntemi o bölgede başarıyla çalışabilir, yapılan interpolasyon ve hücreler arası veri aktarımı sağlıklı hale gelir. Bu çalışmada, emniyette kalmak için, kalınlık boyunca 3 eleman kullanılmıştır (Şekil 5.33).



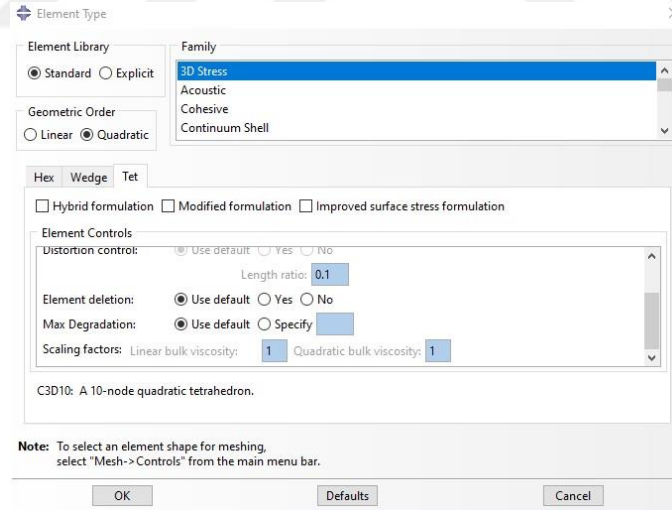
Şekil 5.33. Kalınlık boyunca özel mesh kontrolü sağlamak.

Ağ yapısı eleman tipi olarak, C3D10 ismindeki 10 noktalı quadratic tetrahedron geometrisindeki eleman seçildi (Şekil 5.34) (Zienkiewicz ve Taylor, 2005).



Şekil 5.34. Abaqus'teki C3D10 isimli ağ yapısı elemanı.

Şekil 5.35'te gösterildiği gibi, 3 boyutlu gerilme ailesi altından, geometrik düzen olarak quadratic seçilir. Bu geometrik yapı tipinde, üçgensel prizmanın altı kenarının ortasında ilave birer düğüm noktası vardır. Bu ek kontrol noktaları sayesinde, eleman üzerinden daha fazla veri toplanabilir ve kümülatif hesaplamalar daha net yapılabilir. Üçgensel geometriye haiz elemanın seçilme sebebi, braketin kompleks bir geometriye sahip olması ve üçgensel elemanların bu tarz geometrilerde, dörtgensel elemanlara göre yapıyı daha iyi ve hassas olarak temsil edebilmesidir.

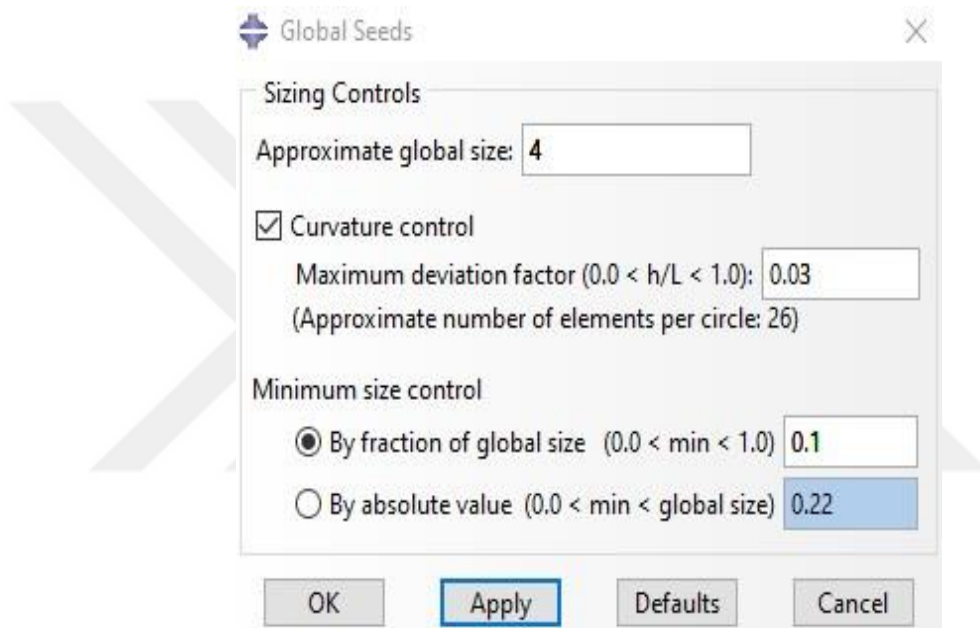


Şekil 5.35. Eleman tipinin seçilmesi.

Braket geometrisi yeterince karmaşık olduğundan, bu analizde altı yüzlü elemanlar yerine dört yüzlü elemanlar kullanılmıştır. Altı yüzlü eleman, dört yüzlü elemandan daha az hesaplama süresi gerektirse de, daha basit geometriler için kullanılabilir. Ayrıca Allport vd. (1996)'nın da belirttiği gibi, ikinci dereceden geometrik düzenin

(quadratic geometric order) doğrusal geometrik düzenden (linear geometric order) daha uzun sürmesine rağmen, topoloji optimizasyonu için ikinci dereceden geometrik düzen, doğrusal geometrik düzenden daha uygun olduğu için ikinci dereceden geometrik düzen tercih edilmiştir.

Ağ yapısını sık tutmak için, elemanın bir kenarı, maksimum 4 mm olacak şekilde iteratif bir değer seçilmiştir ve dairelerin etrafında ağ yığılması yaparak özel bir kontrol sağlamak amacıyla, eğrisellik kontrolündeki maksimum sapma 0,03 ile kısıtlanmıştır. Böylece daire başına 26 eleman düşmesi sağlanmıştır (Şekil 5.36).



Şekil 5.36. Eleman büyüklüğü ve eğrisel kontrol sapmasının tanımlanması.

Eğrisellik geçişlerinin, radyusların ve dairelerin bulunduğu bölgelere sık ağ yapısı oluşturmak, analizin kalitesini etkiler. Ancak, yapının genel ağ yapısını 4 mm eleman büyüklüğünde yapmak, analiz kalitesini önemli ölçüde etkilemez. Bu çalışmada, ağ yapısı daha sıkı oluşturularak, yeni bir analiz yapıldı ve sonucun önemli ölçüde değişmediği kanıtlandı.

Varsayılan ağ algoritması kullanılarak ve düzgün (mapped) serbest üçgensel elemanlara ayırma tekniğine izin verilerek, uygun olan her yere atılabilecek ilave üçgensel elemanlar da kontrol edildi ve elemanlara ayırma (meshing) komutuna basılarak nihai ağ yapısı oluşturuldu (Şekil 5.37).



Şekil 5.37. Braketin elemanlara ayrılmış durumu.

Bu ağ yapısında 156696 adet düğüm (node) ve 100405 eleman bulunmaktadır (Şekil 5.38).

Mesh Statistics

Summary

Total number of nodes: 156696

Total number of elements: 100405

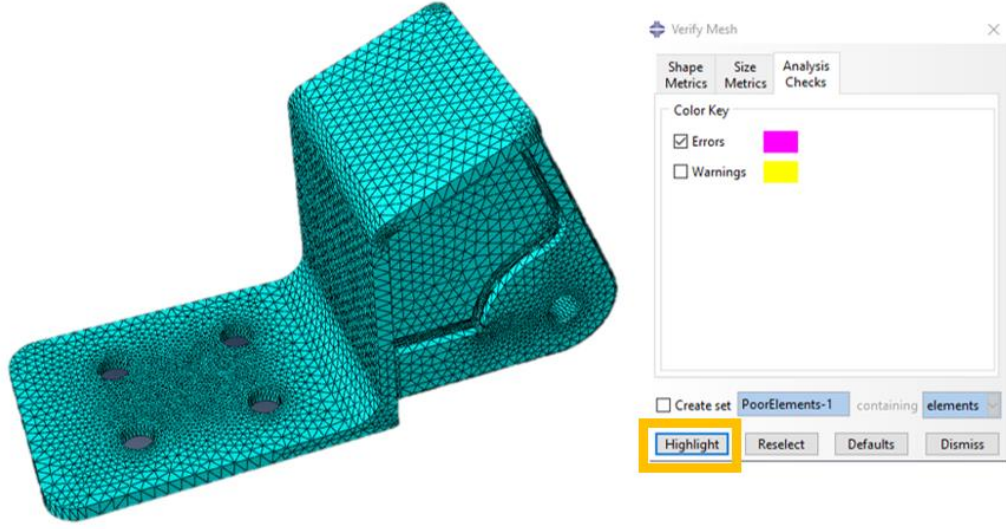
Details

By Part By Element Type

	Part Name	Element Type	Elements	Nodes
1	fitting		100405	156696
2		C3D10	100405	

Şekil 5.38. Ağ yapısına ait nokta ve eleman sayısı.

Son olarak, atılan ağ yapısında herhangi bir hata (error) olup olmadığı sorgulanır, program tarafından hata bulunur ise, mor renkle vurgulanacaktır. Yapılan doğrulama sonucunda, Şekil 5.39’da gösterildiği üzere, herhangi bir ağ yapısı hatası gözlemlenmemiştir.



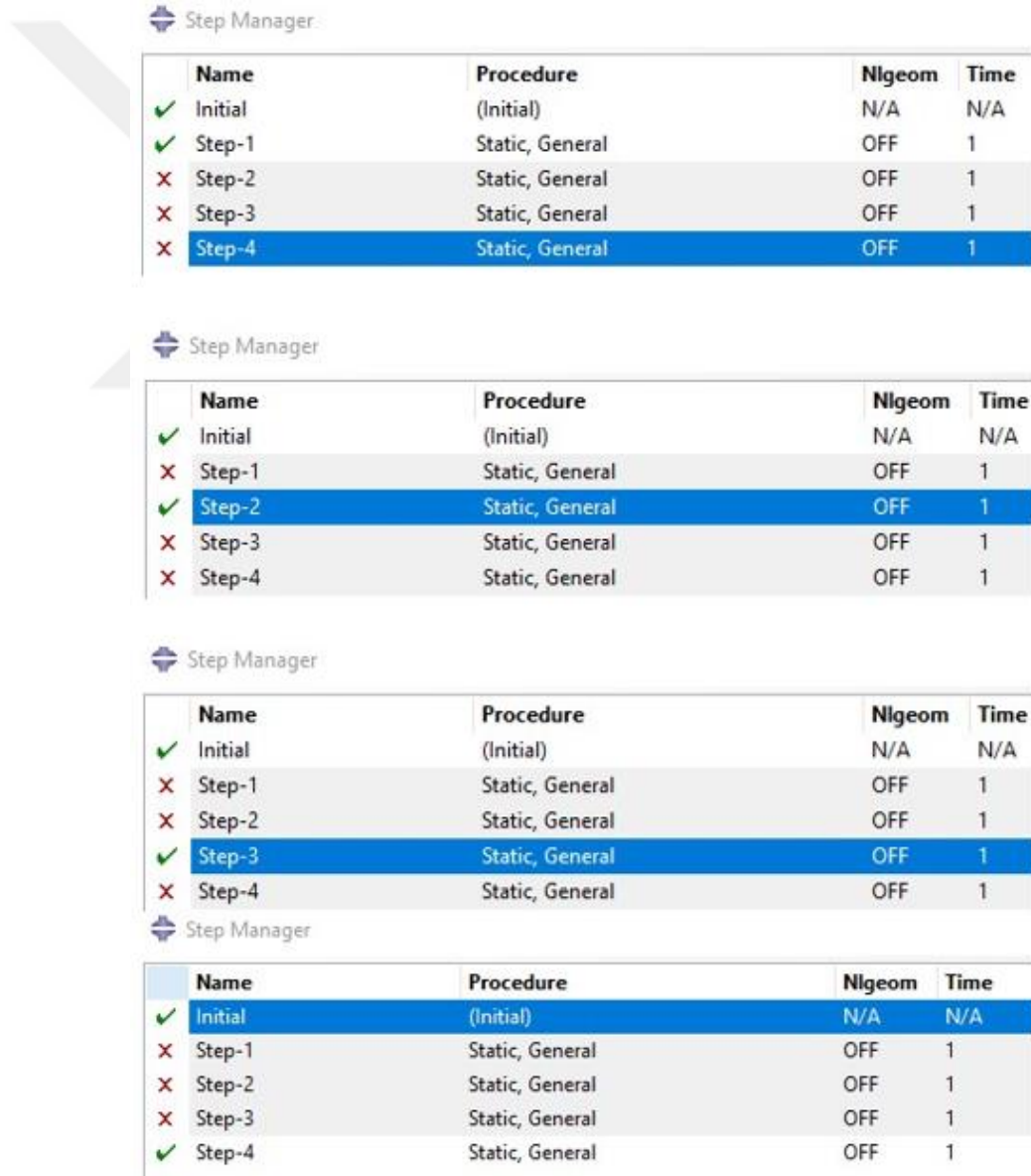
Şekil 5.39. Ağ elemanlarında hata olmadığından emin olunması.

Bu çalışmada kullanılan ağ yapısı uygunluk kontrolü, Bölüm 6’da yapılan analiz ile de gösterilmiştir.

6. STATİK ANALİZ SONUÇLARI

Ağ yapısı oluşturulan braket modeli, mevcut 4 yük altında ayrı ayrı çözdürülmüştür. Mevcut 4 yük, farklı adımlarda tanımlandığı için, başlangıç adımı ve çözdürülmesi hedeflenen adım aktif hale getirildi, diğer adımlar kapatıldı. Çünkü başlangıç adımı sayesinde civataların yapıyı sabitlemesi sınır koşulu ve başlangıç yük hesaplama iterasyonu çalışabilmektedir. Civataların sabit olması koşulu 4 adım yani 4 yük şartı için de geçerlidir.

Yük koşullarına göre adım yöneticisi ayarları Şekil 6.1’de, yük yöneticisi ayarları Şekil 6.2’de, sınır koşulları yöneticisi ayarları Şekil 6.3’te gösterilmiştir.



The figure displays four sequential screenshots of the 'Step Manager' window, each showing a table of steps and their configurations. The steps are: Initial, Step-1, Step-2, Step-3, and Step-4. The columns are: Name, Procedure, Nlgeom, and Time. The 'Initial' step is always active (green checkmark). The other steps are marked as inactive (red X) or active (green checkmark) depending on the screenshot. The 'Nlgeom' column shows 'N/A' for the Initial step and 'OFF' for the others. The 'Time' column shows 'N/A' for the Initial step and '1' for the others.

Name	Procedure	Nlgeom	Time
✓ Initial	(Initial)	N/A	N/A
✓ Step-1	Static, General	OFF	1
✗ Step-2	Static, General	OFF	1
✗ Step-3	Static, General	OFF	1
✗ Step-4	Static, General	OFF	1

Name	Procedure	Nlgeom	Time
✓ Initial	(Initial)	N/A	N/A
✗ Step-1	Static, General	OFF	1
✓ Step-2	Static, General	OFF	1
✗ Step-3	Static, General	OFF	1
✗ Step-4	Static, General	OFF	1

Name	Procedure	Nlgeom	Time
✓ Initial	(Initial)	N/A	N/A
✗ Step-1	Static, General	OFF	1
✗ Step-2	Static, General	OFF	1
✓ Step-3	Static, General	OFF	1
✗ Step-4	Static, General	OFF	1

Name	Procedure	Nlgeom	Time
✓ Initial	(Initial)	N/A	N/A
✗ Step-1	Static, General	OFF	1
✗ Step-2	Static, General	OFF	1
✗ Step-3	Static, General	OFF	1
✓ Step-4	Static, General	OFF	1

Şekil 6.1. Adım yöneticisi ayarları.

Load Manager

	Name	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✓	Load-1	Created	Inactive	Propagated	Propagated
✗	Load-2		Created	Inactive	Propagated
✗	Load-3			Created	Inactive
✗	Load-4				Created

Load Manager

	Name	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✗	Load-1	Created	Inactive	Inactive	Inactive
✓	Load-2		Created	Inactive	Propagated
✗	Load-3			Created	Inactive
✗	Load-4				Created

Load Manager

	Name	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✗	Load-1	Created	Inactive	Propagated	Propagated
✗	Load-2		Created	Inactive	Inactive
✓	Load-3			Created	Inactive
✗	Load-4				Created

Load Manager

	Name	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✗	Load-1	Created	Inactive	Propagated	Propagated
✗	Load-2		Created	Inactive	Propagated
✗	Load-3			Created	Inactive
✓	Load-4				Created

Şekil 6.2. Yük yöneticisi ayarları.

Boundary Condition Manager

	Name	Initial	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✓	BC for LC0	Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
✓	BC for LC1		Created	Inactive	Propagated	Propagated
✗	BC for LC2			Created	Inactive	Propagated
✗	BC for LC3				Created	Inactive
✗	BC for LC4					Created

Boundary Condition Manager

	Name	Initial	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✓	BC for LC0	Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
✗	BC for LC1		Created	Inactive	Inactive	Inactive
✓	BC for LC2			Created	Inactive	Propagated
✗	BC for LC3				Created	Inactive
✗	BC for LC4					Created

Boundary Condition Manager

	Name	Initial	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✓	BC for LC0	Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
✗	BC for LC1		Created	Inactive	Propagated	Propagated
✗	BC for LC2			Created	Inactive	Inactive
✓	BC for LC3				Created	Inactive
✗	BC for LC4					Created

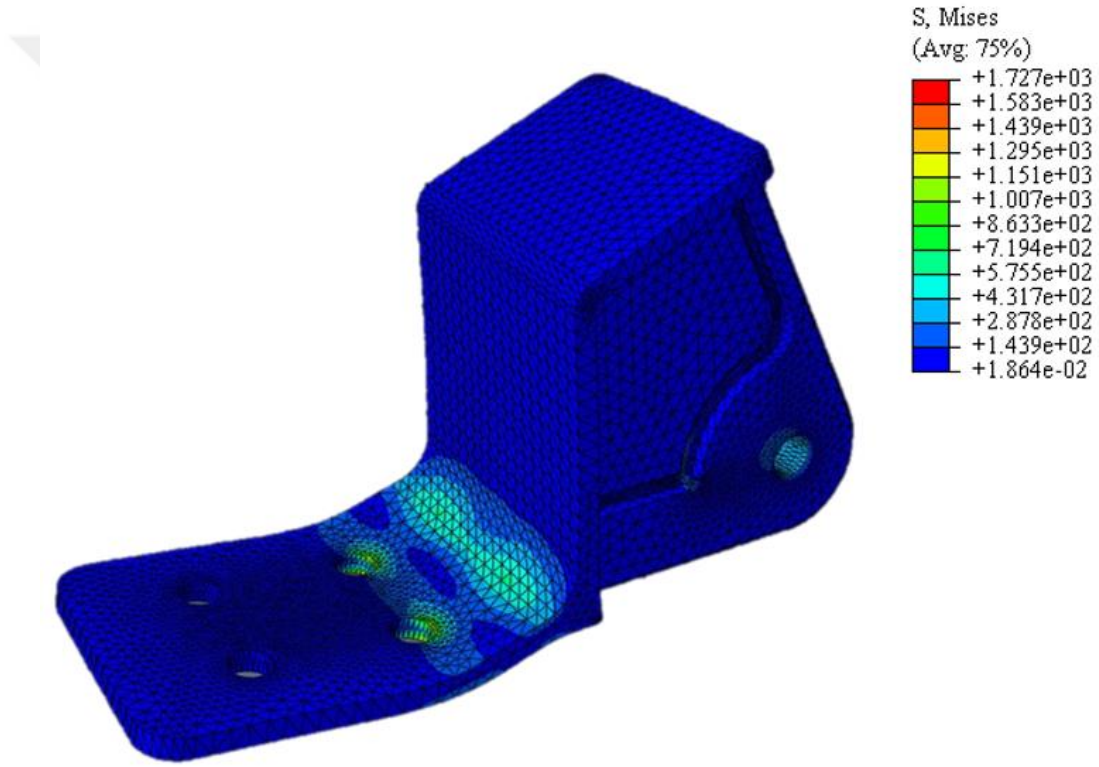
Boundary Condition Manager

	Name	Initial	Step-1	Step-2	Step-3	Step-4
✓	BC for LC0	Created	Propagated	Propagated	Propagated	Propagated
✗	BC for LC1		Created	Inactive	Propagated	Propagated
✗	BC for LC2			Created	Inactive	Propagated
✗	BC for LC3				Created	Inactive
✓	BC for LC4					Created

Şekil 6.3. Sınır koşulları yöneticisi ayarları.

Bundan sonra sırasıyla, bütün yükler braketle ayrı ayrı uygulanarak Von Mises gerilme dağılımları elde edildi. Von-Mises eş değer gerilmeleri, metal malzemelerin kullanıldığı hasar analizlerinde referans gerilme değeri olarak kullanılmaktadır. Yapılarda oluşan maksimum Von-Mises gerilmeleri, akma dayanımıyla karşılaştırılarak, yapının hasar durumu hakkında yorum yapılabilmektedir.

Şekil 6.4'te Yük-1'e göre elde edilen Von Mises gerilme dağılımı gösterildi. Yük koşulu-1 için adım-1 aktif edildi ve diğer adımlar pasif yapıldı. Benzer şekilde, yük-1 koşulu ile sınır koşulu-1 açıldı, diğer yük ve sınır koşulları pasif yapıldı. Civataların sabitlemesi sınır koşulu devam ettirildi.

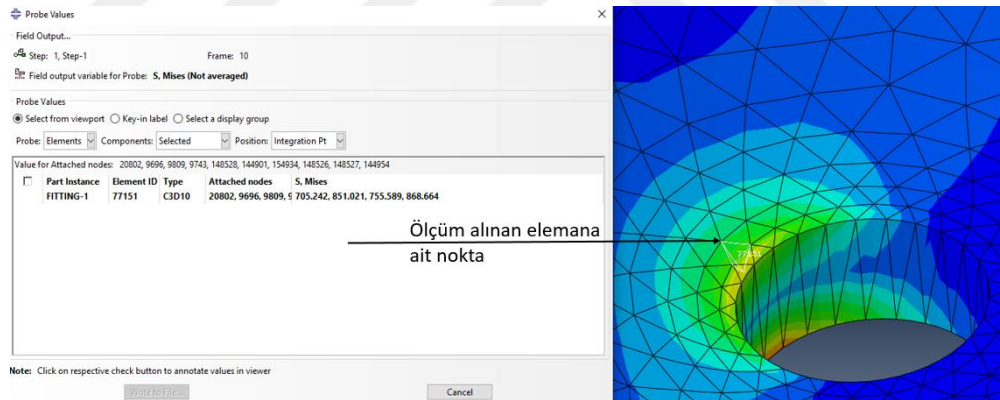


Şekil 6.4. Yük-1'e göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.

Henüz pah kırılmamış ve/veya radius atılmamış olan keskin kenar ve köşelerde biriken ve tepe gerilmesi (peak stress) olarak adlandırılan gerçek dışı sonuçlar, analizin değerlendirilmesinde dikkate alınmaz. Tepe gerilmesi bir tasarımda oluşan ve analiz sonuçlarını değerlendirirken yerine göre anlamsız olarak kabul edilebilen, bu sebeple ihmal edilen bölgelerde oluşan bir gerilme türünün ifadesidir. Tepe gerilmeleri; özellikle noktasal yükün uygulandığı bölge, sınır koşullarının belirlendiği bölgeler ve köşeli geometrilerin köşelerinde meydana gelir. Bu tepe gerilmelerinin görüldüğü

bölgeler; tekillik (singularity) bölgesi olarak adlandırılır. Mesh kalitesinin artırılması sonucu bu tekilliğin ortadan kalkmadığı gözlenmektedir. Analiz sonuçlarının yapısına bakılarak, bu bölgelerin ihmal edilmesi olağandır. Tepe gerilmelerinin olduğu bölgelerden, emniyetli miktarda uzaklaşıp simülasyon sonucunu yorumlamak gerekir.

Buna göre tepe gerilmelere yakın noktalardan alınan ölçümler sonucunda, tepe stresi sayılmayan bölgeler mühendislik yorumu (engineering judgement) ile tespit edilmiştir. Yanyana iki nokta ele alalım, bunlardan biri 820 MPa stres ile yükleniyorken, diğeri 840 MPa ile yükleniyor olsun. İkinci noktaya komşu olan üçüncü bir nokta ise, 1500 MPa stres değerini veriyor olsun. Bu durumda 1500 MPa veren noktanın keskin bir kenar veya köşe üzerinde olduğu veya sınır koşuluna veya yüke denk geldiği görülürse, tepe stresinin ve tekilliğin bu üçüncü nokta üzerinde olduğu mühendislik yorumuyla anlaşılır. Bu minvalde, geometrilerin ve yüklemelerin özelinde, her analizin tepe stres ve tekillik yorumu ayrı bir gözle değerlendirilmelidir. Buna göre Şekil 6.5'te gösterildiği gibi maksimum gerilme civata deliği etrafında 868 MPa değerinde ölçüldü.

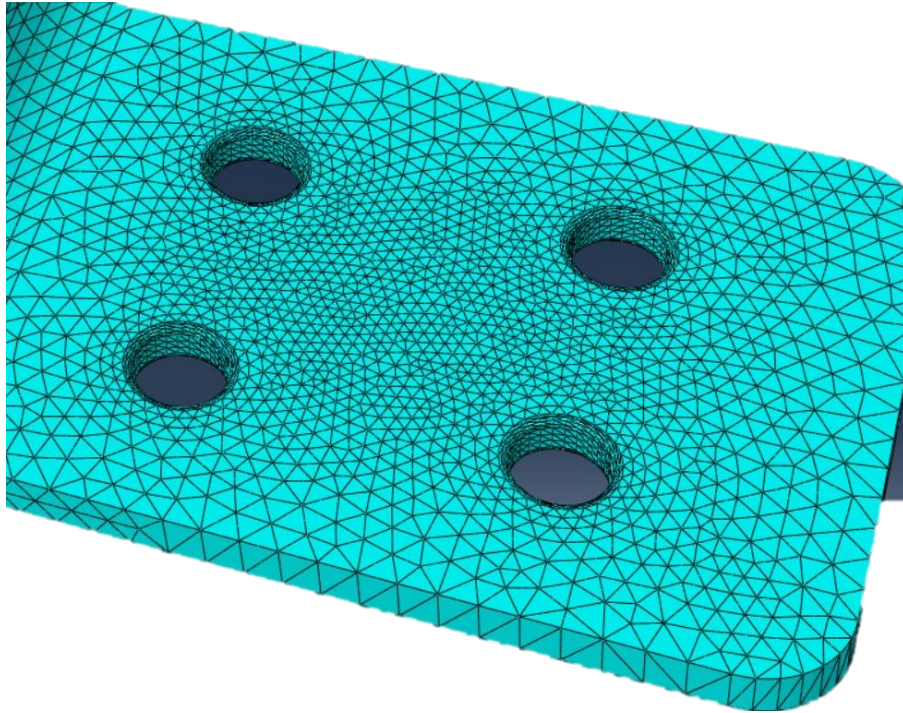


Şekil 6.5. Yük-1 altındaki yapıda oluşan maksimum gerilme.

868 MPa, malzemenin akma mukavemeti olan 950 MPa'dan küçüktür, dolayısıyla yük koşulu-1 altında, malzemenin elastik bölgede kaldığı söylemek uygundur. Çözüm çıktısında, iki veya daha fazla elemana ait olan ortak noktalar (düğüm) bulunur ve bu noktalar, farklı elemanlar tarafından ortak olarak kullanıldığı için, birden çok çıktı/veri içermektedirler. Bu durumu anlamlı hale getirebilmek için, bu pozisyondaki düğümlerden alınan sayısal çıktılar, programın varsayılan ayarı olarak %75 ortalananarak (Ren vd., 2021) görsel lejantlar elde edilmektedir. Abaqus ve diğer analiz

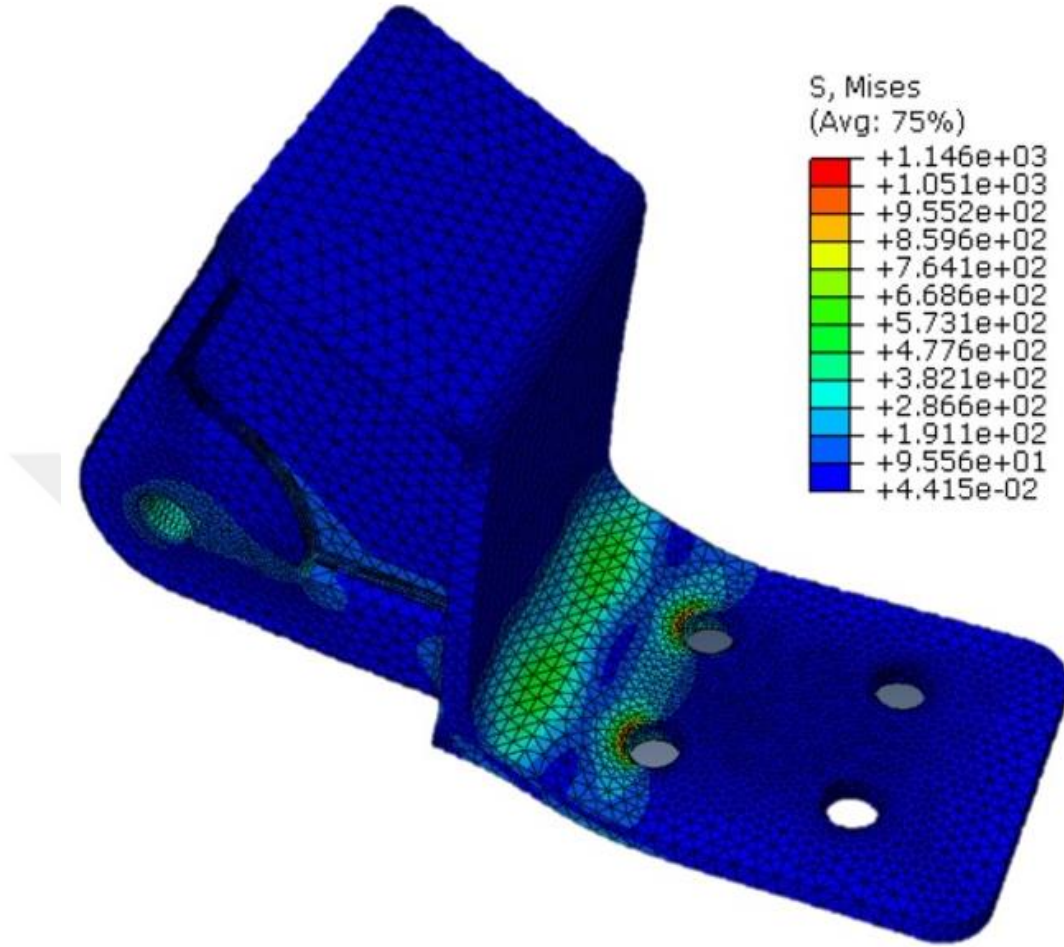
programlarında stres, 'sözde entegrasyon noktalarında' hesaplanmaktadır. Bu noktalar her elemanın içindedir. Analizin ardından analizci, gerilmenin tüm model üzerindeki dağılımını öğrenmek ister. Bu nedenle, entegrasyon noktalarından alınan değerler, düğümlere ekstrapolasyon yapılır. Çoğu düğüm, iki veya daha fazla öge için ortaktır, bu nedenle ekstrapolasyondan birkaç değer alacaklardır. Varsayılan "Ortalama almadan önce skalerleri hesapla" seçeneğiyle Abaqus, önce gerilim tensörü bileşenlerinden skaler değerleri (Mises gerilimi gibi) hesaplar. Daha sonra ortalama, her düğüm için tek bir skaler değeri elde etmede kullanılır. Bu varsayılan ortalama alma türü seçildiğinde, analizci ortalama alma eşiğini % cinsinden belirtebilir. Bu, komşu ögeler arasındaki ortalamanın kapsamını kontrol eder. Değer olarak %75'in belirtilmesi durumunda, belirli bir düğümün komşu elemanlardan aldığı katkılar arasındaki göreceli fark %75'ten büyükse, bu katkı değerlerinin ortalaması alınmaz. %75'in altındaysa değerlerin ortalaması alınır. %0 olması durumunda ortalama yoktur ve %100 olması durumunda tüm sonuçların ortalaması alınır. %75 değeri, Abaqus'ta kullanılan, varsayılan ortalama eşik değeridir (Xu ve Xu, 2008).

Yük-1 koşulu için, tepe streslerini azaltabilmek adına, braket geometrisinin civata geçen 4 deliğinin alt ve üst keskin kenarlarına 1 mm'lik yarıçapla yuvarlatma atılıp, braket ağı elemanlarına ayrıldığında Şekil 6.6'daki görüntü oluşmaktadır.



Şekil 6.6. 1 mm yarıçapla yuvarlatılmış civata deliği kenarları

Aynı yük ve sınır koşulları altında braket için mevcut yük problemi çözdürülmüş ve Von Mises gerilme dağılımı Şekil 6.7’de verilmiştir.

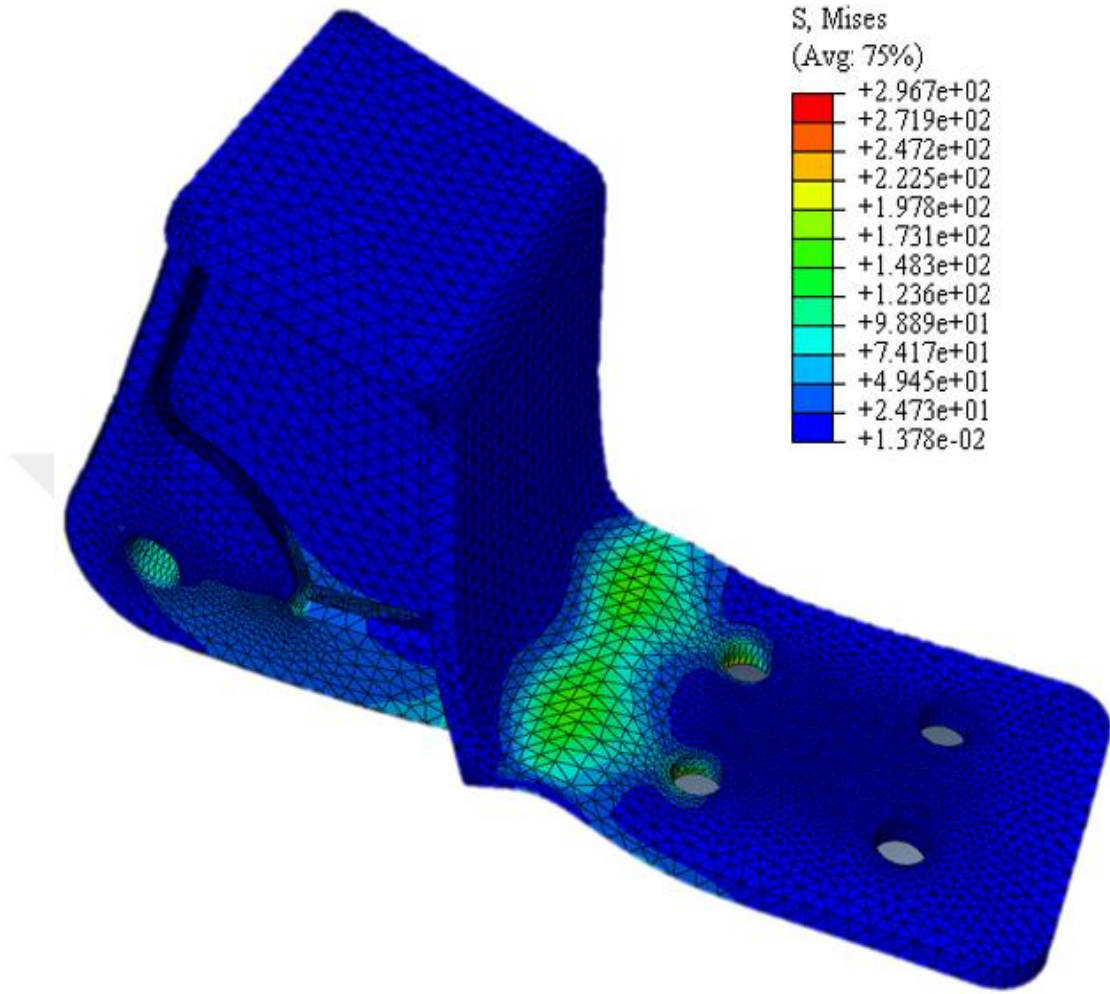


Şekil 6.7. Yük-1 için yuvarlatılmış kenarlı braketin gerilme dağılımı

Sadece 1 mm gibi küçük bir değer ile atılan yuvarlatma sonucunda bile, üst tepe gerilmenin 1727 MPa’dan 1146 MPa’a düştüğü gözlemlenmektedir. Yuvarlatma (radyus) değeri 2 mm’e çıkarılıp problem tekrar çözdürüldüğündeyse, Şekil 6.7’ deki ile aynı gerilme dağılımı elde edilmektedir. Bu bölgeye civatalar bastığı için, yuvarlatma veya pah kırma miktarı ne olursa olsun, tepe gerilmelerinin daha fazla düşmeyeceği öngörülmektedir. Bu tepe gerilmeleri, civata temasından kaynaklanmaktadır ve analiz bakış açısı ile yorumlanıp ihmal edilmelidir.

Şekil 6.8’de Yük-2’ye göre elde edilen Von Mises gerilme dağılımı gösterildi. Yük koşulu-2 için adım-2 aktif edildi ve diğer adımlar pasif yapıldı. Benzer şekilde, yük-2

koşulu ile sınır koşulu-2 açıldı, diğer yük ve sınır koşulları pasif yapıldı. Civataların sabitlemesi sınır koşulu devam ettirildi.

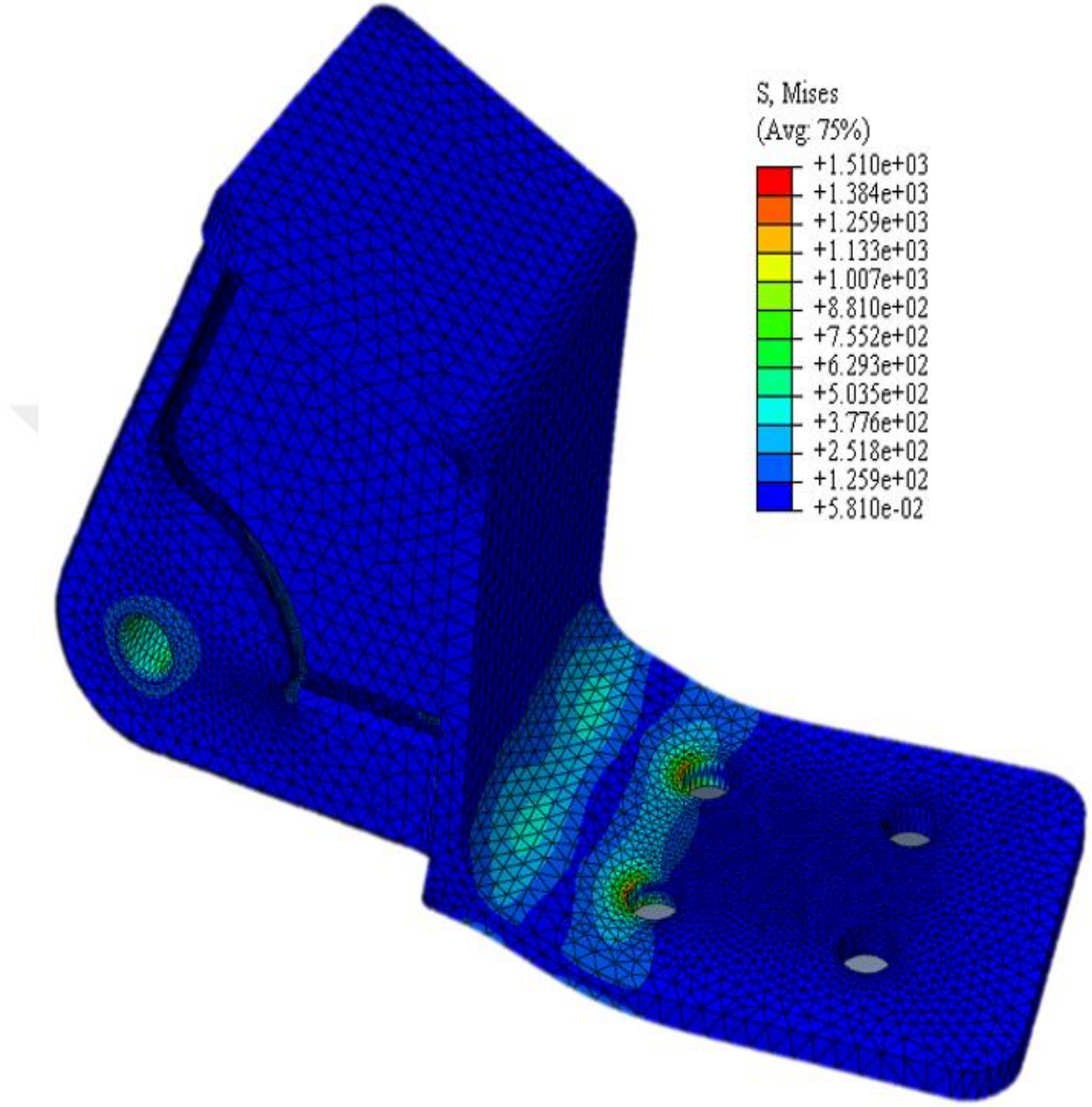


Şekil 6.8. Yük-2'ye göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.

Şekil 6.8'de görüldüğü gibi, yük-2'nin uygulanmasıyla maksimum gerilmenin 297 MPa'nın altında kaldığı görülmektedir, geometri elastik limitler altında yüklenmiştir. Herhangi bir kalıcı plastik deformasyon beklenmez. Burada tepe stres doğrudan sonucun yorumlanmasında kullanılmıştır, çünkü maksimum stresin, tepe strese ulaştığı yük senaryosunda, tepe stresi malzemenin akma değerinin altında kalırsa, diğer gerilmelerin gözlemlenmesine gerek yoktur, bulunduğu ortamı domine eden tepe stresi zaten akma mukavemetinin altında çıkmıştır.

Şekil 6.9'da, yük-3'e göre elde edilen Von Mises gerilme dağılımı gösterildi. Yük koşulu-3 için adım-3 aktif edildi ve diğer adımlar pasif yapıldı. Benzer şekilde, yük-3

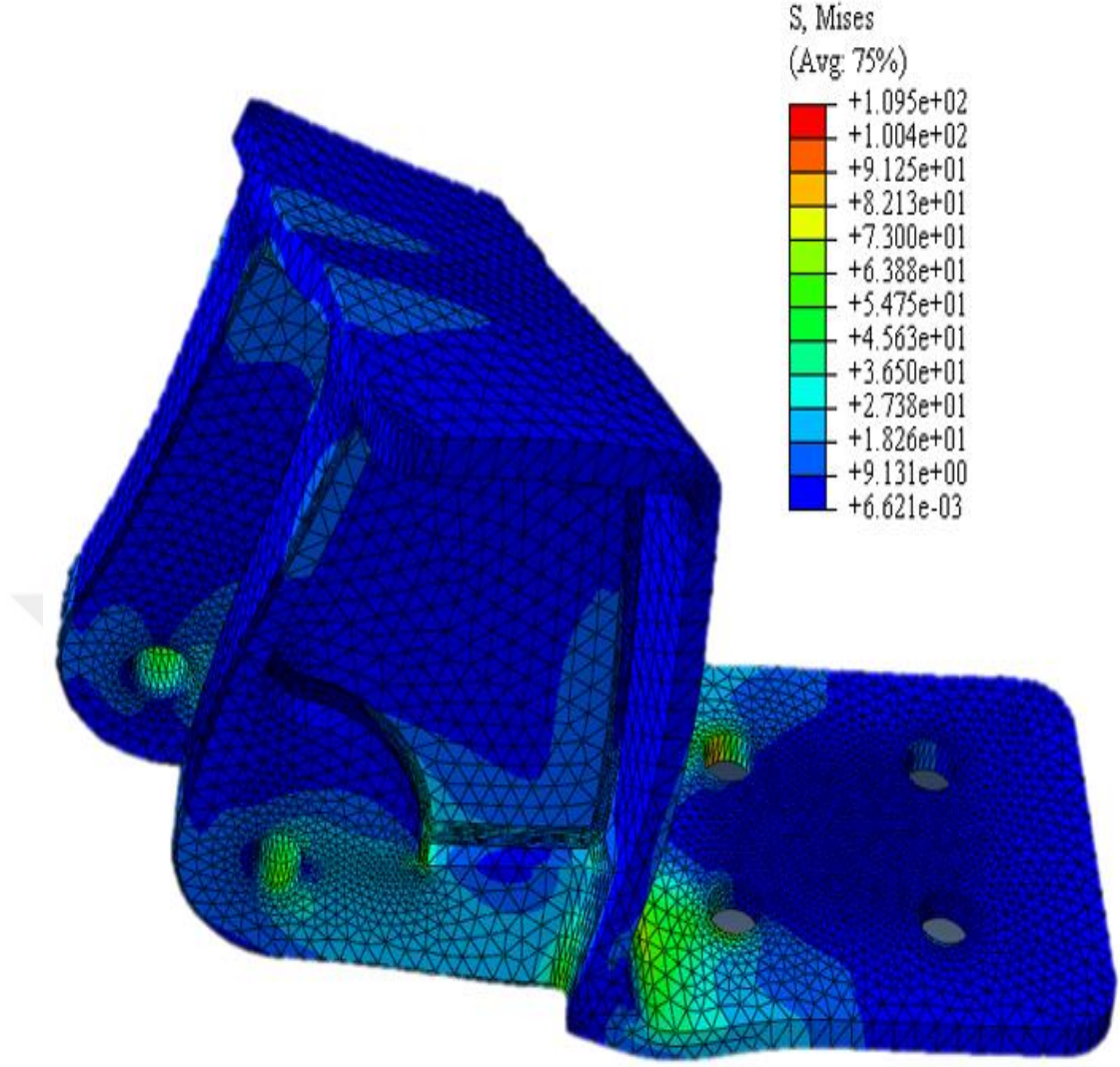
koşulu ile sınır koşulu-3 açıldı, diğer yük ve sınır koşulları pasif yapıldı. Civataların sabitlemesi sınır koşulu devam ettirildi.



Şekil 6.9. Yük-3'e göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.

Tepe gerilmeler ihmal edildiğinde, en yüksek gerilmenin 850 MPa çıktığı görülmektedir, buna göre braket elastik sınırlar içinde yüklenmektedir.

Şekil 6.10'da, yük-4'e göre elde edilen Von Mises gerilme dağılımı gösterildi. Yük koşulu-4 için adım-4 aktif edildi ve diğer adımlar pasif yapıldı. Benzer şekilde, yük-4 koşulu ile sınır koşulu-4 açıldı, diğer yük ve sınır koşulları pasif yapıldı. Civataların sabitlemesi sınır koşulu devam ettirildi.

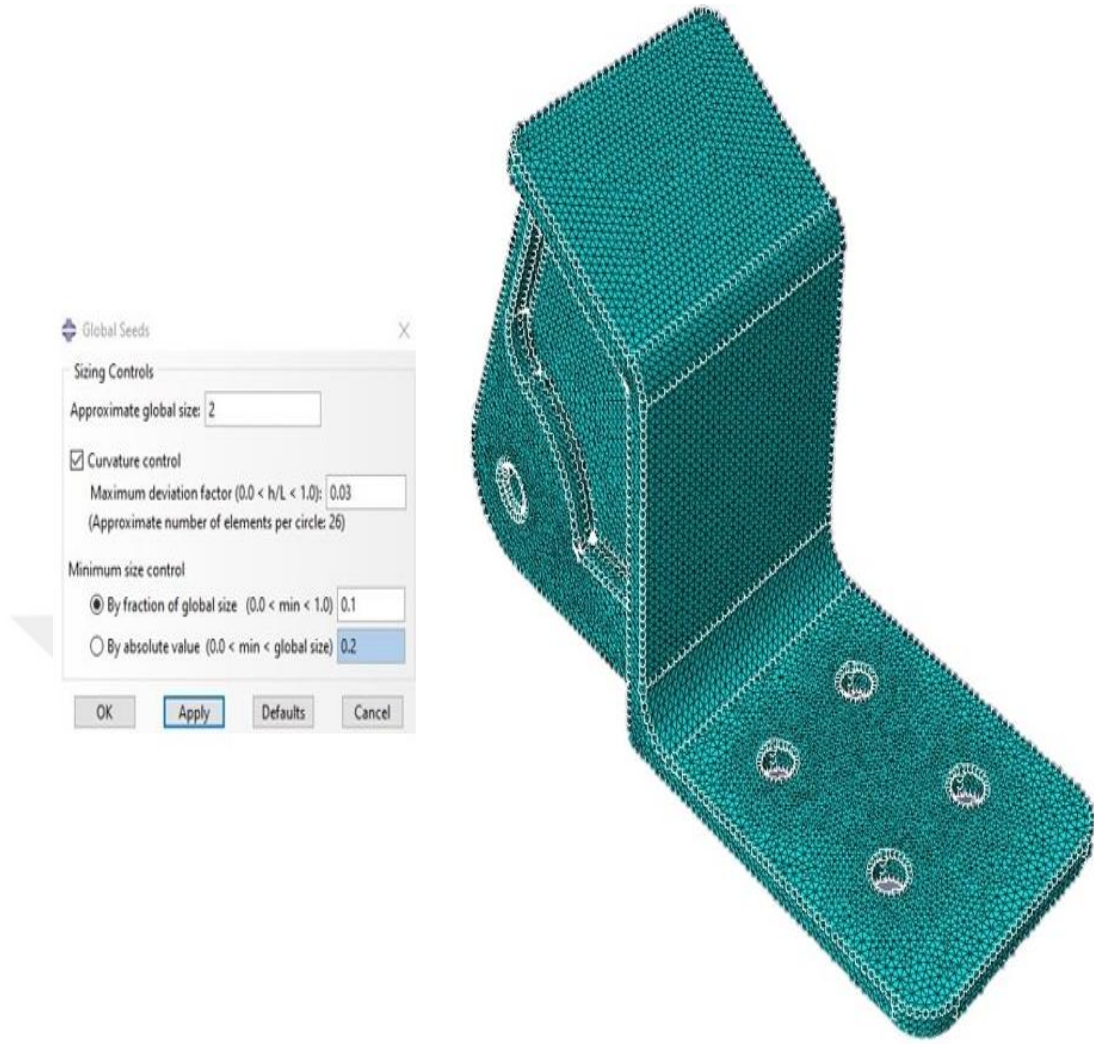


Şekil 6.10. Yük-4'e göre yapıda oluşan Von Mises gerilme dağılımı.

Moment kaynaklı oluşan maksimum gerilmenin 110 MPa olduğu görülmektedir. Buna göre braket elastik limitler altında yüklenmiştir. Tepe stresi burada, delik etrafında oluşmuştur, delik etrafına pah kırılmamış veya yuvarlatma yapılmamıştır ve civata kafasının basma bölgesidir. Tepe stres etkisi dikkate alınmamış ve 3 düğüm noktası kaçınılarak ölçüm alınmıştır.

6.1. Ağ Yapısı Uygunluk Kontrolü

Ağ yapısı kalitesinin doğru ve yeterli olduğunu göstermek için, yük-4 için daha yoğun ağ yapısı altında çözüm yapıldı. Bu çözümde, braket genel eleman büyüklüğü 4 mm yerine 2 mm olacak şekilde ağ yapısı oluşturuldu (Şekil 6.11).



Şekil 6.11. 2 mm maksimum eleman boyutu ile ağlanan braket.

Bu durumda braket, 444358 adet düğüm ve 295698 adet eleman barındırmaktadır (Şekil 6.12).

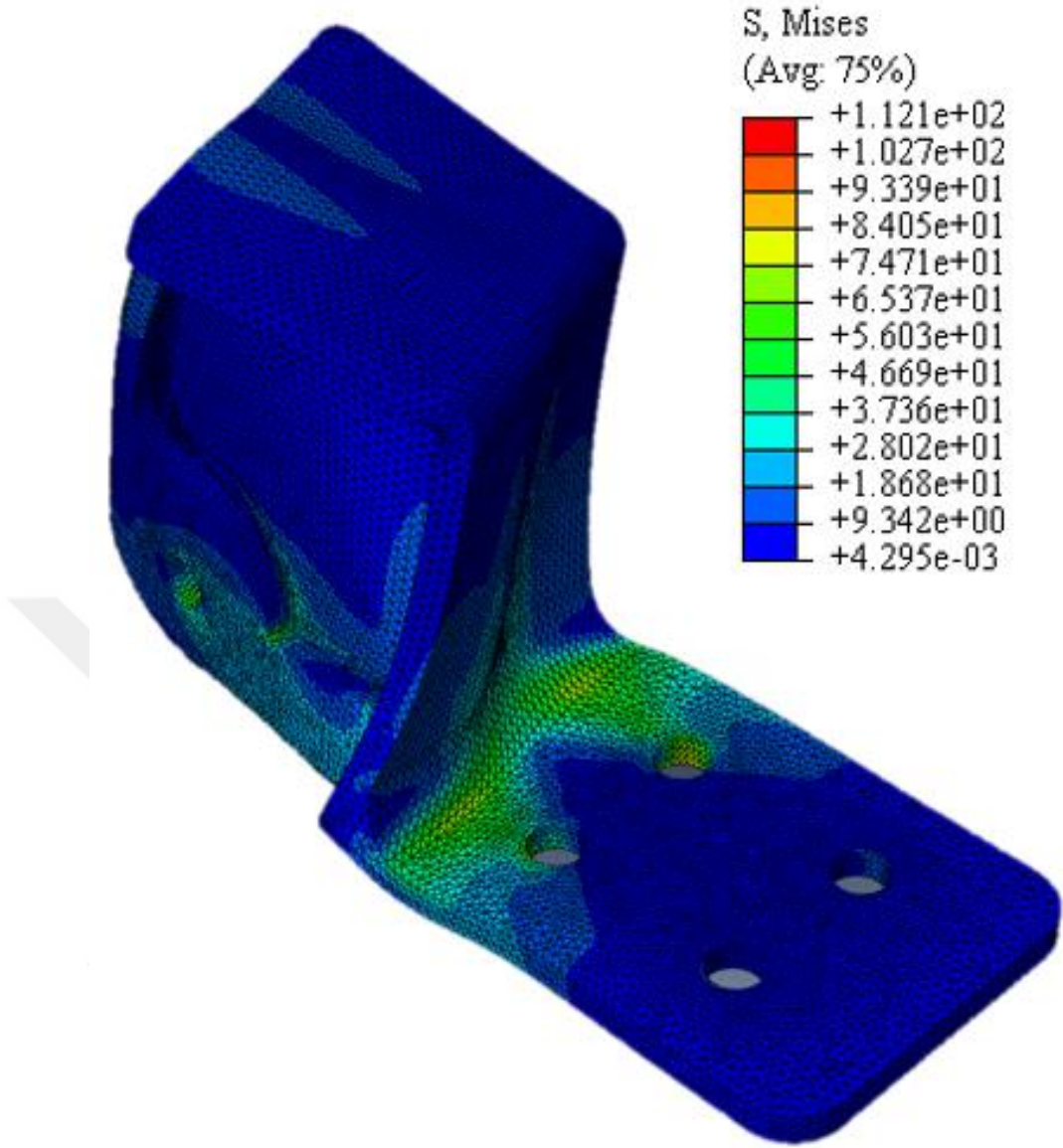
Total number of nodes: 444358

Total number of elements: 295698

295698 quadratic tetrahedral elements of type C3D10

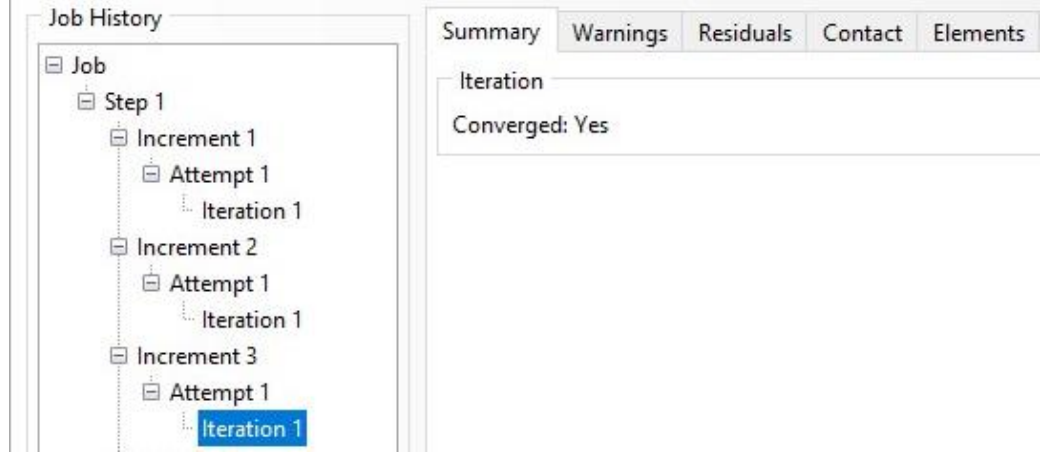
Şekil 6.12. 2 mm eleman boyutuyla bölüntülenen modelin düğüm ve eleman sayısı.

Braketi, yük-4 için bu ağ yapısında çözdürünce, Von Mises gerilme dağılımı Şekil 6.13'te gösterilmiştir.



Şekil 6.13. Sıkı ağ yapısı altında elde edilen Von Mises gerilme dağılımı.

Moment kaynaklı oluşan maksimum Von Mises gerilmesi, eleman boyutunun 4 mm olduğu çözümlemelerde 110 MPa iken, eleman boyutunun 2 mm olduğu daha sıkı ağ yapısına sahip modelde 112,1 MPa'dır. Değişim farkı %10'dan küçüktür, yani ilk başta braketeye uygulanan ağ yapısı kalitesi uygun ve yerinde olarak kabul edilebilir. Buna ağ yapısının yakınsaması (mesh convergence) denilir. Mesh yakınsaması anında, maksimum gerilme yatay bir eğri halinde hareket etmeye yaklaşır ve çok az değişimlere sahip olur. Bu da problemin sağlıklı çözdürüldüğüne ve analizin stabil sonuçlar verdiğine dair kanıtlardandır. Tüm yükler için, sonuçlar yakınsamıştır ve Yük-4 için yakınsamaya dair kanıt görseli Şekil 6.14'te verilmiştir.



Şekil 6.14. Yük-4 için çözdürülen modelin yakınsama kanıtı.

Sonuç olarak, yapıya 4 farklı yük koşulu altında da statik analiz yapılarak programa yük yolları (load-paths) tanıtıldı. Yüklerin hangi miktarda ve hangi yollardan aktığını bu sayede öğrenen programa, topoloji optimizasyonu için girdiler yapıldığında, bu yük yollarını dikkate alınmakta ve yükün geçmediği alanlar boşaltılmaktadır. Böylece optimizasyon programı yapıyı hafifletmeye yönelik olan algoritmasını çalıştırmaktadır.

7. TOPOLOJİ OPTİMİZASYONU SONUÇLARI

Topoloji optimizasyonu problemi, ATOM (Abaqus Topology Optimization Module)'da modellenmiştir ve altı adımdan oluşmaktadır. Bu adımlar aşağıda sırasıyla açıklandı:

1. Optimizasyon hedefi tanımlamak

Yüklenen pim dışında kalan tüm braket, optimizasyon alanının parçasıdır. Civata ve pimin temasta olduğu yüzeyler sınır şartı olarak dondurulmuştur ve normal algoritma, 'malzeme güncelleme stratejisi' olarak seçilmiştir. Konservatif ve agresif algoritmalar tercih edilmemiştir. Genel ve hassaslık bazlı algoritma seçilmiştir, çünkü bu algoritma durum-bazlı algoritmaya nazaran daha güvenilirdir.

2. Tasarım tepkilerini tanımlamak

Gerinim enerjisi ve hacim, tasarım tepkileri olarak tanımlanmıştır. Toplamda 4 farklı yük senaryosunu entegre eden bir yük kümesi olduğu için, gerinim enerjisi, tüm yüklerin ortak birleşim kümesi olarak dikkate alınmıştır.

3. Amaç fonksiyonu tanımlamak

Gerinim enerjisi minimize edilecek şekilde amaç fonksiyonu tanımlanmıştır.

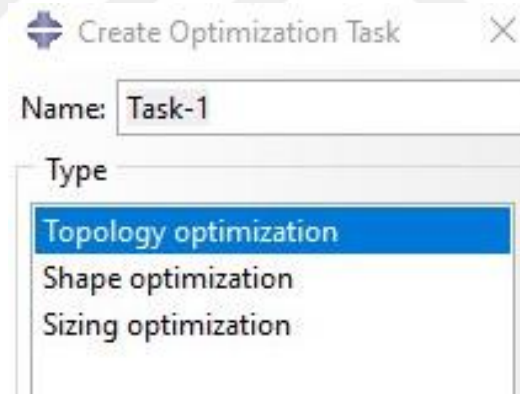
4. Optimizasyon kısıtları tanımlamak

Optimize edilmiş geometrinin hacminin, orjinal geometri hacminin %50'sine indirilmesi optimizasyon kısıtı olarak ele alınmıştır. Hedeflenen gerçek optimizasyon değeri ise %30'dur. Aradaki fark, üretimsel nedenlerden ve tasarıma konulan emniyet faktöründen kaynaklanmaktadır. %30'luk bir hacim yani kütle kazanımı için, program %50'lik bir hedef ile çalıştırılmıştır. Aradaki %20'lik artış, topolojik optimize edilmiş yapının CAD ortamında modellenirken, konvansiyonel üretim metodlarına da uygun olacak şekilde yapının düzeltilmesi sonucu ve yapıya eklenen ilave yuvarlatmalardan kaynaklanmaktadır. Tasarımcı, topolojik optimize edilmiş yapıyı olduğu gibi kullanmak yerine, civata eksenlerini kenardan malzeme ekleyerek uzaklaştırmak gibi ilave güçlendirmeler ve tedbirler olarak modellemeyi tercih edebilir.

5. Geometrik kısıtları tanımlamak

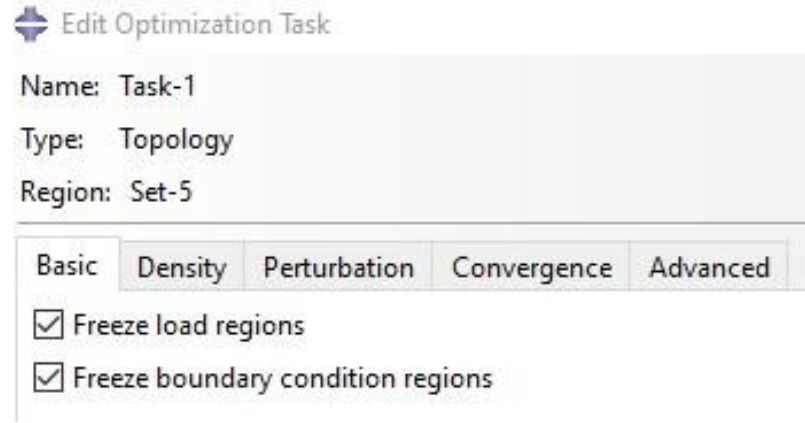
Geometrideki minimum duvar kalınlığı 1.5 mm olarak tanımlanmıştır, böylece üretilmesi çok zor olabilecek, kırılabilirlik doğurabilecek ince cidarların oluşması engellenmiştir. İlâveten, yapıyı üretimsel olarak kısıtlayıcı bir geometrik sınır koşulu olarak ise, topolojik optimizasyonu yapılmış ve yumuşatılmış model geometrisinin, üretim sonrası ortalama yüzey pürüzlülük değeri (Ra) maksimum 3,2 mikrometre olarak teknik resimde verilmesi olabilir. Gözenekliliği düşük ve yüzey pürüzlülüğü az olan bir ürün, yüklere karşı daha stabil tepkiler vermektedir ve braket, uçağın dış aerodinamik yüzeyinde doğrudan hava akımına maruz kalarak çalışacağı için, aerodinamik sürtünmesinin az olabilmesi amacıyla, mümkün mertebe pürüzsüz olmalıdır. Simülasyon modelinde herhangi bir durma şartı kurgulanmamıştır. Optimizasyon için toplam 25 iterasyona (deneme) sahip bir analiz yapılmıştır.

Abaqus'ün yapısal analiz modülünden, ATOM'a geçiş yapıldı ve optimizasyon görev yöneticisinden, yeni bir topoloji optimizasyonu açıldı (Şekil 7.1).



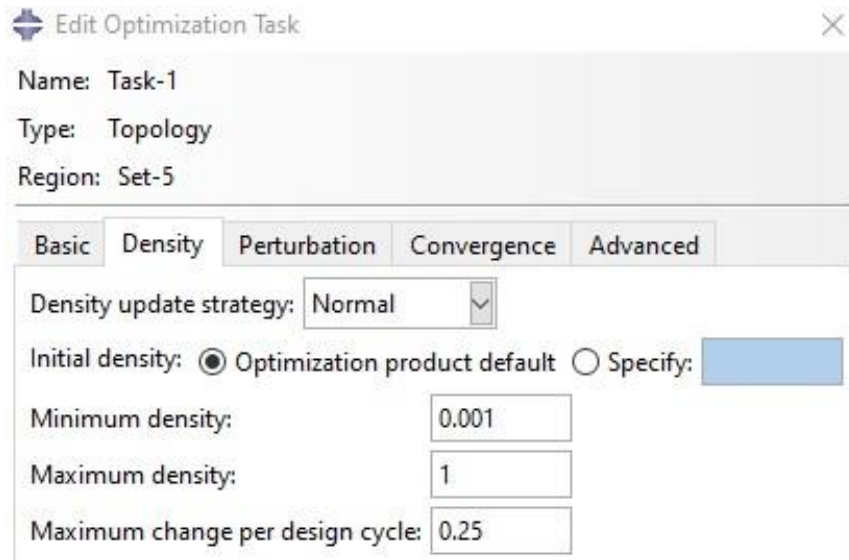
Şekil 7.1. Topoloji optimizasyonu görevi oluşturmak.

Optimizasyona tabii tutulacak bölge, modelin tamamı olarak seçilir. Yükün yüklendiği bölgeler ve sınır koşullarının atandığı alanlar dondurulur ve böylece optimizasyondan etkilenmelerinin önüne geçilmiş olur (Şekil 7.2). Bu bölgeler, pim ve civata temas yüzeyleri olduğu için, bağlantı elemanları ile temas halindedir ve optimizasyona uğramaları istenmez. Net ölçü ve toleransta üretilmeleri elzemdir.



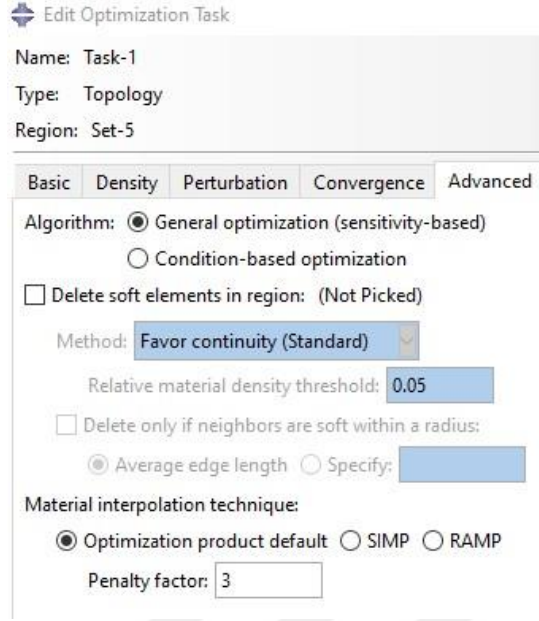
Şekil 7.2. Yük bölgeleri ve sınır koşulu bölgelerinin dondurulması.

Yoğunluk güncelleme stratejisi olarak, normal algoritması seçilir (Şekil 7.3). Buna birinci alternatif olan konservatif algoritma, tasarım yanıtlarının aşırı hassas olduğu ve/veya kısıtları yerine getirmekte sorun yaşandığı durumda, daha fazla optimizasyon iterasyonu gerektiğinde tercih edilebilir. Kullanıcının bir bağıl malzeme yoğunluğu eşiği tanımlayıp, o eşiğin altında kalan değerleri yapıdan hacimsel olarak çıkarmak istemesi durumunda, ikinci alternatif olan agresif algoritma seçilebilir. Bracket, normal algoritma altında beklenen çözümleri verebilmektedir.



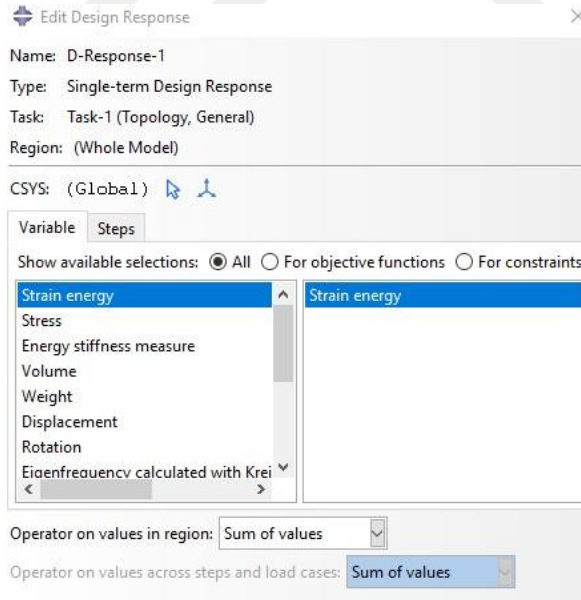
Şekil 7.3. Yoğunluk güncelleme stratejisi seçimi.

Hassaslık bazlı genel optimizasyon algoritması kullanılarak çözüm yapılmak istenmiştir (Şekil 7.4).



Şekil 7.4. Topoloji optimizasyonu algoritmasının seçilmesi.

Tasarım tepki yöneticisinden, yeni bir tasarım tepkisi oluşturuldu. 4 yük koşulu için entegre olarak ele alınan gerinim enerjisi, ilk tasarım tepkisi olarak planlandı (Şekil 7.5).



Şekil 7.5. Gerinim enerjisinin tasarım tepkisi olarak seçilmesi.

Tüm basamaktaki yük değerlerini entegre eden bir yük dağılımı kullanabilmek için bu özellik (Operator on values across steps and load cases: sum of values) programda aktif edildi (Şekil 7.6).

Edit Design Response

Name: D-Response-1

Type: Single-term Design Response

Task: Task-1 (Topology, General)

Region: (Whole Model)

CSYS: (Global)

Variable Steps

Source of values: ☐ Use last step and last load case from the current model
☒ Specify:

Model	Step and Load Case	Modes	Lower Mode	Upper Mode
Model-1*	All	All		

Shell layer values: Maximum

Operator on values in region: Sum of values

Operator on values across steps and load cases: Sum of values

Şekil 7.6. Yüklerin entegrasyonunu sağlamak.

İkinci tasarım tepkisi olarak hacim girildi (Şekil 7.7).

Edit Design Response

Name: D-Response-2

Type: Single-term Design Response

Task: Task-1 (Topology, General)

Region: (Whole Model)

CSYS: (Global)

Variable Steps

Show available selections: ☒ All ☐ For objective functions ☐ For constraints

Strain energy	Volume
Stress	
Energy stiffness measure	
Volume	
Weight	
Displacement	

Şekil 7.7. Hacmin tasarım tepkisi olarak seçilmesi.

Bu topoloji optimizasyonundan beklenen, gerinim enerjisi ve hacmin azaltılarak geometrinin optimize edilmesidir.

Gerinim enerjisinin minimize edilmesi, amaç fonksiyonu olarak tanımlandı (Şekil 7.8).

 Edit Objective Function

Name: Objective-1

Task: Task-1 (Topology, General)

Target: Minimize design response values

Design Response

Name	Weight	Reference Value	Type
✓ D-Response-1	1	0	Strain energy

Şekil 7.8. Amaç fonksiyonunun tanımlanması.

Hacmin, başlangıç değerinin %50'sine indirgenmesi ise optimizasyon kısıtı olarak oluşturuldu (Şekil 7.9). Topoloji optimizasyonu sonunda ortaya çıkan yapı, hacimsel olarak gerçekten de orjinal geometrinin yarısına indirilmiş olacaktır, ancak üzerinde yapılan imalata uygun hale getirme, yumuşatma vb. operasyonlarla gerçek hacim azaltımı, sonuç olarak %30 ve üzeri hedeflenmektedir.

 Edit Optimization Constraint

Name: Opt-Constraint-1

Task: Task-1 (Topology, General)

Design Response

Name: D-Response-2

Type: Volume

Constrain the response to:

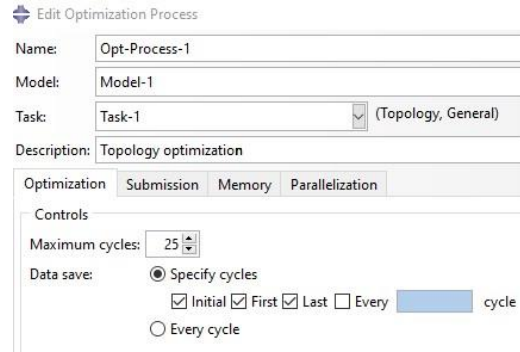
☐ A value $\leq$:

☒ A fraction of the initial value $\leq$: 0.5

Şekil 7.9. Hacim optimizasyon kısıtının oluşturulması.

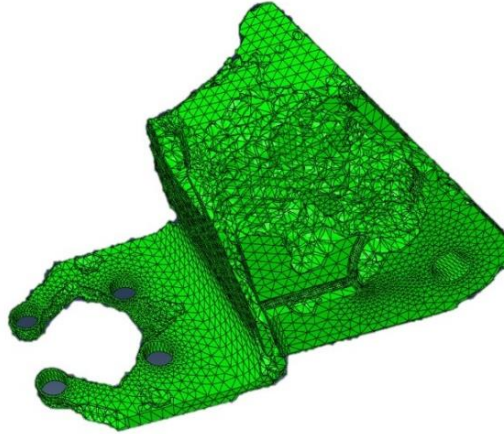
Element boyutu parametresi seçilerek, geometrik bir kısıtlama oluşturuldu. Bu kısıtlamaya göre izin verilecek olan minimum duvar kalınlığı 1,5 mm'dir. Yani, yapı üzerinde kumpas veya farklı bir ölçüm aletiyle ölçülebilecek en ince cidar kalınlığı, 1,5 mm'nin altına düşmemelidir. Bu, eklemeli imalatın üretimsel yapısına uygun bir kriterdir. Fazla ince cidarların üretiminde, kırılmalar gerçekleşmesi olağandır.

Daha sonra, optimizasyon süreç yöneticisine girildi, 25 döngüde bitmesi istenen topoloji optimizasyonu emri oluşturuldu (Şekil 7.10). 25 optimizasyon adımı yeterli görülmüştür, çünkü 20. adımdan sonra geometride önemli değişiklikler olmamıştır.



Şekil 7.10. Topoloji optimizasyonu emri oluşturulması.

Girdiler doğrulandıktan sonra, braket çözüme gönderildi. Çözüm tamamlandıktan sonra, sonuçlar kombine edildi. 25 optimizasyon tasarım döngüsü sonucu elde edilen kombine sonuç, Şekil 7.11’de gösterildi.

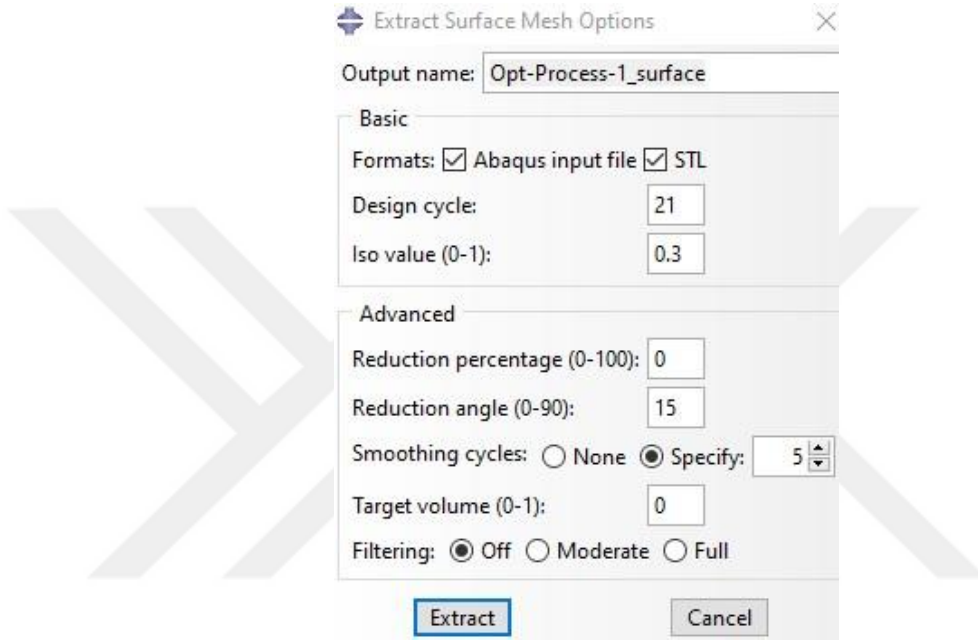


Şekil 7.11. Topoloji optimizasyonu ham (işlenmemiş) sonucu.

Bu veri .stl (stereolithography) uzantılı dosya olarak alınır. Stl uzantılı dosyalar, 3 boyutlu yazdırma ve bilgisayar destekli tasarımda yaygın kullanılan bir dosya formatı olup, Standard Triangle Language veya Standard Tessellation Language olarak da isimlendirilir. Bunun nedeni, geometriyi üçgensel geometriler vesilesiyle ifade etmesidir. İlk olarak 1987 yılında geliştirilmiştir. Renk ve doku bilgisi içermezler, bu nedenle dosya boyutları görece küçüktür ve işleme hızı yüksektir. Tek malzemen

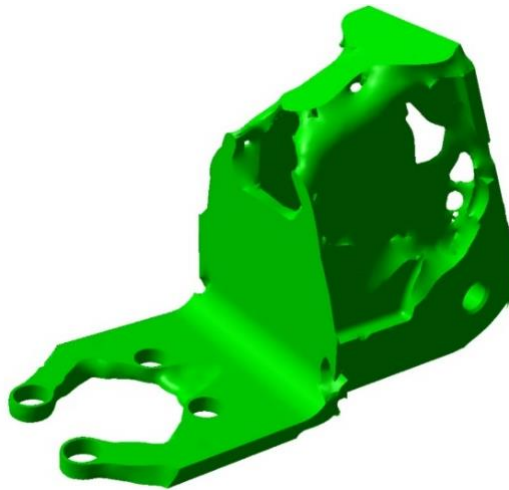
oluşan, tek renkli olarak üretilmesi planlanan geometriler için ve de prototipleme ile yüksek kaliteli görüntü (render) alma işlemlerinde Stl formatının seçilmesi mantıklıdır (Bechet vd., 2002).

Beş tur yumuşatma işlemi (smoothing) operasyonu sonucu data dışarı aktarılır (Şekil 7.12). Yumuşatma yapılması; yüzey kalitesini artırması, üretilebilirliğe olan katkıları ve ölçüm kolaylığı sağlaması bakımından önemlidir.



Şekil 7.12. Optimizasyon sonucu ortaya çıkan datanın yumuşatılması.

Elde edilen yumuşatılmış geometri Şekil 7.13'te verilmiştir.

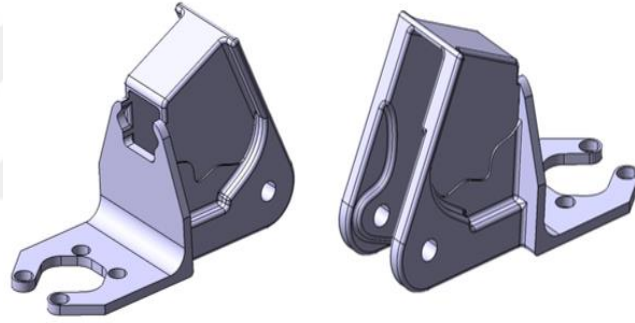


Şekil 7.13. Topoloji optimizasyonu sonrası yumuşatılmış (işlenmiş) data.

Yapı bu haliyle de üretime uygun değildir. Geometrideki keskinlikler giderilmiş olsa da, geometri süreksizlikler ve kopukluklar barındırmaktadır. Bunları NURBS (non-Uniform Rational Basier Splines) yüzeyleri haline getirebilecek olan çeşitli programlar vardır veya; stl datasından ölçümler yapılarak, geometrinin uygun bir CAD programında son ölçülerine uygun olarak, parametrik şekilde tersine modellenmesi gerekmektedir.

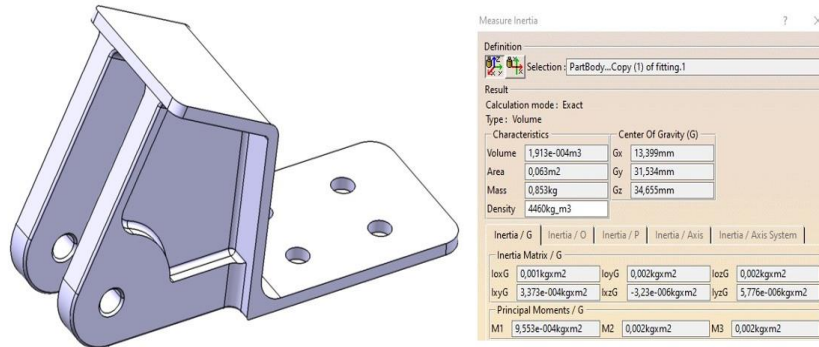
Topoloji optimizasyonu sonuçları genelde, doğrudan kullanılmazlar. Mühendisler tarafından yorumlanırlar ve parçaların pah kırılacak, yuvarlatma yapılacak bölgeleri belirlenir. Parça sayısını azaltacak entegre çözümler düşünülür, gerekirse CAD modele müdahalelerde bulunulur ve üretilebilirlik gözetilir.

Bu amaçla topoloji optimizasyonu ile elde edilen braket, CATIA ile sıfırdan modellenmiş olup, görünüşleri Şekil 7.14.'te verilmektedir.



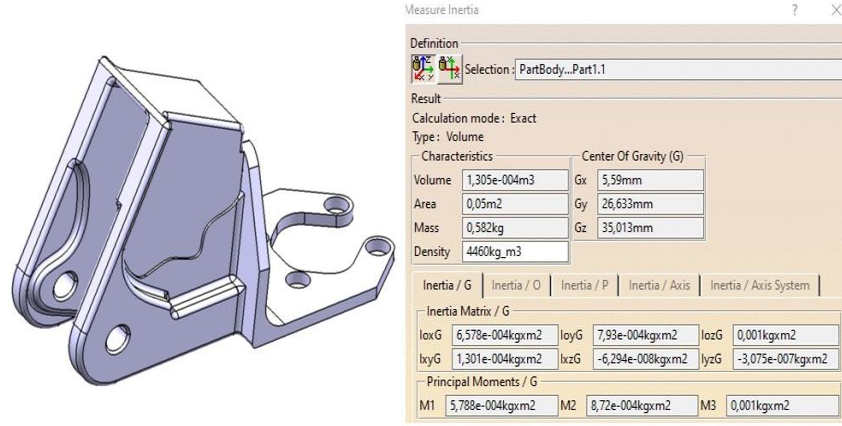
Şekil 7.14. Üretime hazır braket geometrisi- perspektif görünüşleri.

Braketin, optimizasyon yapılmadan önceki orjinal hali $1,913 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ hacme sahipti (Şekil 7.15).



Şekil 7.15. Braketin optimizasyon öncesi hacmi.

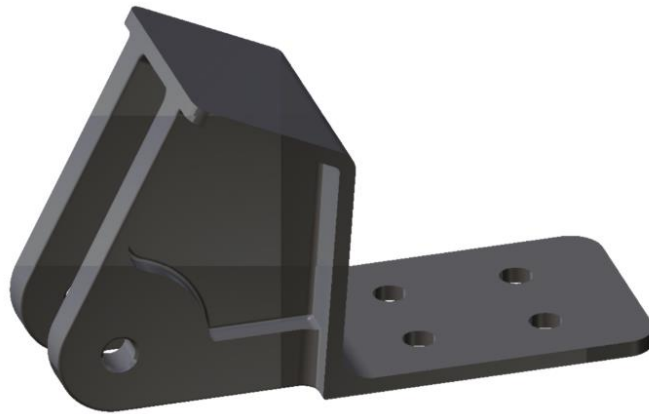
Topoloji optimizasyonu yapıldıktan sonra modellenen CAD modelinde ise hacim; $1,305 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ e düşürülmüştür (Şekil 7.16).



Şekil 7.16. Optimizasyon sonrası nihai CAD modelinin hacmi.

Yani hacimdeki ve dolayısıyla ağırlıktaki azalma, %31.7 dir. Hedeflenen %30 ve üzeri hacim düşüşü hedefi yakalanmıştır. Üstelik elde edilen yeni geometri, eklemeli imalat yönteminin haricinde, NC yani talaş kaldırarak klasik imalat yöntemleriyle üretmeye de uygundur. Yapının keskin kenar ve köşelerine, imalat yapıldıktan sonra el taşıma cihazı ile pahlar kırılması ve yuvarlatmalar yapılması, tepe gerilmelerinin azaltılması için etkili bir yöntemdir. Bunun yanında, tepe gerilmelerini azaltmak için civatalar, pul üzerine oturtulabilir.

Braket topoloji optimizasyonu yapılmadan üretilseydi, görünümü Şekil 7.17.'deki gibi olurdu.



Şekil 7.17. Optimizasyon öncesi malzeme atanmış braket görünümü.

Braket topoloji optimizasyonu yapıldıktan sonra üretilseydi, görünümü Şekil 7.18.'deki gibi olurdu.



Şekil 7.18. Optimizasyon sonrası malzeme atanmış braket görünümü.

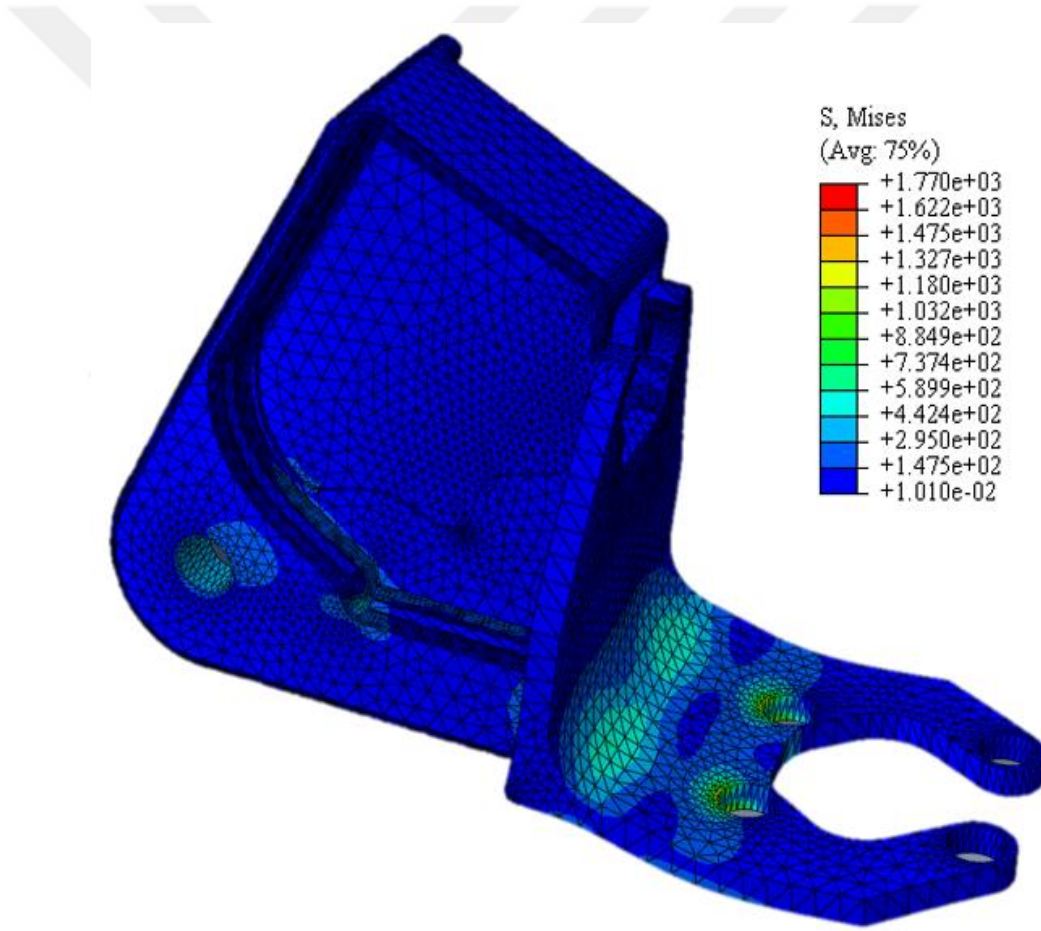
Üretim sonrası çapak gidermesi yapılmış olan yapıya, gerekirse iç gerilimlerini giderme maksadıyla ısıtılabilir ve astar boyaya ilaveten üst katman boyası atılarak kimyasal etkilere dirençli hale getirilebilir. Civata ve pimlerin girdiği yüzeyler çalışan yüzeyler olduğundan, buralar maskelenebilir ve astar ile boyadan uzak tutulabilirler. Malzeme titanyum alaşımı olduğu için, korozyon direnci yüksek olacaktır.

8. OPTİMİZASYON SONUÇLARININ DOĞRULANMASI

Brakete topoloji optimizasyonu öncesi yapılan statik analiz sonucunda, elastik sınırlar içerisinde kalındığı, gösterildi. Bu bölümde optimizasyon sonrası elde edilen hacmi %31,7 azaltılmış braket, aynı yük koşulları altında statik analiz uygulandı. 4 yük koşulunda yapılan analiz sonuçları aşağıda verildi.

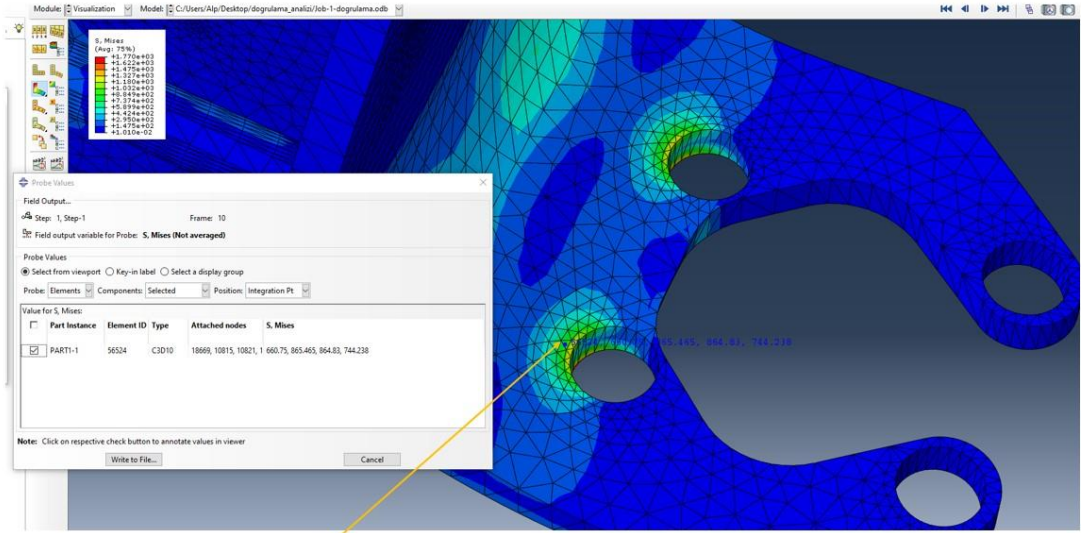
Optimizasyon öncesinde yapılan analizde kullanılan adımlar, optimizasyon sonucunda elde edilen braket modelinde de aynı şekilde uygulandı. Elde edilen sonuçlar sıralanmıştır:

Yük koşulu-1 için Von Mises gerilme dağılımı Şekil 8.1’de gösterildi.



Şekil 8.1. Yük-1 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.

Tepe gerilmeleri ihmal edildiğinde, maksimum gerilmenin beklenen şekilde, yüke en yakın bölgedeki civata alanında ve 865 MPa olarak gerçekleştiği görülmektedir (Şekil 8.2).

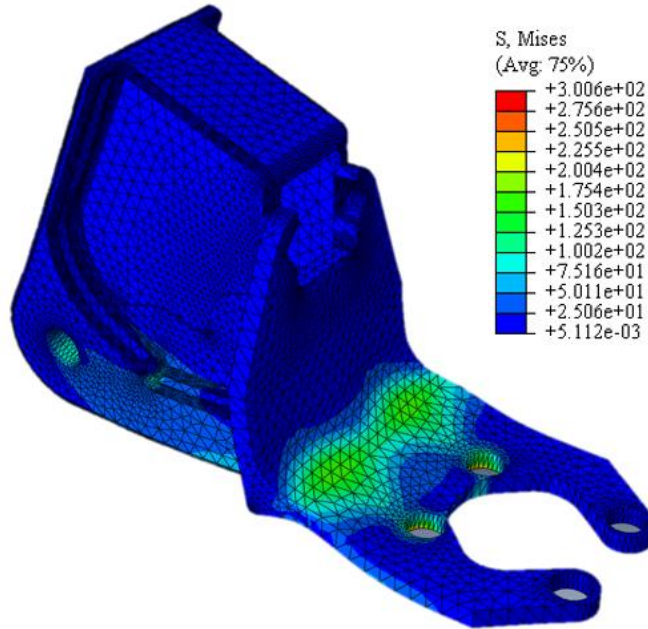


Ölçüm alınan
elemene ait nokta

Şekil 8.2. Gerilmenin okunduğu elemene ait nokta ve gerilme değeri.

Bu sonuca göre, optimize edilmiş braket, elastik limitler içinde zorlanmaktadır.

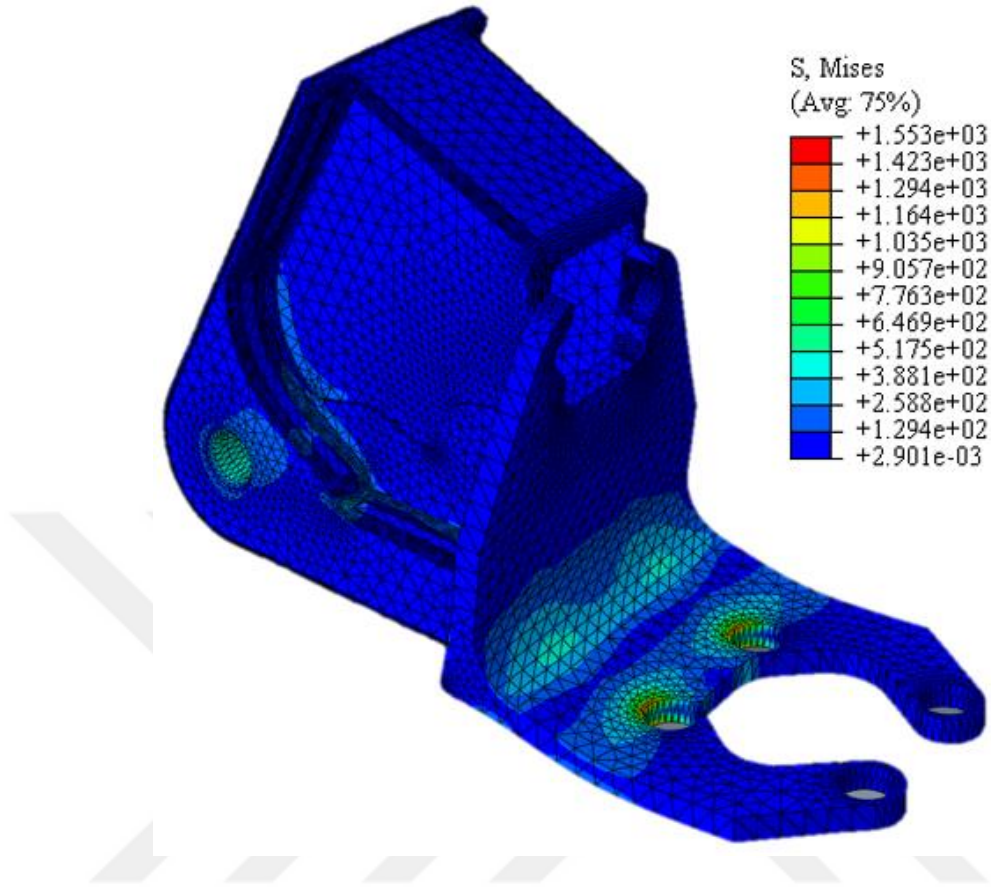
Yük koşulu-2 için Von Mises gerilme dağılımı Şekil 8.3'te gösterildi.



Şekil 8.3. Yük-2 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.

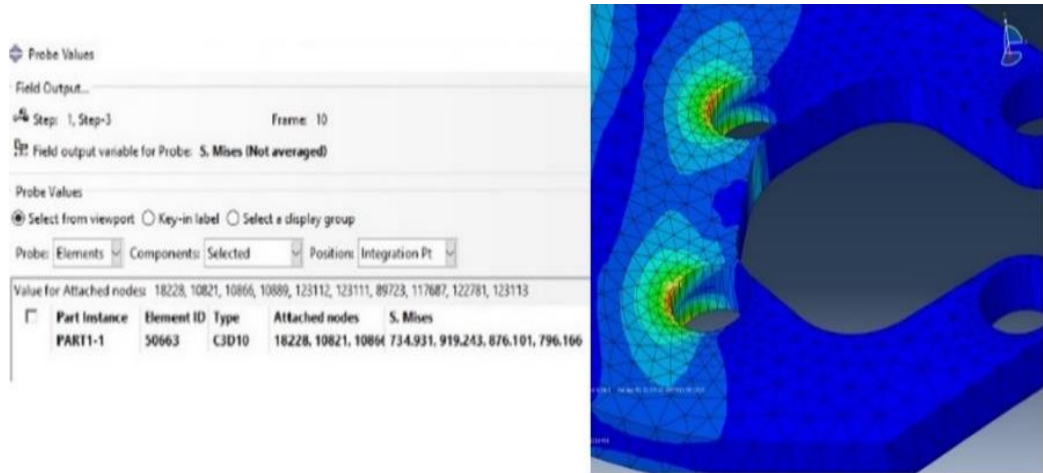
En yüksek tepe gerilmesi bile 301 MPa olduğundan, geometrinin bu yük altında elastik bölgede çalışacağını söylemek mümkündür.

Yük koşulu-3 için Von Mises gerilme dağılımı Şekil 8.4'te gösterildi.



Şekil 8.4. Yük-3 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.

Tepe gerilmeleri ihmal edildiğinde, delik çeperinde 920 MPa'lık gerilme gözlemlenmiştir (Şekil 8.5), bu nedenle geometri, elastik limitler içinde yüklenmektedir.

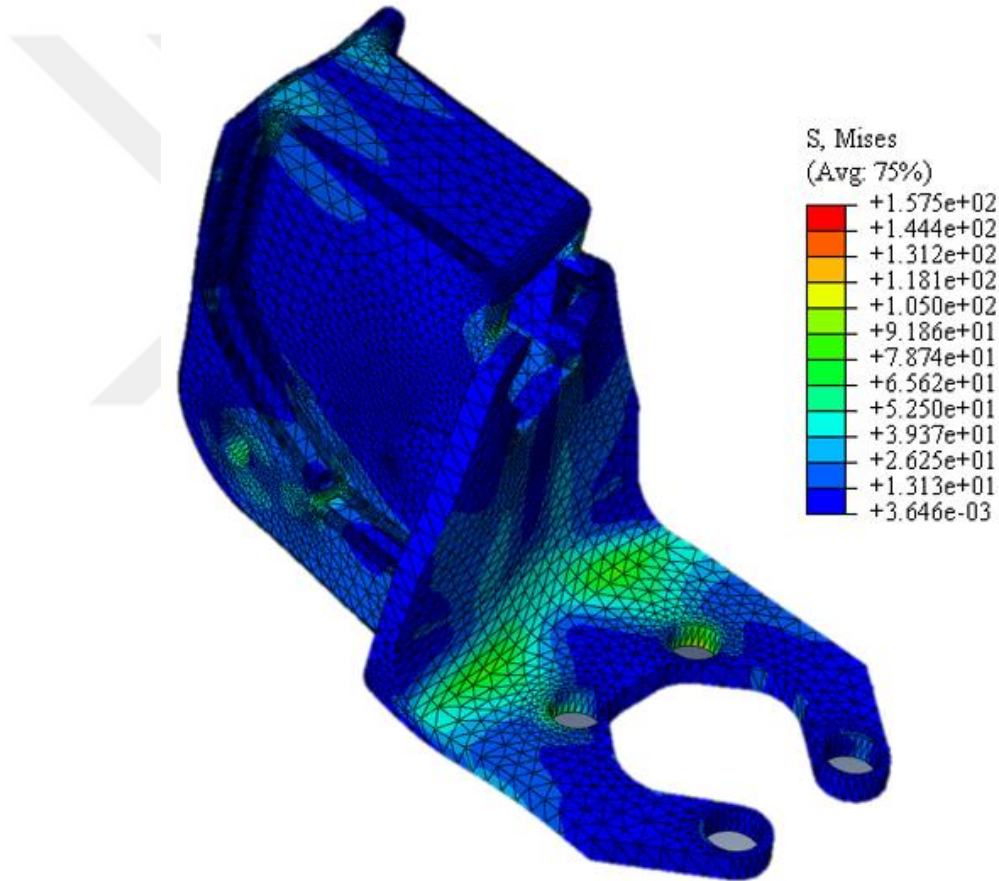


Şekil 8.5. Yük-3 doğrulama analizi için oluşan maksimum gerilme.

Tepe streslerini düşürmenin bazı yolları şunlardır:

- 1) Keskin kenar ve köşelere pah kırmak veya yuvarlatmak
- 2) Yüğü tekil olarak atamak yerine, homojen dağılmış halde vermek. Bu durum her zaman mümkün değildir, yükün doğasına bağlıdır.
- 3) Bazı tepe stresleri ağ elemanı yoğunluğunu artırarak düşürülebilir, bu durum da her zaman mümkün değildir. Ağ yoğunluğu artmasına rağmen düşmeyen tepe stresleri de vardır.

Son olarak, moment koşulu olan yük-4'ün çözümü yapıldığında çıkan Von Mises gerilme dağılımı Şekil 8.6'da verilmektedir.



Şekil 8.6. Yük-4 için optimizasyon sonrası Von Mises gerilme dağılımı.

Son yükleme koşuluna göre çıkan maksimum gerilme 158 MPa olup, akma sınırının oldukça altındadır ve geometri elastik limitler içinde kalmaktadır.

Böylece topoloji optimizasyonu yapılmış olan braketin, gerçekten de 4 yük koşuluna, hala elastik limitler içinde dayanabilir olduğu kanıtlanmıştır.

Ortaya çıkan son model, en kolay eklemeli imalat ile üretilebilir olsa da, konvensiyonel ve ileri teknik üretim yöntemlerini entegre eden bir proses akışı ile de işlenmesi mümkündür.

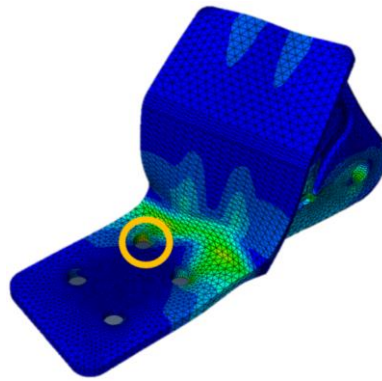
4 farklı yük koşulu altında lineer elastik statik analiz uygulanan braketten oluşan maksimum Von Mises eşdeğer gerilme değerleri Çizelge 8.1.'de özetlenmiştir.

Çizelge 8.1. Braketten oluşan maksimum Von Mises gerilmeleri.

Yük	Optimizasyon Öncesi Maks. Gerilme (MPa)	Optimizasyon Sonrası Maks. Gerilme (MPa)
Yük koşulu-1	868	863
Yük koşulu-2	297	301
Yük koşulu-3	850	920
Yük koşulu-4	110	158

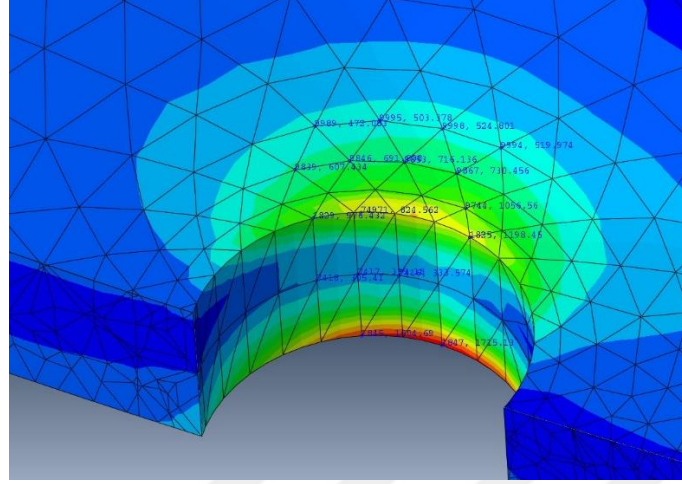
Çizelge 8.1'e göre, Yük koşulu-1 için, optimizasyon sonrası maksimum gerilme düşerken, diğer yük koşulları için arttığı görülmektedir. Topoloji optimizasyonu yapı üzerindeki gerilmelerin bölgesel olarak artıp azalmasıyla doğrudan ilgilenmez. Lineer elastik sınırlar içinde hizmet verecek bir yapısal parça tasarlayan tasarımcı/analizci için, akma mukavemetinin emniyet faktörüne bölünmesiyle elde edilen bir maksimum izin verilen gerilme değerine kadar yapısal parça yüklenecek şekilde hacimsel boşaltmalara izin verebilir. Böylece, yapı maksimum gerilme ile yüklenecek şekilde, ancak minimum ağırlıkta ve yeteri kadar dayanıklı bir yapı elde etmeye olanak tanır. Bunun kontrolü tasarımcı/analizci tarafından yapılır.

Topoloji optimizasyonu yapılmış braket için, 4 ayrı yük altındaki tepe gerilmeleri, Şekil 8.7'deki referans civata deliğinin etrafından verilmektedir.



Şekil 8.7. Referans civata deliği.

Yük-1 durumunda, referans civata deliği etrafındaki tepe gerilmeler Şekil 8.8’de gösterilmiştir.



Şekil 8.8. Yük-1 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.

Düğüm noktalarından alınan bu değerler, liste olarak Şekil 8.9’da verilmiştir.

Probe Values

Field Output...

Step: 1, Step-1 Frame: 10

Field output variable for Probe: S, Mises (Avg: 75%)

Probe Values

☒ Select from viewport ☐ Key-in label ☐ Select a display group

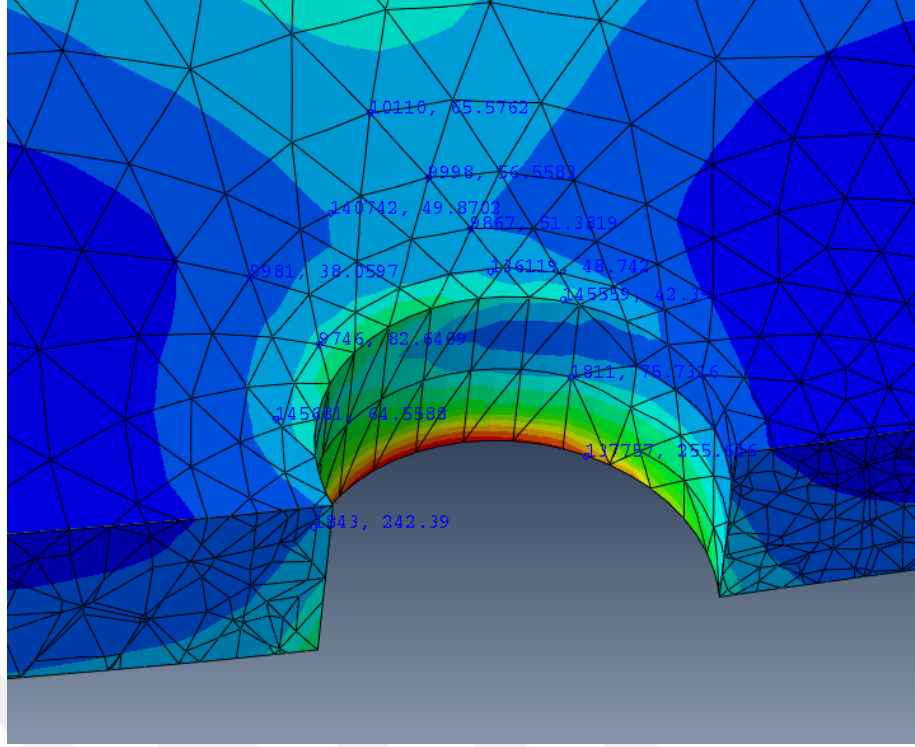
Probe: Nodes Components: Selected

Value for S, Mises: 203.34

Part Instance	Node ID	Def. Coords	S, Mises
FITTING-1	145767	61.1757, 0.00766029, 59.8835	203.34
☒ FITTING-1	74971	56.356, -0.581015, 52.3145	824.562
☒ FITTING-1	1825	56.5577, 8.04634e-35, 48.7099	1198.45
☒ FITTING-1	9744	55.5442, 0.00891747, 49.1831	1056.56
☒ FITTING-1	9867	54.4221, 0.0201426, 49.8815	730.456
☒ FITTING-1	9853	54.5828, 0.0200388, 51.5645	716.136
☒ FITTING-1	9846	55.1541, 0.0183054, 53.1604	691.808
☒ FITTING-1	9839	56.0928, 0.0152479, 54.5785	607.434
☒ FITTING-1	9989	54.4937, 0.0302987, 54.6255	472.083
☒ FITTING-1	9995	53.5994, 0.0346952, 52.8231	503.378
☒ FITTING-1	9998	53.1903, 0.0362156, 50.8571	524.801
☒ FITTING-1	9994	53.2297, 0.0353283, 48.8516	519.974
☒ FITTING-1	1845	56.9301, -5, 52.2719	1604.69
☒ FITTING-1	1847	56.3909, -5, 49.9157	1715.13
☒ FITTING-1	7416	56.5174, -2.5, 51.1266	333.574
☒ FITTING-1	7417	56.9301, -2.5, 52.2719	335.18
☒ FITTING-1	7418	57.6048, -2.5, 53.2852	305.41
☒ FITTING-1	1829	57.6049, 9.91953e-35, 53.2853	976.432

Şekil 8.9. Yük-1 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.

Topoloji optimizasyonu yapılmış braket için, Yük-2 durumunda tepe gerilmelerin olduğu referans civata deliği etrafındaki gerilmeler Şekil 8.10’da gösterilmiştir.



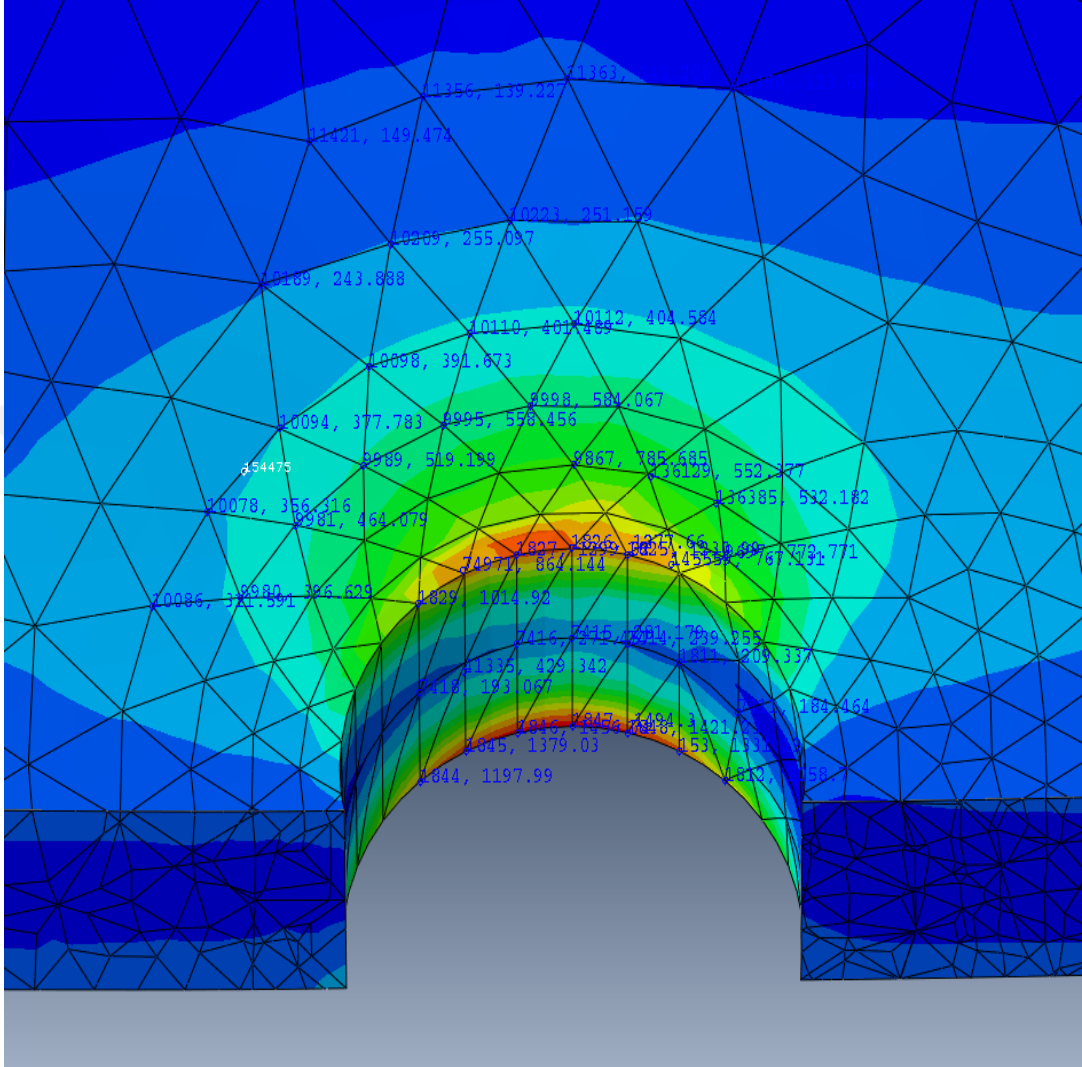
Şekil 8.10. Yük-2 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.

Düğüm noktalarından alınan bu değerler, liste olarak Şekil 8.11’de verilmiştir.

☐	Part Instance	Node ID	S, Mises
☒	FITTING-1	137757	255.646
☒	FITTING-1	1811	75.7316
☒	FITTING-1	145559	42.3944
☒	FITTING-1	136119	48.742
☒	FITTING-1	9867	51.3819
☒	FITTING-1	9998	56.5583
☒	FITTING-1	10110	65.5762
☒	FITTING-1	140742	49.8702
☒	FITTING-1	9981	38.0597
☒	FITTING-1	9746	82.6409
☒	FITTING-1	145681	64.5588
☒	FITTING-1	1843	242.39

Şekil 8.11. Yük-2 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.

Topoloji optimizasyonu yapılmış braket için, Yük-3 durumunda tepe gerilmelerin olduğu referans civata deliği etrafındaki gerilmeler Şekil 8.12’de radyal hatlar boyunca gösterilmiştir.



Şekil 8.12. Yük-3 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.

Düğüm noktalarından alınan bu değerler, ilgili düğüm noktalarının kimliklerini de içerek biçimde bir liste olarak Şekil 8.13’te verilmiştir. Tüm modelde, istenilen kimlik numarasına sahip nokta üzerindeki gerilme değerini okumak mümkündür.

Veriler bir tablo şeklinde Excel’e rapor olarak çıkarılabilir. Bu şekilde ölçümlenen verilerin, dairesel (polar) olarak değişimlerini gözlemlemek de mümkün hale gelir. Sonuçlar bindelik hassasiyetle elde edilebilse de, analiz yaklaşımında oluşabilen hatalardan ötürü, hassasiyet genelde bu ölçüde ele alınmaz.

Probe Values

Field Output...

Step: 1, Step-3

Frame: 10

Field output variable for Probe: **S, Mises (Avg: 75%)**

Probe Values

☒ Select from viewport ☐ Key-in label ☐ Select a display group

Probe: Nodes

Components: Selected

Value for Part Instance: ASSEMBLY

☒	Part Instance	Node ID	S, Mises
☒	ASSEMBLY	1	NoValue
☒	FITTING-1	1844	1197.99
☒	FITTING-1	1845	1379.03
☒	FITTING-1	1846	1456.74
☒	FITTING-1	1847	1494.3
☒	FITTING-1	1848	1421.23
☒	FITTING-1	153	1331.19
☒	FITTING-1	1812	1058.7
☒	FITTING-1	7411	184.464
☒	FITTING-1	1811	209.337
☒	FITTING-1	7414	239.255
☒	FITTING-1	7415	281.179
☒	FITTING-1	7416	271.457
☒	FITTING-1	41335	429.342
☒	FITTING-1	7418	193.067
☒	FITTING-1	1829	1014.92
☒	FITTING-1	74971	864.144
☒	FITTING-1	1827	1299.02
☒	FITTING-1	1826	1277.66
☒	FITTING-1	1825	1230.99
☒	FITTING-1	145559	767.131
☒	FITTING-1	9697	772.771
☒	FITTING-1	136385	532.182
☒	FITTING-1	136129	552.377
☒	FITTING-1	9867	785.685
☒	FITTING-1	9998	584.067
☒	FITTING-1	9995	558.456
☒	FITTING-1	9989	519.199
☒	FITTING-1	9981	464.079
☒	FITTING-1	9980	396.629
☒	FITTING-1	10078	356.316
☒	FITTING-1	10086	311.591
☒	FITTING-1	10094	377.783
☒	FITTING-1	10098	391.673
☒	FITTING-1	10110	401.489
☒	FITTING-1	10112	404.584

Şekil 8.13. Yük-3 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.



Şekil 8.14. Yük-4 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler

Düğüm noktalarından alınan bu değerler, liste olarak Şekil 8.15'te verilmiştir.

Şekil 8.15. Yük-4 için referans civata deliği etrafındaki gerilmeler.

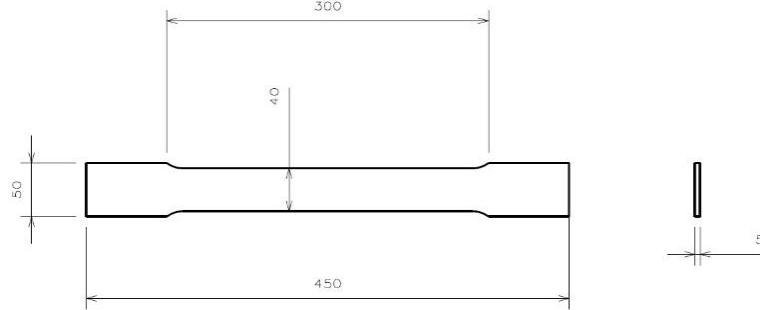
9. PROGRAM PARAMETRELERİNİN ÇEKME DENEYİ SİMÜLASYONU İLE DOĞRULANMASI

Tez boyunca yapılan analiz simülasyonlarının güvenilir bir algoritma ve çözücü ile yapılması önemlidir. Lineer statik analizler ve topoloji optimizasyonu Abaqus programında yapılmıştır. Abaqus programı, Dassault Systèmes isimindeki Fransız bir firmanın analiz programı olup, firmanın otomotiv ve havacılık sektörlerinde kullanılan Catia, Enovia gibi pek çok CAD (Computer Aided Design), PLM (Product Lifecycle Management) vb. kategorilerinde program çözümleri bulunmaktadır. Simulia ürün çatısı altında yer alan Abaqus'ün çözücüleri lineer elastik analiz için, Hooke kanununun geçerli olduğu bölgelerde kullanılmış olup, yine Abaqus'a ait ATOM (Abaqus Topology Optimization Module) modülü ile topolojik optimizasyonlar yapıp doğrulanmıştır. Tez verilerinin güvenilirliği açısından program parametrelerinin doğrulanması önemlidir. Program parametreleri, programa veri olarak girilen elastisite modülü, poisson oranı ve akma mukavemeti vb. verilerinin, simülasyon dosyası içinde doğru ve ilgili yerlere uygun şekilde girilip girilmediğini, sınır koşulu ve yüklerin uygun ve doğasına göre verilip verilmediğini kıyaslamaya yarayan bir sürecin tüm ürünleridir.

Bu çalışmada, program parametrelerinin doğrulanması amacıyla, tezde kullanılan titanyum alaşımının teknik bilgi kataloğundan edinilen ve firma tarafından çekme deneyi neticesinde belirlenmiş olan akma mukavemeti değeri, Abaqus'ta statik lineer analiz simülasyonu kurularak modellenmiştir. Statik analizde, kütle (atalet) veya sönümleme etkisi yoktur. Elastisite modülü, yoğunluk ve poisson oranı girilen malzemenin, sabitlenmiş bölgelerine atanan sınır koşullarının ankastre olarak modellenmesi ve referans nokta ile eşleşerek bağlanan yüzeyin tek yönde yüklenmesi, yükleme neticesinde lineer elastik uzaması sonucunda geldiği akma noktasındaki vereceği %0.2'lik gerinme değeri, doğrulanması beklenen tüm parametrelerdir. Böylece, simülasyonda kullanılan parametrelerin, çekme deneyi sonucu elde edilen katalog akma değeri verisi ile uyumlu olduğu ortaya çıkar. Bu da simülasyonu güvenilir kılar.

Tezde kullanılan Arcam Titanyum alaşımının ($TiAl_6V_4$, Grade 5) elastisite modülü , E: 120.000 MPa olup; minimum akma mukavemeti 950 MPa ve poisson oranı ise 0.33'tür.

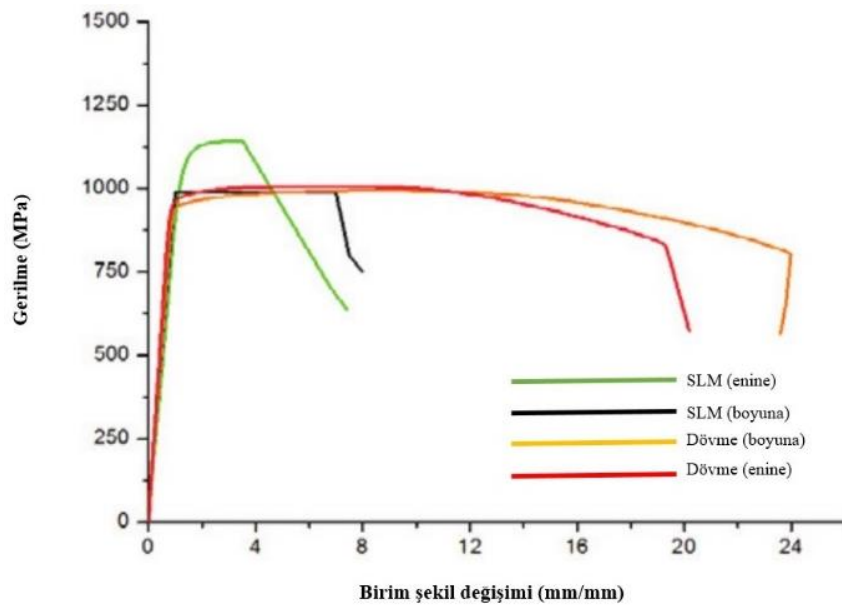
Simülasyonda kullanılmak üzere çekme deneyi numunesinin geometrisi, ASTM E8/E8M-13a standardına uygun olarak modellenmiştir. Standart numunenin ölçüleri Şekil 9.1.'de verilmiştir.



Şekil 9.1. Standart çekme deneyi numunesi ölçüleri.

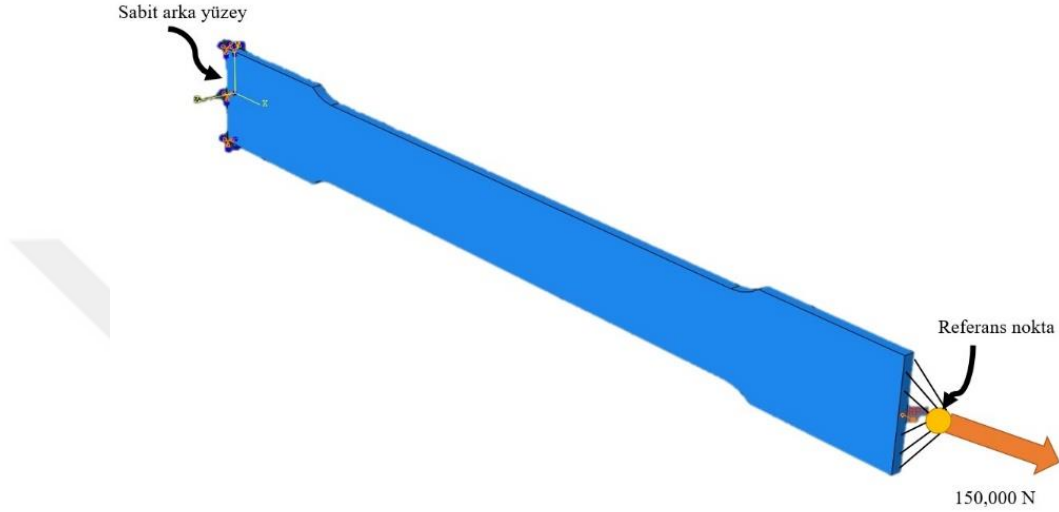
Uzunlamasına çubuk, yatay olarak konumlandırılmış ve sol yüzeyi sabitlenmiştir. Sağ yüzeyi ise, ortasına atılan bir referans nokta ile çektirilen yüzeyin tamamı ilişkilendirilerek, referans noktası kuvvete maruz bırakılmıştır.

Tezde kullanılan Arcam TiAl₆V₄ Grade 5 malzemenin, toz halinde tedarik edilip SLM ile üretilen durumundaki ve dövme metodu ile üretilen haldeki çekme deneyi sonuçları Şekil 9.2'de verilmiştir (Shunmugavel vd., 2015). Malzeme teknik kataloğunda SLM için garanti edilen akma mukavemeti 950 MPa'dır ve boyuna çekme yapıldığı için, SLM (boyuna) verisine (siyah renkli eğri) dikkat edilmelidir.



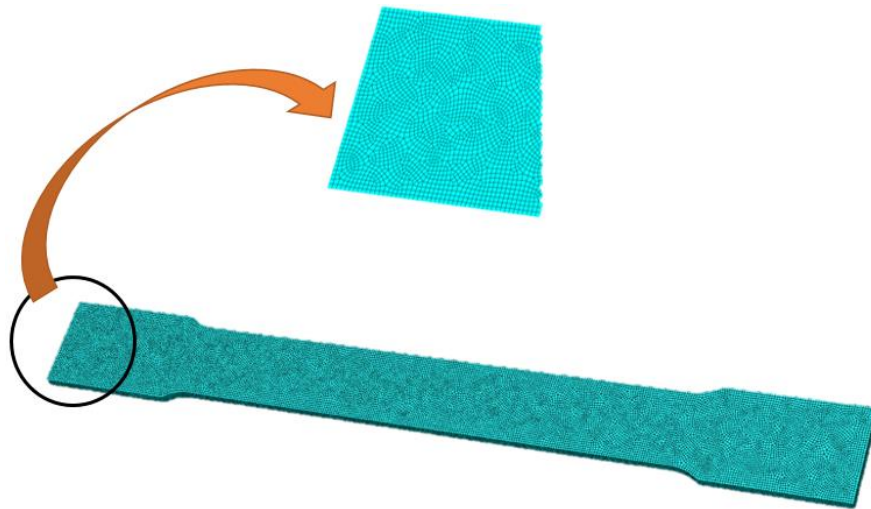
Şekil 9.2. Arcam Ti alaşımının gerilim-gerinim grafiği.

Simülasyonda, 3 boyutlu olarak CATIA’da modellenen parça, Abaqus’e alınmıştır. Malzeme özellikleri (Elastisite modülü ve Poisson oranı) girildikten sonra, sınır şartları ve yükler atanmıştır. Yapıda, gerilmeleri akma sınırının biraz üstüne (953.4 MPa) çıkaracak kadar kuvvet yükleme yapılmıştır. Bunun için yapı, +x yönünde, yüzeye ilişkilendirilmiş referans nokta üzerinden; 150.000 Newton’luk iteratif olarak verilen bir yüke maruz bırakılmıştır (Şekil 9.3).



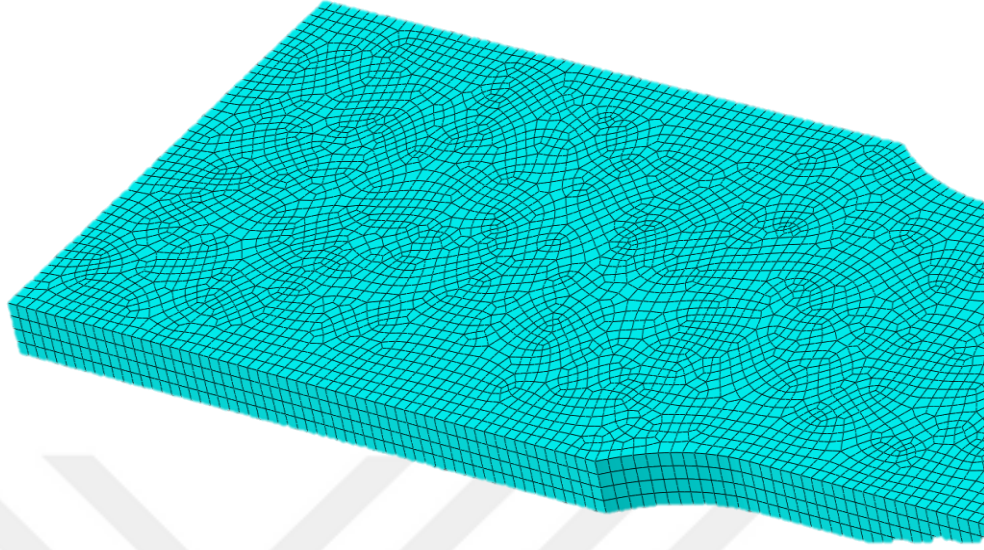
Şekil 9.3. Deney numunesi için yük ve sınır şartları.

Yapının ağ elemanı olarak C3D10 adlı, tezde kullanılan ile aynı eleman tipi tercih edilmiş olup, toplam eleman sayısı 61464 ve toplam nokta sayısı 297619’dur. Uygun olan yerlerde, haritalanmış ağ bölünmesine izin verilmiştir (Şekil 9.4).



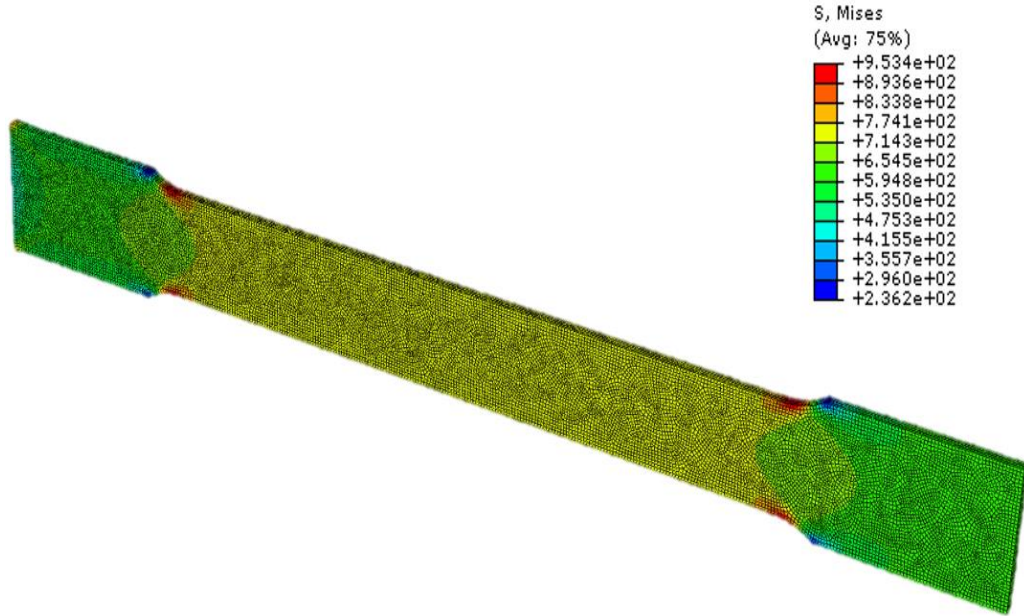
Şekil 9.4. Deney numunesi ağ elemanı yapısı.

Ağ yapısı, çözüm hassasiyeti için, kalınlık boyunca 5 nokta ile kontrol edilmiştir (Şekil 9.5).



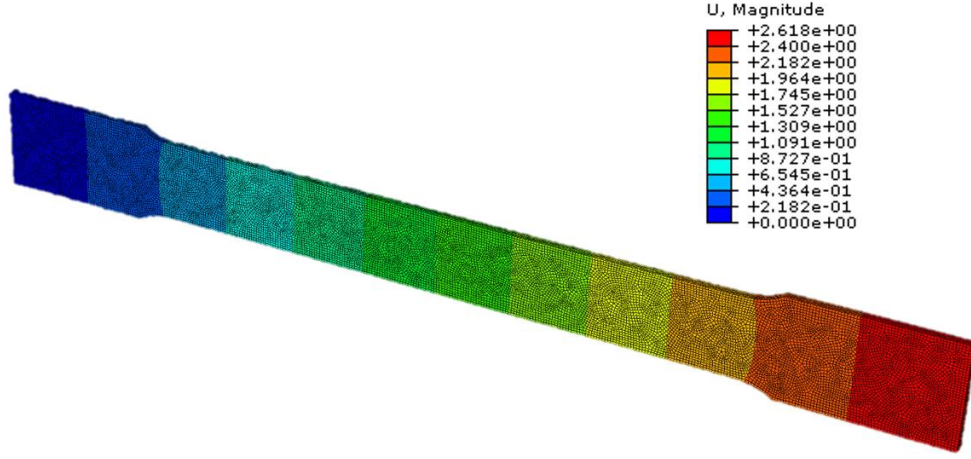
Şekil 9.5. Kalınlık boyunca ağ elemanında 5 nokta kontrolü.

Bu haliyle simülasyon çözdürüldüğünde çıkan gerilmeler Şekil 9.6’da verilmiştir.



Şekil 9.6. Numune simülasyonu gerilme sonucu.

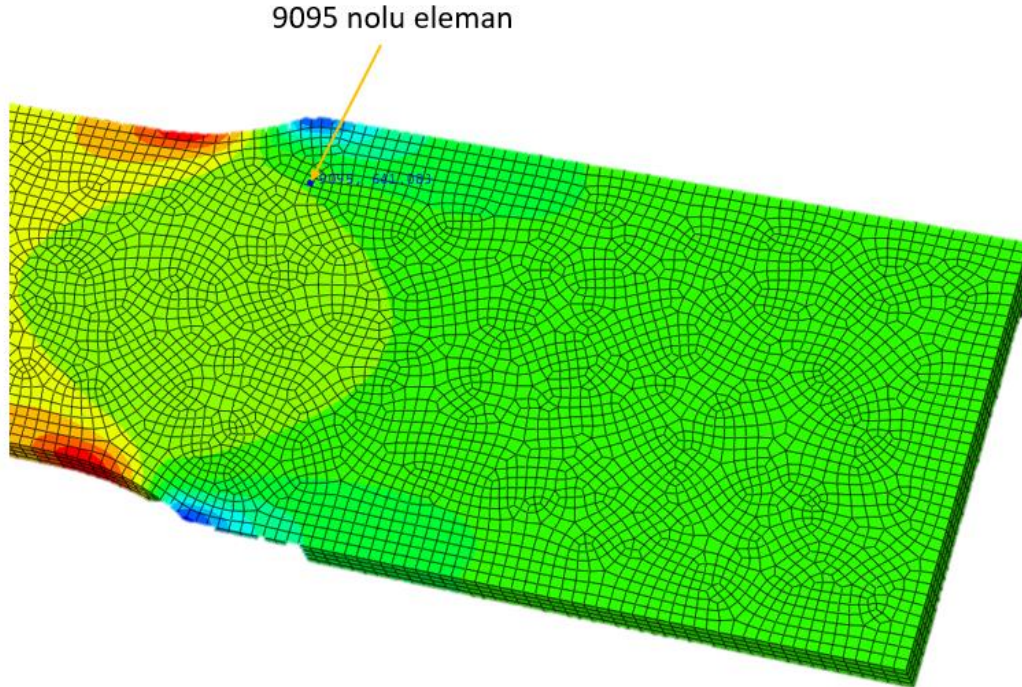
Geometrinin daralan boğaz kısmında 953,4 MPa’lık gerilmenin olduğu görülmektedir. Parçanın bu gerilme altındaki yer değiştirme (deplasman) lejantı, Şekil 9.7’de verilmiştir.



Şekil 9.7. Çekme numunesi simülasyonu yer değiştirme sonucu.

Buna göre mevcut gerilme altında, yapıda maksimum 2,61 mm’lik yer değiştirme görülmektedir. Bu yer değiştirme, hareketli çenenin bulunduğu, yükün uygulandığı yere yakın olan kırmızı bölgede oluşmaktadır. Diğer uç, sabit çene tarafından tutulduğu için orada herhangi bir deplasman gözlemlenmemiştir.

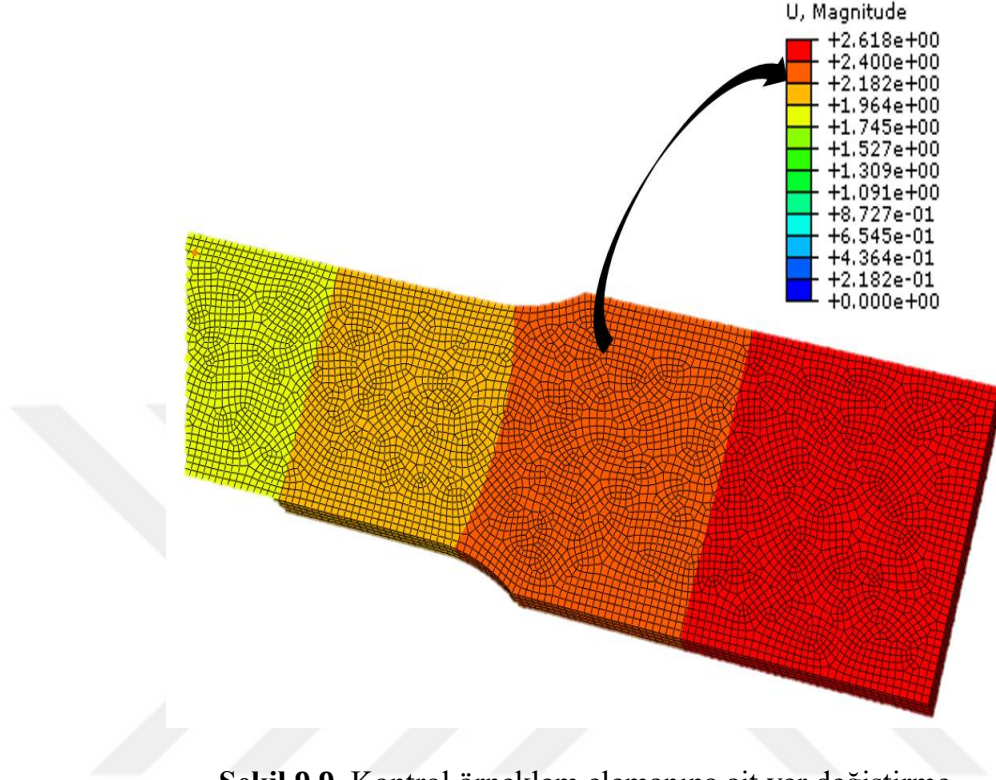
Simülasyondaki, gerilim altındaki parçada kontrol yapıldı (Şekil 9.8).



Şekil 9.8. Kontrol örneklem elemanı.

9095 nolu elemanda, Von Mises gerilmesi 641,083 MPa olarak okunur. Gerilme bağlantısından; $\sigma = E \cdot \epsilon$ ise, $641,083 = 120.000 \times \epsilon$ ve burdan, $\epsilon = 0,0053$ bulunur.

$\varepsilon = 0,0053 = \Delta L/L = \Delta L/450$ olup, $\Delta L = 2,404$ mm hesaplanır. Simülasyon modelinden, 9095 nolu aynı elemandan alınan, şekildeki yer değiştirme (deplasman) sonucu verilerek bu değer doğrulanır (Şekil 9.9).



Şekil 9.9. Kontrol örneklem elemanına ait yer değiştirme.

Lineer bölgede geçerli olan $\sigma = E \cdot \varepsilon$ denklemi, rastgele seçilen bu kontrol noktası için sağlanmıştır. Yani simülasyon modeli, çekme deneyinin elastik bölgesindeki lineer artan sonucuyla uyumludur. Bu da yüzey sabitlenmesi, referans nokta (RP) ile yüzeylerin ilişkilendirilip yüzeye kuvvet aktarma şeklinin, ağ elemanı yapısı kontrollerinin doğrulanmasına referans oluşturur.

Bu tarz doğrulamalarda amaç, zaten ticari ürün olarak satılan ve güvenilir konumda olan programların ‘algoritmalarının ve çözücülerinin’ doğrulanması değildir. Simülasyonda kullanılan parametrelerin doğru kurguda ele alınıp alınmadığının gösterilmesidir. Tez için kullanılan parametreler doğru kurguda ele alınmıştır.

Abaqus’ün diğer çok güvenilir, sonlu elemanlar programı olan Ansys ile kıyaslamasına dair yazı ve incelemeler de bulunmaktadır (Wahab vd., 2012).

10. SONUÇ VE ÖNERİLER

Küresel ısınma ve kaynak kıtlığı yaşanan günümüz dünyasında, kaynakların efektif kullanılması ve en az hasar ile yürütülen imalat süreçlerinin devreye alınması hayati önem taşımaktadır. Malzeme tüketim ve israfını sınırlaması, yapıları hafifletmesi ve böylece lojistikten kullanıma dek tüm alanlarda emisyonları azaltması nedeniyle topoloji optimizasyonunun önemi her geçen gün artmaktadır. Yeni topoloji optimizasyonu algoritmaları geliştirilmekte, yapay zeka ile entegrasyon çalışmaları sürmekte olan yenilikçi bir alan konumundadır.

Topoloji optimizasyonu maliyetli bir alan olmakla dezavantaj sergilemektedir. Topoloji optimizasyonu yapabilen kalifiye personele ihtiyaç duyulmaktadır. Personelin eğitim maliyeti ve yetişmesi külfetlidir. Bu optimizasyonu hızlı sürede ve doğru yapabilen HPC (high power computer)'ler de maliyetlidir ve optimizasyonda kullanılan program lisansları da oldukça pahalıdır. İthalatı azaltmak adına, Türk mühendislerin CAD, CAM ve CAE alanında yazacakları bir yerli, milli programa duyulan ihtiyaç ortadadır.

En az malzeme ile en efektif işi yapabilen topoloji optimizasyon yöntemi 3F kuralını sağlamak kaydı ile her zaman güzel tasarımlar çıkarabilir: 3F, yani form (şekil), fit (yerine oturma) ve function (görevini sağlama).

Bir tasarımcı/analizci topoloji optimizasyonu yaparken; parçanın kullanılacağı yere dikkat etmeli, parçada olmazsa olmaz geometrik sınırları kısıt olarak tanımlamalı, parçanın maruz kaldığı tüm yükleri hesaba katmalı, emniyet katsayısını mutlaka belirlemeli ve üretilebilir bir optimizasyon yapmalıdır.

Tezi diğer yaklaşımlardan ayıran bazı özellikler şöyle sıralanabilir:

1. Tezde nonlinear çözüme gidilmemesi için kontaklar kullanılmamıştır. Bunun yerine civataların ve pimin etkisi sınır koşulu olarak, pime gelen yükler ise referans nokta olarak modellenip yapıya bağlanmıştır. Nonlinear çözümden kaçınmak, problemin çözüm süresini oldukça kısaltmış, çok sayıda parametre girilmesinin önüne geçmiştir.
2. Topoloji optimizasyonu yapılırken, üretilebilirlik ön planda tutulmuştur. Braket parçasının, eklemeli imalat yöntemlerinden SLM'e olan yatkınlığı belirtilmiş olup,

olası çarpılmaların önüne geçilmesi için bir parametre olarak, minimum cidar kalınlığı dikkate alınmıştır. İlâveten, topoloji optimizasyonu sonucu yumuşatılarak direk üretim datası olarak kullanılmamış, mühendislik bakış açısıyla, gerekli olan bölgelerde ölçümler alınarak, oluşan data tersine, CAD programı ile modellenmiştir. Böylece optimize edilmiş braket, CNC freze, matkap vb. talaşlı imalat işlemleri kullanılarak da üretilebilir bir yapıda tasarlanmıştır.

3. Mesh kalitesinin yeterliliği gösterilmiştir. Mesh kalitesi yapısal analiz ve topoloji optimizasyon sonuçlarını doğrudan etkilediği için, bu durumun kanıtlanması önemlidir.
4. Endüstriyel üretim gerçekleri, tezde doğrudan dikkate alınmıştır. Parça boyutları SLM tezgahları dikkate alınarak seçilmiş, kullanılan malzeme gerçekte de uygulaması olan ticari bir üründen alınmıştır. Tez bilgilerinin eldesinde farklı firmalarla (Promakim, Additive Alloy) görüşmeler gerçekleşmiş ve onların tecrübelerinden de yararlanılmıştır.

Bu tez çalışmasında, kendisine uygulanan yükleri taşıyabilecek mukavemette, hafif bir motor braket, Topoloji Optimizasyonu yapılarak tasarlanmıştır. Braket, uçaklarda motor taşımak amacıyla kullanılmak üzere tasarlandığı için, geleceğin uçuş yakıt tasarrufuna ve böylece ekonomiye ve doğanın sürdürülebilirliğine katkıda bulunması beklenir. Uçuş aracı yapılarındaki elde edilebilecek bu vb. ağırlık kazanımları aynı zamanda, hava aracının işlevselliğine, taşıma kapasitesine, manevra özelliklerine, yorulmasına da olumlu anlamda katkılar sunmaktadır.

KAYNAKLAR

- Abdel Wahab, M., Hojjati Talemi, R. ve de Baets, P., 2012. FEA of Fretting Fatigue: A Comparison between ANSYS and ABAQUS, *Key Engineering Materials*, 488, 662–665.
- Achtziger, W., 1996. Truss topology optimization including bar properties different for tension and compression, *Structural optimization*, 12, 63-74.
- Albak, E. İ., 2019. Formula SAE Aracında Ağırlık Azaltılmasına Yönelik Fren Pedalının Topoloji Optimizasyonu Yöntemiyle Optimum Tasarımı, *International Journal of Engineering Research and Development*, 11, 1, 328-334 .
- Allaire, G., Jouve, F. ve Toader, A. M., 2004. Structural optimization using sensitivity analysis and a level-set method, *Journal of computational physics*, 194, 1, 363-393.
- Allport, J. M. ve Day, A. J., 1996. Statistical mechanics material model for the constitutive modelling of elastomeric compounds, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 210, 6, 575-585.
- Sinha, A., Soun, T., ve Deb, K., 2019. Using Karush-Kuhn-Tucker proximity measure for solving bilevel optimization problems. *Swarm and evolutionary computation*, 44, 496-510.
- Tanrıver, K. ve Mustafa, A. Y., 2020. Bir çelik konstrüksiyon civatasının sınır koşulları altında topoloji optimizasyonu, *Euroasia Journal of Mathematics, Engineering, Natural & Medical Sciences*, 7,12, 31-47.
- Barta, J., 1957. On the minimum weight of certain redundant structures, *Acta Tech Acad Sci Hung*, 18, 67-76.
- Béchet, E., Cuilliere, J. ve Trochu, F., 2002. Generation of a finite element mesh from stereolithography (STL) files, *Computer-Aided Design*, 34, 1, 1-17.
- Bendsøe, M. P. ve Kikuchi, N., 1988. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method, *Comp. Meths. Appl. Mechs. Engng*, 71, 197-224.
- Bendsoe, M. P. ve Sigmund, O., 2003. *Topology optimization: theory, methods, and applications*, Springer Science & Business Media.
- Berke, L. ve Khot, N. S., 1974. *Use of optimality criteria methods for large scale systems*, Air Force Flight Dynamics Laboratory, USA.
- Bradley, R. E. ve Sandifer, E., 2007. *Leonhard euler: Life, work and legacy*. Elsevier.

- Cavazzuti, M., Baldini, A., Bertocchi, E., Costi, D., Torricelli, E. ve Moruzzi, P., 2011. High performance automotive chassis design: a topology optimization based approach. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 44, 1, 45-56.
- Çelik, Y., Yıldız, İ., ve Karadeniz, A. T., 2019. A Brief Review of Metaheuristic Algorithms Improved in the Last Three Years, *Eur. J. Sci. Technol*, Special Issue, 463-477.
- Deshmukh, P., 2018. Topology Optimization of wheel rim of Heavy Vehicle, *International Journal of Current Advanced Research*, 07, 6, 13289-13291.
- Dhore, R. ve Thorat, M.L., 2019. Experimental analysis and topology optimization of lower suspension arm of car, *International Research Journal of Engineering and Technology*, 06, 03, 7605-7609.
- Doğru, M. H., 2017. Tsai-Wu Kriteri Kullanarak Kompozit Plakaların Optimizasyonu için Geliştirilen Algoritma, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 32, 3, 821-829.
- Dubitzky, W., Wolkenhauer, O., Cho, K. H. ve Yokota, H., 2013. *Encyclopedia of systems biology*, Springer, 402, New York, NY, USA.
- Erden, S. ve Yalçınkaya, S., 2020. Bölüm 5, Uçak Koltuğunun Yapısal Analizi ve Topoloji Optimizasyonu, *Mühendislik Alanında*, 121.
- Infante, V., Fernandes, L., Freitas, M. ve Baptista, R., 2017. Failure analysis of a nose landing gear fork. *Engineering failure analysis*, 82, 554-565.
- Xu, K. ve Xu, X. W., 2008. Finite element analysis of mechanical properties of 3D five-directional braided composites, *Materials Science and Engineering: A*, 487, 1, 499-509.
- Kaya, N., Karen, İ. ve Öztürk, F., 2010. Re-design of a failed clutch fork using topology and shape optimisation by the response surface method, *Materials and Design*, 31,6, 3008-3014.
- Koçak M. R. ve Korkut İ., 2022. İnsansız Hava Aracı Burun İniş Takımı Çatalı için Topoloji Optimizasyonu Uygulaması. *Politeknik Dergisi*. 1-1.
- Lansing, W., Dwyer, W., Emerton, R. ve Ranalli, E., 1971. Application of fully stressed design procedures to wing and empennage structures. *Journal of Aircraft*, 8, 9, 683-688.
- Maxwell, J. C., 1870. On reciprocal figures, frames, and diagrams of forces. *Earth and Environmental Science Transactions of the Royal Society of Edinburgh*, 26, 1, 1-40.
- Nagtegaal, J. C. ve Prager, W., 1973. Optimal layout of a truss for alternative loads. *International Journal of Mechanical Sciences*, 15, 7, 583-592.

- Özer, G., 2020, Eklemeli üretim teknolojileri üzerine bir derleme, Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi, 9, 1, 606-621.
- Özsoy, K., Şentürk, E., Aydoğan, D. ve Korucu, Ö. E., 2020. 3B Yazıcı Teknolojisi için Topoloji Optimizasyonu: N95 Maske Üzerine Bir Çalışma . Türk Doğa ve Fen Dergisi, Özel Sayı, 152-159.
- Ren, X. J., Dai, Y. J., Gou, J. J. ve Tao, W. Q., 2021. Numerical study on thermal contact resistance of 8-harness satin woven pierced composite, International Journal of Thermal Sciences, 159, 106584.
- Rossow, M. P. ve Taylor, J. E., 1973. A finite element method for the optimal design of variable thickness sheets, Aiaa Journal, 11,11, 1566-1569.
- Rozvany, G. I. N., Ong, T. G., Szeto, W. T., Sandler, R., Olhoff, N. ve Bendsøe, M. P., 1987. Least-weight design of perforated elastic plates—I, International journal of solids and structures, 23, 4, 521-536.
- Schachar, R. A. ve Bax, A. J., 2001. Mechanism of human accommodation as analyzed by nonlinear finite element analysis, Annals of ophthalmology, 33, 2, 103-112.
- Schmit, L. A., 1960. Structural design by systematic synthesis, In Proceedings of the Second National Conference on Electronic Computation, 105-132.
- Shunmugavel, M., Polishetty, A. ve Littlefair, G., 2015. Microstructure and mechanical properties of wrought and additive manufactured Ti-6Al-4 V cylindrical bars, Procedia Technology, 20, 231-236.
- Sokolowski, J. ve Zolesio, JP., 1992. Introduction to Shape Optimization, Springer Series in Computational Mathematics, 16, 5-12.
- Sved, G., 1954. The minimum weight of certain redundant structures. Aust J Appl Sci, 5, 1-9.
- Tyflopoulos, E., Tollnes, F. D., Steinert, M. ve Olsen, A., 2018. State of the art of generative design and topology optimization and potential research needs, DS 91: Proceedings of NordDesign 2018, Linköping, 1-15.
- Prager, W. ve Shield, R. T., 1968. Optimal design of multi-purpose structures. International Journal of Solids and Structures, 4, 4, 469-475.
- Wang, L., Du, W., He, P. ve Yang, M., 2020. Topology optimization and 3D printing of three-branch joints in treelike structures. Journal of Structural Engineering, 146, 1, 04019167.
- Wang, D., Zhang, D. ve Ge, S., 2013. Finite element analysis of fretting fatigue behavior of steel wires and crack initiation characteristics. Engineering Failure Analysis, 28, 47-62.

Mroz, Z., 1958. The load carrying capacity and minimum weight design of annular plates. Engineering Transactions, 114, 605-625.

Zienkiewicz, O. C. ve Taylor, R. L., 2005. The finite element method for solid and structural mechanics. Elsevier.

URL-1

<<https://aeroenginesafety.tugraz.at/lib/exe/fetch.php?cache=&media=10:engine-mount-of-an-airliner.svg>> , Erişim Tarihi: 01.03.2023

URL-2

<<http://web.hitit.edu.tr/dosyalar/materyaller/eminerdin@hititedutr191020170B7N9W0Y.pdf>>, Erişim Tarihi: 03.03.2023

URL-3

<<https://dokumen.tips/documents/brochure-tosca-structure-and-ansys-tostoscaa-tosca-structuretosca-ssttrruucctuurreestructure.html?page=1>>, Erişim Tarihi: 17.03.2023

URL-4

<<https://www.winartproje.com/icindekiler/sektorel/1215-tubitak-mam-malzeme-enstitusu-turkiye-de-bir-ilk-olan-yeni-projesiyle-aluminyum-sektorunde-cigir-aciyor>>, Erişim Tarihi: 07.01.2023

URL-5

<<https://tr.motor1.com/news/228244/bugatti-3d-yazici-fren-kaliperi/>>, Erişim Tarihi: 19.01.2023

URL-6

<<https://malzemebilimi.net/michelin-gelecegin-lastik-teknolojisini-uretti.html>>, Erişim Tarihi: 25.01.2023

URL-7

<<https://www.ansys.soften.com.ua/about-ansys/blog/362-topological-optimization-what-is-it-for.html/>>, Erişim Tarihi: 02.06.2023

URL-8

<<https://www.altair.com/newsroom/articles/thought-leader-thursday-five-common-mistakes-made-running-topology-optimization>>, Erişim Tarihi: 05.02.2023

URL-9

<<https://www.linkedin.com/pulse/topoloji-optimizasyonu-101-ahmet-okudan/?originalSubdomain=tr>>, Erişim Tarihi: 10.03.2023

URL-10

<https://formnext.mesago.com/frankfurt/en/themes-events/am-field-guide/process_in_general.html#share/>, Erişim Tarihi: 02.06.2023

URL-11

<<https://www.tei.com.tr/en/products/tei-tj90-turbojet-engine>>, Erişim Tarihi: 15.02.2023

URL-12

<<https://corporate.ford.com/articles/products/3d-printed-locking-wheel-nuts.html>>, Erişim Tarihi: 03.02.2023

URL-13

<<https://www.3ds.com/products-services/catia/>>, Erişim Tarihi: 21.02.2023

URL-14 <<https://www.3ds.com/products-services/simulia/products/abaqus/>>, Erişim tarihi: 09.03.2023

URL-15 <<http://prodigma.co/>>, Erişim Tarihi: 12.11.2022

URL-16

<<https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.6/books/usb/default.htm?startat=pt08ch28s03aus108.html>>, Erişim Tarihi: 01.02.2023

URL-17 < <https://grabcad.com/challenges/ge-jet-engine-bracket-challenge>>, Erişim Tarihi: 11.01.2023

URL-18

<<https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/abaqus/docs/v6.6/books/usi/default.htm?startat=pt03ch17s06s01.html>>, Erişim Tarihi: 04.01.2023

ÖZGEÇMİŞ

Adı ve Soyadı : Alp Timuçin KOÇAK

EĞİTİM BİLGİLERİ (Kurum ve Yıl)

Lisans : Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 2006- 2011

Yüksek Lisans : Aksaray Üniversitesi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, 2022- 2023

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLERİ

1. Türk Hava Kurumu Uçak İmalat San.ve Tic. A.Ş.
2. Mercedes Benz Türk A.Ş.
3. Türk Havacılık ve Uzay Sanayii (TUSAŞ)
4. Geleceğin Mühendisleri Tasarlıyor Proje Yarışması derecesi

TEZDEN ÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER

Uluslararası Hakemli Dergilerde Yayımlanan Makaleler

- 1.
- 2.

Kongrelerde Sunulan Makaleler

1. Koçak, A.T. ve Saraç, İ., 2022. Structural Analysis for Topology Optimization of a Jet Engine Bracket, International Conference on Engineering Technologies (ICENTE'22), Konya, Türkiye.