

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

OTOBÜSLERDE KULLANILAN ARKA
ÇEKİ KANCASI TAŞIYICI YAPISININ
OPTİMUM TASARIMI

Tuğrul BÖLÜKBAŞ
YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

GEBZE

2012

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ

OTOBÜSLERDE KULLANILAN ARKA
ÇEKİ KANCASI TAŞIYICI YAPISININ
OPTİMUM TASARIMI

Tuğrul BÖLÜKBAŞ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
DANIŞMANI

Doç. Dr. Hasan KURTARAN

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

GEBZE

2012



YÜKSEK LİSANS TEZİ JÜRİ ONAY SAYFASI

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 29.12.2011 tarih ve 2011/42 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 06.01.2012 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Tuğrul BÖLÜKBAŞ'ın tez çalışması Meline..... Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE : Doç. Dr. Hasan KURTARAN
(TEZ DANIŞMANI) : *M. Kurtaran*

ÜYE : Doç. Dr. Mehmet Ali ARSLAN
M. Ali Arslan

ÜYE : Yrd. Doç. Dr. Yahya Kemal TÜRK
Y. Kemal Türk

ONAY

G.Y.T.E. Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../20... tarih ve/..... sayılı kararı.

İMZA/MÜHÜR

ÖZET

TEZ KONU BAŞLIĞI: OTOBÜSLERDE KULLANILAN ARKA ÇEKİ KANCASI TAŞIYICI YAPISININ OPTİMUM TASARIMI

YAZAR ADI: TUĞRUL BÖLÜKBAŞ

Çeki kancası taşıyıcı yapısı oldukça değişken, tekrarlı ve büyük yüklere maruz kalmaktadır. Bu parçanın 2 milyon gerilim çevrim sayısını herhangi bir hasar ortaya çıkmadan sağlayabilmesi için, parçanın tasarım aşamasındayken detaylı analizleri sonucu ana tasarıma karar verilmesi gereklidir. Eksik ya da yetersiz tasarlanan parçalar, otomotiv firmaları için ileride çok büyük zararlara sebebiyet verebilmektedir. Parçalarda zamanla ortaya çıkan hasar problemlerinin büyük bir çoğunluğu yorulma kaynaklıdır. Firmalar yorulma kaynaklı problemlerini ileri sonlu elemanlar analizi paket programları ile incelemektedir. Yapıların optimum tasarımında amaç, yeterince emniyetli yapıyı ekonomik bir yolla tasarlamaktır.

Bu çalışmada Temsa SAFIR otobüsün ömür testi esnasında çeki kancasının bağlandığı bölgede karşılaşılan yorulma kırılması problemi incelenmiş ve çözümü için yeni model geliştirilmiştir. Kırılma problemi sadece dayanıklılık testlerinde ortaya çıkmış, müşteri araçlarında ya da servislerde şu ana kadar bu problem ile karşılaşılmamıştır. Önce mevcut modelin sonlu elemanlar analizi gerçekleştirildi sonra yapı üzerindeki gerilme yığılmaları belirlendi. Parçanın döküm yoluyla üretileceğine karar verildikten sonra topoloji optimizasyonu bu üretime uygun kısıt çerçevesinde gerçekleştirilmiştir. Buna ek olarak yorulma kısıtı programa tanıtılmış ve standartlara uygun yeni model ortaya çıkarılmıştır. Üretilmesi düşünülen model için yorulma analizi gerçekleştirilmiş, mevcut yapıya göre ağırlık ve gerilme avantajı bulunmuştur. Bu çalışmada taşıt parçalarında karşılaşılan yorulma hasarlarının tespiti ve çözümü noktasında mantıklı bir yaklaşım geliştirilmesi hedeflenmiştir.

SUMMARY

TITLE OF THE THESIS: OPTIMUM DESIGN OF THE TOWING DEVICE IN BUSES

NAME OF THE AUTHOR: TUĞRUL BÖLÜKBAŞ

Towing device exposed to fairly variable, repeated and major loads. In order to provide two million numbers of stress cycles without being failure, the master design must be decided after some detailed analysis. Incomplete or insufficient designed parts can cause serious problems for automotive companies in the future. The failures occurred in the parts are mainly due to metal fatigue. Automotive companies are investigating their fatigue problems with the packet programs of advanced finite element methods. The aim of the optimum design of structures is to design the structure which is safe enough in an economic way.

In this study, a fatigue crack problem, which occurred during the durability tests which belongs to TEMSA SAFIR bus, is investigated and the solution was developed for the new model. This problem was only observed on the durability test but it has not been observed on the customer vehicles or services yet. Firstly finite element analysis was performed for the existing model then stress concentrations on the structure were determined. After it was decided that this structure will be produced by casting, topology optimization was realized according to this manufacturing constraint. In addition to this, fatigue constraint recognized to programmer and new model, which is suitable for the standards, have been created. Fatigue analysis has been realized for the model which is considered to produce; mass and stress advantaged have been found according to existing model. In this study, a logical approach was tried to be developed to solve fatigue problems on the vehicles.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmam süresince değerli yardımlarını esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Hasan KURTARAN' a, göstermiş olduğu müsamahalardan ötürü Gebze BELEDİYE Başkanı Adnan KÖŞKER' e, Başkan Yardımcısı Yunus TEKİN' e, analizlerin yapılmasında yardımcı olan Aydoğan EZER' e ve devamlı bana destek olan Gülşah ÖZMEN' e teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak da; yaptığım bu çalışma esnasında her zaman destek olan ve rahat bir çalışma ortamı sağlayan aileme teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması	3
2. OPTİMİZASYON	6
2.1 Optimizasyona Giriş.....	6
2.1.1 Tasarım Değişkenleri	7
2.1.2 Amaç Fonksiyonu	7
2.1.3 Tasarım Kısıtlayıcıları.....	7
2.3 Optimum Tasarımın Bulunması.....	8
2.4. Parametrik Optimizasyon.....	9
2.5. Topolojik Optimizasyon	10
2.5.1 Homojenizasyon Metodu	12
2.5.2 Yoğunluk (Density) Metodu	12

3. YORULMA.....	15
3.1 Yorulmaya Giriş.....	15
3.2 Yorulma Zorlaması	16
3.3 Yorulma Ömrü Tahmin Yöntemleri.....	17
3.4 Gerilme - Ömür Yöntemi / S - N	18
3.4.1 Gerilme çevrimlerinin tanımları.....	18
3.4.2 Gerilme – Ömür (S-N) diyagramı	20
3.4.3 Ortalama gerilmenin etkisi	22
3.5 Gerinim - Ömür Yöntemi / ε - N	23
3.5.1 Statik durum için gerilme – gerinim diyagramları	23
3.5.2 Dinamik durum için gerilme – gerinim diyagramları	25
3.5.3 Gerinim – ömür (ε -N) diyagramı	26
3.6 Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı Tetikleyen Etkenler.....	27
3.6.1 Yorulma dayanımı faktörü - Kf (<i>Fatigue Strength Factor</i>).....	27
3.6.2 Parça boyutunun etkisi	28
3.6.3 Parçanın yüzey işleme kalitesi	29
3.6.4 Yükleme tipinin etkisi	30
3.6.5 Çentik etkisi	30
4. MEVCUT ARKA ÇEKİ KANCASI TAŞIYICISIN STATİK ANALİZİ	33
4.1 Arka Çeki Kancası Hakkında Genel Bilgi	34
4.2 Malzeme Özelliklerinin Girilmesi	35
4.3 Temas Bölgelerinin Oluşturulması	36
4.4 Ağ Yapısının Oluşturulması.....	38
4.5 Parça Üzerine Gelen Kuvvetler.....	39
4.6 Parça Üzerindeki Sınır Şartları.....	40

4.7 Parçanın Sonlu Elemanlar Analizi	41
5. OPTİMUM TASARIMIN ARAŞTIRILMASI	44
5.1 Tasarım Uzayının Tespiti	44
5.2 Optimizasyonun Ansys Shape Optimization Modülünde Yapılması.....	44
5.2.1 Ağ yapısı oluşturma işleminin gerçekleştirilmesi	44
5.2.2 Sınır şartlarının ve kuvvetin uygulanması	45
5.2.3 Optimizasyon sonunda elde edilen tasarımlar	45
5.3 Optimizasyonun Altair Optistruct Ortamında Yapılması	46
5.3.1 Birinci formülasyon ile	47
5.3.2 İkinci formülasyon ile	47
5.3.3 Optimizasyon sonrası elde edilen tasarımlar	48
5.4 Topoloji Optimizasyonu Sonrası Parametrik Optimizasyon	53
5.4.1 Optimizasyonun Ansys Designxplorer modülünde yapılması.....	56
6. ELDE EDİLEN OPTİMUM TASARIMIN GEÇERLİLİĞİNİN	
ARAŞTIRILMASI	61
6.1 Optimum Tasarım Hakkında Genel Bilgi	61
6.2 Optimum Tasarım İçin Malzeme Seçimi	61
6.3 Optimum Tasarım İle Diğer Parçaların Temas İlişkisi	63
6.4 Ağ Yapısının Oluşturulması.....	63
6.5 Optimum Tasarımın Üzerine Gelen Kuvvetler	63
6.6 Sınır Şartlarının Tanımlanması	64
6.7 Optimum Tasarımın Statik Analizi Sonuçları.....	65
6.8 Yorulma Analizi Parametreleri	66
6.8.1 Yorulma mukavemet faktörü – K_f	67
6.8.2 Yükleme tipinin seçilmesi.....	68
6.9 Optimum Tasarımın Yorulma Analizi Sonuçları.....	68
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	71
KAYNAKLAR DİZİNİ	72

ÖZGEÇMİŞ.....	75
----------------------	-----------

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

HCF:	High Cycle Fatigue(Yüksek Çevrimli Yorulma)
LCF:	Low Cycle Fatigue(Düşük Çevrimli Yorulma)
N:	Cycle(Yük Tekrarı)
AW:	Ansys Workbench
S-N:	Stress – Cycle (Gerilme - Çevrim)
ϵ-N:	Strain – Cycle (Gerinim - Çevrim)
F:	Kuvvet
ϵ:	Yüzde olarak birim uzama miktarı
E:	Elastiklik Modülü
K:	Rijitlik Matrisi
p:	Eleman Yoğunluğu
η:	Kalacak ya da kalmayacak bölgenin temsili yoğunluğu
CAD:	Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
U:	Compliance (Esneklik)
K:	Rijitlik Matrisi

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
2.1. Geleneksel tasarım ile Optimum tasarım süreci.....	6
2.1.a) Geleneksel tasarım	6
2.1.b) Optimum tasarım süreci	6
2.2. $x_1=x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi	8
2.3. $x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi ve üstü....	8
2.4. Optimum tasarımın bulunması.....	9
2.5. Parametrik çalışma algoritması.....	9
2.6. Bir ankastre kirisin topolojik optimizasyonu	11
2.6.a) Sınır şartları	11
2.6.b) Optimizasyon sonrası yeni yapısal model.....	11
2.7 Yeniden tasarım algoritması	11
3.1. Tren aksında yorulma kırılması	16
3.2. Yorulma hasarı aşamaları.....	17
3.3. Yorulma gerilmesi çevrimleri:(a) tam tersinir, (b) ötelenmiş, (c) rastgele	18
3.4. Wöhler' in çentikli ve çentiksiz numunelerde geliştirdiği S-N diyagramı	21
3.5. Farklı gerilme genlik değerleri için S-N diyagramı oluşumu	21
3.6. Çeşitli ortalama gerilme etkisi yaklaşımlarının $S_a - S_m$ grafiği.....	22
3.7. Statik durumda gerilme – gerinim grafiği.....	24
3.8. Tekrarlı yükleme için gerilme - gerinim grafiği	25
3.9. Toplam gerinim-ömür eğrisi	27
3.10. Çeliğin farklı imalatlara göre yüzey faktörü ve akma dayanımı.....	29
3.11. Silindirik iki numunede, çentik etkisi sonucu kuvvet akış çizgileri.....	30
3.12. Ortası delikli bir plakadaki teorik gerilme yığılması faktörü.....	31
4.1. HD safari arka çeki kancası taşıyıcı yapısı genel görünümü	33

4.2. Kuvvetin Uygulama Yönü	34
4.3. Analizde kullanılacak beş parçalı geometrik modelin görünüşleri.	34
4.3.a) Modelin arkadan görünüşü.	34
4.3.b) Modelin önden görünüşü.....	34
4.4. Model üzerindeki parçaların adlandırılması.....	34
4.5. İç gövde ile dış gövde arasında temas yüzeyleri... ..	36
4.6. İç gövde ile güçlendirici plakalar arasındaki temas yüzeyleri	36
4.7. Cıvata deliklerinin çevresinde oluşturulan alan ve temas yüzeyleri	37
4.8. AW programında otomatik olarak gerçekleştirilen ağ yapısı modeli	38
4.9. Dörtgen kabuk elemanın düğüm noktalarındaki serbestlik dereceleri	39
4.10. Kancanın parçaya bağlanması ve kanca topuzu konumu.....	40
4.11. AW de kuvvetin uygulanışı.....	40
4.12 Kuvvetin uygulanacağı yüzeyler	40
4.13 Sınır şartları	41
4.14 Mevcut model üzerinde oluşan eş değer Von-Mises gerilmeleri.....	41
4.15 Model üzerinde toplam deformasyon değerleri	42
4.16 Model üzerinde eşdeğer elastik gerinim	42
4.17. Model üzerindeki emniyetli ve emniyetsiz bölgeler	43
5.1. SolidWorks programında çizilen tasarım uzayı	44
5.2. Model üzerindeki gerçekleşen ağ yapısı örgüsü	45
5.3. Sınır şartının ve kuvvetin uygulanışı	45
5.4. %80 ağırlığı azaltılmış	45
5.5. %85 ağırlığı azaltılmış şekil.....	46
5.6. Modelin Ağ örgüsü, sınır koşulları ve remote force uygulanışı.....	48
5.7. Eleman yoğunluğunu gösteren contur çizimi.....	48
5.8. Iso değeri: 0.7 ve üzeri kalan değerler	49

5.9. Modelin arkadan görünüşü.....	49
5.10. Modelin ilk ve son hali.....	49
5.11. Amaç fonksiyonun iterasyona bağlı olarak değişimi	50
5.12. Eleman yoğunluğunu gösteren contur çizimi.....	50
5.13. Iso değeri: 0.7 ve üzeri kalan değerler.	50
5.14. Modelin arkadan görünüşü.....	50
5.15. Modelin ilk ve son hali.....	51
5.16. Amaç fonksiyonun iterasyona bağlı olarak değişimi	51
5.17. Toplam compliance değerinin değişimi	51
5.18. İlk tasarımın görünümü	53
5.19. İlk tasarımın arkadan görünümü	53
5.20. İlk tasarımın gerilme skalası	54
5.21. İkinci tasarımın arkadan görünümü	54
5.22. İkinci tasarımın gerilme skalası	54
5.23. Üçüncü tasarımın arkadan görünümü	55
5.24. Üçüncü tasarımın gerilme skalası	55
5.25. Dördüncü tasarımın önden görünümü.....	55
5.26. Dördüncü tasarımın gerilme skalası.....	56
5.27. Eşdeğer gerilmenin üç ve iki numaralı delik çapı ile değişimi	57
5.28. Dizayn noktaları, Dizayn eğrisi ve Designxplorer uygulama diyagramı	57
5.29. Koyu renkle gösterilen alan tasarım yüzeyi	58
5.30. Dizayn Değişkenlerine bağlı delik tasarım alanları	58
5.31. Maksimum eşdeğer gerilmenin 1 ve 2 numaralı deliklerinin x eksenindeki değişimine bağlı aldığı değerler	59
5.32. Maksimum eşdeğer gerilmenin 1 ve 3 numaralı deliklerinin çap değişimine bağlı aldığı değerler	59
5.33. Yeni tasarım parametreleri	60

6.1. Bütün montaj parçalarının patlatılmış görüntüsü.....	61
6.2. Ferritik ve perlitik yapının 1:100 ölçekteki görünümü	62
6.3. Malzemeye ait S-N diyagramı	62
6.4. AW programında oluşturulan ağ yapısı modeli	63
6.5. Temsa test düzeneği	64
6.6. AW de kuvvetin uygulanışı.....	64
6.7. Sınır şartları.....	65
6.8. Son model üzerinde oluşan eş değer Von-Mises gerilmeleri.....	65
6.9. Son model üzerinde oluşan eş değer elastik gerinim değerleri	65
6.10. Son model üzerinde oluşan toplam deformasyon değerleri	66
6.11. Ortalama gerilmenin 0 olduğu; sabit genlikli, tam değişken yükleme.....	68
6.12. Parçanın yorulma ömrü	69
6.13. Parçanın 2 milyon çevrim altında hasar hesabı.....	69
6.14. Çift eksenlilik göstergesi.....	70

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Cizelge</u>	<u>Sayfa</u>
3.1. Çeşitli yükleme şartları için gerilme oranı değerleri.	20
3.2. Yükleme tipine göre düzeltme katsayıları.	30
5.1. Sonuçların Tablo Halinde Gösterilişi.	46
5.2. Optimizasyon Parametreleri.	52
5.3. Optimizasyon Parametreleri.	52
5.4. Her iki yaklaşımdan elde edilen değerler.	52
5.5. Dizayn değişkenleri için kullanılan dizayn sınırlamaları.	58
5.6. Parametrik optimizasyon öncesi ve sonrası değerler.	60
6.1. Malzeme Özellikleri.	62
6.2. Gerilme genlik değerleri.	62
6.3. Parçalar arası temas tipi.	63
7.1. Mevcut durum ile tasarım önerileri sonuçlarının karşılaştırılması.	71

1.GİRİŞ

Yapıların optimum tasarımında amaç, yeterli düzeyde emniyete sahip yapıyı en ekonomik olacak şekilde tasarlamaktır. Ancak yapının sağlam olması malzemenin fazla kullanılmasını, yapının ekonomik olması da malzemenin az kullanılmasını gerektirmektedir. Bir yapı tasarlanırken emniyetten hiçbir şekilde taviz verilemeyeceği açıktır. Bu nedenle belli bir emniyete sahip olan yapıyı mümkün olan en az malzemeyi kullanmak suretiyle tasarlamak amaç edinilmektedir. Öte yandan, bu amaç doğrultusunda tasarlanan yapıların ise, etkiyen yükler altındaki davranışının kabul edilebilir sınırlar içinde kalması gerekmektedir. Böylece, etkiyen yüklere emniyetle, belirli rijitlikle dayanabilen ve ağırlığı minimum olan yapının belirlenmesi, optimum tasarım probleminin temelini oluşturmaktadır.

Taşıtlar, günümüzde insanoğlunun başlıca ulaşım amacıyla kullandığı ve üzerinde ciddi dayanıklılık beklediği araçların başında gelmektedir. İnsanların taşıtlardan beklediği konfor ve performans sonucu otomotiv sektörünün büyük miktarda mali kaynak ayırmasını kaçınılmaz kılmıştır. Pazardaki yerini korumak isteyen firmalar başlıca müşteri memnuniyetini kazanmak için gayret göstermektedirler. Son yıllara kadar firmalar müşteri beklentileri belirleyip ve yön vererek ürün dizayn ederken günümüzde bilinçlenen müşteri sonucu firmaların ürün tasarımına doğrudan etkilemiştir. Pazar beklentileri sonucu, mühendisler gün geçtikçe daha hızlı, daha ekonomik, daha güçlü, daha dayanıklı, daha estetik ve daha çevre dostu araç tasarlamak göreviyle karşı karşıya kalmıştır.

Dayanıklılık; bir parçanın istenen bir kullanım ömrü boyunca fonksiyonunu sorunsuz yerine getirebilmesidir. Bu yüzden; bir parçanın dayanımı ile ömrü birbiriyle ilişkilidir.

Dolayısıyla dayanım hesaplamalarında ömür yaklaşımı kullanılmaktadır. Dayanıklılığı artırmaya yönelik hesaplamalarda en başta belirli yüklemeler için parçanın hasar oluşmadan önceki ömrü hesaplanmaktadır. Taşıt parçalarında ve makine elemanlarında oluşan hasarların %85-90'ı metal yorulmasından kaynaklanmaktadır. Dolayısıyla yorulma ömrü ile dayanıklılık arasında da doğrudan bir ilişki olduğu söylenebilir.

Yük; malzemeye yön değiştirerek, periyodik olarak etki etmekte ve bu etki çok sayıda tekrarlanmakta ise malzemede gözle görülmeyen kılcal çatlaklar meydana gelmesine sebep olmaktadır. Uygulanan yükün periyodik sayısı ve etkisi arttıkça kılcal çatlaklar büyümeye başlar ve bir an gelir ki malzeme bazen, küçük bir kuvvet etkisi altında bile parçalanabilir. Tekrarlanan çevrimsel yük uygulamaları ile zorlanan malzemelerin mukavemeti azalır. Çekme mukavemetinin ve akma mukavemetinin, çok altındaki gerilme değerlerinde bile malzemede kırılma meydana gelebilir, bunun nedeni yorulma olayıdır. Yorulma; statik yükler altında değil, dinamik yükler altında meydana gelen bir olaydır. Yorgunluk, makine elemanlarını sertleştiren ve gerginliklerinin en fazla olduğu, kesit değişimlerinin keskin olduğu ve kuvvet yayılmalarının fazla olduğu noktalarda meydana gelir. Metallerde yorulma sonucu ömür çizgisi çizmek mümkündür.

Taşıt parçalarındaki dayanıklılık her geçen gün önem kazanması neticesinde ürün tasarım aşamasında iken dayanıklılık testlerine daha fazla önem verilmiştir. Ama bu işlemin uzun süreli ve maliyetli oluşu farklı alternatifler araştırmaya sevk etmiştir. Sonlu Elemanlar yönteminin bilgisayar destekli programlar ile kullanılmasıyla firmalar için oldukça vakit alan prototip parçalar ile gerçekleştirilen dayanıklılık testlerinin süresi azaltılabilmektedir.

Günümüzde müşteriler sorun yaşamamak için firmalardan belirli bir km ya da süre için garanti istemektedirler. Dolayısıyla bu garanti parametresinde sektörde önemli bir yük oluşturmuştur. Bu yüzden otomotiv firmaları piyasaya sunduğu ürünün müşteriler tarafından memnuniyetle karşılanabilmesi için dayanıklılığı artırıcı çalışmalara önem vermişlerdir. Sonuç itibarıyla dayanıklılık her geçen gün daha fazla önem arz ederken yorulma kaynaklı problemleri giderecek çözümlerinde önemini artırmaktadır.

Bu çalışmanın birinci bölümünde genel bir giriş yapılacaktır. Ayrıca literatür taraması yapılmak suretiyle tez konusu ile ilgili çalışmalar ele alınacaktır. İkinci bölümde optimizasyon kavramı genel boyutta ifade edilip topoloji optimizasyonu tanıtılacaktır. Üçüncü bölümde yorulma analizinin nasıl yapılacağını ifade eden yaklaşımlar anlatılmıştır. Dördüncü bölümde ise problemleri mevcut arka çeki kancası taşıyıcı yapısının sonlu elemanlar metodu kullanarak Ansys Workbench ile statik analizi yapılmıştır. Beşinci bölümde ise optimum tasarımı ortaya elde edebilmek için

iki yazılım kullanılmış ve sonuçlar tablo halinde sunulmuştur. Bu tasarımların CAD ortamında çizilerek montaj edilebilirliğini sağlayan delik çapı ve yeri parametrik çizilerek parametrik optimizasyonu yapılmıştır. Altıncı bölümde elde edilen optimum tasarımın geçerliliği yorulma analizi yapılarak tespit edilmeye çalışılmıştır. Son bölümde ise elde edilen optimum tasarım ile mevcut tasarımın belirli karşılaştırma kriterleri altında değişimi yüzde cinsinden ifade edilmiştir. Son olarak bu çalışmalar ışığı altında bir takım önerilerden bahsedilmiştir.

1.1 Literatür Araştırması

Mühendislik bilimi; analiz, dizayn, fabrikasyon, satış, araştırma ve geliştirme gibi birçok faaliyet alanını içermektedir. Hızla gelişmekte olan dünyada, sadece çalışan bir sistem geliştirmek artık tatmin edici olmaktan uzaklaşmaktadır. Önemli olan “en iyi” sistemi geliştirmektir. Böyle bir sistemin dizaynı, optimizasyon problemi olarak formüle edilip çözümlenebilir. En basit tabiri ile optimizasyon problemi, “en iyi”den kastedilen manaları hedef olarak alıp, matematiksel fonksiyonla temsil ettirilerek, belirtilen sınırlar dahilinde bu fonksiyonun minimum bazen maksimum değerinin bulunmasıdır [1].

Gerçekleştirilen tasarımların çeşitli istekleri karşılayacak biçimde optimum olmaları fikrini insanoğlu eskiden beri yapmış olduğu tasarımlarda doğrudan olmasa da gerçekleştiriyor olmasına karşın son birkaç on yıla kadar optimizasyona yönelik oluşturulmuş sistematik bir işlem dizisi bulunmamaktaydı. Üretim maliyetinin büyük bir kısmı tasarım işlemi sırasında belirlendiğinden, tasarımcı aynı zamanda yapı sistemlerinin üretim maliyetlerinin büyük bir kısmının belirlenmesinde etkin rol oynamaktadır. Tasarımcının üstlenmiş olduğu bu rolü yerine getirebilmesi için ihtiyacın karşılanması yönelik unsurları bilmesi gereklidir. Günümüzde yapıların yapım maliyetlerinin emniyetten taviz vermeden makul düzeyde tutulması çelik üretiminin yeterli olmadığı ülkemizde bir ihtiyaçtır. Bu ihtiyaca maliyete birincil sırada doğrudan etkiyen yapı ağırlığının minimize edilebilmesi ile cevap verilebilir. Bu tür problemlerin çözümleri önceleri tasarımcının bilgisine, deneyimine ve zekasına bağlı olarak gerçekleştirilmekteydi. Bu yaklaşıma sistematik bir çözüm yolunun getirilebilmesi bilgisayarların ve sayısal optimizasyon tekniklerinin yapısal tasarımda kullanılmaya başlanılmasına kadar pek tatmin edici boyutta olmamıştır.

Bilgisayarların kullanılmaya başlanması farklı optimizasyon tekniklerinin gelişmesini hızlandırmıştır [2].

Tasarım optimizasyonu ile ilgili temel kavramlar ve yöntemler Arora' nın Introduction to Optimum Design adlı kitabında verilmektedir. Bu kitapta tasarım optimizasyon problemlerinin çözümü, sayısal ve analitik yöntemler olmak üzere iki başlık altında yer almaktadır. Sayısal ve analitik çözüm yöntemleri sınırlayıcıları içeren ve sınırlayıcıları içermeyen problemler için çözüm yöntemleri olarak iki kısımdan oluşur. Sayısal çözüm yöntemlerinde hesaplama süreci genel olarak yön bulma alt problemi ve adım büyüklüğü hesaplama alt problemlerinden oluşur ve problemin sınırlayıcı içerip içermemesine göre değişik algoritmalar kullanarak bu iki alt problem çözülür, iteratif işlemler sonunda optimum tasarıma ulaşıldığı konularında açıklamalar verilmiştir. Birden fazla çözüm algoritması ile optimum tasarıma ulaşma olanağının olması, mevcut bir algoritmadaki yakınsama oranının yavaş olması veya iterasyon sayısının fazla olması gibi değişik özellikleri iyileştirebilmek için sürekli yenilenen çalışmalardan kaynaklandığı konularında bilgiler verilmektedir [3].

Murali M. R. Krishna ve Scott V. Anderson 2000 yılında yaptıkları araştırmalarında, bir taşıtın ön süspansiyon sistemine ait üst salıncak kolunun tasarım iyileştirmesi üzerine çalışmışlardır. Çalışmalarına mevcut yapının sonlu elemanlar analizini gerçekleştirerek başladıktan sonra çeşitli tasarım önerileri ortaya koyarak, elde edilen iyileşme oranlarını hesaplamışlardır. ADAMS programı tarafından oluşturulan 5 farklı yükleme durumu ile ilk basta statik analizler mevcut yapı için gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucu yapıdaki güçsüz bölgeler tespit edilerek, fazla malzemenin alınabileceği gerilmeler açısından önemsiz bölgeler belirlenmiştir. Uygun gördükleri tasarım önerisi ile üst salıncak kolunun ağırlığını %15 azaltırken, yapı üzerinde oluşan maksimum gerilme değerinin de %29 azalmasını sağlamışlardır [4].

Hong Suk Chang, 2006 yılında özellikle ticari araçların şasi bölgelerinde ve süspansiyon elemanlarının gövdeye monte edildiği bağlantı braketlerinin tasarım iyileştirmeleri üzerine çalışmasını gerçekleştirmiştir. Önerdiği braket tasarımlarında; ağırlık azaltılarak, parçaların dayanımının arttırılması ana mantıktır. Tasarım iyileştirmeleri önerilerinde bulunurken; parçaların geometrik, topolojik ve boyutsal

özelliklerinde yapılabilecek değişiklikler üzerinde durulmuştur. Bu özellikleri 3 farklı tasarım iyileştirmesi yaklaşımı olarak göstermiş ve bu yaklaşımların tasarımın hangi evresinde kullanılması gerektiği üzerine uygulamalı örnekler vermiştir [5].

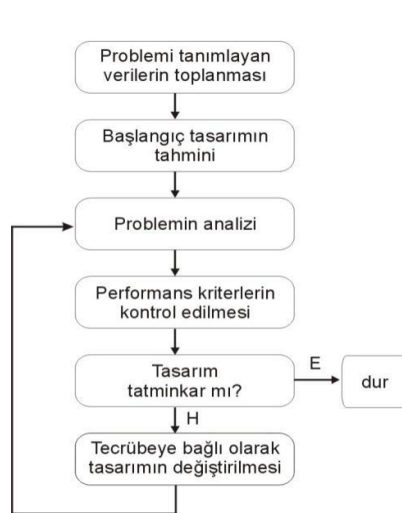
Xiao-Yong Pan, Doni Zonni, Guo-Zhong Chai, Yan-Qing Zhao ve Cui-Cui Jiang'nin 2007 yılında yaptıkları çalışmalarında; bir motor braketinin tasarım iyileştirmesi üzerine yeni önerilerde bulunmuşlar ve bu önerileri sonlu elemanlar analizleri ile desteklemişlerdir. Üzerinde çalışacakları braketin mevcut tasarımı, testler ve analizlerden kötü sonuçlar almıştır. Bu braket üzerine topolojik ve geometrik tasarım iyileştirmeleri yaklaşımları gerçekleştirmişlerdir. İlk olarak topolojik yaklaşım ile parçanın olabilecek en uygun tasarım şartları belirlenmiştir. İkinci olarak geometrik yaklaşım uygulanarak, parçada küçük şekil değişiklikleri yapılmıştır. Bu sayede, parçanın güçsüz olduğu yerel bölgelerdeki dayanımı arttırılmıştır. Ayrıca, parçanın gereksiz yerlerinden malzeme kazancı elde edilerek, bu durum maliyet avantajına dönüştürülmüştür. Çalışma sırasında her tasarım değişikliği adımı, mevcut duruma göre olan iyileşmeyi statik yapısal ve yorulma sonlu elemanlar analizleri ile karşılaştırmışlardır. Önerdikleri tasarım değişikliği ile parçanın ağırlığını %12 azaltırken, parçanın yapısal dayanımının da %50 artmasını sağlamışlardır [6].

2. OPTİMİZASYON

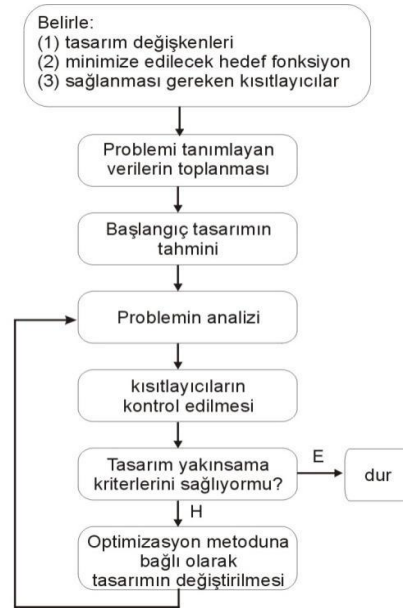
2.1.Optimizasyona Giriş

Optimizasyon, kısıtlar sağlanacak şekilde amaç fonksiyonu/fonksiyonlarının minimum/maksimum değerlerini veren tasarım değişkenlerinin en ideal değerlerin bulunmasıdır [3].

Şekil 2.1.a de görülen geleneksel tasarım süreci tasarımcının sezgi, deneyim ve becerisine bağlıdır. Geleneksel tasarım sürecinin temel avantajı, sistemde kavramsal değişiklikler yapmakla veya tasarım sürecine ilave şartlar koymakla ilgilenmesidir. Karmaşık tasarımlara gelindiğinde geleneksel tasarım sürecinin bazı dezavantajları ve zorlukları vardır. Bu zorluklar; titreşim frekansındaki sınırlamalar ya da yükleme şartlarının değişken olması gibi durumlardır. Bu durumda tasarımcı kısıtlayıcıları sağlamada belirli bir yapısal elemanın büyüklüğü değiştirmeye karar vermede zorluklarla karşılaşır. Daha fazlası geleneksel tasarım süreci ekonomik olmayan tasarımlara ve aşırı zaman kaybına sebep olur. Şekil 2.1.b de optimum tasarım süreci görülmektedir. Optimum tasarım süreci, tasarımcıyı sistemin kısıtlayıcı fonksiyonlarını, minimize edilecek maliyet fonksiyonlarını ve tasarım değişkenlerini açıkça tanımaya zorlar ve problemin daha iyi anlaşılmasında yardımcı olur.



Şekil 2.1.a) Geleneksel tasarım.



Şekil 2.1.b) Optimum tasarım süreci.

Şekil 2.1. Geleneksel tasarım ile Optimum tasarım süreci.

2.1.1 Tasarım Değişkenleri

Bir sistemin tasarımını tanımlamada seçilen parametreler tasarım değişkeni olarak adlandırılır. Eğer uygun değişkenler seçilmezse tasarım gerçekleştirilemez.

Bir problemde tasarım değişkenlerini tanımlamada aşağıdaki hususlar dikkate alınmalıdır:

1. Tüm tasarım değişkenleri diğerlerinden bağımsız olmalıdır.
2. Tasarım problemini formülleştirmede gerekli minimum tasarım değişkeni sayısı vardır.
3. Tasarım değişkenleri belirli bir aralıkta değişmelidir.

2.1.2 Amaç Fonksiyonu

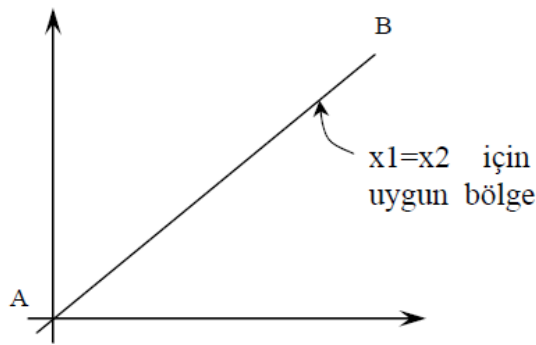
Bir sistem için farklı uygun tasarımlar olabilir. Amacı gerçekleştirmede değişik tasarımlarla karşılaştırmak için bazı kriterlere sahip olmak zorundayız. Kriter, sayısal değeri olan bir fonksiyon olmalıdır. Ayrıca kriter, tasarım değişkenlerinin fonksiyonu olmak zorundadır. Böyle bir kriter optimum tasarım problemi için amaç fonksiyonu olarak adlandırılır.

Uygun amaç fonksiyonunun seçimi tasarım sürecinde önemli bir karardır. Literatürde, maliyet minimizasyonu, kâr maksimizasyonu, ağırlık minimizasyonu v.b. değişik amaç fonksiyonları kullanılır. Birçok durumda bir fonksiyon amaç olarak belirlenir. Genelde üretim maliyetinin minimum olması istenir. Diğer taraftan birden fazla amaç fonksiyonunun olduğu durumlarda söz konusudur. Örneğin bir yapının ağırlığının minimize edilmesi istenilebilir ve aynı zamanda eğilmenin veya belli bir noktadaki gerilmenin de minimize edilmesi istenilebilir. Bu durum *çok amaçlı* (multiobjective) tasarım optimizasyon problemi olarak adlandırılır.

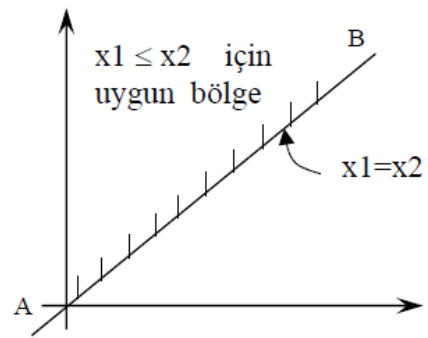
2.1.3 Tasarım Kısıtlayıcıları

Bir tasarımdaki tüm sınırlamalar genel anlamda kısıtlayıcı olarak adlandırılır [3]. Her bir kısıtlayıcı bir ya da birden fazla tasarım değişkeni tarafından etkilenmek zorundadır. Ancak o zaman anlamlı ve optimum tasarım üzerinde etkili olur. Bazı

kısıtlayıcılar oldukça basittir (tasarım değişkenlerinin minimum ve maksimum değerleri gibi). Örneğin büyük bir yapıda, bir noktadaki eğilme yapının tasarımına bağlıdır. Bununla birlikte çok basit yapılar için farklı tasarım değişkenlerinin belirli bir fonksiyonu olarak eğilmeyi açıklamak olanaksızdır. Bu durum kapalı kısıtlayıcılar (implicit constraints) olarak adlandırılır. Tasarım problemleri eşitsizlik kısıtlayıcıları gibi eşitliğe sahip olabilir. Uygun (feasible) bir tasarım tüm eşitlik kısıtlayıcılarını tam olarak sağlamak zorundadır. Birçok tasarım probleminde eşitsizlik kısıtlayıcıları da vardır. Örneğin hesaplanan gerilmeler malzemenin izin verilebilir (emniyetli) gerilmesini aşmamalıdır.



Şekil 2.2. $x_1=x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi.



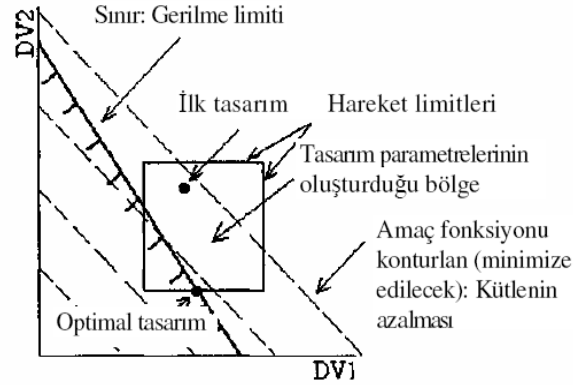
Şekil 2.3. $x_1 \leq x_2$ kısıtlayıcı için uygun bölge (A-B) çizgisi ve üstü.

Şekil 2.2 de görüldüğü gibi eşitlik kısıtlayıcı ile uyumlu uygun bir tasarım, eşitlik kısıtlayıcısının üzerinde olmak zorundadır. Şekil 2.3 de görüldüğü gibi eşitsizlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölge, eşitlik kısıtlayıcısı için uygun olan bölgeden daha fazladır. Bu, sadece eşitsizlik kısıtlayıcılarına sahip bir sistem için uygun tasarımları bulmanın daha kolay olduğunu gösterir.

2.3. Optimum Tasarımın Bulunması

Optimizasyon işleminin sonucunda, tasarım limitlerine ve amacına yanıt veren optimal bir tasarım elde edilir. Şekil 2.4'de iki tasarım değişkeni, gerilme limiti ve en düşük kütle amacını gerçekleştirebilmek için optimizasyon işleminin nasıl yapıldığı gösterilmiştir[3]. Buna göre: Tasarım değişkenleri (DV1, DV2) hareket limitleri içerisinde olmalıdır. Çünkü dış bölgedeki değerler optimizasyonu bozmaktadır. Tasarım gerilme limitini aşmamalıdır. Dolayısıyla gerilme limiti çizgisi üzerindeki

noktalar bu koşulu sağlamaktadır. Tasarımın amacı olan minimum kütle değeri de önceki iki kriteri bozmayacak şekilde minimum değerde olmalıdır.

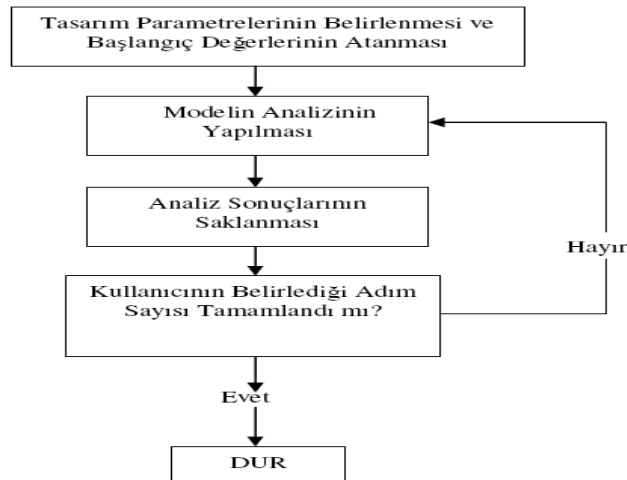


Şekil 2.4. Optimum tasarımın bulunması.

Ortaya konulan bu kriterler bağlamında, şekil 2.4'de de görüldüğü üzere optimal tasarım, gerilme limiti çizgisi üzerinde tasarım değişkenlerini de sağlayacak minimum noktada oluşmaktadır.

2.4. Parametrik Optimizasyon

Bu teknikle, kullanıcı tarafından belirlenen tasarım değişkenleri yoluyla tasarımda yapılan değişikliğin, gerilme, yer değiştirme, kütle veya doğal frekans üzerinde nasıl bir etkide bulunacağı saptanmakta ve bu verilere dayanılarak gerekli revizyonlar yapılmaktadır.



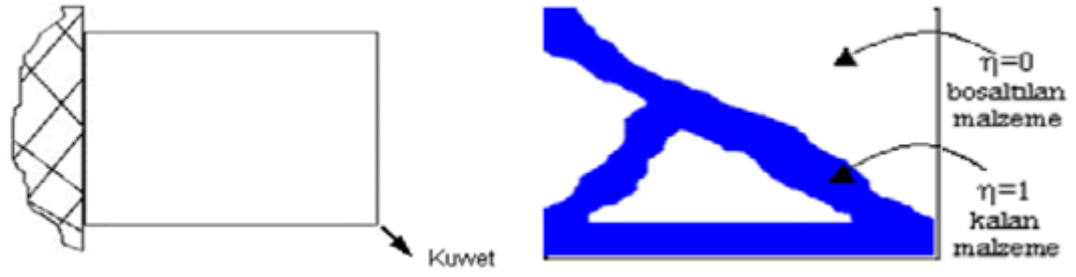
Şekil 2.5. Parametrik çalışma algoritması.

Modelin geometrisi değiştiğinde, model tekrar sonlu elemanlarına ayrılır. İşlem tamamlandığında modelin tasarımıdaki değişikliklere nasıl cevaplar verdiği hakkında bilgi elde edilir. Bu cevaplar gerilmedeki, yer değiştirmelerdeki veya kütledeki değişiklikleri içermektedir. (Şekil 2.5)

2.5 Topolojik Optimizasyon

Bazen 'sarf optimizasyonu' olarak da ifade edilen topolojik optimizasyon şekil optimizasyonunun bir formudur. Topolojik optimizasyonun amacı, verilen sınırlayıcılar (örneğin hacim indirgeme) altında nesnel kriterin (global rijitlik, doğal frekans vs.) alacağı en yüksek ve düşük değer için malzemenin kullanılabilecek en iyi durumunu bulmaktır. Klasik optimizasyon tekniklerinden farklı olarak, topolojik optimizasyon tanımlanmış optimizasyon parametrelerine ihtiyaç duymaz. Topolojik optimizasyonda, bütün yapıdaki malzeme dağılım fonksiyonu optimizasyon parametresi olarak alınır [7]. Bu teknikte, tasarım parametresi olarak eleman yoğunluğunu temsil eden p_i kullanılır ve iteratif işlemlerle, verilen sınırlayıcılar altında genel rijitlik bozulmayacak şekilde bünyede 'sahte-yoğunluk' olarak tespit edilen elemanlar, p_i sıfıra yakınsatılarak çıkarılır [8].

Malzeme dağılımı optimizasyonu ile ilgili örnek bir uygulama Şekil 2.6' da verilen kirişin yapısal optimizasyon çalışmasıyla gösterilmiştir. Bu örnekte, amaç fonksiyonu olarak kompliansın minimizasyonu, kısıtlayıcı olarak hacmin % 60 azalması seçilmiştir. Topoloji optimizasyonu sonucunda $\eta=0$ ile gösterilen bölge boşaltılması önerilen bölgeyi, $\eta=1$ ile gösterilen bölge de optimizasyon sonucu kalacak bölgeyi göstermektedir. Topoloji optimizasyonu sonucu, malzeme dağılımı ve % 60 hacim azalması için elde edilen kirisin yeni yapısal modeli Sekil 2.6.b' de verilmiştir. Dış sınırların düzgün olmadığı görülmektedir. Önemli olan, şeklin düzgünlüğünden ziyade taslak yapının nasıl oluşacağıının belirlenmesidir. Elde edilen yapıyı düzgünleştirmek için çeşitli yöntemler uygulanmaktadır. [9].

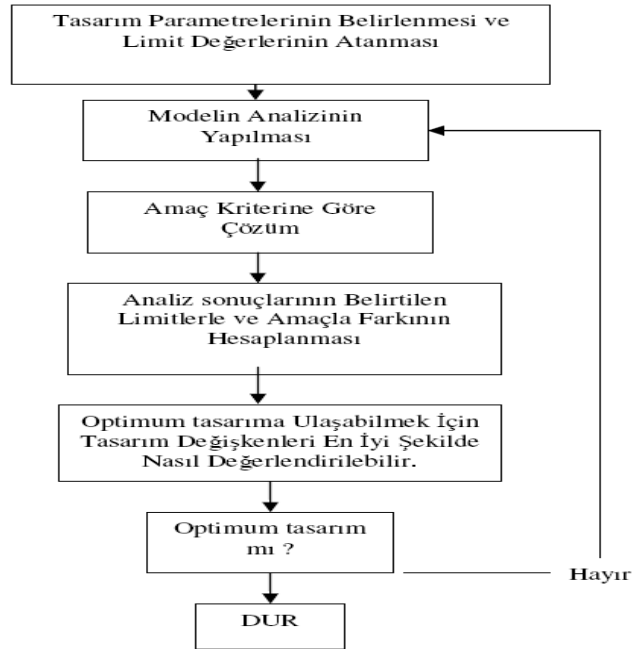


Şekil2.6.a) Sınır şartları.

Şekil 2.6.b) Optimizasyon sonrası yeni yapısal model.

Şekil 2.6. Bir ankastre kirisin topolojik optimizasyonu.

Topolojik optimizasyonun standart formülasyonun da, problem yapı hacmi üzerinde tanımlanan sınırlayıcının güvenli bir şekilde sağlanmasıyla yapısal bütünlüğün minimizasyonu olarak tanımlanır [8].



Şekil 2.7. Yeniden tasarım algoritması.

Topoloji optimizasyon çalışmalarında yaygın olarak kullanılan iki yöntem mevcuttur. Bunlar; homojenizasyon ve yoğunluk metodudur.

2.5.1 Homojenizasyon Metodu

Homojenleştirme metodu, 1988 yılında Kikuchi ve Bendsoe tarafından geliştirilmiştir [10]. Homojenleştirme metodu, kriter ve kısıtlayıcılar sağlanırken tasarım alanındaki optimum yapının kompozit mikro yapısal bir sistem üzerinde gerçekleştirir. Homojenleştirme metodu, sistemi kompozit ve mikro yapısal bir oluşum olarak kabul etmekte ve bu yapı homojenleştirilmektedir. Bu metoda göre bir mikro yapı; malzeme içermeyen (delik büyüklüğü =1), izotropik malzeme içeren (delik büyüklüğü= 0) ve ortotropik ($0 < \text{delik büyüklüğü} < 1$) malzeme içeren genelleştirilmiş gözenekli malzeme olmak üzere üç grupta sınıflandırılır. Boşluk, gözenek ve katı mikro yapıların dağılımı bir yapının topolojisini gösterir. Homojenleştirme teorisi; tasarım alanındaki gözeneklerin farklı olmasından dolayı mikro yapıların elastik malzeme özelliklerinin eşdeğer olarak değerlendirilebileceğini kabul eder. Homojenleştirme teorisinde yapı, periyodik mikro yapıların bileşimi olarak kabul edilir ve eşdeğer malzeme özellikleri, mikroskobik büyüklükte azalma içeren bir sınır süreç ile belirlenir. Ayrıca, malzeme eksenlerinin oryantasyonu, malzeme özelliklerini tanımlamada dikkate alınmak zorundadır. Böylelikle bir yapının elastik malzeme özellikleri, mikro yapısal deliklerin oryantasyonu ve büyüklüğü ile tanımlanabilir. Optimizasyon sürecinde mikro yapılar, katı ve boşluk arasında değişir. Eğer mevcut malzeme miktarı belli ise malzeme yapının bir kısmından diğer bir kısmına hareket edebilir. Bu nedenle yapıların topoloji tasarımı, belirlenen uygun yapısal alan içinde optimal malzeme dağılımının bulunması olarak ele alınabilir. Homojenleştirme metodunda, amaç fonksiyonu olarak rijitlik maksimizasyonuna eşdeğer olan komplians minimizasyonu ya da doğal frekans maksimizasyonu ve kısıtlayıcı fonksiyon olarak da malzeme azalması seçilmektedir.

2.5.2 Yoğunluk (Density) Metodu

Malzeme dağılımı metodu 1993 yılında R.J. Yang ve C.H. Chuang tarafından geliştirilmiştir [11]. Yoğunluk metodu olarak da adlandırılmaktadır. Homojenleştirme metodunda, her bir elemanın Young modülü için ek işlemler yapılmakta ve her bir eleman için çoklu değişkenler kullanımı gerekmektedir. Bu nedenle, problemin yapısı daha karmaşık hale gelmekte ve çözüm için gerekli işlem

hacmi artmaktadır. Malzeme dağılım metodunda, homojenleştirme metodundan farklı olarak; her bir sonlu elemanın yoğunluğu tasarım değişkeni olarak kabul edilir. Mlejnek and Schirrmacher (1993) homojenleştirme metodunda ek işlemler gerektiren Young modülü kullanımını enerji yaklaşımı ile daha basit işlemlere indirgemıştır [9]. Malzeme dağılımı metodunda, Young modülü bağıntısı aşağıda verilen şekilde tanımlanır:

$$p^n = \left(\frac{p_i}{p_0} \right)^n = \frac{E_i}{E_0} \quad (2.1)$$

ρ , ρ_i , ρ_0 , sırasıyla normalleştirilmiş, ara (optimizasyon sürecinde kullanılan) ve gerçek malzeme yoğunluğunu ifade eder. ρ , $0 \leq \rho \leq 1$ ifadesindeki bir değere sahiptir. 0, yoğunluğu sıfır olan elemanın boşaltıldığını ve 1, yoğunluğu bir olan elemanın tasarım alanında kalacağını (boşaltılmayacağını) ifade eder. E_i ve E_0 sırasıyla ara ve gerçek malzeme yoğunluğudur. n , üs' ü ifade eder. $n > 1$ olduğunda ara yoğunluk cezalandırılır ve normalleştirilmiş yoğunluk 0 veya 1 olmaya zorlanır. Homojenleştirme metoduna benzer şekilde topoloji tasarımı için amaç, rijitliğin maksimum olmasına eşdeğer olan kompliansı minimize etmektir.

Buna ek olarak birde optimumluk kriteri yöntemi vardır. Bu metot klasik topoloji optimizasyon formülasyonlarında kullanılan bir metottur. Örnek olarak Minimum compliance ile mass(volume) veya mass(volume) fraction kısıtının kullanıldığı yerlerde kullanılır.

Bu yöntem problemin fiziki karakterini hesaba katarak, yapının davranışlarıyla ilgili bir kriter belirlemekte, kesin veya yaklaşık hesaba ve hatta sezgiye dayanan ifadelerle kurulmuş olabilmektedirler. Yapı bu kriteri sağlayacak şekilde boyutlandırıldığında, amaç fonksiyonu da aynı zamanda optimum değerini almış olmaktadır. Optimumluk kriteri yöntemi tasarım değişkenlerinin sürekliliği esasına dayanmaktadır. Bu yöntemde ayrık tasarım değişkenlerinin kullanımının gerekliliği durumunda, alışlagelmiş iki adımlı yöntem uygulanmaktadır. Bu yöntemde ilk olarak, sürekli değişkenler kullanılarak optimizasyon problemi çözülmekte, ikinci

olarak ise, sürekli değişkenler kullanılarak elde edilen değerler yerine ayrık değişkenlerden eşlenikleri konularak sonuca gidilmektedir. [12].

3. YORULMA

3.1. Yorulmaya Giriş

Yapılarda oluşan hasar problemlerinin birçoğu statik veya dinamik yüklerin sonucunda kaynaklanmaktadır. Statik yükleme durumlarında oluşan hasar problemi ayrılma kırılması olarak adlandırırız yükün uygulandığı parçanın kesitinde oluşan gerilme değeri, malzemenin kopma mukavemeti sınırı üzerine çıktığı zaman ayrılma kırılması meydana gelir. Bu tip hasarlar; parçanın kaldıramayacağı büyüklükte bir yükün elemana yüklenmesi sonucu oluşur ve parçada akma, kesitinde küçülme ve son olarak da kopma şeklinde gelişir ve sonlanır. Dinamik yani değişken yükler altındaki bir yapıda oluşan hasar problemleri, yorulma sonucu ortaya çıkmakta ve yorulma kırılması olarak adlandırılmaktadır. Yorulma kırılması; yükleme sonucu parça üzerinde oluşan gerilme değeri, malzemenin akma veya kopma mukavemet değerinin oldukça altında olduğu durumlarda bile gerçekleşebilir. Bu sayede yükün periyodik olarak değişimine paralel olarak bir malzemeyi statik akma sınırının çok altında bir yükleme değeri ile hasara uğratmak mümkündür. Burada parça üzerinde esas etki yaratan yükün defalarca tekrar edilmesidir ve bu yük tekrarı malzemede yorulma yaratır. Bir süre sonra parçanın en düşük mukavemete sahip bölgesinde mikro çatlaklar oluşur. Bu çatlaklar zamanla büyüyerek, yapı üzerinde yayılır. Bu süre zarfında parça üzerinde baksı bölgelerde de çatlaklar oluşabilir. Sonunda parça daha fazla bu yük tekrarına dayanamaz ve çatlaklar parça üzerinde kırılmaya neden olur, buna da yorulma kırılması denilmektedir.

Tarih boyunca uçak, gemi, tren ve taşıt gibi ulaşım araçlarında; günümüzde de basta kaynaklı yapılar olmak üzere çeşitli makine parçalarında ve makine elemanlarında karşılaşılan hasar problemlerinin %85-90'ı metal yorulmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Yorulmaya karşı dayanımı fazla olan bir yapıda; sonsuz kabul edilen sayıda yük tekrarı sonucu yapı üzerinde bir takım mikro çatlaklar oluşabilir, fakat bu yapı kırılmadan ya da aşırı şekilde değişimine uğramadan fonksiyonunu yerine getirmeye devam eder. Çatlak zamanla yavaş yavaş ilerlerken karşılıklı yüzeylerin sürekli birbirlerine sürtünmesi sonucu yorulma kırılması yüzeyi parlak görülür. Çatlak ilerleyip geri kalan dolu kesit normal yükü taşıyamaz hale gelince ani kırılma meydana gelir ve kırılma yüzeyi taneli görünüştedir [13].



Şekil 3.1. Tren aksında yorulma kırılması.

Yukarıdaki Şekil 3.1’ de bir tren aksında gerçekleşmiş tipik bir yorulma kırılmasının fotoğrafı gösterilmiştir. Görüldüğü üzere; kırılma yüzeyindeki düz yüzey, yorulma sonucu oluşan çatlakların zaman geçtikçe ilerlemesiyle oluşan yüzeydir ve çatlağın başladığı merkez etrafındaki eğriler gözükmemektedir. Pürüzlü yüzey ise çatlaklardan geriye kalan kesitin gelen gerilmeyi taşıyamaması sonucu oluşmuş ani kırılma yüzeyidir.

3.2 Yorulma Zorlaması

İşletme koşullarındaki parçalara gelen yükler sonucu oluşan gerilmeler mukavemet biliminin temel denklemleri ile her zaman hesaplanamamaktadır. Dolayısıyla teorik olarak çekme veya basma gerilmeleri parça kesitinde eşit olarak dağılıp, eğilme ve burulma gerilmeleri de parçanın yüzeyinden ortasına doğru doğrusal bir azalma gösterirken; pratikte bu şekilde dağılımlar oluşmayabilir ve gerilme dağılımlarında değişkenlik görülebilir. Büyüklüğü, yönü ve uygulama noktası düzenli ya da düzensiz bir şekilde sürekli olarak değişen; kısacası dinamik özelliklere sahip kuvvet veya momentlerin oluşturduğu gerilmelere yorulma zorlaması adı verilir. Belirli bir ortalama gerilme için parçanın kırılmadan sonsuz çevrim sayısında taşıyabileceği yük miktarına ise yorulma dayanımı denir

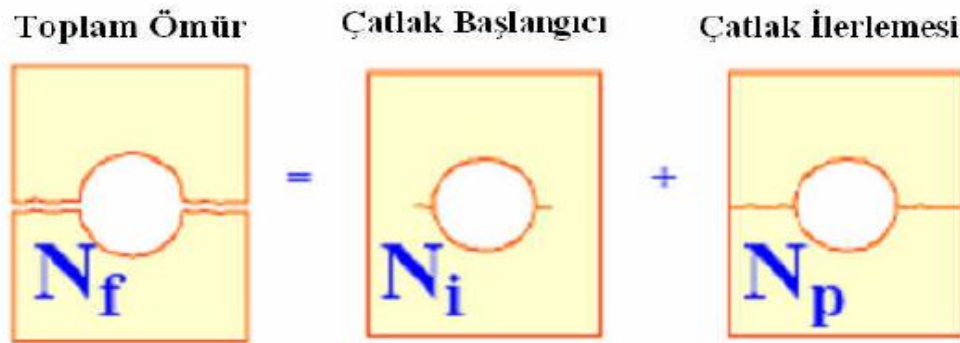
Yorulma zorlaması sırasında yük istenildiği kadar tekrarlanabilir veya aralıklı uygulanabilir. Yorulma zorlamasında yükün zamana bağlı olarak nasıl değiştiğinden ya da değişimin sıklığından (frekansından) çok, alt ve üst sınır değerlerinin büyüklüğü yani gerilme aralığı ve genliği önem kazanmaktadır. Birim zamandaki çevrim sayısı (periyot) malzemenin ısınmasına neden olacak kadar yüksek olmamak

şartıyla yorulma ömrünü yani kırılmaya kadar geçen çevrim sayısını önemli ölçüde etkilemez.

3.3 Yorulma Ömrü Tahmin Yöntemleri

Eskiden lokal gerilme-zaman ve birim uzama-zaman ilişkileri seçilmiş yorulma yönteminde kritik olması muhtemel bir nokta üzerine kurulmuştu. Birçok sonlu elemanlar tabanlı yorulma paket programında iki ana yorulma ömür tahmini yöntemi kullanılır ve bunları açıklamak için aşağıdaki şekildeki yorulma aşamaları yararlı olacaktır. Şekle göre; toplam ömür, çatlak başlangıcı ve çatlak ilerlemesi olmak üzere iki aşamadan oluşmaktadır

Genellikle toplam ömür parçaların kırılarak birbirinden ayrılması olarak tanımlanır fakat bazı uygulamalarda ömür kavramı yapı üzerindeki çatlakın belirli bir uzunluğa gelmesi olarak tanımlanmıştır [14].



Şekil 3.2. Yorulma hasarı aşamaları.

İki temel ömür tahmin yöntemi bulunmaktadır. Bunlar:

1. Gerilme - Ömür Yöntemi (*Stress-Life Approach*)
2. Gerinim - Ömür Yöntemi (*Strain-Life Approach*)

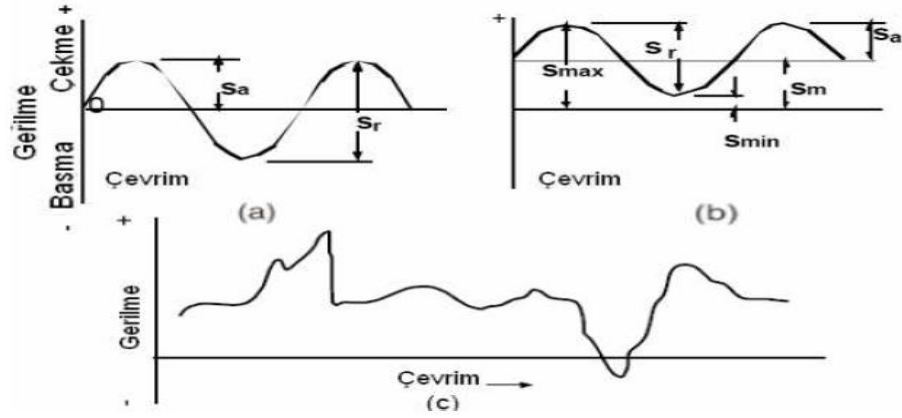
Bu iki yöntem de, yukarıda şekli verilmiş üç yorulma aşaması ile bağlantılıdır. Hasara neden olacak toplam çevrim sayısı (N_f), çatlak başlangıcına kadar olan çevrim sayısı (N_i) ile çatlak ilerleyişi aşamasındaki çevrim sayısının (N_p) toplamına eşittir. Bu iki yöntem; teorik olarak doğruluk göstermekle beraber pratikte aynı problem üzerine uygulandığında farklı sonuçlar verebilmektedir. [15].

3.4 Gerilme - Ömür Yöntemi / S - N

1830’lu yıllardan itibaren gözlemlendiği üzere; üzerine tekrarlı ve değişken yükler uygulanan metaller, normal bir yüklemenin çatlağa neden olduğu bir gerilme değerinden düşük bir gerilme değerinde hasara uğrayabilmektedir. Nominal gerilme yöntemi olarak da adlandırılan Gerilme-Ömür yöntemi; yorulma hasarlarının çözümüne yönelik geliştirilen ilk yöntemdir ve hasara neden olan gerilme değerlerinin elastik sınırlar içinde kaldığı, yüksek çevrimlerin istenildiği yapılar için kullanılmaktadır. Bu yüzden yüksek çevrimli yorulmanın görüldüğü uygulamalar için kullanışlı bir yöntemdir. Düşük çevrimli yorulma beklenen uygulamalar için uygun bir yöntem değildir çünkü bu uygulamalarda ortaya çıkan gerilme veya gerilme değerleri büyük ölçüde elastik sınırlar içinden çıkarak, plastik sınırları içerisine girmiştir [16].

3.4.1 Gerilme çevrimlerinin tanımları

Gerilme-Ömür yönteminde yorulma zorlamasını anlamak için aşağıdaki grafiklerde verilen gerilme – çevrim eğrileri öncelikli olarak anlaşılmalıdır.



Şekil 3.3. Yorulma gerilmesi çevrimleri: (a) tam tersinir, (b) ötelenmiş, (c) rastgele.

Şekil 3.3 - a ideal yük çevrimidir ve sinüs eğrisi seklindedir. Maksimum ve minimum gerilme değerleri eşit ve ters işaretlidir. Pozitif işaretli olan çekme gerilmesi, negatif işaretli olan basma gerilmesi olarak adlandırılır. Ortalama gerilmenin '0' olduğu durumdur. Örnek olarak; dönmekte olan ve iki ucundan yataklanmış bir mil verilebilir. Milin her dönmesi bir periyodik değişime, her periyodik değişim de bir yük tekrarına denk gelmektedir. Bu durumda gerilme mutlak değerce eşit bir üst

değerle, bir alt değer arasında değiştiğinden; yükleme tipine tam değişken yükleme durumu denilebilir [17].

Şekil 3.3 - b' deki grafik tam değişken duruma göre daha sık karşılaşılan bir durumdur. Burada maksimum ve minimum gerilmeler eşit değildir. Bu durum her iki gerilme de pozitif işaretli olduğu için yapıya çekme gerilmesi hakimdir ve ötelenmiş yükleme çevrimi olarak adlandırılır. Şekil 3.3 - c diğerlerine göre daha karmaşık ve gelişigüzel değerler alan bir yükleme tipidir. Ancak, gerçek yapılardaki gerilme dağılımına daha çok uygunluk gösterir. ileride detaylı bahsedilecek yol yükleme datalarının gerilme – çevrim grafikleri bu şekildedir. Taşıtlar gibi değişken yüklere maruz kalan yapıların analizlerinde, gerçeğe en uygun sonuçların elde edilmesi için belirli bir yol durumu için oluşturulan yol yükleme datalarının kullanılması en uygun sonucu verir.

Şekil 3.3' deki grafiklerden de görüldüğü üzere dalgalı gerilme dağılımı iki ayrı bileşenden oluşur. Birincisi statik tipteki ortalama gerilme (*mean stress*), S_m ; ikincisi ise gerilme genliği değeridir (*stress amplitude*), S_a . Maksimum gerilme değeri S_{max} ve minimum gerilme değeri S_{min} arasındaki fark, S_r gerilme aralığını verir [16].

$$S_r = S_{max} - S_{min} \quad (3.1)$$

Gerilme genliği (S_a), gerilme aralığının yarısına eşittir.

$$S_a = S_r / 2 = (S_{max} - S_{min}) / 2 \quad (3.2)$$

Ortalama gerilme, S_m maksimum ve minimum gerilmelerin matematiksel ortalamasına eşittir.

$$S_m = (S_{max} + S_{min}) / 2 \quad (3.3)$$

Ortalama gerilme için 2 çeşit oran kullanılmaktadır. Birincisi gerilme oranı (*R ratio*), ikincisi genlik oranıdır (*A ratio*).

$$R = S_{min} / S_{max} \quad (3.4)$$

$$A = S_a / S_m = (1-R) / (1+R) \quad (3.5)$$

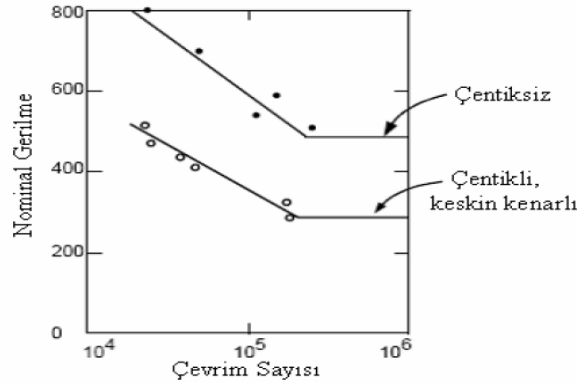
Aşağıdaki çizelgede, çeşitli yükleme şartları için gerilme – oran değeri verilmiştir. Genlik oranı verilmesine gerek duyulmamış, sadece gerilme oranı yeterli bulunmuştur.

Çizelge 3.1. Çeşitli yükleme şartları için gerilme oranı değerleri.

Gerilme Oranı (<i>R Ratio</i>)	Yükleme Koşulları
$R > 1$	$S_{\max}$ ve $S_{\min}$ negatif işaretlidir. Ortalama gerilme negatiftir.
$R = 1$	Statik yükleme
$0 < R < 1$	$S_{\max}$ ve $S_{\min}$ pozitif işaretlidir. Ortalama gerilme pozitiftir. $ S_{\max} > S_{\min} $.
$R = 0$	$S_{\min} = 0$
$R = -1$	Tam tersinir yükleme, $ S_{\max} = S_{\min} $; Ortalama gerilme sıfırdır.
$R < 0$	$ S_{\max} < S_{\min} $, $S_{\max}$ değeri sıfıra yaklaşmaktadır.
R sonsuz	$S_{\max} = 0$

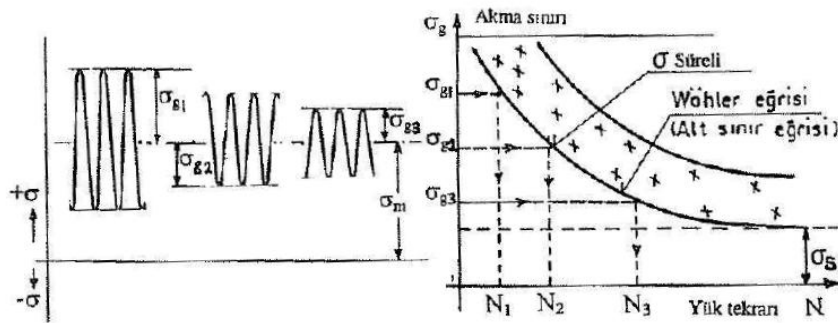
3.4.2 Gerilme – Ömür (S-N) diyagramı

Alman demiryolu mühendisi August Wöhler; 1852 ve 1870 yılları arasında ilk sistematik yorulma araştırmaları için çalışmalar başlattı. Wöhler gecek boyutlardaki demiryolu akslarına tekrarlı yüklemelerin uygulandığı testler yürüttü. Ayrıca farklı malzemelerden küçük boyuttaki numunelere; eğilme, burulma, çekme ve basma kuvvetleri uygulayarak yorulma testleri gerçekleştirdi. Şekil 4.10’da Wöhler’in Krupp marka aks çeliği için gerçekleştirdiği yorulma testleri sonucu elde ettiği nominal gerilme değerlerine karşın hasarın görüldüğü çevrim sayıları gösterilmiştir. Bu tipik bir S-N diyagramıdır. S-N diyagramı oluşturulurken; S_m , R ve A değerleri için standart değerler alınır [16].



Şekil 3.4. Wöhler'in çentikli ve çentiksiz numunelerde geliştirdiği S-N diyagramı.

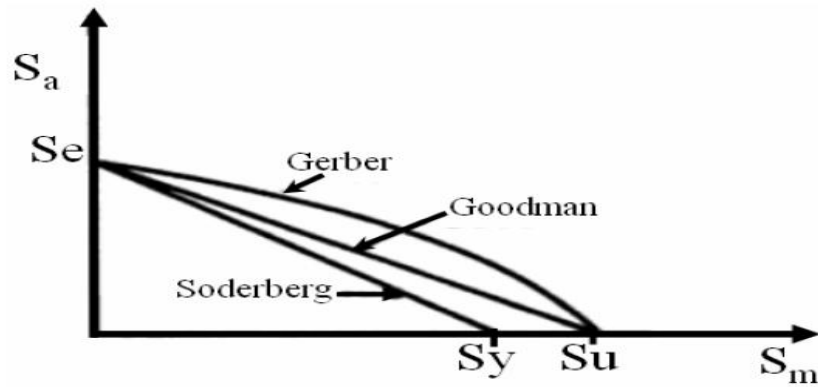
S-N diyagramlarında çevrim sayısı daima yatay ekseninde verilir ve logaritmik skala kullanılır. Düşey ekseninde gerilme değerleri lineer ya da logaritmik olarak verilir. Her deneyin belirli bir değişim bölgesinde, yani belirli bir ortalama gerilme (S_m) değerinde gerçekleştirilmiş olması gerekmektedir. Çünkü gerilme genliği (S_a) aynı şiddet aralıklarında değişse bile farklı S_m değerleri için farklı ömür değerleri ortaya çıkmaktadır. Belirli bir ortalama gerilme değeri için farklı gerilme genliği değerlerinde testler gerçekleştirilerek, her bir genlik değeri için elemanın hasara uğradığı yük tekrar sayısı alınır. Şekil 3.11'deki gibi bir Wöhler diyagramı elde edilmiş olur. S-N diyagramları üzerinde testlerden elde edilen sonuçlar değişkenlik gösterebilir. Bu durumda alt sınırlar dikkate alınmalıdır. Belirli bir S_m değeri için S_{g1} genliği ile yüklenirse N_1 , S_{g2} genliği ile yüklenirse N_2 , S_{g3} genliği ile yüklenirse N_3 şeklinde yük tekrar sayılarını vermektedir. Diyagramdan da görüldüğü üzere; genlik değerleri ile yük tekrar sayısı arasında ters orantıya sahip bir ilişki bulunmaktadır. Dolayısıyla gerilme genliği azaldığı zaman, çevrim sayısında artma olduğu söylenebilir. Gerilme değeri azalırken özellikle belirli bir değeri yakaladığında ömür teorik olarak sonsuz, yani sürekli olmaktadır. Bu değere sürekli mukavemet genliği denilmektedir[18].



Şekil 3.5. Farklı gerilme genlik değerleri için S-N diyagramı oluşumu.

3.4.3 Ortalama gerilmenin etkisi

Birçok malzemenin S-N diyagramının oluşturulduğu yorulma testi yüklemenin tam değişken olduğu ($R = -1$) yani ortalama gerilme değerinin '0' olduğu ve gerilmenin sabit genlikli olduğu laboratuvar ortamlarında gerçekleştirilmektedir. Fakat gerçek ortamlardaki yüklemelerin çok azında ortalama gerilme değeri sıfırdır. Bu yüzden laboratuvar ortamlarında elde edilen S-N diyagramlarının pratikte de kullanışlı olabilmesi için ortalama gerilme değerinin yorulma üzerindeki etkisi göz önüne alınmalıdır. Bu yüzden bir takım yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bunlar: Gerber, Goodman ve Soderberg yaklaşımlarıdır. Gerber yaklaşımı genellikle çekme gerilmelerin görüldüğü sünek malzemeler için uygundur. Fakat yorulma ömrü çekme ve basma durumuna göre farklılık gösterdiği için sağlıklı sonuçlar elde edilmek istenildiğinden günümüzde çok fazla kullanılmaz. Goodman yaklaşımı ise deneysel sonuçlar dikkate alındığında kırılğan metaller için uygun sonuçlar vermektedir, ayrıca sünek malzemeler için de garantili sonuçlar elde edilebilmektedir. Fakat Goodman yaklaşımı ile basma gerilmelerinin görüldüğü durumlarda emniyetli sonuçlar elde edilemez. Soderberg yaklaşımı bunlar içinde en emniyetli sonuçların elde edildiği yaklaşımdır. Birçok mühendislik malzemesi için en garantili yorulma ömrünü vermektedir [19].



Şekil 3.6. Çeşitli ortalama gerilme etkisi yaklaşımlarının $S_a - S_m$ grafiği.

Şekil 3.6' daki grafiğe ve aşağıdaki formüllerde geçen S_y , akma dayanımını; S_u , kopma dayanımını; S_m , ortalama gerilmeyi; $\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots = 1.0$ S_e yorulma limitini; S_a , gerilme genliğini; N , yük tekrar sayısını; K_f ise yorulma dayanım faktörünü göstermektedir. Yorulma dayanım faktörü ile ilgili detaylı bilgi ileride verilecektir. Aşağıda verilmiş 3 farklı ortalama gerilme etkisi yaklaşımına göre olan

formülleri kullanarak, ortalama gerilmenin sıfır olmadığı yorulma analizi çalışmalarında sürekli mukavemet, yani yorulma limit değeri bulunabilmektedir.

$$Gerber - > \frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 = 1 ; K_f \frac{N.S_a}{S_e} + \left(\frac{N.S_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (3.6)$$

$$Goodman - > \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 ; K_f \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad (3.7)$$

$$Soderberg - > \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = 1 ; K_f \frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_y} = \frac{1}{N} \quad (3.8)$$

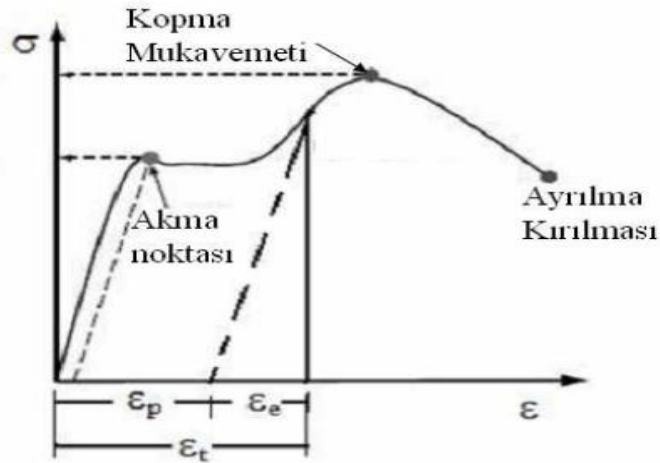
3.5 Gerinim - Ömür Yöntemi / ε - N

Yorulma ömrü tahmin yöntemleri bölümünde; bir parça ya da yapının toplam ömrünün, çatlak başlangıcı ile çatlak ilerlemesinin toplamı olduğundan bahsedilmişti. Bu yaklaşıma göre; ömrün çatlak başlangıcı kısmını, gerinim (birim uzama) – ömür yöntemi yaklaşımı ile incelemek sağlıklı sonuçlar vermektedir. Birim uzama, yorulmanın ana nedenidir. Çatlak başlangıcı olan bölgede; malzemenin elastik şekil değişiminden çıktığı, plastik yani kalıcı şekil değiştirmeye başladığı bilinen bir gerçektir. Plastik şekil değişimine başlamış bir yapının ömrünün çok olması mümkün değildir. Bu nedenle gerinim – ömür yöntemi düşük yorulma ömrünün görüldüğü durumlar için sağlıklı sonuçlar vermektedir. Yükleme büyüklüğünün küçük olduğu durumlarda, gerilme ve gerinim doğrusal ilişki içindedir. Ancak büyük yüklemelerde, malzeme davranışı ve tekrarlı S - ε değişimi en iyi olarak gerinim kontrolü ile modellenmektedir. Gerinim-Ömür yöntemi ise, tekrarlı yük sonucu özellikle çentik gibi kritik yerlerde kalıcı deformasyona bağlı olarak malzemenin gösterdiği değişimleri göz önüne almaktadır.

3.5.1 Statik durum için gerilme – gerinim diyagramları

Elastik şekil değişimi içinde kalan malzemeler, Hooke kanununa göre hareket ederek, gerilme ve gerinim değerleri arasında lineer bir ilişki oluştururlar. Fakat plastik şekil değişimine geçmiş bir malzemede gerilme ve gerinim arasında lineer bir ilişki olduğu söylenemez. Aşağıdaki grafikte, gerilme ve gerinim arasındaki bağlantılar statik yükleme durumunda hem elastik hem de plastik şekil değişim durumu için verilmiştir. Bu grafiği elde etmek için bir test numunesine çekme kuvveti uygulanarak akmaya zorlanmıştır. Belirli bir plastik şekil değişiminden sonra

ise kuvvet geri çekilmiştir ve malzemeden kalıcı şekil değişimi oluşmuştur. Ayrıca grafikte kuvvet geri çekilmediği zaman oluşacak ayrılma kırılması noktası da gösterilmiştir. Malzeme çekme durumdayken, belirli bir maksimum kopma mukavemeti değerine ulaşır. Bu değer kopmadan önce numunenin ulaşabileceği en yüksek mukavemet değeridir. Bu esnada malzemedeki plastik deformasyonlardan ötürü bir miktar pekleşme gözlenir ve bu yüzden numune bir miktar daha gerilmeye dayanabilir.



Şekil 3.7. Statik durumda gerilme – gerinim grafiği.

Statik yükleme durumunda, malzemede meydana gelen elastik birim uzama (gerinim) aşağıdaki formül ile verilir:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (3.9)$$

Statik yükleme durumunda, malzemede meydana gelen plastik birim uzama (gerinim) ise aşağıdaki formül ile verilir:

$$\varepsilon_p = \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.10)$$

Elastik ve plastik durumda oluşan gerinimlerin toplamı, yani toplam birim uzama aşağıda gibi verilir:

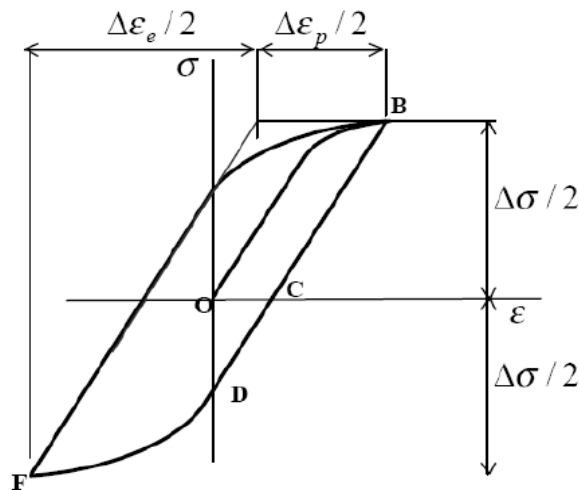
$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p = \frac{\sigma}{E} + \left(\frac{\sigma}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (3.11)$$

Bu formüllerde: ε , gerinim (birim uzama); ε_e , elastik durum için gerinim; ε_p , plastik durum için gerinim; σ , gerilme değeri; E , elastisite modülü; K , malzemenin dayanım sabiti; n , pekleşme üstelidir.

3.5.2 Dinamik durum için gerilme – gerinim diyagramları

Yukarıda bahsedilen statik yükleme durumunda; çekmeye zorlanan parça belirli bir plastik şekil değişimine uğradıktan sonra, çekme kuvveti parça üzerinden geri çekilmiştir. Eğer bu kuvvet geri çekildikten sonra tekrar uygulanırsa malzemenin bu yükleme durumuna karşın tepkisi statik durumda gösterdiği tepkiden daha farklı olacaktır. Bu durumda yükleme, dinamik yükleme tipine girmiş ve tekrarlı hale gelmiştir.

Aşağıda gösterilen Gerilme-Gerinim grafiğinde; O noktasından başlanılan çekme yüklemesi B noktasına gelince geri çekilmiştir. Kuvvetin geri çekilmesi ile birlikte malzeme C noktasındaki özellikleri gösterir. Malzeme özellikleri C noktasına geldikten, parçaya bu sefer basma kuvveti uygulandığı zaman ise malzeme önce D, daha sonra da F noktasındaki özellikleri gösterir. D noktasından itibaren malzemede basma kuvveti sonucu akma meydana gelmektedir. F noktasından sonra basma kuvveti geri çekildiğinde ve tekrardan çekme kuvveti uygulandığında; kapalı bir çevrim oluşmuş olmaktadır. BCDFB çevrimi Histerisiz döngüsü olarak tanımlanır ve tipik bir yorulma çevrimidir[14].



Şekil 3.8. Tekrarlı yükleme için gerilme - gerinim grafiği.

Yukarıdaki duruma göre elastik ve plastik toplam gerinim değeri:

$$\Delta\varepsilon_t = \Delta\varepsilon_e + \Delta\varepsilon_p \text{ ya da } \Delta\varepsilon_t = \frac{\Delta\sigma}{E} + \Delta\varepsilon_p \quad (3.12)$$

3.5.3 Gerinim – ömür (ε -N) diyagramı

Uzun yıllar önce, Basquin gerilme-ömür datasını logaritmik skala kullanarak bir doğru denklemi haline getirmiştir.

$$\sigma_a = \sigma_f' (2N_f)^b \quad (3.13)$$

σ_a : gerçek gerilme çevrim genliği (the true cyclic stress amplitude)

σ_f' : yorulma direnç sabiti (fatigue strength coefficient)

$2N_f$: tersinir çevrimlerin sayısı

b : yorulma direnç üsteli (fatigue strength exponent)

σ_f' ve b değerleri malzeme özelliğidir ve - 0.05 ile - 0.12 aralığında değer alırlar.

Basquin denklemi elastik gerinim genliğine göre yeniden düzenlenirse:

$$\varepsilon_e = \frac{\sigma_a}{E} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b \quad (3.14)$$

şeklini alır.

1950 yıllarında Coffin ve Manson, birbirlerinden bağımsız olarak yorulma çevriminin plastik gerinim bileşeninin ömür üzerindeki etkisini aşağıdaki denklemle açıklamışlardır.

$$\varepsilon_p = \varepsilon_f' (2N_f)^c \quad (3.15)$$

Burada

ε_p : plastik gerinim genliği

ε_f' : yorulma süneklilik sabiti (fatigue ductility coefficient)

$2N_f$: yarım çevrimlerin sayısı

c : yorulma süneklilik üsteli (fatigue ductility exponent) olarak gösterilmektedir.

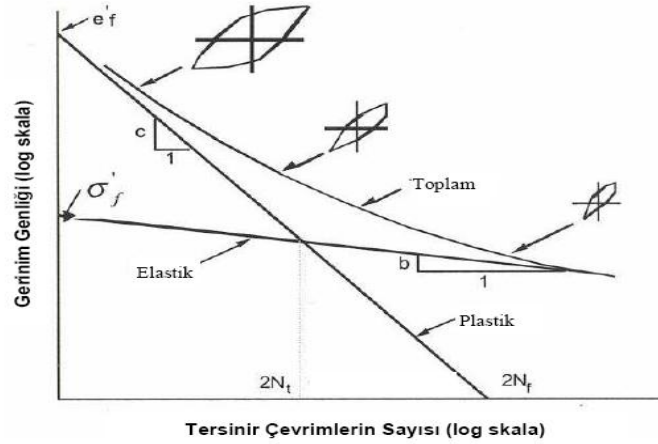
ε_f' ve c değerleri malzeme özelliğidir ve - 0.5 ve - 0.8 arasında değer alırlar. İleriki yıllarda, özellikle de Morrow tarafından yapılan çalışmalarda, toplam gerinim genliğinin elastik ve plastik birim uzama bileşenlerinin toplamına eşit olduğunu göstermiştir. Şekil 3.9' daki grafik, toplam gerinim-ömür eğrisini göstermektedir [16].

Matematiksel olarak, bu eğri Basquin ve Coffin-Manson eğrilerinin toplamını temsil etmektedir.

$$\varepsilon_t = \varepsilon_e + \varepsilon_p \quad (3.16)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3.17)$$

Bu işlemde belirli bir yorulma limiti olmadığı unutulmamalıdır. Bu yüzden $5 \cdot 10^7$ gibi bir değer, sürekli mukavemet değeri olarak alınabilir.



Şekil 3.9. Toplam gerinim-ömür eğrisi.

3.6 Yorulma Kırılmasına Neden Olan ve Yorulmayı

Tetikleyen Etkenler

Tecrübelerle dayanarak yorulma hasarlarının büyük çoğunluğunun yanlış malzeme seçiminden dolayı değil; çentik etkisi yaratan şekil düzensizlikleri, parçanın yüzey işleme kalitesi, aşırı yükleme, uygun olmayan parça boyutu, yanlış ya da eksik uygulanan birleştirme yöntemleri ve yetersiz bakım gibi nedenlerden ortaya çıktığı söylenebilir. Aşağıda yorulma hasarlarına neden olan etkenler anlatılmaya çalışılmıştır.

3.6.1 Yorulma dayanımı faktörü - K_f (Fatigue Strength Factor)

Malzemenin yorulma özellikleri ile ilgili testler genellikle çok özel ve kontrollü koşullar altında gerçekleştirilir. Eğer analiz edilecek parça test koşullarından farklı ise yorulma dayanımı düzeltme faktörü (K_f) aradaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Yorulma dayanımı düzeltme faktörü, yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez. Kısa bir tanımla; analizlerde kullanılacak malzemelerin gerçek ortamı yansıtması için laboratuvar şartlarında

oluşturulan S-N eğrilerindeki özelliklerinin düzenlemesi için kullanılır. Unutulmamalıdır ki gerçek ortam şartlarındaki malzemenin göstereceği özellikler laboratuvar ortamında ölçümleri alınıp analiz programları içinde oluşturulan malzeme kütüphanelerindeki değerlerden farklılık gösterebilir. Bu yüzden K_f faktörü 1'den küçük bir değer verilerek en uygun çevre şartları yaratılmaya çalışılmalıdır. Yüzey kalitesi gibi durumlar K_f faktörünü direkt olarak etkileyebilir. Yüzeyi hassas şekilde işlenmiş bir silindirik numune parçanın S-N özelliklerini belirlemek için standart hale getirilmiş örneğin bir R.R. Moore testi uygulanarak numunenin dönme halindeyken eğilme zorlanması durumunda yorulma özelliklerine bakılabilir. Testte kullanılan numuneler yaklaşık 6 mm çapında olup, tam değişken eğilme yüklerine maruz bırakılmaktadır. Deneydeki numunenin hesaplanan yorulma gerilmesi S_e' , gerçek ortam şartlarında yüklemeye maruz bırakılan elemanın yorulma gerilmesi ise S_e ile ifade edilebilir.

$$S_e = S_e' \cdot C_{\text{çentik}} \cdot C_{\text{boyut}} \cdot C_{\text{yükleme}} \cdot C_{\text{yüzey}} \dots \quad (3.18)$$

ifadesi ile belirlenebilir. Burada;

$C_{\text{çentik}}$: Parça üzerinde bulunan çentiklerin etkisini,

C_{boyut} : Parça boyutunun etkisini,

$C_{\text{yükleme}}$: Parça üzerinde gelen yükleme tipinin etkisini,

$C_{\text{yüzey}}$: Parça yüzey kalitesi etkisini; ifade eden parametrelerdir ve bunlar yorulma dayanımı düzeltme faktörü (K_f) olarak kullanılmaktadır.

$$K_f = 1 / (C_{\text{çentik}} \cdot C_{\text{boyut}} \cdot C_{\text{yükleme}} \cdot C_{\text{yüzey}} \dots) \quad (3.19)$$

eşitliği ile hesaplanabilir [16].

Unutulmamalıdır ki bu faktörlerin hepsi deneysel sonuçlardan elde edilmiştir ve genellikle çelik malzemeler için uygulanabilirliği kabul edilebilir. Yorulma hesaplamalarında gerçek ortam şartlarının göz önüne alınarak yaklaşık hesaplamaların yapıldığı durumlarda kullanılmalı ve herhangi bir teorik temele dayandırılmamalıdır

3.6.2 Parça boyutunun etkisi

Parça boyutları büyüdükçe kesitler boyunca gerilme dağılımı üniform olmaktan uzaklaşmakta, belirsizlikler doğmaktadır. Bu durumun da elemanın mukavemetini azalttığı düşünülmektedir [20].

Eğer mil çapı 8 mm' den küçükse boyut etkisi;

$$C_{\text{boyut}} = 1 \quad (3.20)$$

kabul edilebilir.

Eğer çap 8 mm ile 250 mm arasında ise;

$$C_{\text{boyut}} = 1.189.d^{-0.097} \quad (3.21)$$

Eşitliği ile hesaplanabilir.

Özellikle araçların güç aktarma organlarında bulunan dönen elemanların analizinde boyut etkisi önem kazanmaktadır. Düzgün olmayan kesitlere sahip parçaların eşdeğer çapı hesaplanarak yorulma hesaplamalarına devam edilebilir. Örneğin dikdörtgen kesitli bir yapıda; eşdeğer çapı belirlemek için;

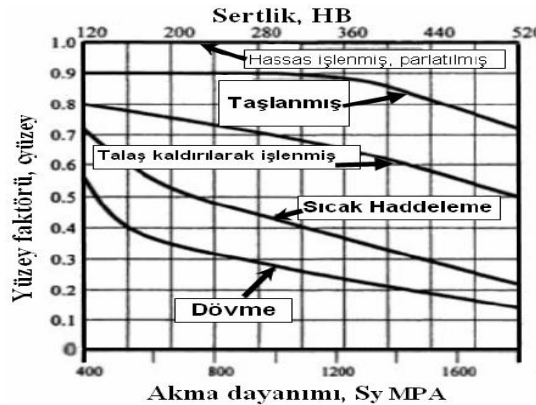
$$d_{\text{eq}}^2 = 0.65.w.t \quad (3.22)$$

eşitliği kullanılabilir. Burada; d_{eq} : eşdeğer numune çapı; w: genişlik; t: kalınlık olarak ifade edilmektedir [16].

3.6.3 Parçanın yüzey işleme kalitesi

Birçok yorulma hasarı parçanın yüzeyinde olduğu için parçanın yüzey durumunun yorulma davranışına etkisi oldukça fazladır.

Laboratuar testleri dışında kullanılan birçok mühendislik parçası çok hassas işlenmiş olsa bile yüzey durumunun malzemenin yorulma dayanımına olumsuz etkisi bulunmaktadır. Şekil 3.10' da; çelikler için yüzey pürüzlülüğü faktörü ($c_{\text{yüzey}}$); parlatma, taşlama, talaş kaldırarak işleme, sıcak haddeme ve dövme gibi farklı prosesler sonucu akma dayanım değerlerine göre karşılaştırmalı grafiği verilmiştir. Yüzey pürüzlülüğü faktörü; taşlama işleminde 0.9' dan 0.7' ye, Talaşlı işlemede ise 0.8'den 0.5'e kadar düşüş göstermektedir. Fakat sıcak haddelenmiş veya dövülmüş malzemelerde, bu faktör 0.75'den 0.15'e kadar oldukça düşüş göstermektedir [20].



Şekil 3.10. Çeliğin farklı imalatlara göre yüzey faktörü ve akma dayanımı.

3.6.4 Yükleme tipinin etkisi

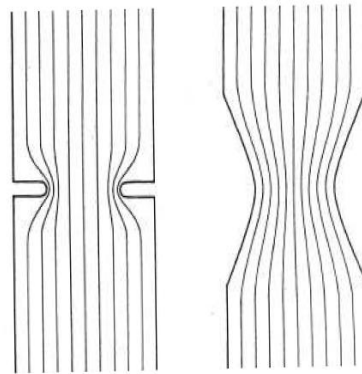
Yorulma dataları bir rejime göre ölçülmektedir. Örneğin eksenel çeki metoduna göre ölçülen değerler diğer metotlar (eğme, bükme) ile analiz yapılırken $c_{yük}$ düzeltme katsayısı ile kullanılabilir. Çizelge 3.2' de 10^6 çevrimdeki çeşitli yüklemeler için düzeltme katsayıları görülmektedir [16].

Çizelge 3.2. Yükleme tipine göre düzeltme katsayıları.

Testteki Yükleme	Uygulamadaki Yükleme	$C_{yük}$
Eksenel	Eğilme	1,25
Eksenel	Burulma	0,725
Eğilme	Burulma	0,58
Eğilme	Eksenel	0,8
Burulma	Eksenel	1,38
Burulma	Eğilme	1,72

3.6.5 Çentik etkisi

Makine parçalarında birçok geometrik süreksizlik bulunmaktadır. Bunun nedeni; parçaların montaj edilebilirliklerini, birleştirilebilmelerini ve yataklanabilmelerini kolaylaştırmaktır. Bu amaç ile parçalarda; delik, fatura, kama yuvası, keskin köseler ve çentik gibi geometrik düzensizliklere neden olacak şekil farklılıkları oluşturulmaktadır. Çentikli bir numunede aşağıdaki şekilde de görüldüğü üzere, çentik bölgelerinde bu akış çizgileri sıklaşmaya başlamakta; bu da gerilme yığılmalarına neden olmaktadır. Gerilme dağılımı parça üzerinde düzensizleşerek, çentik kökünde maksimum bir değere ulaşmaktadır. (σ_{max})



Şekil 3.11. Silindirik iki numunede, çentik etkisi sonucu kuvvet akış çizgileri.

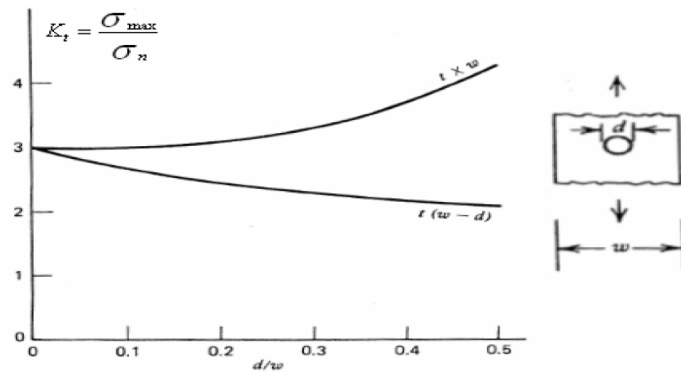
Çentikler, gerilme ve gerinimlerin parça üzerindeki çentik bölgelerinde yığılma yapmasına neden olur. Bu yığılmanın mertebesi çentikli parçaların yorulma dayanımı için bir faktör oluşturmaktadır. Bu faktör; K_t olarak gösterilmekte ve teorik gerilme

yığılması faktörü adını almaktadır. Çentik bölgesindeki maksimum gerilme veya gerinim değerinin, parça üzerindeki nominal gerilme veya gerinim değerine oranıdır.

$$K_t = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n} = \frac{\varepsilon_{\max}}{\varepsilon_n} \text{ şeklinde} \quad (3.23)$$

$$\frac{\sigma}{\varepsilon} = E = \text{sbt. olmak koşulu ile hesaplanabilir.} \quad (3.24)$$

Bu formülde; $\sigma_{\max}$ ve $\varepsilon_{\max}$ değerleri çentik bölgesinde oluşan en yüksek lokal gerilme ve gerinim değerlerini; σ_n ve ε_n değerleri ise çentikli parça üzerindeki nominal gerilme ve gerinim değerlerini göstermektedir. K_t faktörünü aşağıda gösterilen ortası delikli bir plakada inceleyebiliriz. Şekil 3.12' deki grafikte; K_t faktörünün, delik çapının plaka genişliğine oranının durumu gösterilmiştir. Üstte kalan eğride, nominal gerilme hesaplanırken alınan alan $t \times w$ iken; altta kalan eğride nominal gerilmenin hesaplanmasında alınan alan $t(w - d)$ ' dir [20].



Şekil 3.12. Ortası delikli bir plakadaki teorik gerilme yığılması faktörü

Makina sektöründe birbirinden oldukça farklı özelliklere sahip malzemeler kullanılmaktadır, bu malzemelerin çentik etkisine karşı dayanım hassasiyetleri de değişkenlik göstermektedir. Aynı çentik geometrisine sahip birer adet sünek ve gevrek malzemelerden numuneler incelendiğinde; gevrek malzemenin çentik bölgesinden hemen kırıldığını, sünek malzemedede ise kırılmanın geciktiği görülmektedir. Dolayısıyla; çentik geometrisi (K_t) dışında, malzeme tipinin de çentik etkisinde önemli bir payı olduğu söylenebilmektedir. Çentikli parçaların yorulma dayanımını sadece teorik gerilme yığılması faktörü (K_t) değil, ayrıca malzemenin özellikleri, malzemenin dayanımı, ortalama gerilme değeri ve gerilme genlikleri de etkiler. Teorik olarak aynı yüksek çevrimli yorulma ömrünü elde eden, yani çentikli ve çentiksiz numunelerde mikro çatlakların başladığı aynı maksimum gerilme değerinde; çentiksiz numunedeki nominal dayanım değeri, çentikli numunedeki

dayanımdan K_t faktörü kadar daha yüksektir. Fakat, testler ortaya koymuştur ki; çentikli bir numunenin tekrarlı yüklemeler altındaki yorulma dayanımı, çentiksiz bir numunenin dayanımına göre K_t faktörü ile değil, K_ϕ faktörünün etkisi ile düşmektedir. K_ϕ faktörü; çentik faktörü olarak adlandırılmakta ve belli bir malzemeden yapılmış bir deney çubuğunun çentiksiz olarak dayanabildiği yorulma dayanımının, aynı çubuğu aynı koşullar altında çentikli olarak dayanabildiği yorulma dayanımına oranı ile hesaplanmaktadır [21].

$$K_\phi = \frac{\text{centiksiz parcada yorulma}}{\text{centikli parcada yorulma}} \quad (3.25)$$

Genellikle; K_ϕ , K_t ' e eşit ya da ondan küçüktür. Bu iki faktör arasındaki fark, çentik çapının veya malzemenin kopma dayanımının azalması ile artmaktadır. Ayrıca tamamıyla gevrek malzemeler için bu iki faktörün değerinin birbirine eşit olduğu söylenebilir. Malzemelerin çentiğe karşı duyarlılıkları bir 'q' çentik hassasiyet faktörü ile belirtilmektedir. Bu faktör kısacası; K_ϕ ' nin K_t değerine yaklaşma derecesi olarak düşünülebilir ve aşağıdaki formül ile belirtilmektedir.

$$q = \frac{K_\phi - 1}{K_t - 1} \quad (3.26)$$

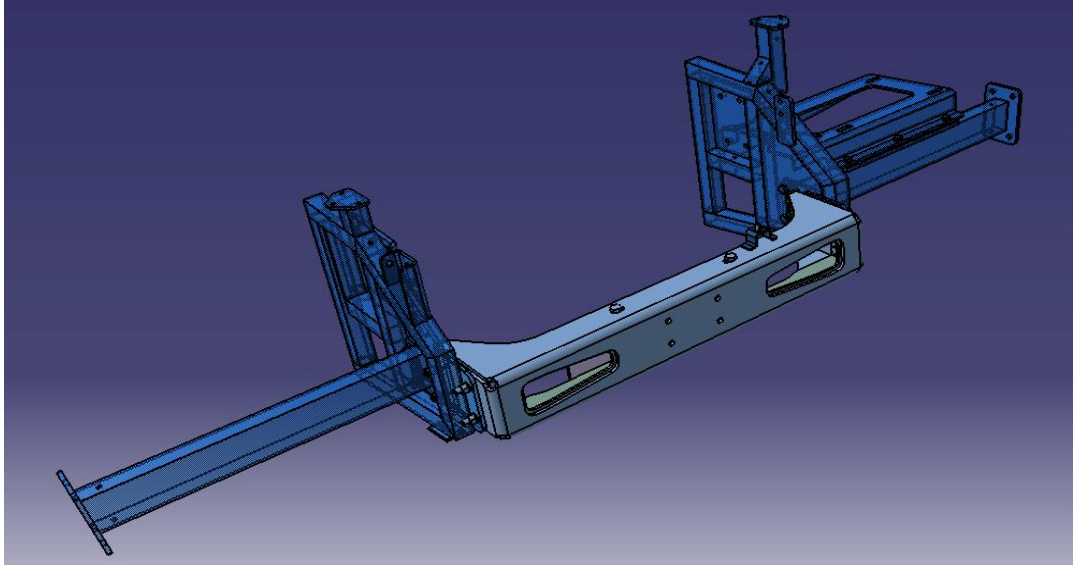
bu formül düzenlenecek olursa

$$K_\phi = q \cdot (K_t - 1) + 1 \quad (3.27)$$

Bir malzeme çentiğe karşı oldukça hassasiyete sahip yani son derece gevrek ise, K_ϕ ile K_t birbirine eşit olması gerektiği için; $q=1$ olmak zorundadır. Malzeme çentiğe karşı hiçbir hassasiyet göstermiyor ise $K_\phi=1$ olması gerektiğinden, $q=0$ olmalıdır. Bu durumda; q değeri için, $0 \leq q \leq 1$ olması gerektiği gözükmemektedir.

4. MEVCUT ARKA ÇEKİ KANCASI TAŞIYICISININ STATİK ANALİZİ

Bu bölümde amaç örme şasili HD Safari aracının arka çeki kancası taşıyıcı yapısının 94/20/EC regülasyonuna göre 3.5 tonluk römork yükünde Lineer- Statik analizi yapılmasıdır.



Şekil 4.1. HD safari arka çeki kancası taşıyıcı yapısı genel görünümü.

94/20/EC direktifi, arka çeki kancalarının ve kancaları taşıyıcı yapıların dayanması gereken yükleme şartlarını düzenlemektedir. Buna göre yapının aşağıdaki kuvvete 2 milyon çevrim dayanması gerekmektedir.

$$F = \pm 0.6g \left(\frac{T \times R}{T + R} \right) (kN) \quad (4.1)$$

burada

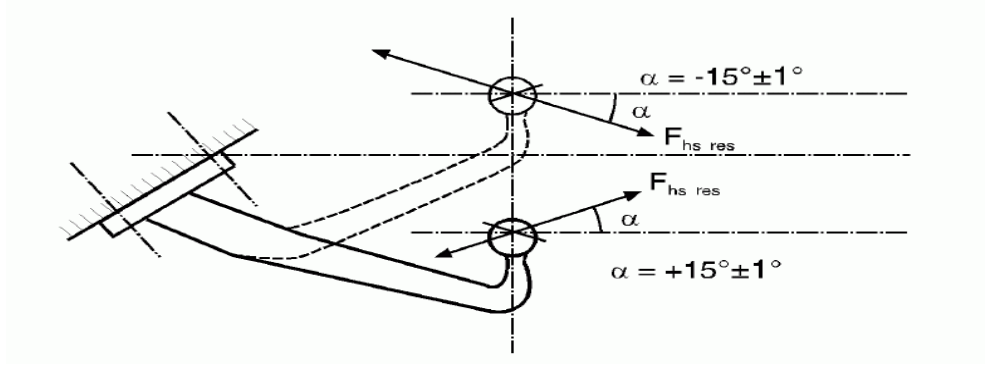
$g = 9,81$ (yer çekimi ivmesi)

T = Çeken aracın toplam ağırlığı (GW) (ton)

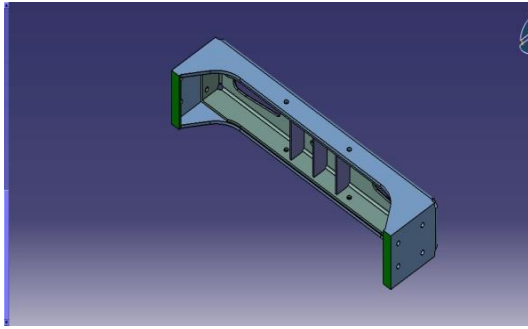
R = Römork/treyler ağırlığı (ton)

HD SAFARI için $T = 19$ ton $R = 3,5$ ton olduğun göre $F = \pm 17,4$ kN

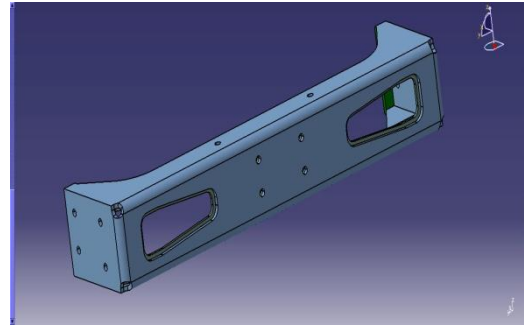
Kuvvet kanca topuzunun konumuna bağlı olarak $+15^\circ$ veya -15° açıyla uygulanır.



Şekil 4.2. Kuvvetin uygulama yönü.



Şekil 4.3.a) Modelin arkadan görünüşü.

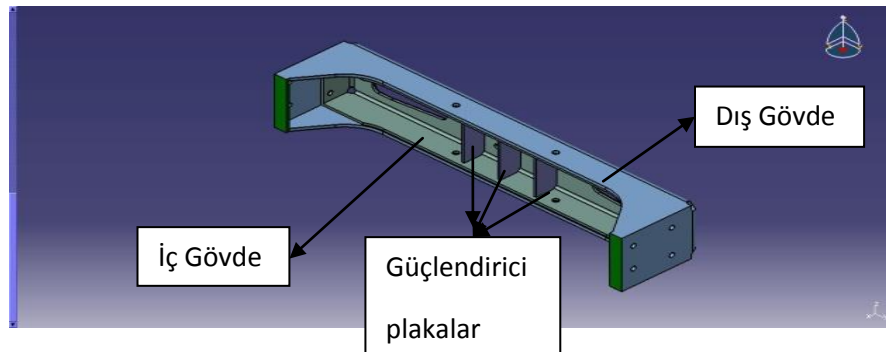


Şekil 4.3.b) Modelin önden görünüşü.

Şekil 4.3. Analizde kullanılacak beş parçalı geometrik modelin görünüşleri.

Model Catia V5 ortamında oluşturulmuş olup analiz ortamına herhangi bir değişiklik yapılmadan atılmıştır. Gerçekleştirilecek olan analiz çeşidi Lineer-Statik analiz özellikleri taşıyan analiz tipi olacaktır. Sonlu elemanlar metoduna göre hesap yapan Ansys Workbench Static Analysis modülü ile çalışılacaktır. Modeldeki ilgili parçaların malzemesinin Lineer-Elastik olduğu özelliklere sahip olduğu kabul edilmiştir. Bu yüzden programa tek bir elastisite modülü girilmiştir. Burada asıl amaç mevcut sorunlu parçanın statik analizi yapılarak parça üzerinde nerelerde gerilmenin fazla olduğu tespit etmektir.

4.1 Arka Çeki Kancası Hakkında Genel Bilgi



Şekil 4.4. Model üzerindeki parçaların adlandırılması.

Parçalar çizim programında sheet metal modülünde çizilmiş olup üretim şekli ise metallerin bükülmesi yoluyla elde edilmiştir.

4.2 Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

Günümüzün gelişmiş mühendislik uygulamalarında malzeme seçimi oldukça önemli bir asamadır. Malzeme seçimi denilince ilk akla gelen metalürji ya da malzeme mühendisleridir, fakat yeni bir tasarım oluşturulurken ya da mevcut bir ürün geliştirilirken, bu alanlar dışında birçok daldan mühendis malzeme seçiminde görev almaktadır. Bu amaçla tasarım mühendisi ile malzeme mühendisi malzeme seçimi çalışmalarında ortak hareket etmek zorundadırlar. Malzeme tipi seçiminde ve seçilen malzemenin üretimde kullanılabilirliğinde; ürün tasarımı, maliyet, bulunabilirlik, geri dönüşüm durumu ve performans gibi özellikleri detaylı bir şekilde incelenmeli ve seçim parametreleri, birbirinden ayrı tutulmadan hareket edilmesi gerekmektedir [22].

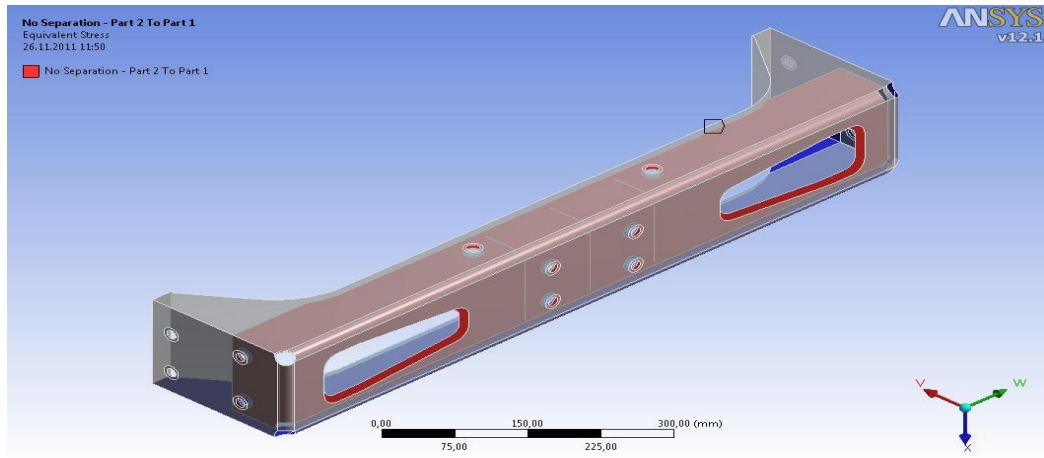
Problemde analizler Lineer-Elastik malzemelerin yapısal statik ve yorulma analizleri olacağından, malzemenin termal ve elektriksel özelliklerini dikkate almaya ve değiştirmeye gerek yoktur. İlk aşamada Statik analizler anlatılacağından ve sadece izotropik malzemeyle lineer elastik çözüm yaptırılacağı için; Young's Modulus (elastisite modülü) ve Poisson's Ratio (poisson oranı) bilgileri yeterli olmaktadır. Elastisite modülü; izotropik elastik bir malzemeye uygulanan kuvvet sonucu oluşacak deformasyona karşı malzemenin göstermiş olduğu dirençtir. Gerilmenin, gerinmeye bölünmesiyle hesaplanır. Gerinme birimsiz olduğundan, elastisite modülü birimi gerilme birimi ile aynıdır. Poisson oranı çelikler için 0,27 ile 0,30 arası değerler alınabilir [23].

İzotropik malzemedede; X/Y/Z eksenlerinin doğrultusunda malzeme özelliklerinde değişkenlik olmadığı varsayılır. Bu durumda her eksen için Elastisite modülü ve Poisson oranı aynıdır. Genellikle metal ve alaşımlarının kullanıldığı yapısal analizlerde, malzemelerin izotropik olduğu kabulünde bulunulur. Aşağıda verilen elastisite modülü ve Poisson oranı AW programının yapısal çelik malzemesi özelliklerine girilmiştir. İzotropik malzemelerde belirlenen malzeme özellikleri X koordinatı için girilmiş olup, diğer koordinatlar için de malzeme X koordinatında göstermiş olduğu özellikleri korumaktadır.

- Elastisite Modülü: 2E+05 Mpa - Poisson Oranı: 0,3 (birimsizdir)

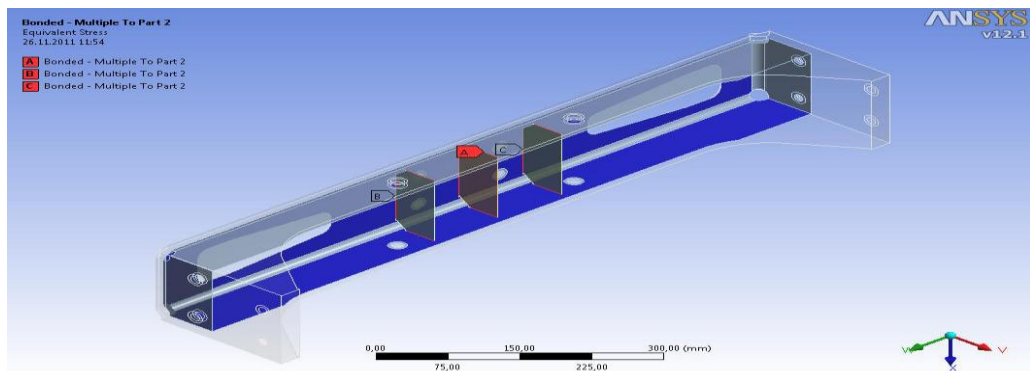
4.3 Temas Bölgelerinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken ikinci aşama; ilgili parçaların birbirine temas eden bölgelerinin tanımlanmasıdır. Analiz programlarında temas bölgesi oluşturularak; parçaları birbirine bağlamanın yanında yapısal yüklerin transfer edileceği yollar tanımlanır. Aşağıdaki şekillerde de görüldüğü gibi; parçaların birbirine temas eden yüzeyleri seçilmiş, kuvvet aktarımının gerçekleşeceği bölgeler tanımlanmıştır. Bu temas bölgeleri oluşturulurken ‘No-Seperation’ ve ‘Bonded’ temas tipi seçilmiştir. Aşağıdaki şekilde iç gövdenin dış kısmıyla dış gövdenin iç kısmı arasında no-seperation temas tipi tanımlanmıştır.



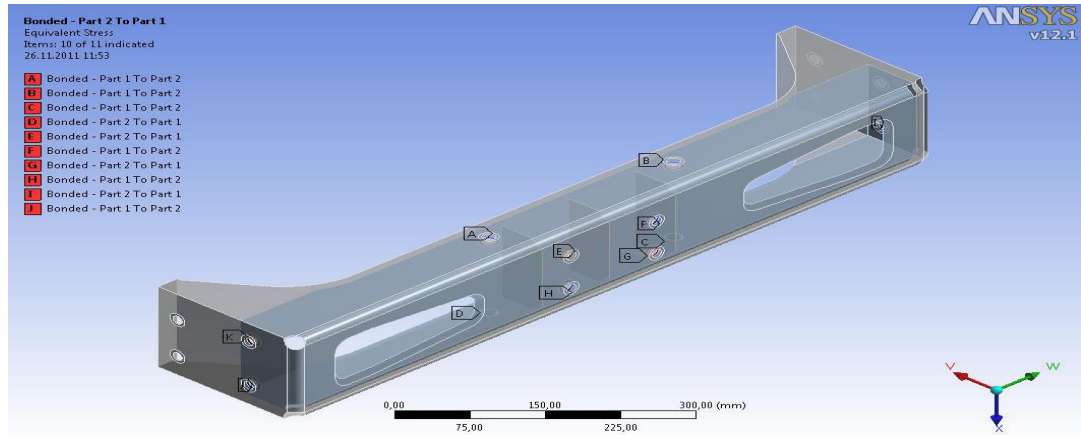
Şekil 4.5. İç gövde ile dış gövde arasında temas yüzeyleri.

İç gövde ile güçlendirici plakalar arasında multiple bonded temas tipi tanımlanmıştır. Bu temas tipi aşağıdaki şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.6. İç gövde ile güçlendirici plakalar arasındaki temas yüzeyleri.

İç gövde ile dış gövde arasındaki bağlantılar civata ile sağlanacağından AW DesignModeler kısmında delik çevresinde imprint face tanımlanmıştır. Yani bir nevi temas alanı oluşturulmuştur. Bu temas tipi de aşağıda tanımlanmıştır. Bu tanımlanan alanlar arası temas tipi bonded olarak seçilmiştir.



Şekil 4.7. Cıvata deliklerinin çevresinde oluşturulan alan ve temas yüzeyleri.

Temas bölgesi oluşturulurken seçilen temas tipi, analizin lineer ya da non-lineer olmasını etkiler. Temas bölgesinin doğru seçilip, modele tanımlanması analiz sonuçlarına en çok etki eden aşamalardan biridir. Seçilen temas tipine göre program parçaların belirli yükler altında birbirine göre nasıl hareket edeceğini tanımlar. Aşağıda AW programında temas bölgeleri oluştururken, temelde seçilen temas tipleri anlatılmıştır. Bu temas tipleri, genellikle yüzey-yüzey temas bölgesi oluşturulurken kullanılır [24].

- **Bonded:** Bu özellik temas bölgesi oluşturulurken en çok seçilen ve de programın kullanıcıya herhangi bir ayar yapmaksızın önereceği durumdur. Bu durum seçildiğinde, yükler altındaki temas yüzeyleri arasında hiçbir şekilde kayma ya da hareket olmadığı kabul edilir. Yüzeylerin tamamen birbirine yapıştırıldığı düşünülebilir. Bu sebeple, analiz sonuçları Lineer olacaktır.

- **No Separation:** ‘Bonded’ durumuna benzer bir temas bölgesi oluşturulur. Sadece yüzey-yüzey temas bölgesi oluşturulurken kullanılır ve yüzeyler arası ayrılma olmasına izin verilmeden, sadece temas yüzeylerinde sürtünmesiz kayma hareketinin oluşmasına olanak verilir.

- **Frictionless:** Sürtünme katsayısının ‘0’ alındığı durumdur. Bu yüzden parçalar arasında kayma hareketi serbestliği vardır. Sonuçlar Nonlineer oluşacaktır, çünkü kuvvet değiştikçe temas bölgesi de değişecektir. Kayda değer bir sonuç alınmak isteniyorsa, yapı düzgün bir şekilde oluşturulmalıdır. Ayrıca zayıf kuvvete sahip yaylar parçaların kayma sırasında birbirinden ayrılmaması için modele eklenebilir.

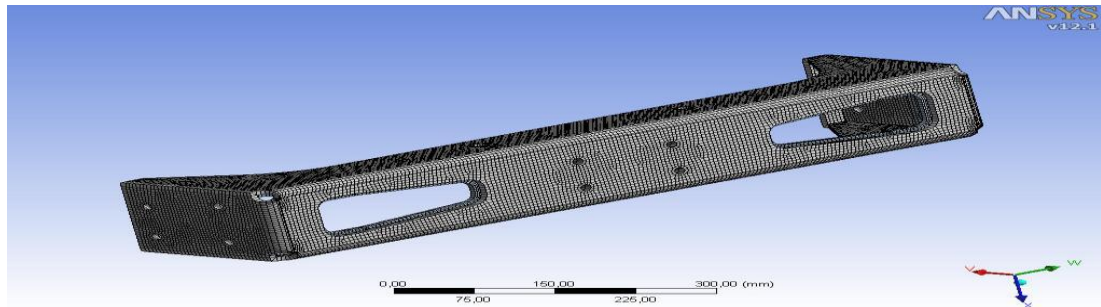
Ayrıca temas bölgesi oluştururken diğer seçmemiz gereken bir özellik de temas davranış tipidir. Simetrik (symmetric), asimetrik (asymmetric) ve oto-asimetrik (Auto-asymmetric) olarak 3 tipi bulunan bu parametre sayesinde oluşacak temas çiftlerinin birbirlerine olan davranış özellikleri belirlenir. Seçilen temas davranış tipi eğer simetrik ise; temas yüzeyine gelen kuvvet her ne eksenden gelirse gelsin, yüzeylerin birbirine karşı davranışı aynı olacaktır.

4.4 Ağ Yapısının Oluşturulması

Her türlü sonlu elemanlar analizi çalışmasının önemli aşamalarından biri de ağ yapısı oluşturma (meshing) kısmıdır. Amacı; modeli belirli adette sonlu elemana ayırmaktır. Sonlu elemanlar yönteminin adı esasen bu ağ oluşturma prosesinden gelmektedir. Kısaca; ağ yapısı oluşturma, bir yüzeyin veya 3 boyutlu bir cismin sonlu sayıda küçük elemana ayrılmasıdır. Elemanlar birbirlerine, ortak kullandıkları düğümler (node) ile bağlıdır. Bu düğümler ile elemanların birleşimi sonucu oluşan yapıya 'Mesh' denilmektedir. Ağ yapısı içindeki her bir eleman; modelin önceden belirlenmiş ya da belirlenecek malzeme özelliklerini ve yapısal özelliklerini kendisi için de kabul ederek, maruz kalınacak yükler ve ortam şartları için en uygun sonuçları oluşturmaya çalışacaktır.

Ağ yapısının yoğunluğu ve kalitesi sonlu elemanlar yöntemi için büyük bir öneme sahiptir. Düşük ağ yapısı yoğunluğu ve kalitesi, analiz sonuçlarının gerçekten farklı olmasına neden olur. Yüksek ağ yapısı yoğunluğu ve kalitesi ise analizlerin maliyetli ve vakit almasına neden olurken, gerçeğe çok daha uygun analiz sonuçları ortaya çıkarmaktadır.

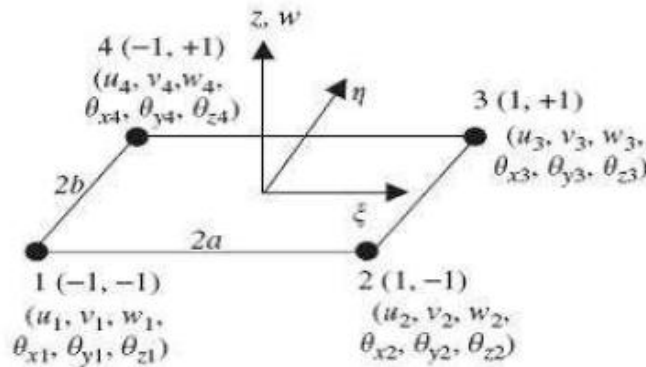
Şekil 4.8' de mevcut tasarıma ait sonlu elemanlar modelinin ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 4.8. AW programında otomatik olarak gerçekleştirilen ağ yapısı modeli.

Ağ yapısı oluşturma işlemi yapılmadan önce parçanın orta düzlemi alınarak ve Uniform Quad metodu uygulanmıştır. Toplam 32704 adet düğüm sonlu elemanlar modelinde ağ yapısı elemanlarını birbirine bağlamak üzere oluşturulmuştur. Düğümler sayesinde birbirine bağlanan toplam 26394 adet eleman program tarafından otomatik olarak oluşturulmuştur.

Kabuk eleman tipi; her türlü yönden gelebilecek yükleri taşıyabilecek bir eleman tipidir ve bu yüzden yüzeylerde eğilme ve burulma sonucu oluşabilecek deformasyonları karşılayabilir. Genellikle çeşitli yapıların, kubbelerinin, ya da farklı mimari özellikler gerektiren kilise ve cami gibi yapıların, silindirik sekle sahip su tanklarının ve uçak gövdelerinin sonlu eleman modeli oluşturulurken kullanılır. Kabuk eleman tipi 6 adet serbestlik derecesine sahiptir. Doğrusal X,Y ve Z düzlemlerinde öteleme hareketi yapabilirken, dairesel X,Y ve Z eksenlerinde ise dönme hareketi yapabilmektedir. Şekil 4.9’ da; dörtgen bir kabuk elemanı, düğüm noktalarındaki serbestlik dereceleri ile gösterilmiştir [25].



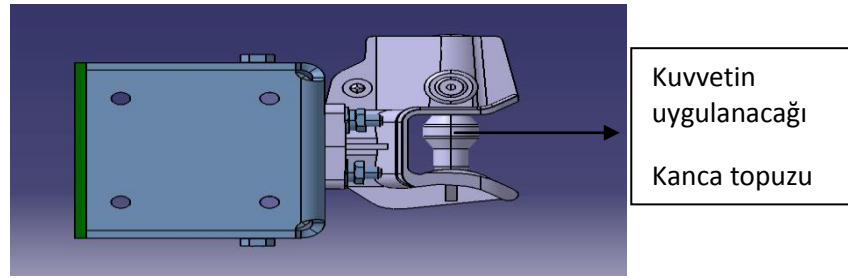
Şekil 4.9. Dörtgen kabuk elemanın düğüm noktalarındaki serbestlik dereceleri.

4 düğüm noktasına sahip Shell181 isimli kabuk eleman tipi; genellikle ince yapıların modellenmesinde kullanılır. Bu eleman tipinin çoğunlukla dörtgen çeşidi kullanılmakta olup, üçgen tipi ağ yapısında boşluk kalan bölgeleri doldurma amacıyla kullanılmaktadır. Shell181 eleman tipi; lineer, büyük dönme hareketlerinin olduğu ve non-lineer gerinimlerin beklendiği yapıların modellenmesinde uygun sonuçlar vermektedir. [24]

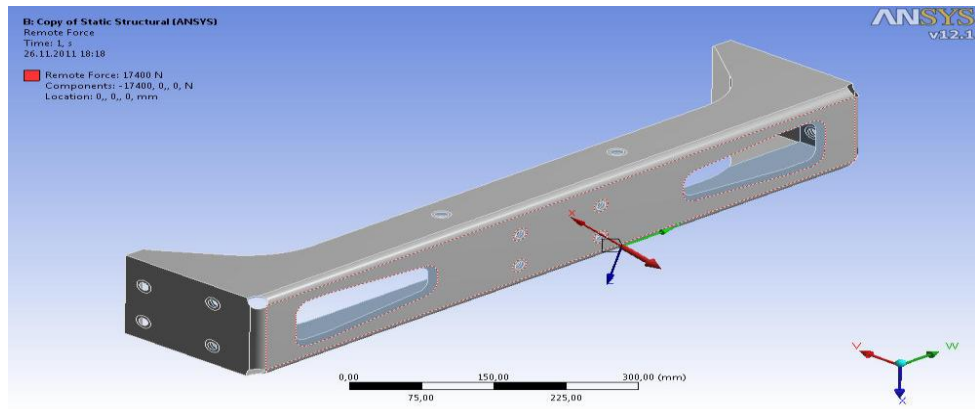
4.5 Parça Üzerine Gelen Kuvvetler

Kuvvet kanca topuzuna 15 derecelik açıyla uygulanacaktır. Bunun programa tanımlanması için yeni bir koordinat sistemi tanımlamayı zorunlu kılmıştır. Parçanın

dışında hayali bir nokta üzerinden kuvvet uygulanabilmesi için 'Remote Force' seçeneği kullanılmıştır.

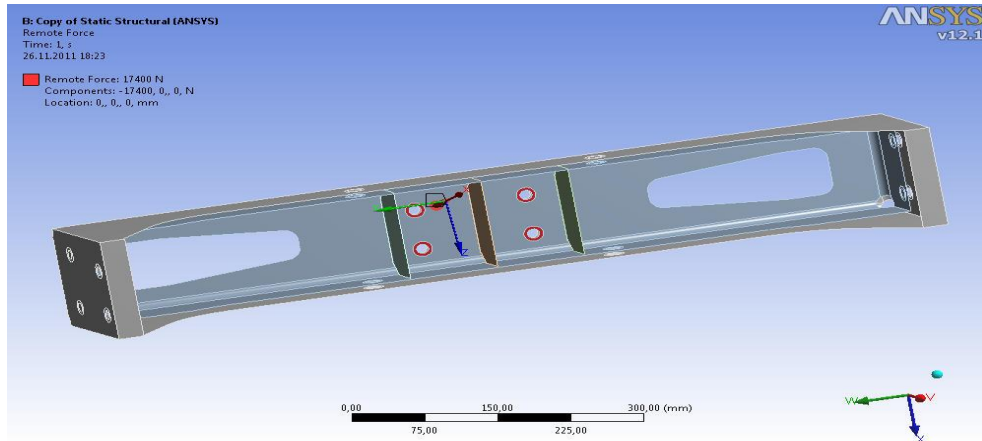


Şekil 4.10. Kancanın parçaya bağlanması ve kanca topuzu konumu.



Şekil 4.11. AW de kuvvetin uygulanışı.

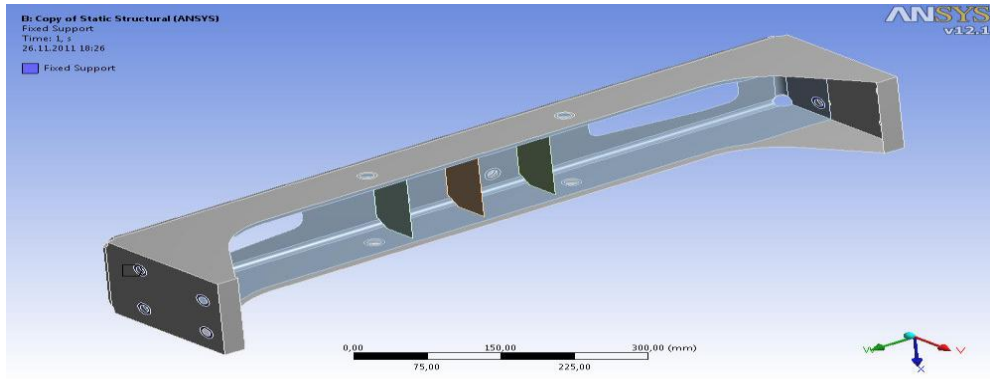
Kuvvetin uygulandığı yüzey ise aşağıdaki şekilde gibidir.



Şekil 4.12. Kuvvetin uygulanacağı yüzeyler.

4.6 Parça Üzerindeki Sınır Şartları

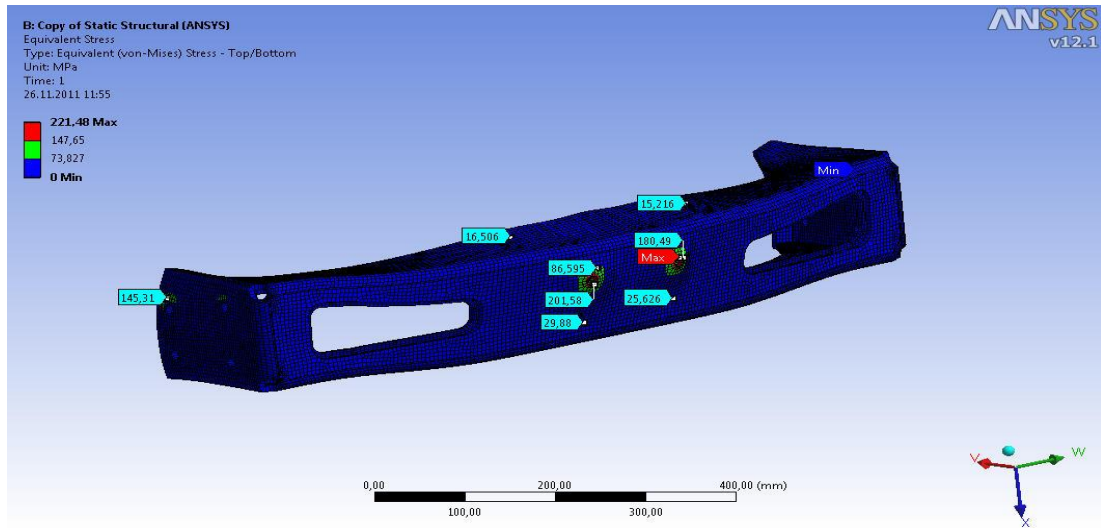
Sınır şartları oluşturulurken, gerçeğe en yakın sonuçları elde etmek için en uygun şartları göz önüne almalıyız. Modelin yan tarafında bulunan toplam 8 civatayla şasiye bağlanan parçamıza bu bölgelerden 'fixed support' tanımlanmıştır.



Şekil 4.13. Sınır şartları.

4.7 Parçanın Sonlu Elemanlar Analizi

Mevcut tasarımın sonlu elemanlar modeli oluşturulduktan sonra, lineer-elastik durum için statik analiz sonuçları alınacaktır. Şekil 4.14 de model üzerinde oluşan gerilmelerin (*stress*) detaylı sonlu elemanlar sonuçları görülmektedir.



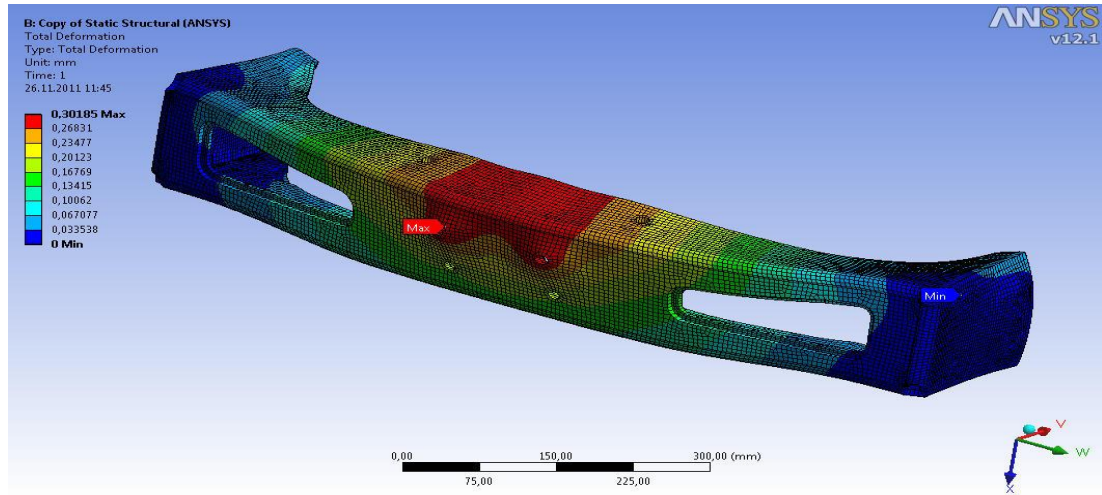
Şekil 4.14. Mevcut model üzerinde oluşan eş değer Von-Mises gerilmeleri.

Eşdeğer Von-Mises gerilmesi; aşağıda formülü gösterilen asal gerilmeler ile ilişkilidir. Es değer gerilme, diğer adıyla Von-Mises gerilmesi, tasarım ve sonlu elemanlar analizi çalışmalarında oldukça sık kullanılan, herhangi bir bölgedeki 3 boyutlu gerilmelerin tek bir pozitif gerilmeye indirgenmesine olanak sağlayan gerilmedir. Özellikle çelik ve alüminyum gibi sünek malzemelerin kullanıldığı bu tip sonlu elemanlar analizlerinde, kullanıcının analizleri malzemenin akma direnç değeri ile kolay bir şekilde karşılaştırarak, yorum yapmasına olanak sağlar. Formül 4.2' de; eş değer gerilmenin, asal gerilmelerden hesaplanması verilmiştir [24].

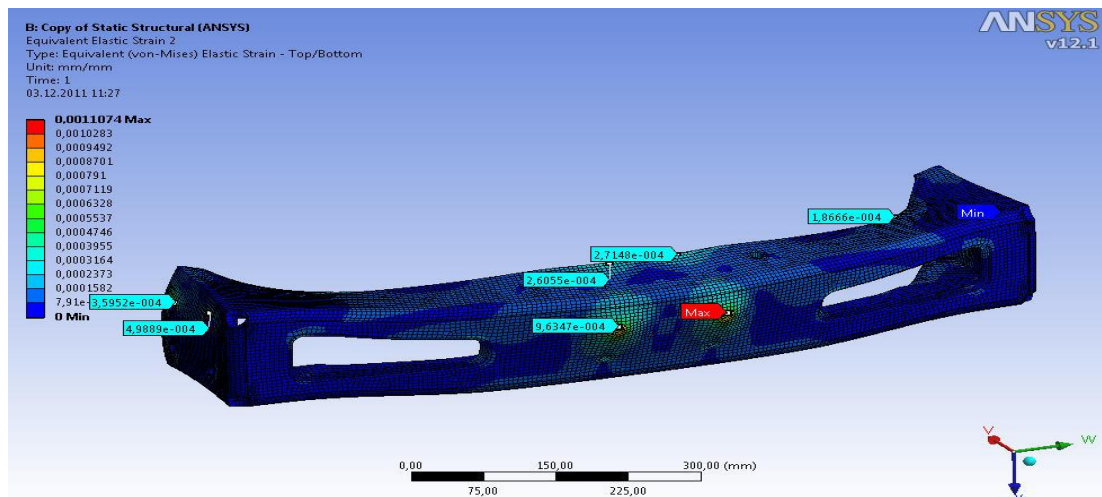
$$\sigma_e = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (4.2)$$

Şekil 4.15 de görüldüğü üzere, en yüksek gerilmeler kancanın bağlanmış olduğu delik çevresinde oluşmuştur. Bu parça üzerinde yapılan testlerde bu kısımda çatlama gözlenmiştir. 221,48 MPa değeri çatlak oluşmasının ana nedenidir.

Şekil 4.15 de görüldüğü üzere; mevcut modelin üzerinde oluşan en yüksek toplam deformasyon değeri 0,30185 değerindedir. Yukarıdaki şekillerde görüldüğü üzere; model üzerindeki en emniyetsiz bölge çentik etkisinin yaşandığı ve çatlak problemin başladığı bölgedir. Bu bölge aynı zamanda en yüksek Von-Mises gerilmelerin ve deformasyonların gözlemlendiği bölgedir.



Şekil 4.15. Model üzerinde toplam deformasyon değerleri.

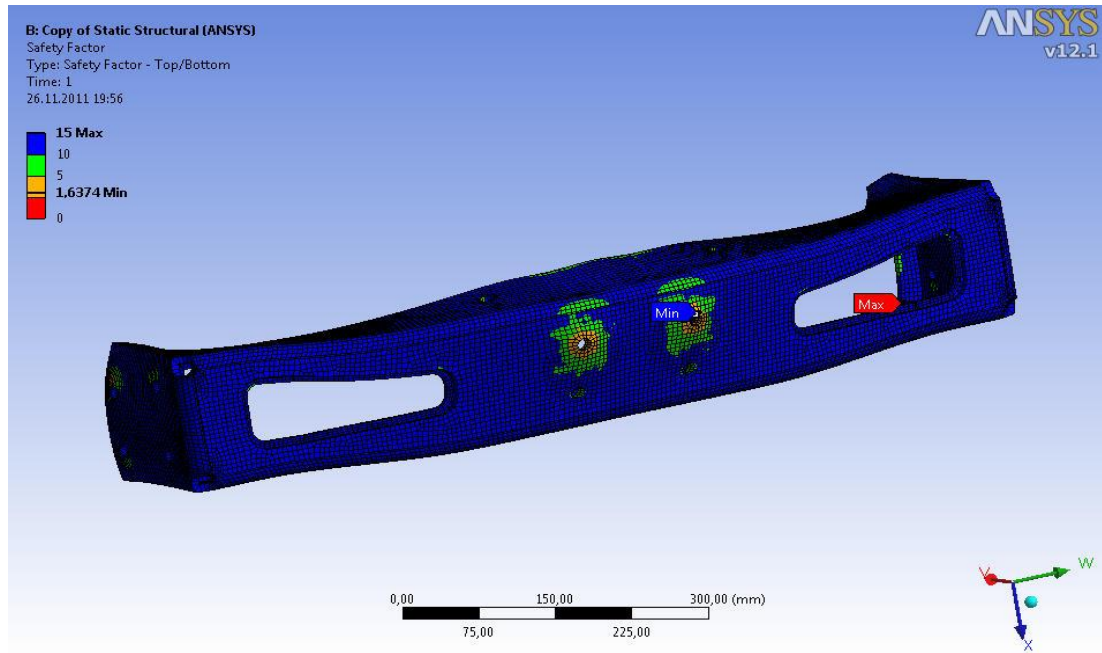


Şekil 4.16. Model üzerinde eşdeğer elastik gerinim.

Gerilme araçları kullanılarak ve seçilen malzemenin akma dayanımı göz önüne alınarak modelin emniyet dereceleri incelenebilir. Bu amaçla maksimum eşdeğer

gerilme teorisi seçilmiş ve modelin emniyet faktörü (safety factor) ve gerilme oranı (stress ratio) hesaplanmıştır. Şekil 4.17’de mevcut yapının emniyet faktörü hesaplanmış ve güvenli bölgeler mavi, emniyetsiz bölgeler ise kırmızı renk ile gösterilmiştir. Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken; malzeme seçimi aşamasında, St 52 yapı çeliği kullanılmış ve bu malzemenin minimum akma dayanımı 355 MPa, kopma dayanımı 550 MPa olarak girilmiştir. Emniyet faktörü hesaplanırken; aşağıdaki formül (4.3) dikkate alınmış olup, formüldeki F_s değeri emniyet faktörünü belirtmekte, S_{limit} malzemenin akmaya başladığı gerilme değerini (355Mpa) ve σ_e değeri de model üzerindeki belirli bir noktanın eşdeğer gerilme değerini belirtmektedir. Model üzerindeki minimum emniyet faktörü değeri çatlak probleminin başlangıç noktası olduğu ve en yüksek gerilmenin gözlemlendiği yerde oluşmuştur ve değeri de yaklaşık olarak 1,6374 değerindedir.

$$F_s = \frac{S_{limit}}{\sigma_e} \quad (4.3)$$



Şekil 4.17. Model üzerindeki emniyetli ve emniyetsiz bölgeler.

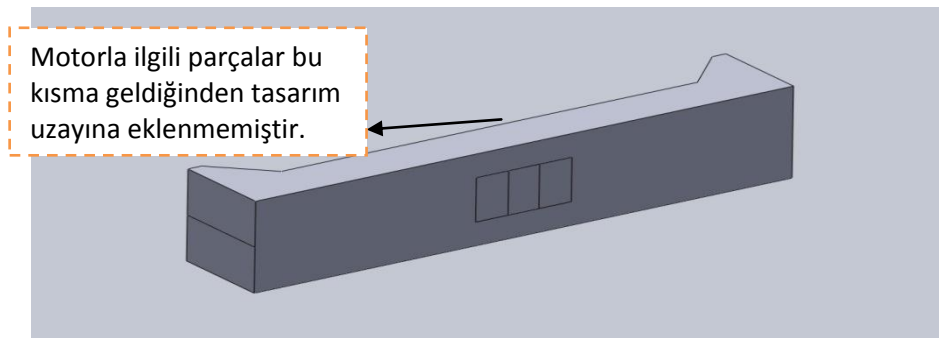
Emniyet faktörü yaklaşımı da Von-Mises gerilmesi yaklaşımı ile ilişkili olup; maksimum eşdeğer gerilmesinin güvenilirliği üzerine, özellikle çelik ve alüminyum gibi sünek malzemelerin güvenilirliği hakkında yorum yapmamıza olanak sağlar.

5. OPTİMUM TASARIMIN ARAŞTIRILMASI

Bundan sonraki süreçte CAD dataları SolidWorks 2010 x64 Edition programında çizilecektir. Topoloji optimizasyonları ise 2 farklı yazılımda yapılmıştır. Birinci Ansys Workbench Shape Optimization modülü diğeri ise Altair Optistruct yazılımında gerçekleştirilmiştir.

5.1. Tasarım Uzayının Tespiti

Topoloji optimizasyonun da ilk adım maksimum izin verilen tasarım uzayının belirlenmesidir.



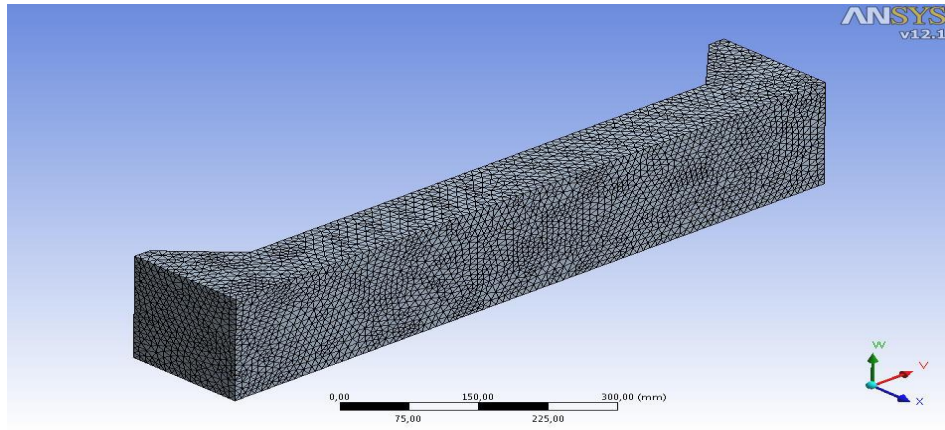
Şekil 5.1. SolidWorks programında çizilen tasarım uzayı.

5.2 Optimizasyonun Ansys Shape Optimization Modülünde Yapılması

Mevcut modelin beş parçadan oluştuğunu bir önceki bölümde söylemiştik. Bu parçaların tamamının ağırlığı 30.593 kg gelmekteydi. Tasarım uzayının ağırlığı ise 119,56 kg gelmektedir. Yaklaşık olarak mevcut modelimiz tasarım uzayına göre %74.4 daha hafif olduğu görülmektedir. Bu bakımdan programda '*shape finder*' kısmında '*target reduction*' oranını bu değerden fazla vererek hafifleme sağlanabilir.

5.2.1 Ağ yapısı oluşturma işleminin gerçekleştirilmesi

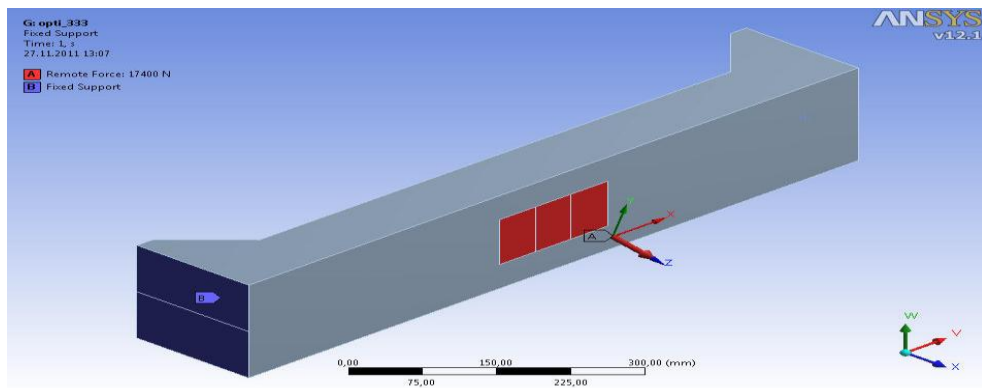
Ansys Workbench Shape Optimization Tool' u sadece tetra elemanlarla çalışabildiğinden metot kısmından tetrahedrons seçilmiştir. Eleman büyüklüğü ise 10 mm alınmıştır.



Şekil 5.2. Model üzerindeki gerçekleşen ağ yapısı örgüsü.

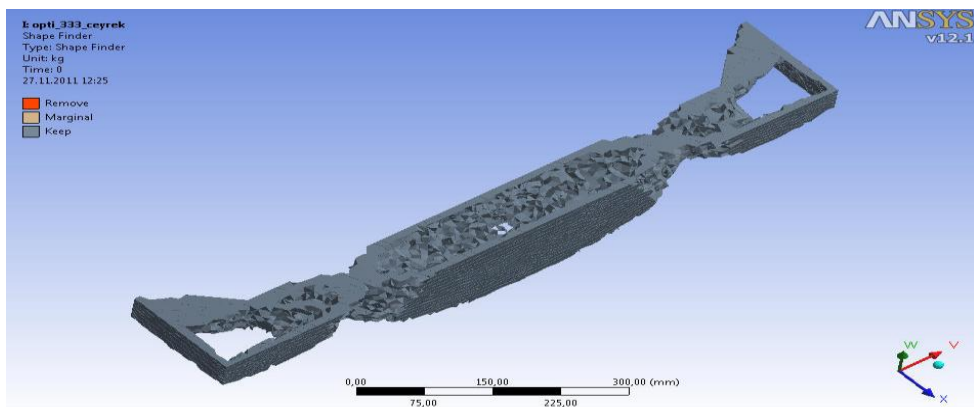
5.2.2 Sınır şartlarının ve kuvvetin uygulanması

Model yine kenar kısımlarından *'fixed support'* ile sabitlenmiştir. Kuvvet yine *'remote force'* özelliği ile uygulanmıştır.

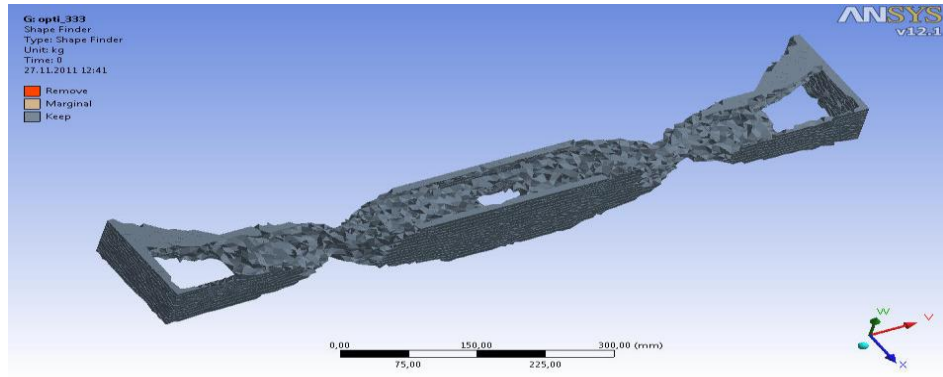


Şekil 5.3. Sınır şartının ve kuvvetin uygulanışı.

5.2.3 Optimizasyonun sonunda elde edilen tasarımlar



Şekil 5.4. %80 ağırlığı azaltılmış şekil.



Şekil 5.5. %85 ağırlığı azaltılmış şekil.

Çizelge 5.1. Sonuçların Tablo Halinde Gösterilişi.

Target Reduction	%80	%85
Orijinal Ağırlık	119.56 kg	119.56 kg
Marjinal Ağırlık	0.19291 kg	0.18658 kg
Optimum Ağırlık	24,886 kg	19,859 kg

5.3 Optimizasyonun Altair Optistruct Yazılımında Yapılması

Altair **OptiStruct**, mevcut veya konsept aşamasındaki tasarımların ağırlıklarının azaltılmasına, şekil optimizasyonlarının yapılmasına, doğal frekansların ötelenmesine (üretim metotlarını dikkate alarak) imkan tanıyan sonlu eleman tabanlı bir optimizasyon çözücüsüdür. Sonlu eleman modeli ve optimizasyon tanımlamaları HyperMesh yazılımı içerisinde yapılmakta olup analiz için başka yazılıma hiç bir şekilde ihtiyaç duyulmamaktadır. OptiStruct yazılımını kullanarak ağırlıkları azaltılmış, mukavemeti artırılmış ürünler elde ederek maliyet azaltılabilir. OptiStruct mekanik yapıları tasarlamak, değerlendirmek ve performanslarını arttırmak için kullanılır. Güçlü optimizasyon özellikleri; tasarımı kolay, güvenilir ve doğru oluşturulması için lineer statik, buckling ve frekans analizi gibi popüler analiz tipleri ile entegre olarak çalışabilmektedir. Üretim parametrelerini tanımlayarak, simülasyon öncesi tasarım değişiklikleri yaratıp kolayca yorumlayarak üretime geçilebilir.

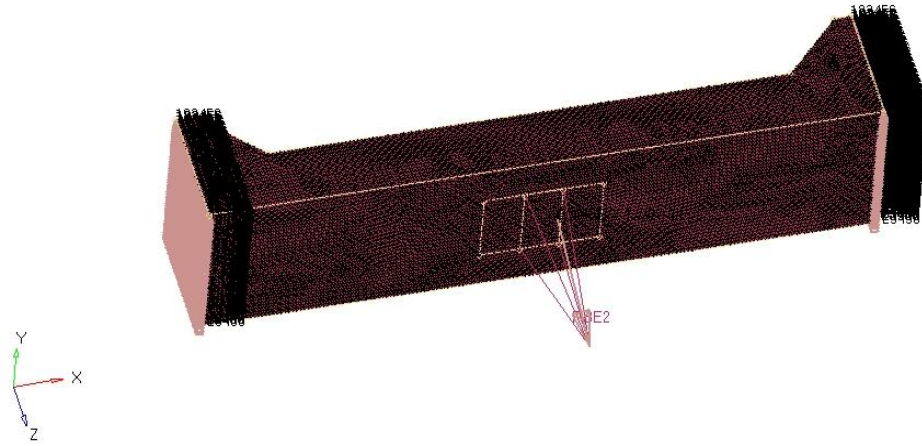
5.3.1 Birinci formülasyon ile

Bu programda iki değişik yaklaşımla topoloji optimizasyonu gerçekleştirilecektir. Birinci yaklaşımda compliance minimize edilirken kısıt olarak Volume fraction değeri 0.3 alınacaktır. Parça döküm ile üretilen parçadır. Bu nedenle tasarım önerisi döküm doğrultusu boyunca komponentin kalıptan çıkmasını engelleyecek herhangi bir oluşuma izin vermeyecek şekilde ayarlanır. Döküm için optimizasyon sırasında kullanılan ve modifikasyonlar bittikten sonra kalıptan çıkabilirliği garanti eden tasarım değişkeni kısıtı tanımlanmıştır ve aktif hale getirilmiştir. Kalıptan çıkma yönü global kartezyen koordinat sisteminde y eksenine göre pozitif yönde tanımlandı. Döküm ile üretilen parçalarda ince cidarlı yapıların oluşmasından kaçınmak amacıyla topoloji optimizasyonu için minimum hücre boyutu aktive edilmiştir. Parçamızdan beklenen performans kapsamlarından biride iki milyon çevrime dayanıklı olmasıdır. Bunun için programa malzeme değerleri tanıtılmıştır. Yorulma için ihtiyaç duyulan S-N diyagramı değerleri ve diğer parametreler '*fatigue process*' kısmında girilmiştir. Daha garanti bir yapı ortaya çıkması içinde gerilme değerinin 150 Mpa altında olması için kısıt verilmiştir. Dolayısıyla malzememizin akma değeri 310 Mpa olduğu için güvenlik faktörümüzü 2.067 olarak alınmış oldu.

5.3.2 İkinci formülasyon ile

Burada Amaç fonksiyonumuz minimum hacim olacaktır. Kısıtımız ise deflection değerinin 0.1mm ' in altında olmasıdır. Birinci yaklaşımdaki tüm kısıtların aynısı bu yaklaşımda da uygulanacaktır. Dolayısıyla bu kısmın tekrar anlatılmasına ihtiyaç duyulmamıştır.

Modelin Hypermesh ortamında hazırlanmış görüntüsü aşağıdaki Şekil 5.6. da gösterildiği gibidir.

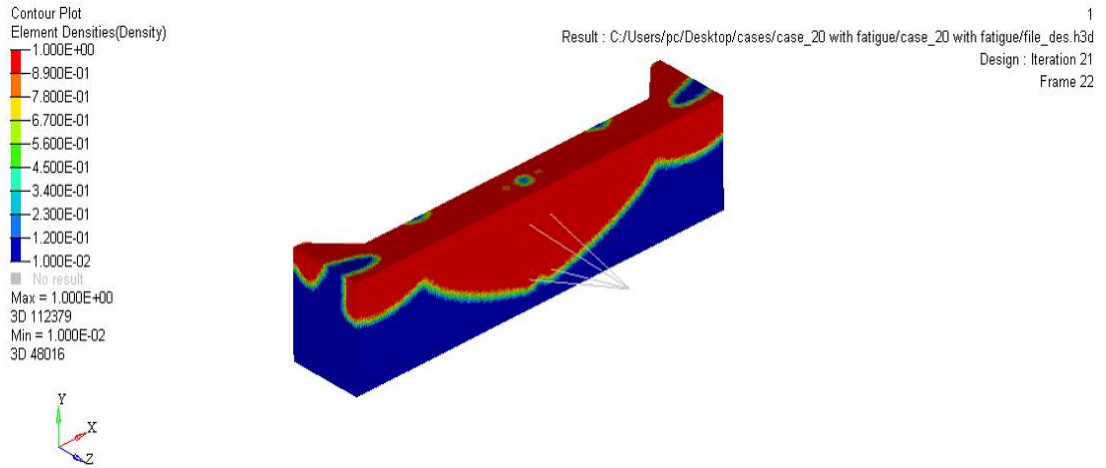


Şekil 5.6. Modelin Ağ örgüsü, sınır koşulları ve remote force uygulanışı.

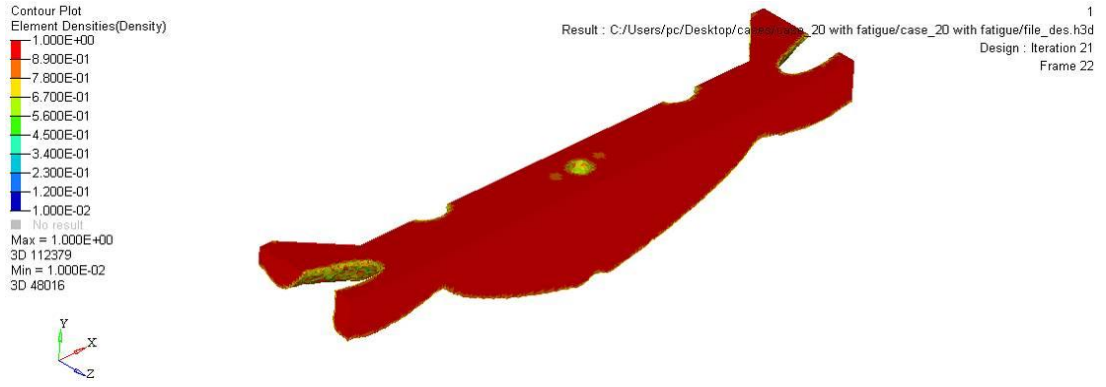
Buradaki eleman boyutu 5 mm alınmıştır. Burada ‘*volume tetra*’ mesh atılmıştır. Yan yüzeylerdeki tüm düğüm noktalarından parça sabitlenmiştir. Son olarak kuvvet hayali nokta üzerinden parçaya etkileştirilmiştir.

5.3.3 Optimizasyon sonrası elde edilen sonuçlar

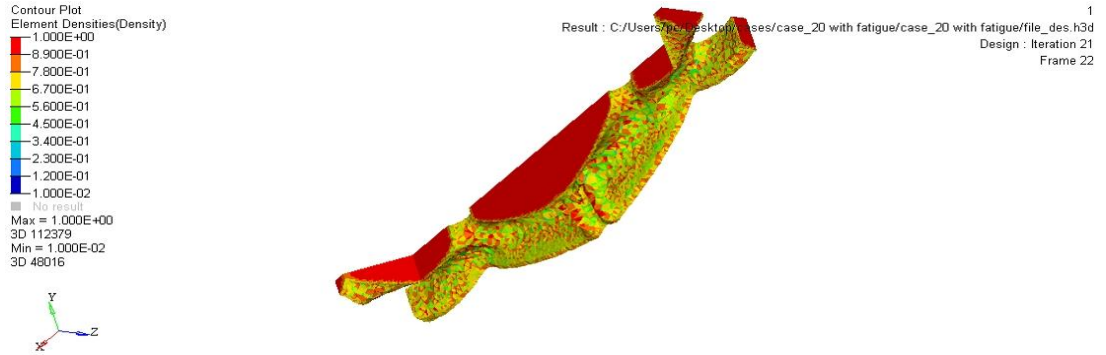
Birinci formülasyon ile;



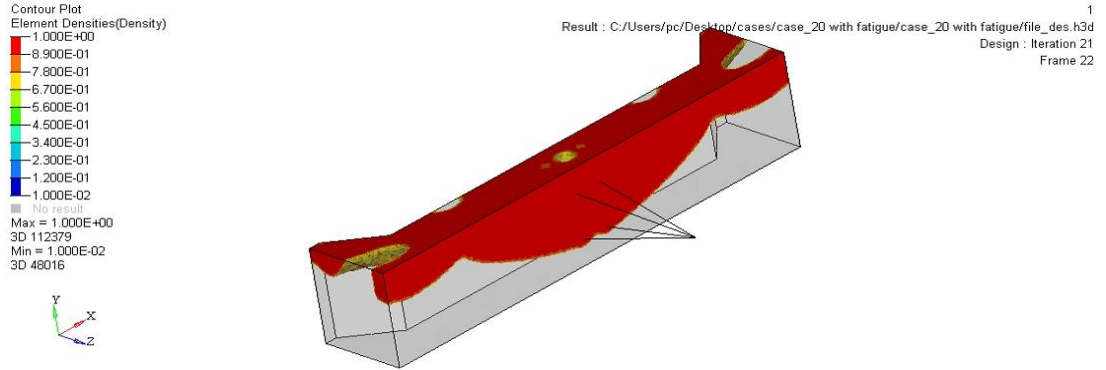
Şekil 5.7. Eleman yoğunluğunu gösteren contur çizimi.



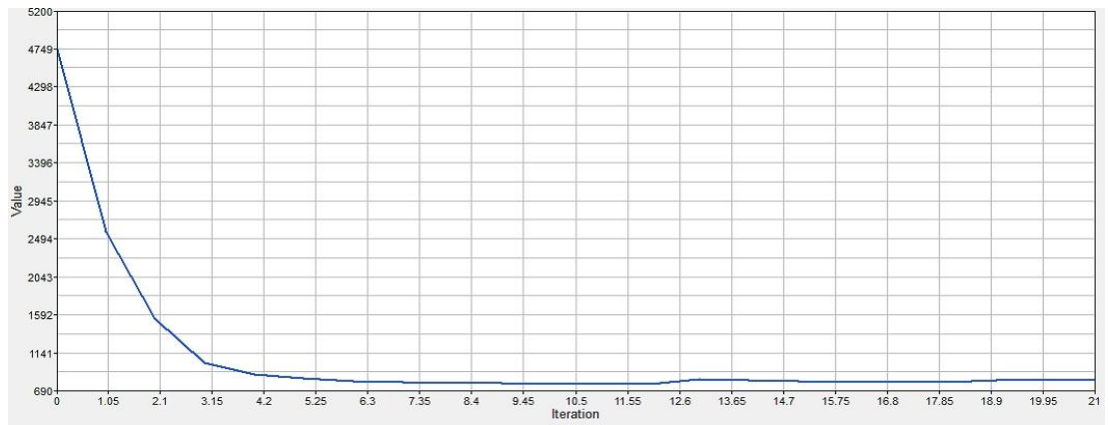
Şekil 5.8. Iso değeri: 0.7 ve üzeri kalan değerler.



Şekil 5.9. Modelin arkadan görünüşü.

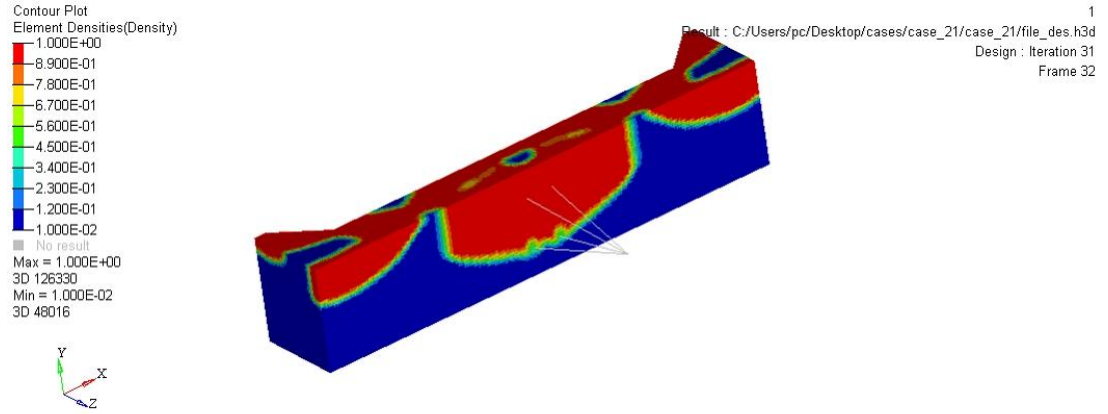


Şekil 5.10. modelin ilk ve son hali.

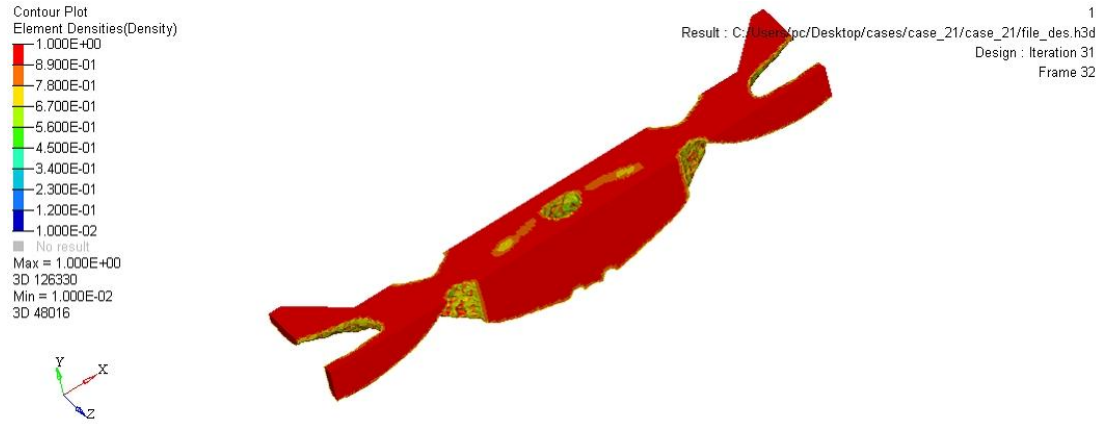


Şekil 5.11. Amaç fonksiyonun iterasyona bağlı olarak değişimi.

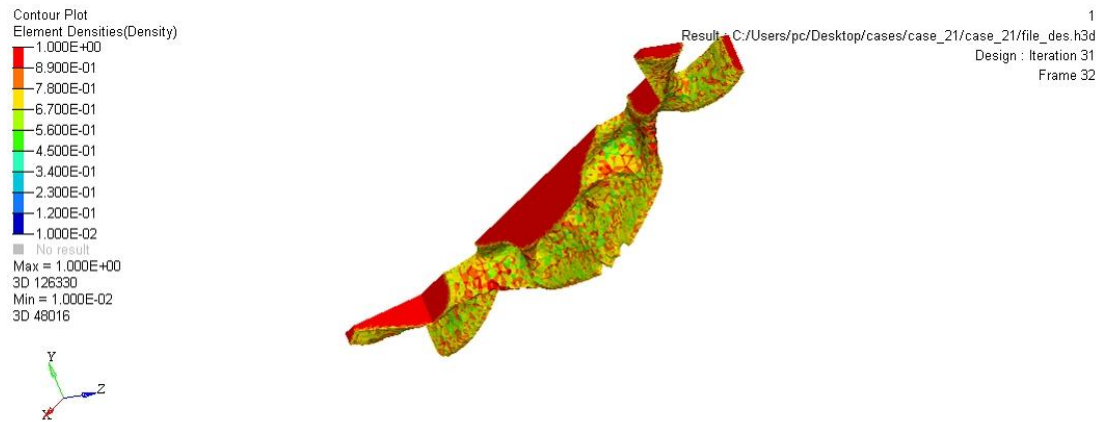
İkinci formülasyon ile;



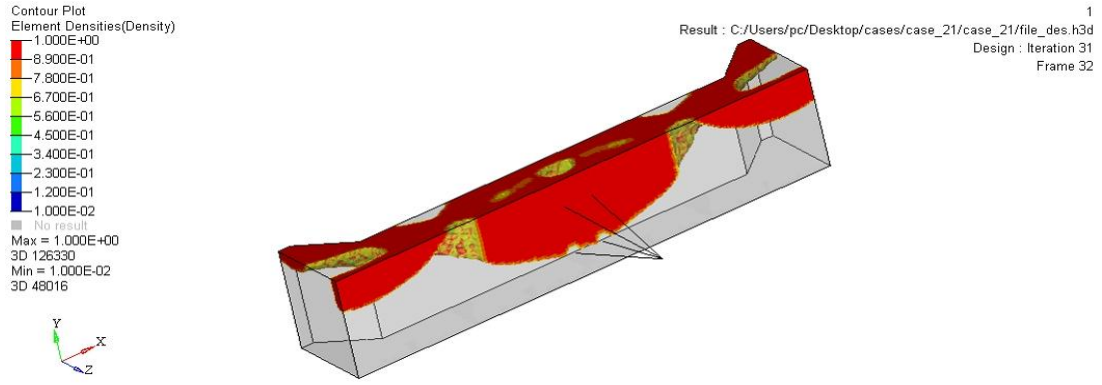
Şekil 5.12. Eleman yoğunluğunu gösteren contur çizimi.



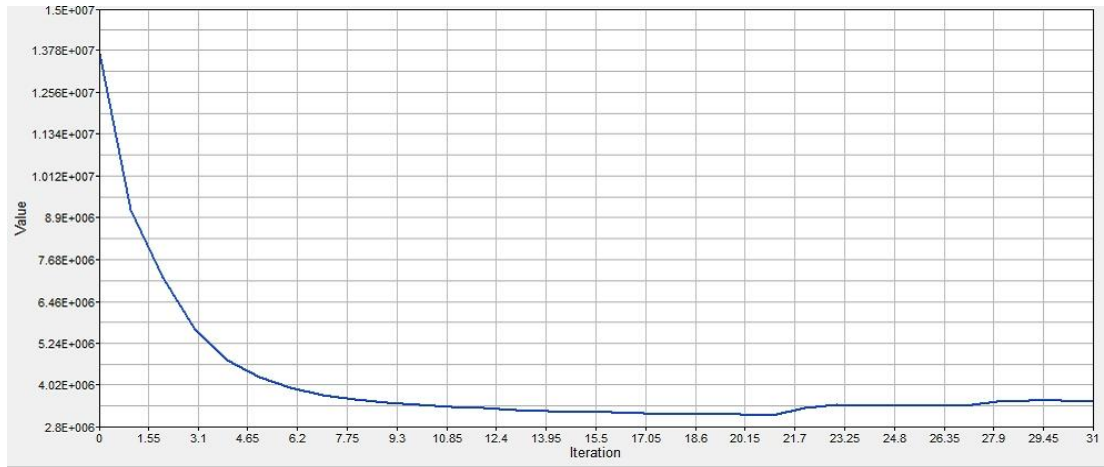
Şekil 5.13. Iso değeri: 0.7 ve üzeri kalan değerler.



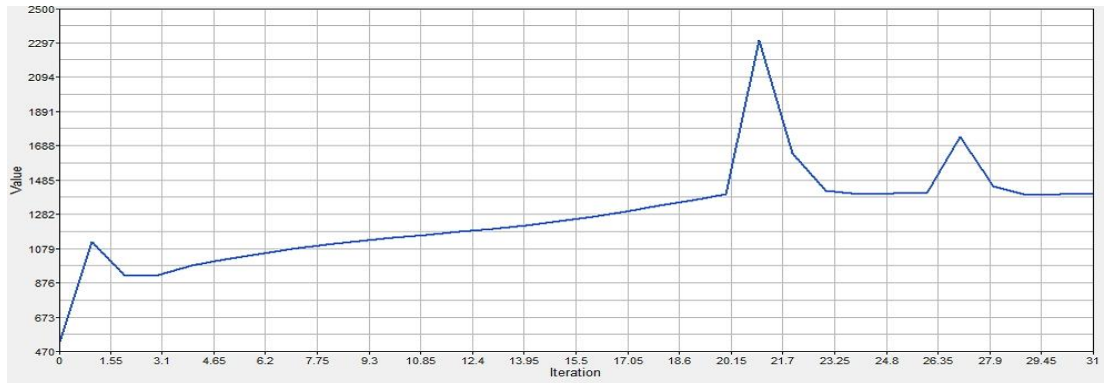
Şekil 5.14. Modelin arkadan görünüşü.



Şekil 5.15. modelin ilk ve son hali.



Şekil 5.16. Amaç fonksiyonun iterasyona bağlı olarak değişimi.



Şekil 5.17. Toplam compliance değerinin değişimi.

Elde edilen sonuçlar için kullanılan her bir parametre programa tanıtılmıştır. Bu parametreler tablo haline getirilerek görselleştirilmiş ve özetlenmeye çalışılmıştır.

Birinci yaklaşım için kullanılan parametreler aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 5.2. Optimizasyon parametreleri.

Değişkenler	Compliance	Vol Fraction			
Kısıtlar	Yorulma Ömrü	Gerilme	Üretim Kısıtı	Min. Hücre Boyutu	Vol. Fraction
Amaç Fonksiyonu	Compliance Değerini Minimize Etmek				

Yorulma Ömrü= 2000000 (İki milyon Çevrim)

Gerilme<150 Mpa

Üretim Kısıtı → +Y yönde kalıptan çıkma yönü, Kalıp tipi→Single (Tek kalıp)

Volume Fraction=0.3

Minimum Hücre Boyutu=30

İkinci yaklaşımda için kullanılan parametreler aşağıda gösterilmiştir.

Çizelge 5.3. Optimizasyon parametreleri.

Değişkenler	Hacim	Deflection			
Kısıtlar	Yorulma Ömrü	Gerilme	Üretim Kısıtı	Min. Hücre Boyutu	Deflection
Amaç Fonksiyonu	Hacmi Değerini Minimize Etmek				

Yorulma Ömrü= 2000000 (İki milyon Çevrim)

Gerilme<150 Mpa

Üretim Kısıtı → +Y yönde kalıptan çıkma yönü, Kalıp tipi→Single (Tek kalıp)

Minimum Hücre Boyutu=30

Deflection (Statik Yerdeğiştirme)=0.1mm

Her iki yaklaşım için elde edilen değerler aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.

Çizelge 5.4. Her iki yaklaşımdan elde edilen değerler.

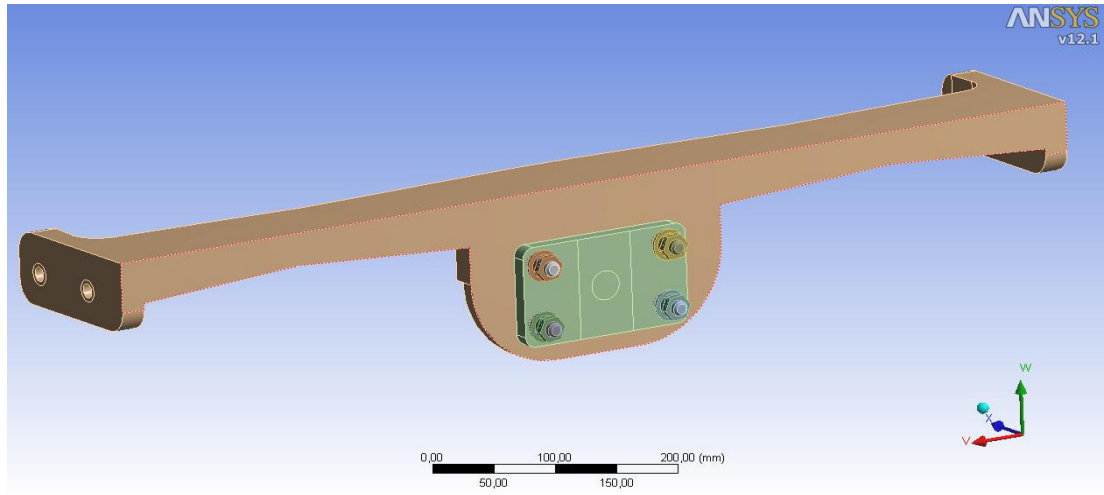
	Compliance	Hacim
1. Yaklaşım	814.594	$0.3 \times V_0$
2. Yaklaşım	1403.7	3.55153×10^6

5.4 Topoloji Optimizasyonu Sonrası Parametrik

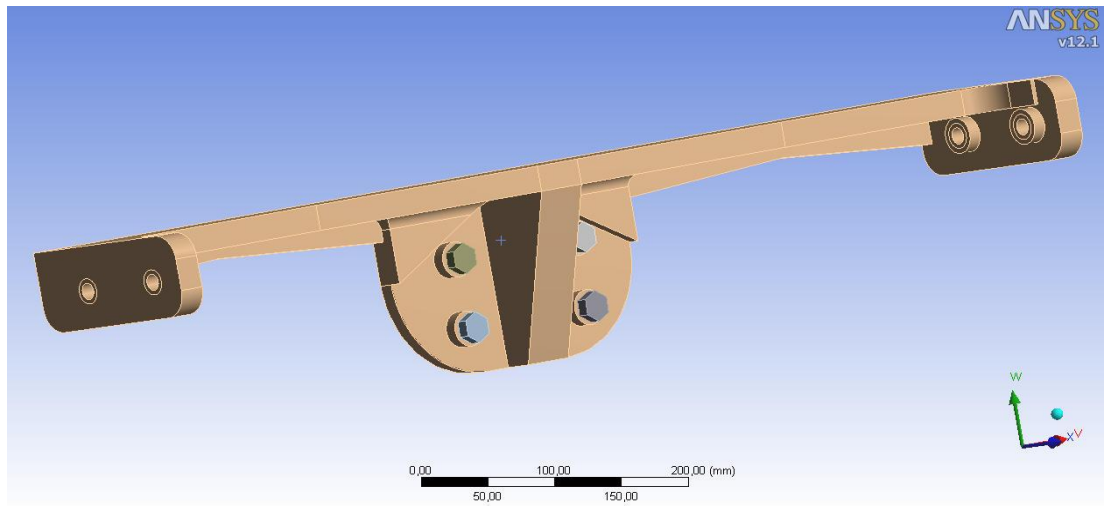
Optimizasyon

Topoloji optimizasyonu ile elde ettiğimiz geometriyi SolidWorks ortamında çizip parasolid olarak kaydettikten sonra Ansys Workbench ortamına import edilip analiz kriterleri ayarlanarak proses başlatılmış ve sonuçlar irdelenmiştir. Ayrıca tasarım süresince yapılan farklı tasarım geometrileri de sırasıyla aşağıda belirtilmiştir. Bunların içinden potansiyel ‘en iyi’ olanı seçilmiştir.

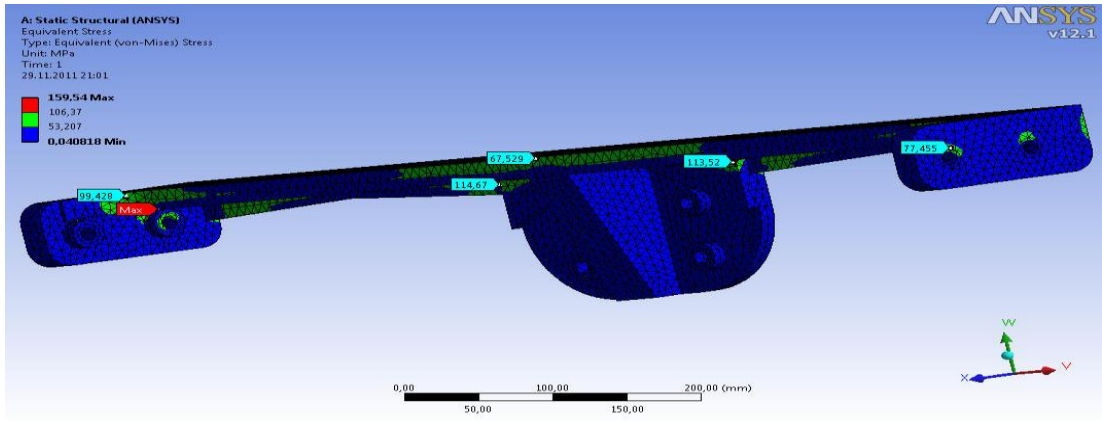
İlk tasarlanan geometri 20,505 kg olup gerilme değeri 159,54 Mpa’ dır.



Şekil 5.18. İlk tasarımın görünümü.

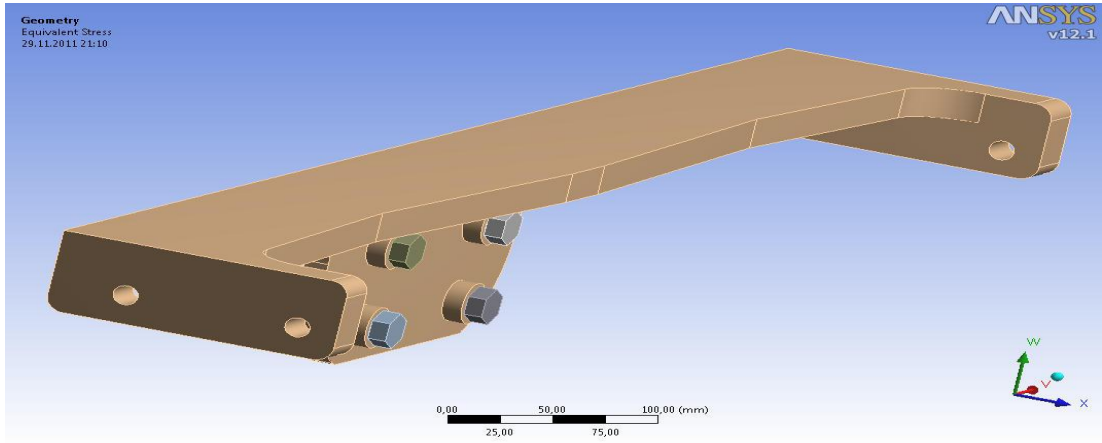


Şekil 5.19. İlk tasarımın arkadan görünümü.

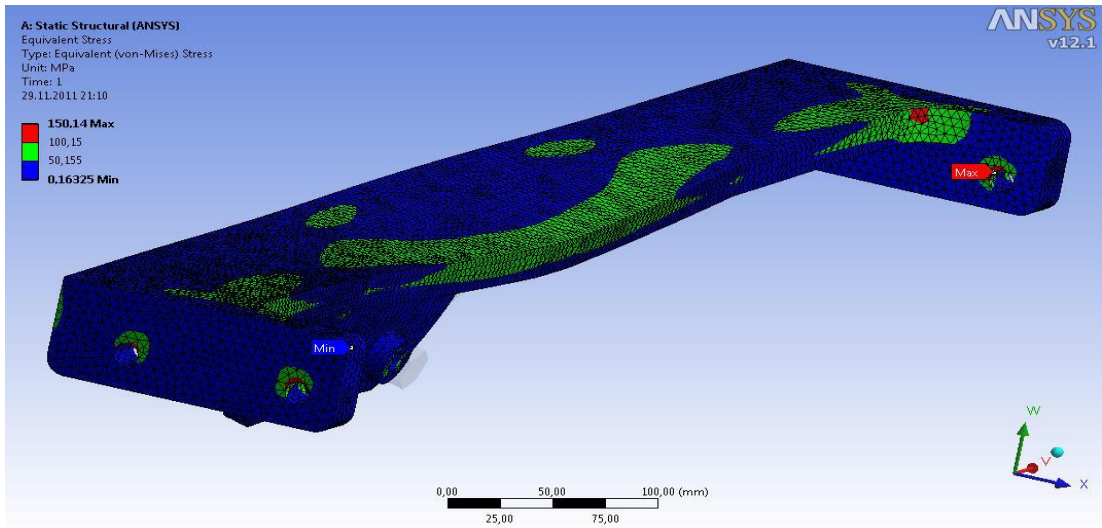


Şekil 5.20. İlk tasarımın gerilme skalası.

İkinci tasarlanan geometri ise 17,469 kg olup gerilme değeri 150,14 Mpa' dır.

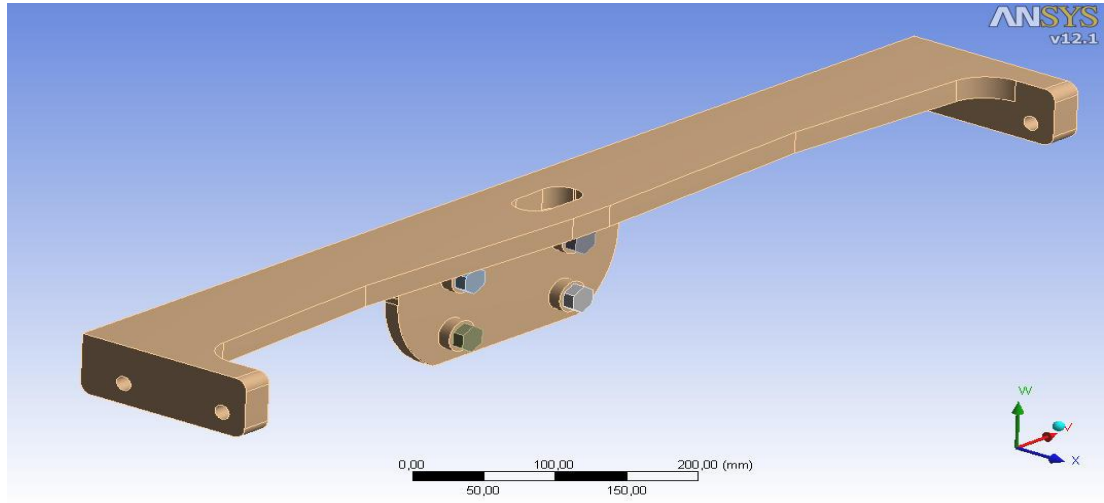


Şekil 5.21. İkinci tasarımın arkadan görünümü.

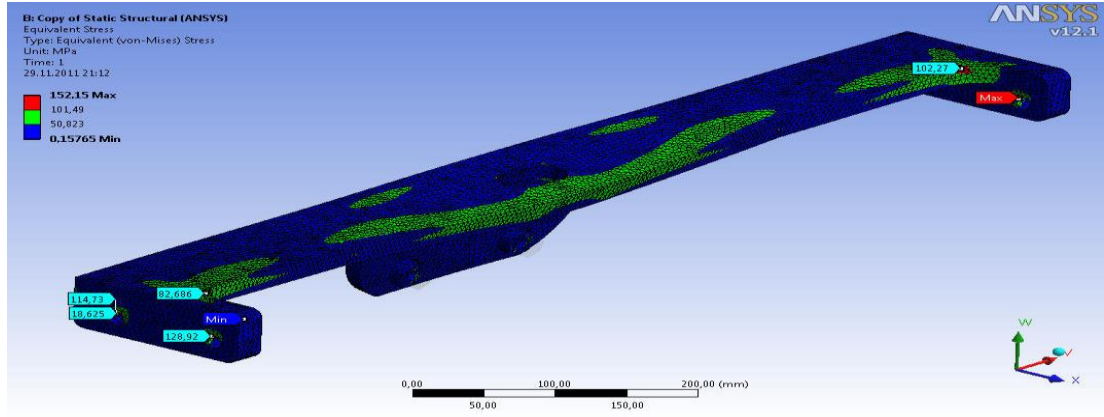


Şekil 5.22. İkinci tasarımın gerilme skalası.

Üçüncü tasarım ise 17,205 kg olup gerilme değeri 152,15 Mpa' dır.

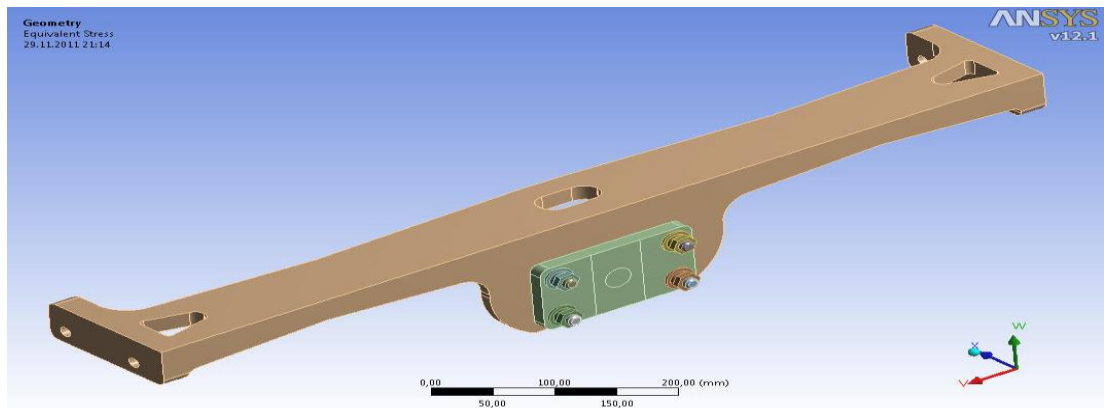


Şekil 5.23. Üçüncü tasarımın arkadan görünümü.

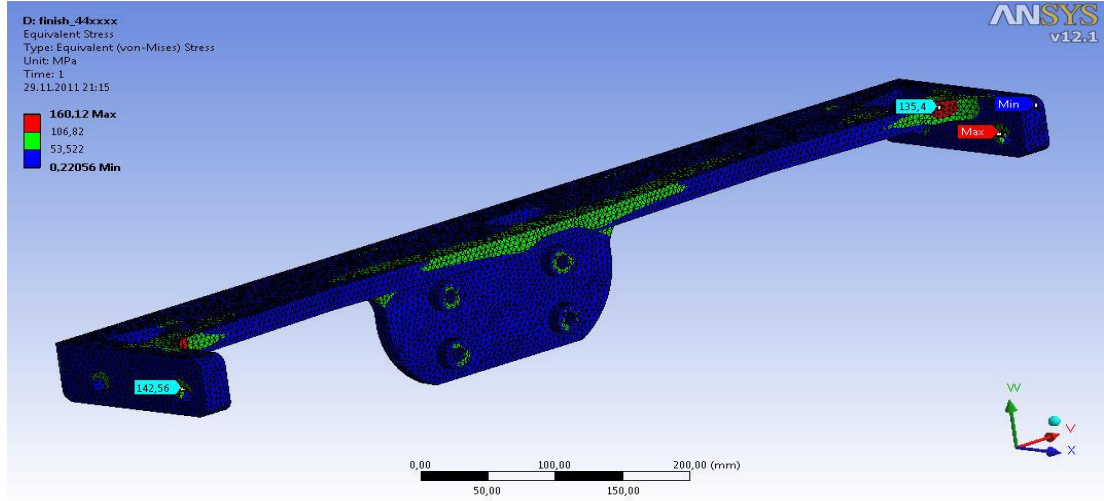


Şekil 5.24. Üçüncü tasarımın gerilme skalası.

Dördüncü tasarım ise 16,727 kg olup gerilme değeri 160,12 Mpa olmuştur.



Şekil 5.25. Dördüncü tasarımın önden görünümü.

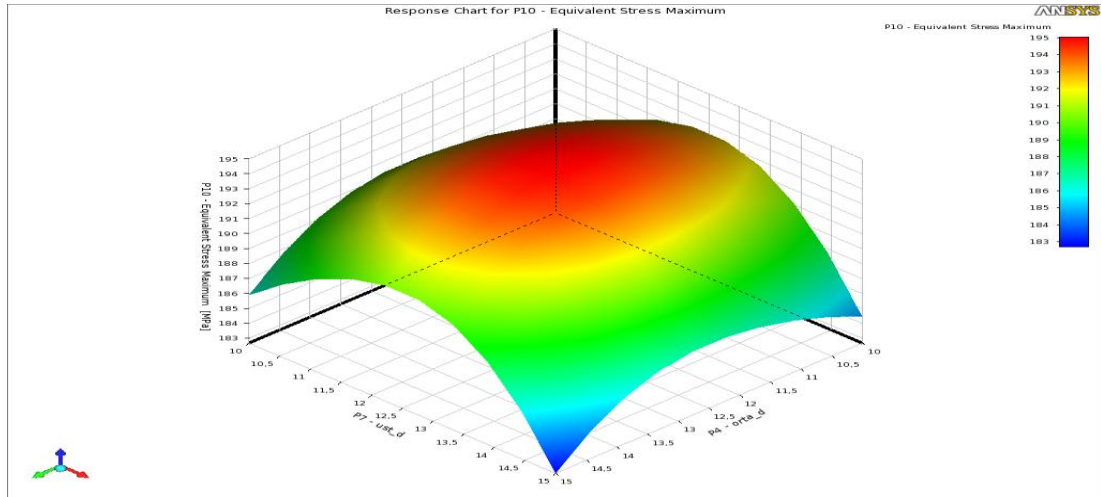


Şekil 5.26. Dördüncü tasarımın gerilme skalası.

Şekillerde de görüldüğü gerilim değerleri 150 Mpa altına çekilememiştir. Bu kapsamda gerilmeyi düşürücü parametrik optimizasyon yoluna gidilecektir. Elle yapılan birçok iki delikli parametrik tasarımda 160 Mpa altına düşülememiştir. Bu yüzden parametrik tasarım üç delikle yapılacaktır.

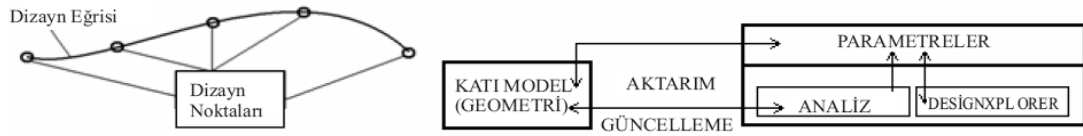
5.4.1 Optimizasyonun Ansys Designxplorer modülünde yapılması

Birçok doğru çalışan dizayn bulunabilir. Amaç, en iyi olarak tarif edilen tanımları karşılayan dizaynı bulmaktır. Bu amaçla beraber çek kancası taşıyıcı yapısının sabitlenebilmesi maksadıyla kullanılacak delik çapı ve yeri tayini için Ansys Workbench içerisindeki Designxplorer optimizasyon modülü kullanılmıştır. Optimizasyon çalışması bu modül içerisinde “Design of Experiment” (DOE) metodu, optimizasyon için analiz sonrası sonuçları temel alarak örnek dizayn noktalarının yerini belirlemede kullanılan bir tekniktir.[7] Bu örnek dizayn noktaları, belirli sayıda oluşturulan giriş parametrelerine (Dizayn değişkenlerine) bağlı analiz sonuç değerleridir. Oluşturulan dizayn noktaları ile bir dizayn eğrisi (yüzeyi) oluşturulur.



Şekil 5.27. Eşdeğer gerilmenin üç ve iki numaralı delik çapı ile değişimi.

Sonlu elemanlar analiz sonuçları; malzeme özellikleri, katı model parametreleri, delik çapı gibi birçok giriş parametresine bağlıdır. DOE optimizasyon metodunda değişen her girdi parametresinde yeni bir sonlu eleman çözümü yapılır. Yukarıda bahsi geçen dizayn eğrisi, girdi parametrelerinin belirlenen alt ve üst limit değerlerine de bağlı olarak bu şekilde belirlenir. Aşağıdaki şekilde Designxplorer uygulama akış diyagramı görülmektedir.



Şekil 5.28. Dizayn noktaları, Dizayn eğrisi ve Designxplorer uygulama diyagramı.

Aşağıdaki adımlar sırası ile izlenerek optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir.

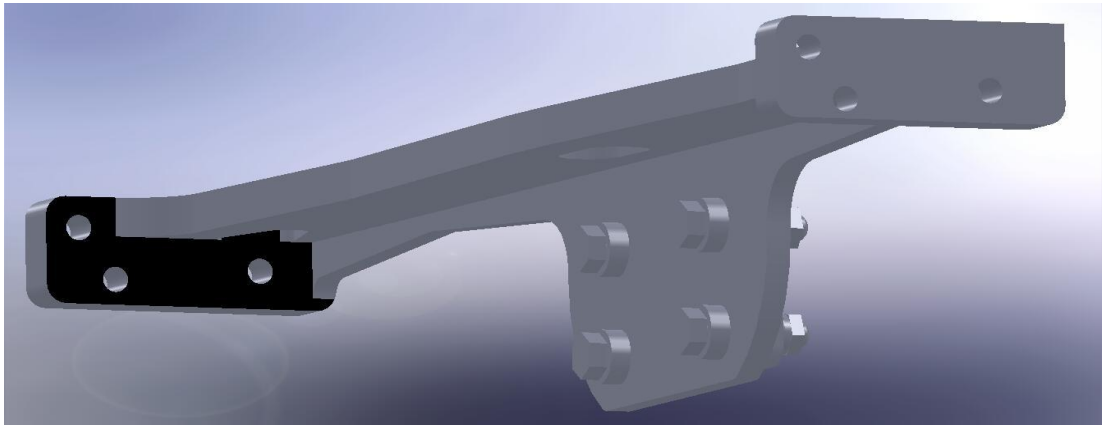
1. Girdi ve cevap parametreleri tanımlanmış çalışmanın Designxplorer penceresine aktarılması
2. Dizayn eğrisi ve aday dizayn setlerinin yaratılması
3. Hedefler doğrultusunda en iyi dizaynın belirlenmesi

Bu çalışmada amaç gerilmeyi düşürecek optimum delik çapı ve yerinin seçimi olmuştur. Dolayısıyla amaca yönelik dizayn değişkenleri ve cevap parametreleri seçilmiştir. Dizayn değişkeni olarak delik çapı ve deliklerinin tanımlanan düzlem üzerinde x ve y yöndeki değişimi cevap parametresi olarak maksimum eşdeğer gerilme seçilmiştir. Optimizasyon çalışması için belirlenen dizayn değişkenleri ve sınırlamaları Çizelge 5.5’ de verilmiştir.

Çizelge 5.5. Dizayn değişkenleri için kullanılan dizayn sınırlamaları.

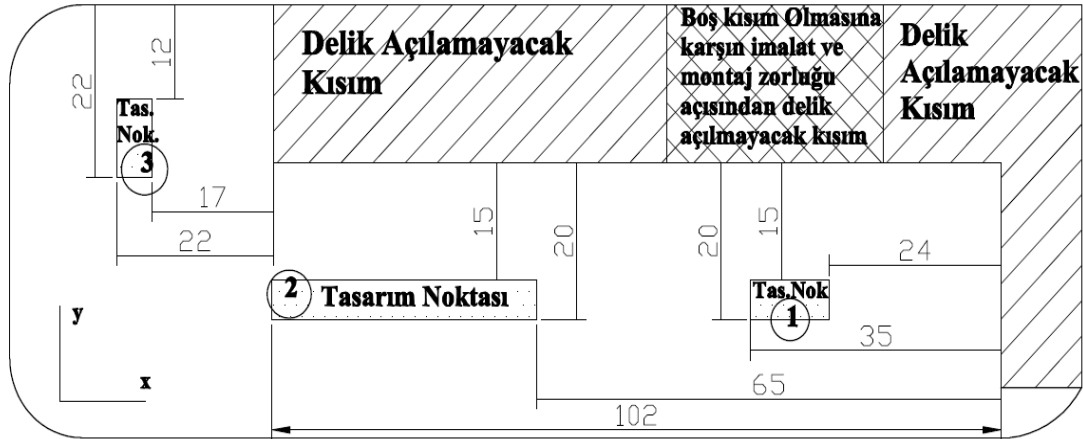
Dizayn Değişkenleri	İlk Dizayn Değeri	Dizayn Sınırlaması
D(1) mm	13	$10 \leq D_d \leq 15$
x(1) mm	29.5	$24 \leq x \leq 35$
y(1) mm	17.5	$15 \leq y \leq 20$
D(2) mm	13	$10 \leq D_d \leq 15$
x(2) mm	83.5	$65 \leq x \leq 102$
y(2) mm	17.5	$15 \leq y \leq 20$
D(3) mm	13	$10 \leq D_d \leq 15$
x(3) mm	19.5	$17 \leq x \leq 22$
y(3) mm	17	$12 \leq y \leq 22$

Sınırlamaları nasıl tayin edildiğini gösteren resim ve çizimler aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.29. Koyu renkle gösterilen alan tasarım yüzeyi.

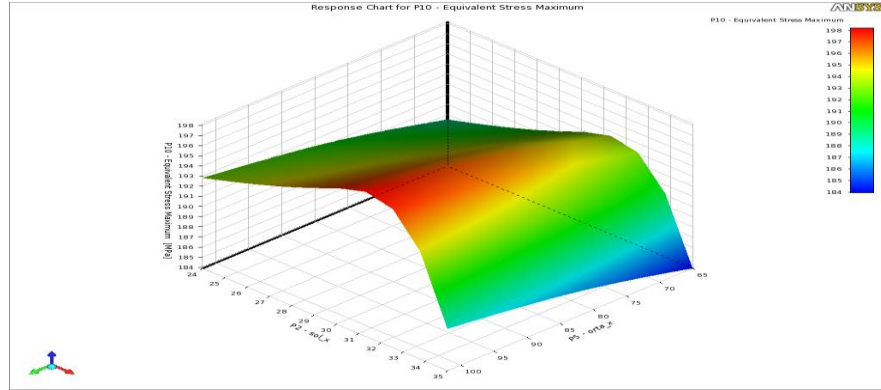
Bu tasarım alanı aşağıdaki gibi AutoCAD 2007 de çizilerek bir şablon haline getirilmiştir.



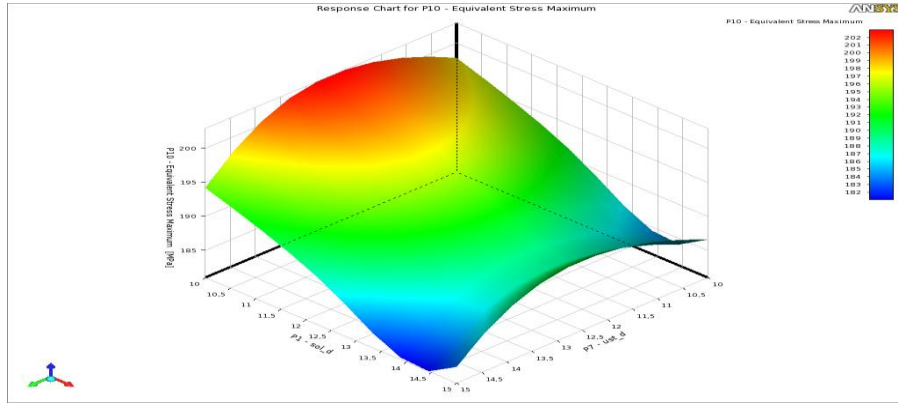
Şekil 5.30. Dizayn değişkenlerine bağlı delik tasarım noktaları.

Dizayn eğrisi oluşturmak için program tarafından otomatik olarak belirlenen dizayn noktaları (147 adet) ve bu değerlere bağlı çözümlemelerden girdi ve cevap parametrelerine bağlı çözümlemeler yapılmıştır. Bu çözümlemeler neticesinde

dizayn değişkenlerinin cevap parametreleriyle olan değişimi-ilişkisi aşağıdaki şekillerde olduğu gibidir.



Şekil 5.31. Maksimum eşdeğer gerilmenin 1 ve 2 numaralı deliklerinin x eksenindeki değişimine bağlı aldığı değerler.



Şekil 5.32. Maksimum eşdeğer gerilmenin 1 ve 3 numaralı deliklerinin çap değişimine bağlı aldığı değerler.

Dizayn parametrelerinin değişimi ile cevap parametrelerinin nasıl değiştiği bu grafikler yardımıyla görülebilmektedir. Grafiklerinin incelenmesiyle de açıkça görüldüğü gibi maksimum eşdeğer gerilme değerinin belirlenen kısıt aralığında değişken olduğu örnek olarak 3 numaralı deliğin çapının artmasıyla gerilmenin arttığı ama bir değerden sonra düşüşe geçmektedir.

Sonraki adımda hedeflenen çalışmaya uygun olarak aynı modül içerisinde yer alan “Goal Driven Optimization” (Amaçlan Optimizasyon) (GDO) yaklaşımı ile dizayn için belirlenen sınırlamalar ve hedef fonksiyon doğrultusunda dizayn değişkenlerinin hangi değerleri alacağı değerlendirilmiştir. GDO yaklaşımı, kurulan parametreler doğrultusunda en iyi dizayn değerlerini belirlemek için kullanılan bir yaklaşımdır [7]. Dizayn setlerinin oluşturulmasından sonra hedef fonksiyon doğrultusunda ulaşılmak istenilen değerler, sınırlamalar ve öncelikleri tanımlanır. Bu

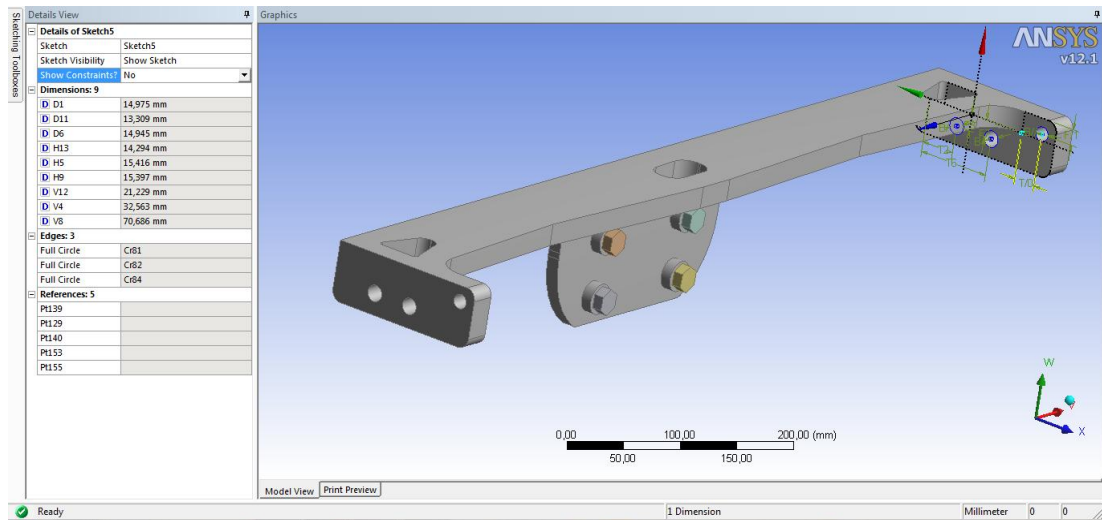
çalışma için hedef fonksiyon minimum eşdeğer gerilmedir. Bu aşamada program üç 3 aday dizayn elde etmiştir. Tasarımcı bu dizaynlar arasından en uygununu seçer. Bu sonuçlar tamamen Designxplorer içerisinde çözülmüştür.

Seçilen dizayn değerlerinin katı model geometrisine uygunluğu, kontrolü ve tekrar analizde doğrulanması için bir aşama daha vardır. Bu aşamada Designxplorer modülünde dizayn eğrisine göre yapılan sonuçlar simülasyon modülüne aktarılır ve tekrar analiz edilir. Burada elde edilen değerler tamamen Ansys WB simülasyon modülünde yapılan analiz sonuçlarıdır. Yapılan optimizasyon sonrası gerilme değerleri aşağı çekilmiş olup bu değer yorulma analizinde modelimize daha fazla ömrü garanti edebilecektir. Tanımlanan hedef fonksiyonu doğrultusunda optimizasyon öncesi ve sonrası değerler aşağıdaki Çizelge 5.6’ da görülmektedir.

Çizelge 5.6. Parametrik optimizasyon öncesi ve sonrası değerler.

Tasarım Değişkenleri	Optimizasyon Öncesi Değerler	Optimizasyon Sonrası Değerler
D(1) (mm)	13	14.975
x(1) (mm)	29.5	32.563
y(2) (mm)	17.5	15.416
D(2) (mm)	13	14.945
x(2) (mm)	83.5	70.686
y(2) (mm)	17.5	15.397
D(3) (mm)	13	13.309
x(3) (mm)	19.5	21.229
y(3) (mm)	17	14.294
Maks. Eşdeğer Gerilme [MPa]	193.1	149.61

Yeni tasarım noktasını gösteren modelin şekli aşağıdaki gibidir.



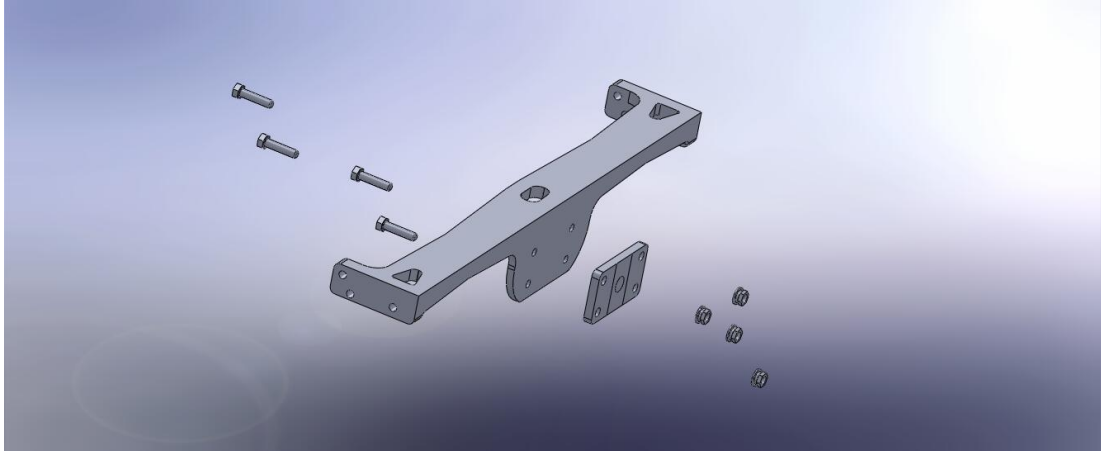
Şekil 5.33. Yeni tasarım parametreleri.

6. ELDE EDİLEN OPTİMUM TASARIMIN GEÇERLİLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

Bu aşamada daha önce mevcut tasarım için anlatılan statik analiz öncesi işlemler anlatıldığı için hızlıca geçilmiştir. Sadece önemli kısımlar tekrar anlatılacaktır.

6.1 Optimum Tasarım Hakkında Genel Bilgi

Daha gerçekçi sonuçlar elde edebilmek için civata, somun&pul ve plaka çizilmiştir



Şekil 6.1. Bütün montaj parçalarının patlatılmış görüntüsü.

6.2 Optimum Tasarım İçin Malzeme Seçimi

Daha önce de bahsedildiği gibi optimum tasarımın döküm yoluyla üretilcektir. Bu bağlamda yapılan araştırmalar neticesinde küresel grafitli dökme demir ile üretilmeye karar verilmiştir. Çünkü yüksek statik ve dinamik zorlamaların söz konusu olduğu yapı elemanlarında konstrüksiyon malzemesi olarak son yıllarda giderek artan bir şekilde küresel grafitli dökme demir (sfero dökme demir) kullanılmaktadır. Uygulanan metalurjik yöntemlerle grafitlerin lamel halinden küresel duruma getirilmesi dayanım değerlerinde büyük artış sağlamaktadır. Ayrıca matrisin oluşumunu da kontrol ederek, alaşımsız ve az alaşımlı çelik dökümlerin dayanım değerlerine eşdeğer, şekillendirilebilme ve tokluk özellikleri mükemmel olan malzemelerin elde edilmesi mümkün olmaktadır. Matrisin türüne bağlı olarak küresel grafitli dökme demirler, ferritik (GGG-40), ferritik-perlitik (GGG-45 ve GGG50) veya perlitik (GGG-60 VE GGG-70) olmaz üzere üç sınıfa ayrılmaktadır. Küresel grafitli dökme demirler çentik davranışı bakımından çeliğe benzer özelliktedir ve bu nedenle yorulma zorlaması altında çalışacak makine parçaları için

kullanılmaları uygundur. Eğme ve burma zorlamaları altında, çeliklerde olduğu gibi bir büyüklük etkisi vardır ve yorulma hesaplarında dikkate alınmalıdır[26].

EN 1563 1997-06 Ductile Iron Specifications

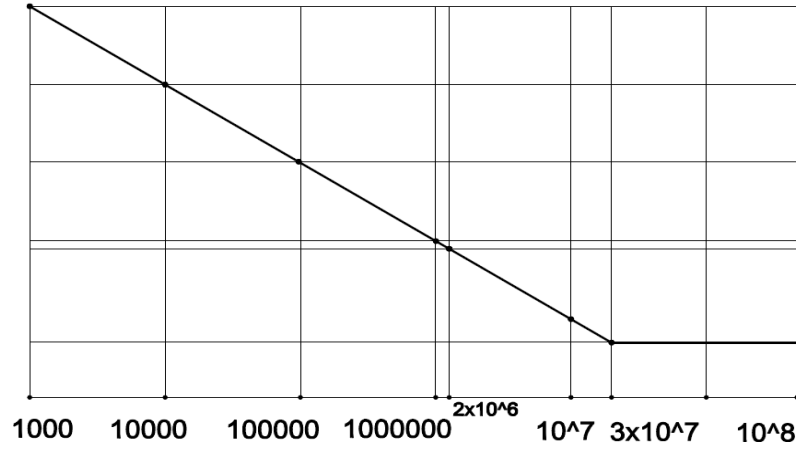
Çizelge 6.1. Malzeme Özellikleri.

Sınıf	Elastiklik modülü N/mm ²	Çekme Değeri N/mm ²	0.2% Akma Sınırı N/mm ²	Uzama %	Poisson Oranı
EN-GJS 450-10	185000	450	310	10	0.275

Malzemenin yapısı ve özellikleri aşağıda verilmiştir [27].



Şekil 6.2., Ferritik ve perlitik yapının 1:100 ölçekteki görünümü.



Şekil 6.3. Malzemeye ait S-N diyagramı.

Çizelge 6.2. Gerilme genlik değerleri.

Çevrim Sayısı	Gerilme[Mpa]
1000	310.13
10000	288.14
100000	267.21
1000000	248.82
2000000	242.82

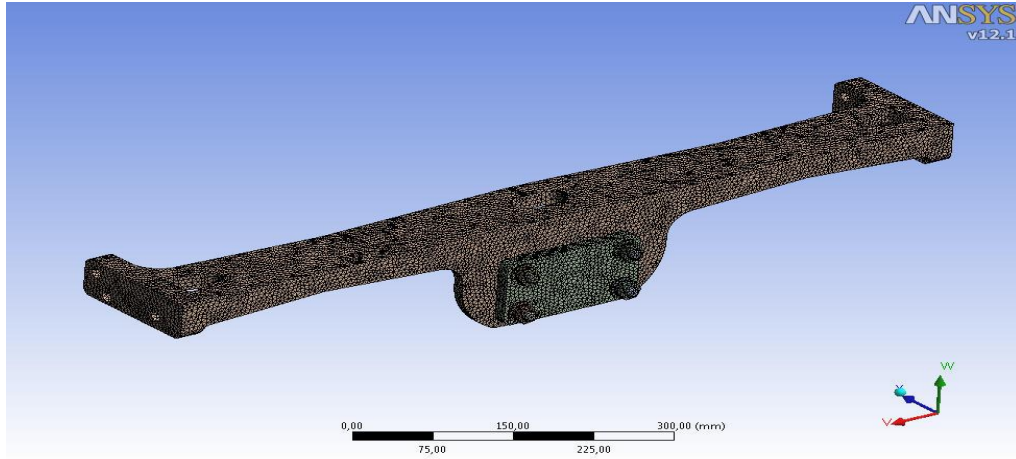
6.3 Optimum Tasarım İle Diğer Parçaların Temas İlişkisi

Seçilen temas tipleri aşağıda gösterildiği gibi seçilmiştir.

Çizelge 6.3. Parçalar arası temas tipi.

	Ana Gövde	Plaka	Cıvatalar	Somun&Pullar
Ana Gövde	-	Frictionless	Bonded	-
Plaka	Frictionless	-	Frictionless	Bonded
Cıvatalar	Bonded	Frictionless	-	Bonded
Somun&Pullar	-	Bonded	Bonded	-

6.4 Ağ Yapısının Oluşturulması



Şekil 6.4. AW programında oluşturulan ağ yapısı modeli.

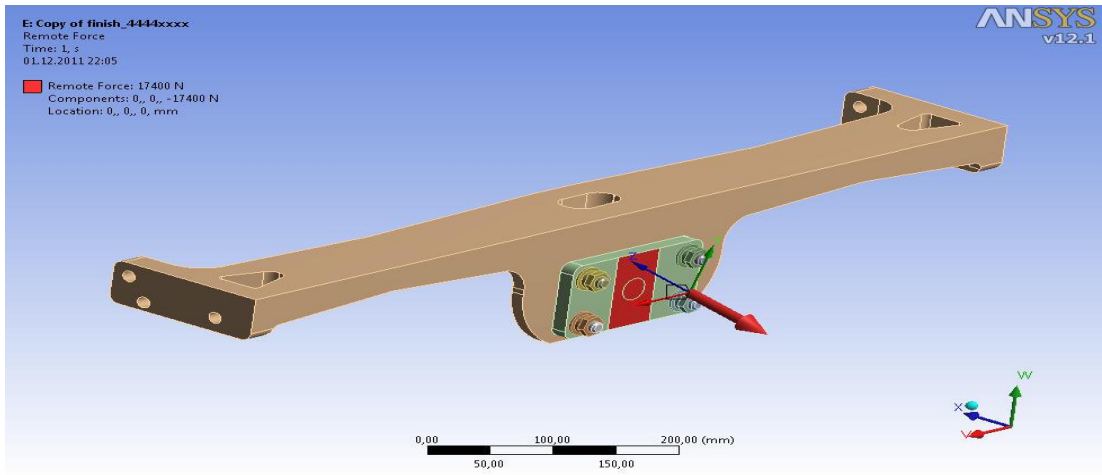
269782 düğüm noktası ve 175261 elemandan oluşan bir ağ yapısı oluşturulmuştur

6.5 Optimum Tasarımın Üzerine Gelen Kuvvetler

Kuvvet kanca topuzuna 15 derecelik açıyla uygulanacaktır. Bunun programa tanımlanması için yeni bir koordinat sistemi tanımlamayı zorunlu kılmıştır. Parçanın dışında hayali bir nokta üzerinden kuvvet uygulanabilmesi için 'Remote Force' seçeneği kullanılmıştır. Kuvvetin uygulandığı yüzey kırmızı renkle gösterilen yüzey olarak seçilmiştir. Bunun sebebi ise daha önce test edilmiş olan parçanın test koşullarındaki durumu dikkate alınarak olmuştur. Bu durum aşağıdaki şekilden yola çıkarak uygulanmıştır.



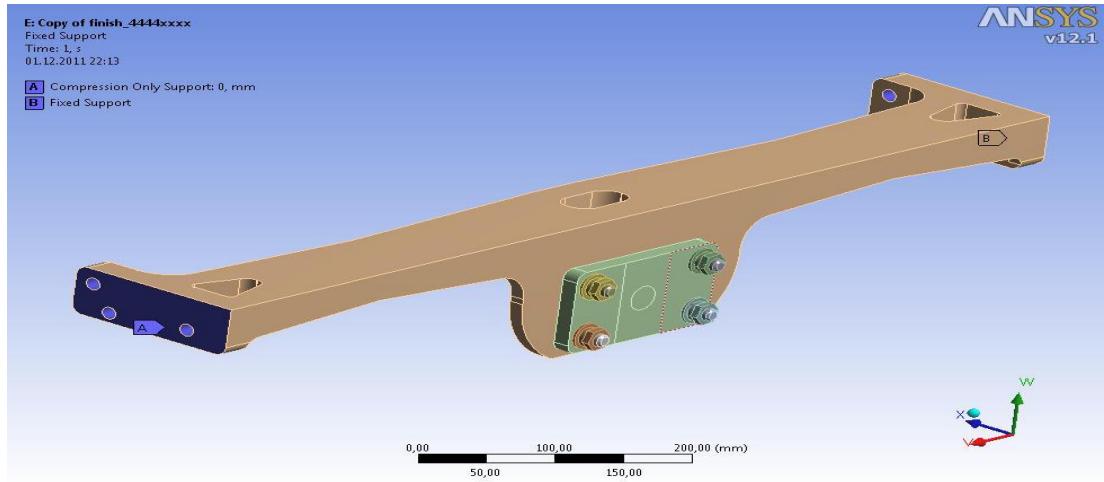
Şekil 6.5. Temsa test düzeneği.



Şekil 6.6. AW de kuvvetin uygulanışı.

6.6 Sınır Şartlarının Tanımlanması

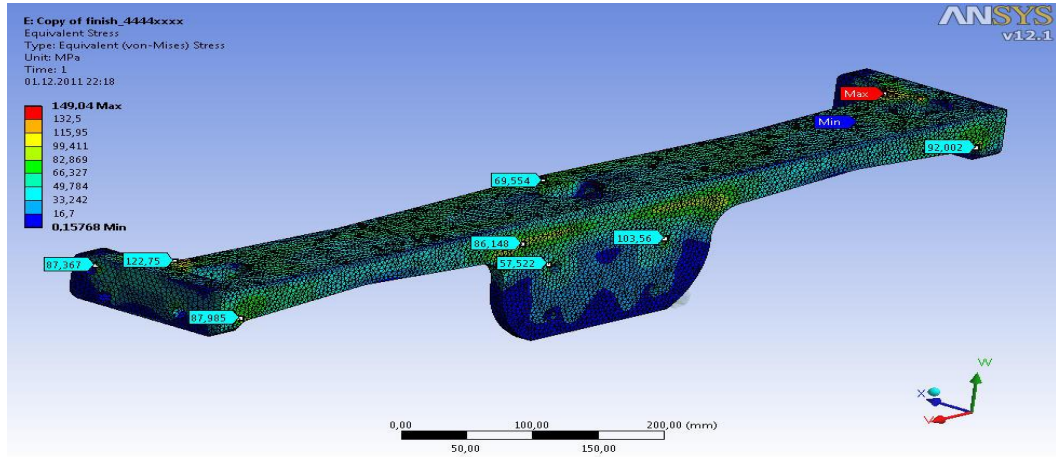
Sınır şartları oluşturulurken, gerçeğe en yakın sonuçları elde etmek için en uygun şartları göz önüne almalıyız. Modelin yan tarafında bulunan toplam 6 cıvatayla şasiye bağlanan parçamıza bu bölgelerden *'fixed support'* tanımlanmıştır. Ayrıca *'Compression Only Support'* yan yüzeylere tanımlanarak parçamızın dışa doğru hareketi kısıtlanmıştır.



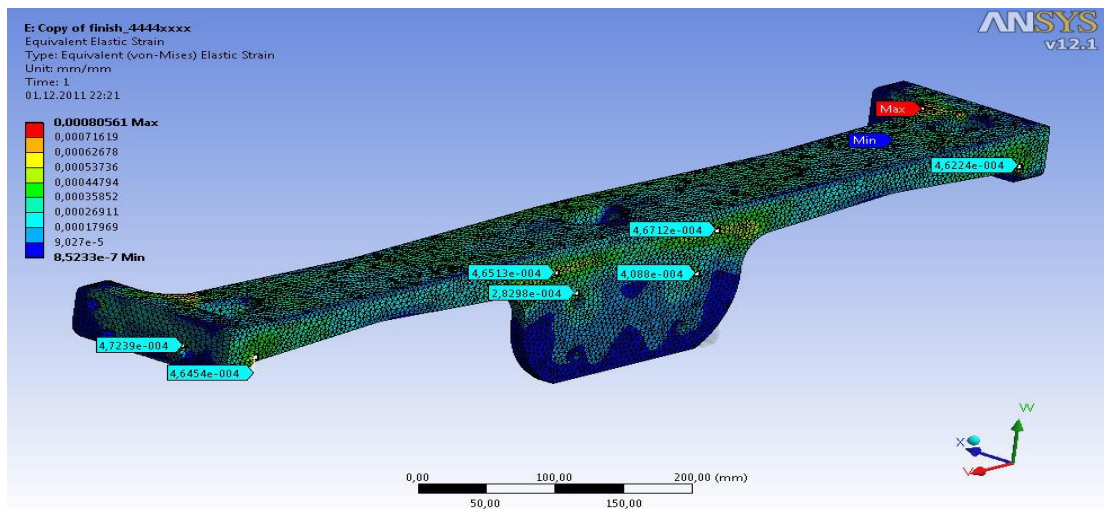
Şekil 6.7. Sınır şartları.

6.7 Optimum Tasarımın Statik Analizi Sonuçları

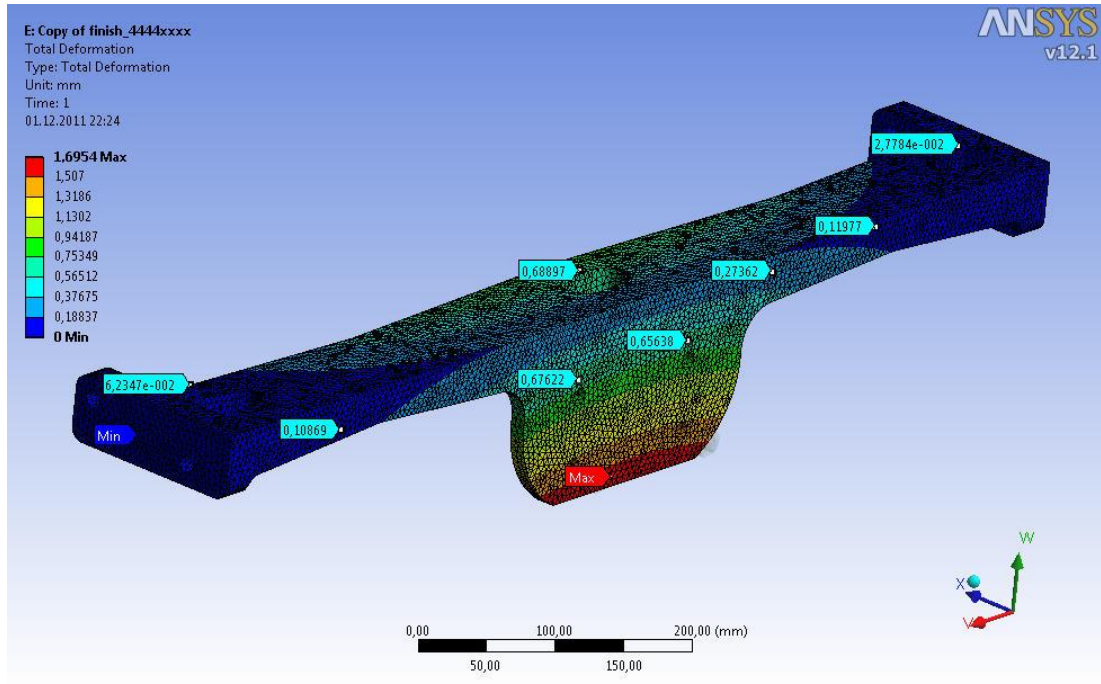
Parametrik tasarımıyla elde edilen son gerilme değeri 149,04 Mpa olmuştur



Şekil 6.8. Son model üzerinde oluşan eş değer Von-Mises gerilmeleri.



Şekil 6.9. Son model üzerinde oluşan eş değer elastik gerinim değerleri.



Şekil 6.10. Son model üzerinde oluşan toplam deformasyon değerleri.

6.8 Yorulma Analizi Parametreleri

Makinelerin yorulmaya karşı tasarımını gerçekleştirebilmek için farklı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Bu yaklaşımları gerilme ya da gerinim dağılımını kullanan yöntemler olarak adlandırılabilir. Gerilme ya da gerinim dağılımlarının kullanıldığı analizlerde makina içerisindeki kritik noktalar tespit edildikten sonra geliştirilmiş yorulma yaklaşımlarından birisi kullanılarak makinanın yaklaşık yorulma ömrü belirlenebilmektedir. Bu metodu kullanabilmek için yapılacak testler neticesinde elde edilecek olan dayanma limiti gibi malzeme özelliklerinin de kullanılması gerekmektedir. [28].

Sonlu elemanlar modeli üzerinden yorulma analizleri gerçekleştirilirken, AW programı içinde bulunan yorulma analizi araçlarından (*Fatigue Tool*) yararlanılmıştır. İlk aşamada bir takım parametreler ve yaklaşımlar belirlenmelidir. Yorulma analizinde genel olarak iki ana yöntem mevcuttur. Bunlar; Gerinim-Ömür (*strain-life*) ve Gerilme-Ömür (*stress-life*) yaklaşımlarıdır. Gerinim-Ömür yaklaşımı günümüzde oldukça yaygın bir şekilde kullanılmaktadır ve yorulmanın düşük çevrim sayılarını karakterize eden, tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir yöntemdir. Diğer yandan Gerilme-Ömür yaklaşımı ise parçanın toplam ömrü ile ilgilenir ve çatlak başlangıcını ve çatlak ilerleyişini kapsamaz. Yorulma analizlerinde kullanılan

yaklaşımları çevrim sayılarına göre sınıflandırırsak; Gerinim-Ömür yaklaşımı, düşük sayılı çevrimler için kullanılır. Bu yüzden, düşük çevrimli yorulma (*low cycle fatigue* - LCF) olarak bilinir. LCF genellikle 10^5 (100000) ve bundan daha düşük çevrimleri kapsar. Gerilme-Ömür yaklaşımı ise, Gerilme-Çevrim (*stress-cycle curve*) diyagramına dayanır ve genellikle yüksek çevrimleri kapsar. Bundan dolayı yüksek çevrimli yorulma (*high cycle fatigue* - HCF) olarak bilinir. HCF, 10^5 ve üzeri çevrimleri kapsar. Problemimiz taşıt problemi olduğu için ve problemi ilgilendiren bu tip taşıt parçalarında yüksek çevrimler beklenildiği için; yorulma analizlerinde Gerilme Ömür yaklaşımı kullanılmış ve malzemelerin S-N diyagramlarından yararlanılmıştır.

6.8.1 Yorulma mukavemet faktörü - K_f

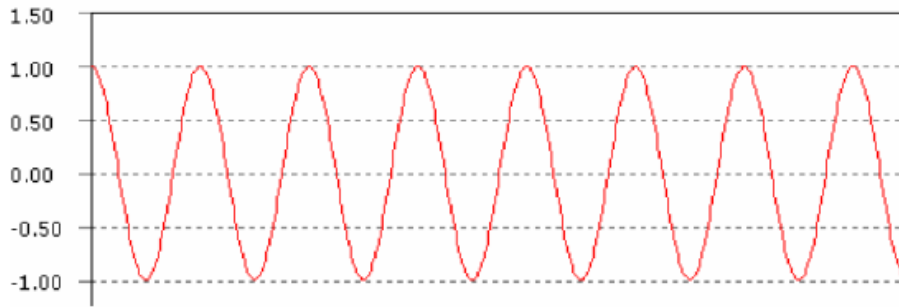
Malzemenin yorulma özellikleri ile ilgili testler genellikle çok özel ve kontrollü koşullar altında gerçekleştirilir. Eğer analiz edilecek parça test koşullarından farklı ise bu modifikasyon faktörü aradaki farkları hesaplamak için kullanılabilir. Yorulma mukavemet faktörü (K_f) yorulma mukavemetini düşürdüğü için birden küçük olmalıdır. Bu faktör sadece gerilme genlikleri için kullanılır ve ortalama gerilmeleri etkilemez. Kısa bir tanımla; analizlerde kullanılacak malzemelerin gerçek ortamı yansıtması için laboratuvar şartlarında oluşturulan S-N eğrilerinin düzenlemesi için kullanılır.

Unutulmamalıdır ki; gerçek ortam şartlarındaki malzemenin göstereceği özellikler, laboratuvar ortamında ölçümleri alınıp, analiz programları içinde oluşturulan malzeme kütüphanelerindeki değerlerden farklılık gösterebilir. Bu yüzden K_f faktörü 1'den küçük bir değer verilerek en uygun çevre şartları yaratılmaya çalışılmıştır.

Ayrıca parçamız büyük olduğu için büyüklük etkisi dikkate alınmıştır. Kullandığımız S-N diyagramı eğilme tipi için yapılan test makinesinden alınmıştır ama parçada çekme basma bölgeleri durumu olduğundan bu kriterde dikkate alınmıştır. Ayrıca çentik etkisi de dikkate alınmıştır. Bu yüzden K_f faktörü 0,62 seçilmiştir.

6.8.2 Yükleme tipinin seçilmesi

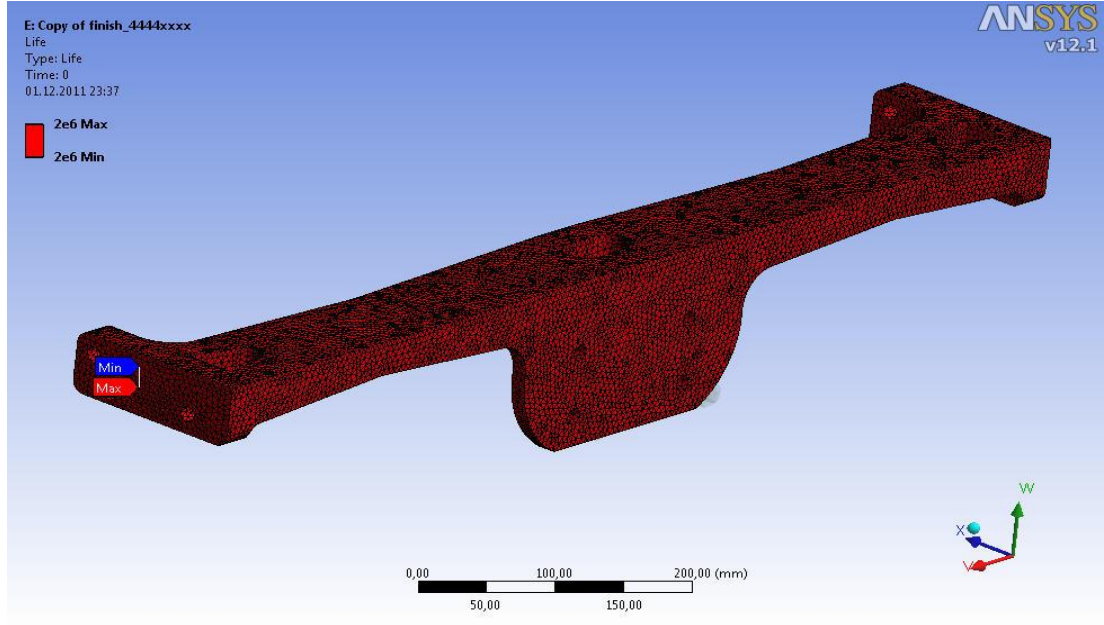
Yorulma analizlerini gerçekleştirirken yükleme tipinin seçilmesi önemli aşamalardan biridir. Aşağıdaki yüklemde x eksenini zamanı belirtmektedir. Şekil 6.11 'de ki grafik tam değişken ya da tam tersinir yükleme olarak geçer. Ortalama gerilmenin '0' olduğu durumdur. Örnek olarak; dönmekte olan ve iki ucundan yataklanmış bir mil verilebilir. Milin her dönmesi bir periyodik değişime, her periyodik değişim de bir yük tekrarına denk gelmektedir. Bu durumda gerilme, mutlak değerce eşit bir üst değer ile bir alt değer arasında değiştiğinden; yükleme tipine tam değişken yükleme durumu denilir. Gerilme oranının eksi bir'e eşit olduğu ($R=-1$) durumdur.



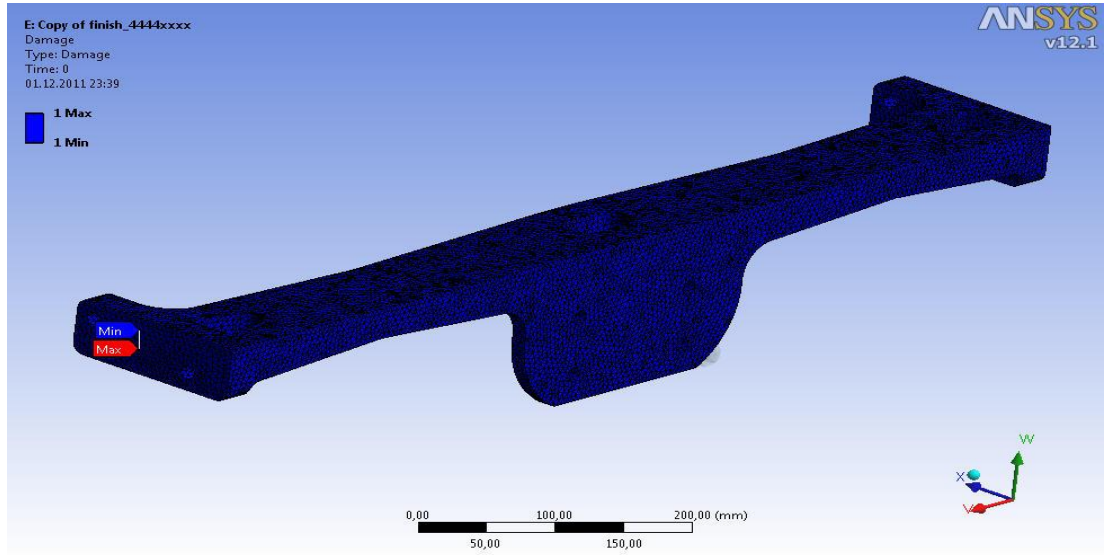
Şekil 6.11. Ortalama gerilmenin 0 olduğu; sabit genlikli, tam değişken yükleme.

6.9 Optimum Tasarımın Yorulma Analizi Sonuçları

Yeni tasarımın yorulma analizlerini gerçekleştirmeden önce, bahsedildiği gibi K_f faktörü, yükleme tipi ve ortalama gerilme ve analiz tipi tanımlanmıştır. Ayrıca yorulma limiti yani sonsuz ömür değeri olarak da 2×10^6 çevrim sayısı olacak şekilde yük tekrarı seçilmiştir. Ayrıca analizlerde kullanılacak malzemenin S-N özellikleri olarak da Çizelge 6.2.'deki gerilme-genlik değerleri kullanılmıştır. Aşağıdaki şekilde optimum tasarımın yorulma ömrü ve 2 milyon çevrim adedindeki zarar hesabı görülmektedir. Şekillerden de anlaşıldığı üzere parçadan beklenen sonsuz ömrü sağladığı ve 2 milyon çevrim altında herhangi bir zarara uğramadığı tespit edilmiştir.

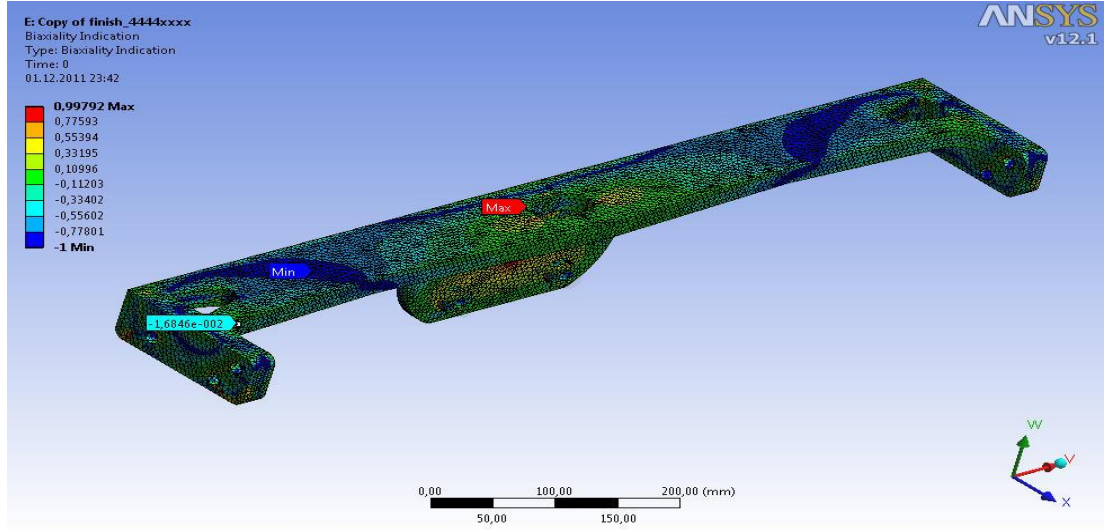


Şekil 6.12. Parçanın yorulma ömrü.



Şekil 6.13. Parçanın 2 milyon çevrim altında hasar hesabı.

Yorulma analizi sonucu alınan bir bilgi de çift eksenlilik göstergesidir. Çift eksenlilik göstergesi sayesinde yapılardaki yorulma sonucu ortaya çıkacak gerilme tipleri konusunda fikir sahibi olunabilmektedir. Bu gösterge sayesinde, kullanıcı bütün model üzerindeki gerilme durumlarının yorumunu kendi yapabilir. Tek eksenli normal gerilmeler 0, tamamen kayma gerilmeleri -1 ve tamamen çift eksenli gerilmeler 1 ile temsil edilir. Yüklemelerin en kritik olduğu bölgelerde, örneğin yorulma güvelik faktörünün kritik olduğu bir bölgeye bakarak, asal gerilmelerin birbirine oranına karşılaştırarak yorum yapılabilir.



Şekil 6.14. Çift eksenlilik göstergesi.

Yukarıdaki Şekil 6.14 numaralı şekilden de görüldüğü gibi gerilmenin maksimum olduğu bölgede $-0,6846e-002$ civarında olup, '0' kabul edilebilir. Dolayısıyla tek eksenli gerilme durumunun bu kritik bölgede hâkim olduğu kolayca söylenebilir.

7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Mevcut yapıda oluşan çatlak probleminin çözülmesi için tasarımda önemli olan kriterler de dikkate alınmak suretiyle topoloji optimizasyonu ile yeni bir model oluşturulmuştur. Optistruct optimizasyon modülünde yorulma ömrü kısıtının tanımlanması ve üretim kısıtının verilmesi ile sonuç odaklı ve üretilebilir yapılar elde edilebildiği görülmüştür. Aşağıdaki Çizelge 7.1 numaralı çizelgede; mevcut durum ve yeni tasarım önerisinin analizleri sonucunda elde edilen değerler verilmiştir. Tablodaki bu değerler karşılaştırılarak, yeni modelin mevcut durum sonuçlarına göre göstermiş olduğu gerilme ve ağırlık değerlerindeki % cinsinden değişimi verilmiştir.

Çizelge 7.1. Mevcut durum ile tasarım önerileri sonuçlarının karşılaştırılması.

Karşılaştırma Kriterleri	Mevcut Durum	Yeni Tasarım
Max. Gerilme [Mpa]	221.48	149.61
Mevcut duruma göre Max. Gerilmede % iyileşme	-	% 32.45
Max. Gerinim	0.0011074	0.00080561
Ağırlık [kg]	30.593	16.675
Mevcut duruma göre Ağırlıkta % iyileşme	-	% 45.49

Çalışmada analizlerin sonuçları değerlendirildiğinde aşağıdaki yorumlar yapılabilmektedir;

1. Yorulma dayanımını arttırmak her zaman ilgili parçanın kalınlığını arttırarak çözülmeyebilir. Bu tip kalınlık artışları parçaların ağırlığında ya da birim fiyatlarında ciddi oranda artışa neden olurken, parçaların mukavemetinde önemli bir artışa neden olmayabilir. Bu yüzden topoloji optimizasyonu ile yeni bir model tasarlayarak daha hafif ve daha mukavemetli parçalar elde edilebilir.

2. Parçalarda konumla delikleri ya da herhangi bir fonksiyon için açılan deliklerin yapı üzerindeki konumu çok önemlidir. Bu deliklere konum verirken, parçanın mukavemetini azaltıcı bölgelere denk gelmemesine dikkat edilmelidir. Bu anlamda parametrik optimizasyon gereklidir. Deliklerin açılacağı konumun ve çapının parametrik modellenmesiyle maksimum gerilme minimize edilebilir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

- [1] **Esen Y.**, 2004. Malzeme ve geometrik bakımdan lineer olmayan çok katlı uzay çerçevelerin optimum boyutlandırılması, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [2] **Vedat TOĞAN ve Ayşe DALOĞLU.**, Çelik Kafes Köprü Kirişlerinin Genetik Algoritma ile Optimum Tasarımı .
- [3] **JASBIR S. ARORA.**, 1989. Introduction to Optimum Design. Singapore, 625 p.
- [4] **Krishna, M.M.R. and Anderson, S.V.**, 2000. Shape optimization application in upper control arm design, *Dana CORP., Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, USA*, 2000-01-3445.
- [5] **Chang, H.S.**, 2006. A study on the analysis method for optimizing mounting brackets, *Hyundai Motor Company, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, USA*, 2006-01-1480.
- [6] **Pan, X.Y., Zonni, D., Chai, G.Z., Zhao, Y.Q. and Jiang, C.C.**, 2007. Structural optimization for engine mount bracket, *Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, USA*, 2007-01-2419.
- [7]. **PERÇİN, A.**, 2000. Bilgisayar Destekli Tasarım Ve Şekil Optimizasyonu Y.L. Tezi, U.Ü. FBE, Bursa.
- [8] ANSYS 5.7, Help, 2001.
- [9] H.P. Mlejnek and R. Schirrmacher, An engineer's Approach to Optimal Material Distribution and Shape Finding, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 106, pp. 1-26, 1993.
- [10] M.P. Bendsoe and O. Sigmund, Material Interpolation Schemes in Topology Optimization, *Arch. Appl. Mech.*, 69, pp. 635-654, 1999.

- [11] M. P. Bendsoe and N. Kikuchi, Generating Optimal Topologies in Structural Design Using a Homogenization Method, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engng*, 71, pp. 197-224, 1988.
- [12] Zekeriya AYDIN., 2006 Öngerilmeli beton kirişli köprü üstyapılarının genetik algoritma ile optimum tasarımı Doktora tezi, KTÜ, Trabzon
- [13] **Onaran, K.**, 2000. Malzeme Bilimi, *Bilim Teknik Yayınevi, İstanbul*, s255-259
- [14] **Bishop, NWM., Sherratt, F.**, 2000. Finite Element Based Fatigue Calculations, NAFEMS.
- [15] **MSC. Fatigue Quickstart Guide**, Introduction, Chapter 1.
- [16] **MSC. Fatigue User's Guide**, Fatigue Theory, Chapter 14
- [17] **Bozacı, A.**, 2000. Makina Elemanları I. Cilt, Seç yayın dağıtım, Çağaloğlu, İstanbul, s1.15 – 1.26.
- [18] **Kreith, F.**, 1999. Mechanical engineering handbook, CRC press LLC, s 1.114 – s1.124.
- [19] **Suresh, S.**, 1998. Fatigue of materials, Cambridge University Press
- [20] **Stephens, R.I., Fatemi, A., Stephens, R.R. and Fuchs, H.O.**, 2001. Metal Fatigue in Engineering, Second Edition, John Wiley & Sons, Inc.
- [21] **Lee, Y.L., Pan, J., Hathaway, R. and Barkey, M.**, 2005. Fatigue testing and analysis, Elsevier Inc. Chapter 7.
- [22] **Dieter, G.E. and Lampman, S.**, 1997. ASM Handbook: materials selection and design. Chapter 1 – Introduction.
- [23] **Sokolnikoff, I.S.**, 1983. Mathematical theory of elasticity. Krieger, Malabar FL, second edition.
- [24] **AnsysWorkbench 9.0 / 11.0 Help**
- [25] **Liu, G.R. and Quek, S.S.**, 2003. The finite element method: a practical course, Elsevier Science ltd., s 251.

[26] Dr. Ing. Herbert Tauscher çevirenler Prof. Dr. Şefik Güleç, Dr. Müh. Ahmet Aran Çelik ve Dökme Demirlerin Yorulma Dayanımı Malzeme davranışı, biçim etkisi ve hesaplama yöntemleri

[27] <http://www.ductile.org> *Annual Book of ASTM Standards*, Volume 01.02, Ferrous Castings, 1987. C. H. Hughes, “Ductile Iron,” *Metals Handbook*, American Society for Metals. Vol. 15, 9th edition, 1988. American Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale, PA, 1989.

[28] **Dag, S., Fıçıcı, F. ve Genis, K.,** İş makinalarında kırılma ve yorulma problemlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi, *Mühendis ve Makina*, Cilt:48, sayı: 571.

ÖZGEÇMİŞ

1987 yılında Van/Muradiye’ de doğdu. Lise öğrenimini Gebze Anadolu lisesinde tamamladıktan sonra 2005 yılında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde lisans eğitimine başladı. 2009 Yılında mezun olduktan sonra aynı yıl içinde Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü’nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2009 yılı kasım ayından itibaren Gebze Belediyesi Başkanlığı İmar ve Şehircilik Müdürlüğünde Kontrol Mühendisi olarak çalışmaktadır.

