

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

OTOMOTİV DÖKÜM PARÇASININ VE
KALIBININ TASARIM VE ANALİZİ

Sedat TURGUT
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
Yrd.Doç.Dr. A.Zafer ŞENALP

GEBZE
2003

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

OTOMOTİV DÖKÜM PARÇASININ VE
KALIBININ TASARIM VE ANALİZİ

Sedat TURGUT
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

GEBZE
2003

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

OTOMOTİV DÖKÜM PARÇASININ VE
KALIBININ TASARIM VE ANALİZİ

SEDAT TURGUT
YÜKSEK LİSANS TEZİ
VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
Yrd.Doç.Dr. A.Zafer ŞENALP

GEBZE
2003

ÖZET

Günümüzde en hızlı gelişen sektörlerden biri olan otomotiv endüstrisinde yakıt tüketiminin azaltılması en önemli hedeflerden biridir. Buna ek olarak yakıt tüketimini azaltmanın yollarından birisi de otomobilde kullanılan komponentlerin ağırlıklarının minimize edilmesidir.

Bu çalışmada malzeme seçimi, parça ve kalıbının tasarım ve analizi ele alınmıştır. Ana başlıklar aşağıdadır:

- **Malzeme seçimi:** Otomotiv endüstrisinde, araçlarda kullanılan komponentler, yoğunluğunun düşük olması ve meknik özellikleri nedeniyle hafif alaşımlı malzemelerden imal edilme eğilimindedirler. Bu çalışmada hafif alaşımlı malzeme olarak (%80 den fazla alüminyum içeren) alüminyum alaşımları seçilmiştir.
- **Parçanın tasarımı:** Fonsiyonellik ve üretim maliyetleri açısından daha iyi tasarımlar elde edebilmek için optimizasyon yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yaklaşım optimum başlangıç tasarım geometrisi ve ürünün pazara zamanında sunulabilmesi için (özellikle ticari sonlu elemanlar yazılımların da yardımıyla) gerekli çalışmalara yardımcı olmaktadır. Bu çalışmada sonlu elemanlar yazılımı olarak Abaqus ve FE-Safe yazılımları kullanılmıştır.
- **Kalıp tasarımı:** Çalışmaya konu olan alüminyum motor bağlantı braketinin kalıp tasarımı ürün geliştirme sürecinin son aşaması olmaktadır. Temel kalıp elemanlarının ele alındığı kalıp tasarımı aşamasında ticari döküm simulasyon yazılımlarından yararlanılması hataların azaltılması ve tasarım değişikliklerinin azaltılması açısından önem kazanmaktadır.

Bu çalışmada, daha verimli tasarım çalışmaları için, optimizasyon yaklaşımı temel mühendislik yaklaşımı olarak düşünülmüştür.

SUMMARY

Nowadays, for the Automotive Industry, which is one of the most rapidly developing industries, reduction of fuel consumption is one of the most important objective. In addition to this one of the ways to reduce fuel consumption is minimize the weight of the components which take part of vehicle.

In this thesis, material selection, part and die design and analysis of the engine bracket is particularly studied. The main headlines are following:

- **Material Selection:** In the automotive industry, there is a tendency of producing most of the parts of vehicles from light alloy materials due to their lower density and good mechanical properties. Aluminium alloys (more than %80 aluminium) selected in this work as light alloy material.
- **Part Design:** Optimisation approach is used to achieve better design concepts by considering functionality and manufacturing costs. This approach provide optimum initial design concept and time to market is reduced using commercial Finite Element Software the design. In this thesis Abaqus is used for FE Analysis.
- **Die Design:** Die design of aluminium engine bracket is the final stage of product development process. Main die component's design is studied and simulation of the process using commercial Finite Volume Softwares is demonstrated to eliminate and reduce design changes.

In this thesis, optimisation approach is considered as the main engineering tool to achieve better design concepts.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tezimi tamamlamam konusunda öncelikle yardımlarından ve değerli katkılarından dolayı danışmanım Sn. Yrd.Doç.Dr. A.Zafer Şenalp'e teşekkür ederim.

Yorulma konusunda araştırma yapmak için Chalmers Üniversitesinde eğitim almamı sağlayan Sn.Haluk Özyavuz, Sn.Tansel Demir ve Sn.Süleyman Adıyaman'a ve Chalmers Üniversitesinden Sn. Jonas Ringsberg, Sn.Hans Andersson ile Elias Kassa'ya teşekkür ederim.

Aileme ve özellikle eşime bana gösterdikleri sabır ve destek nedeniyle ayrıca teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

	<u>SAYFA</u>
ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
ÇİZELGELER DİZİNİ	xiii
 1. GİRİŞ	 1
1.1. Braketin Tanımı	1
1.2. Literatür Taraması	2
1.3. Tez Çalışmasının İçeriği	10
 2. SONLU ELEMENLAR ANALİZİ	 12
2.1. Sonlu Elemanlar Teorisi	12
2.2. Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması	17
2.2.1. Geometrik Model	17
2.2.2. Sonlu Elemanlar Ağı	19
2.2.3. Yüklerin Uygulanması	21
2.3. Analiz ve Post-Processing	22
2.4. Sonuçların Değerlendirilmesi	31
 3. YORULMA ANALİZİ	 33
3.1. Yorulma Teorisi	34
3.2. Yorulma Modelinin Oluşturulması	43
3.3. Yorulma Analizi ve Post-Processing	44
3.4. Sonuçların Değerlendirilmesi	45

4. KALIP TASARIMI	46
4.1. Alüminyum Döküm Yöntemleri	46
4.2. Yüksek Basıncılı Döküm	49
4.2.1. Tezgah Seçimi ve Çalışma Prensipleri	49
4.2.2. Ana Elemanların Hesabı	51
4.2.3. Maçalar	55
4.2.4. Parça Çıkarma	56
4.2.5. Besleme Sistemi	56
4.2.6. Parçanın Katılaşması	60
4.2.7. Soğutma Kanallarının Hesabı	60
4.3. Döküm Hataları ve Dökümden Önce Belirlenmesi Yöntemleri	61
4.4. Kalıp Tasarımının Yapılması	62
4.5 Sonuçların Değerlendirilmesi	63
5. DEĞERLENDİRMELER / ÖNERİLER	64
5.1. Değerlendirmeler	64
5.2. Öneriler	67
KAYNAKLAR	68
ÖZGEÇMİŞ	70

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simgeler</u>	<u>Açıklamalar</u>
L	uzunluk
A	alan, genlik oranı
E	elastisite modülü
u	yer değiştirme
ϵ	uzama
σ	gerilme
σ_m	ortalama gerilme
P_m	ortalama yük
P_a	genlik
P_{max}	maksimum yük
P_{min}	maksimum yük
R	yük oranı
N_f	yük tekrarı
ΔP	yük aralığı
F_0	açma kuvveti
F_f	kapatma kuvveti
F_i	kriko kuvveti
P_i	enjeksiyon basıncı
D	kriko piston çapı, motor piston çapı
d	enjeksiyon piston çapı
P_e	alıştırma basıncı
S	yolluk kesit alanı, enjeksiyon alanı
m	kütlesel debi
V	piston hızı
Q	hacimsel debi
t	doldurma zamanı, katılaşma zamanı
v_a	yolluk doldurma hızı
W	ısı miktarı

θ	sıcaklık
e	et kalınlığı
n	saatteki baskı sayısı
π	pi sayısı
F_e	n adet baskı için kalıbın saatlik ısı kaybı miktarı

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil</u>	<u>Sayfa</u>
1.1. Amerikan patent ofisine kayıtlı 872195 nolu braket	3
1.2. Amerikan patent ofisine kayıtlı 734663 nolu braket	4
1.3. Avrupa patent ofisine kayıtlı 02253559.5 nolu braket	5
1.4. Motor bağlantı elamanlarının optimizasyonu	9
1.5. Salıncak kolu optimizasyonu	9
1.6. Tasarımı yapılan parça için montaj örnekleri	11
2.1. Sonlu elemanlar için yay benzeşimi	15
2.2. Lineer ve non-lineer durum için kuvvet şekil değişimi	16
2.3. Torklink-I geometrik modeli	17
2.4. Yüklerin parça üzerine uygulanması	22
2.5. Torklink-I için Von mises gerilmeleri	24
2.6. Torklink-II geometrik modeli	25
2.7. Torklink-II Von mises gerilmeleri	26
2.8. Torklink-III geometrik modeli	27
2.9. Torklink-III Von mises gerilmeleri	28
2.10. Torklink-IV geometrik modeli	29
2.11. Tetrahedral ve hegzahedral mesh için Torklink4 Von mises gerilmeleri	30
2.12. Torklink-IV için doğal frekans analizi	31
3.1. Malzemenin yük altındaki davranış şekilleri	34
3.2. Yorulmaya bağlı çatlak ilerlemesi ve kırılma	35
3.3. Yorulma yüklerinin tanımlanması	36
3.4. Gerilme genliği-çevrim grafiği	41
3.5. Çevrim-gerilme genliği grafiği	41
3.6. Dang Van kriterine göre yorulma analizi ve sonlu elemanlar ağı	44
3.7. Dang Van kriterine göre yorulma analizi sonuçları	45
4.1. Döküm yöntemleri	46
4.2. Gravite döküm kalıplarında ana komponentler	47
4.3. Alçak basınçlı döküm kalıplarında ana komponentler	47
4.4. Yüksek basınçlı döküm kalıplarında ana komponentler	48

4.5. Yüksek basınç sistemi	52
4.6. Tezgah seçim grafiği	53
4.7. Doğru arakesit şekli	54
4.8. Yanlış arakesit şekli	55
4.9. Genel yolluk kesit profili	57
4.10. Yolluk giriş kesit profili	57
4.11. Yolluk sistemi	58
4.12. Yüksek basınçlı dökümde döküm hatalarının belirlenmesi	62
5.1. Ürün tasarım akış şeması	66

ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>Çizelge</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge-2.1. GD AlSi9Cu3 malzeme özellikleri çizelgesi	19
Çizelge-2.2. Minimum eleman kalitesi değerleri	20
Çizelge-2.3. Önerilen eleman kalitesi değerleri	21
Çizelge 2.4. Analiz sonuçları	32
Çizelge 2.5. Nihai parça için doğal frekans sonuçları	32
Çizelge 3.1. Gerilme-çevrim sayısı verileri	37

1. GİRİŞ

1.1. Braketin Tanımı

Braket genel olarak otomotiv sanayiinde ve yer taşıma araçlarında çeşitli parçaları birbirine bağlamak amacıyla kullanılan bir komponenttir. Braketler bağlantı elemanı olarak kullanıldığı gibi farklı fonksiyonları yerine getirmek için de kullanılmaktadır. Bunlara örnek olarak motor bağlantı braketleri, alternatör braketleri, salıncak kolu gösterilebilir. Braketlerin tümünde amaç sistemlerin her türlü çalışma koşullarında taşınması gereken yükleri emniyetli bir biçimde taşıyarak bağlantı görevini yerine getirmesidir.

Günümüzde özellikle yakıt tüketimini azaltmak amacıyla bağlantı braketleri genel araç ağırlığını artırmaması için hafif alaşımlı malzemelerden üretilmektedir. Motor bağlantı braketlerinin en önemli fonksiyonu güç aktarma sistemini her türlü koşullar altında emniyetli bir şekilde taşımak, desteklemek ve çeşitli komponentler arasında bağlantı sağlamaktır.

Motorun üretilmesi aşamasından sonra motor ve güç aktarma sistemi ile ilgili braketlerin tasarımını ve montajını değiştirmek çoğu zaman mümkün olmamaktadır veya teknik ve mali sorunlar yaratmaktadır. Bu nedenle braket tasarımının motor ve güç aktarma sistemiyle birlikte eş zamanlı olarak yapılması gerekmektedir.

Bir motor bağlantı braketi motoru otomobilin gövdesine bağlar. Eğer braket yeterli rijitliğe sahip değilse gürültü ve titreşimden kaynaklanan sorunlar oluşabilir. Ayrıca eğer braket yeterince iyi tasarlanmamış ve zayıf bir yapıya sahipse otomobilin hızlanması ve frenleme esnasında ani zorlanmalar karşısında sorun yaratabilmektedir. Bütün bu nedenlerden ötürü braket yeterince rijit ve mukavemetli olmalıdır.

Mukavemet hesaplamaları sırasında emniyet katsayısı dikkate alınarak motorun kütlesinden dolayı meydana gelen yükleme koşulları için analizler yapılmalıdır.

Braket tasarımı ile ilgili olarak bu çalışmada braket taslak tasarım, sonlu elemanlar analizi yardımı ile şekil optimizasyonu, kalıp tasarımı çalışmaları yapılacaktır. Şekil optimizasyonu, ticari bilgisayar destekli tasarım ve mühendislik yazılımları kullanılarak yapılacaktır.

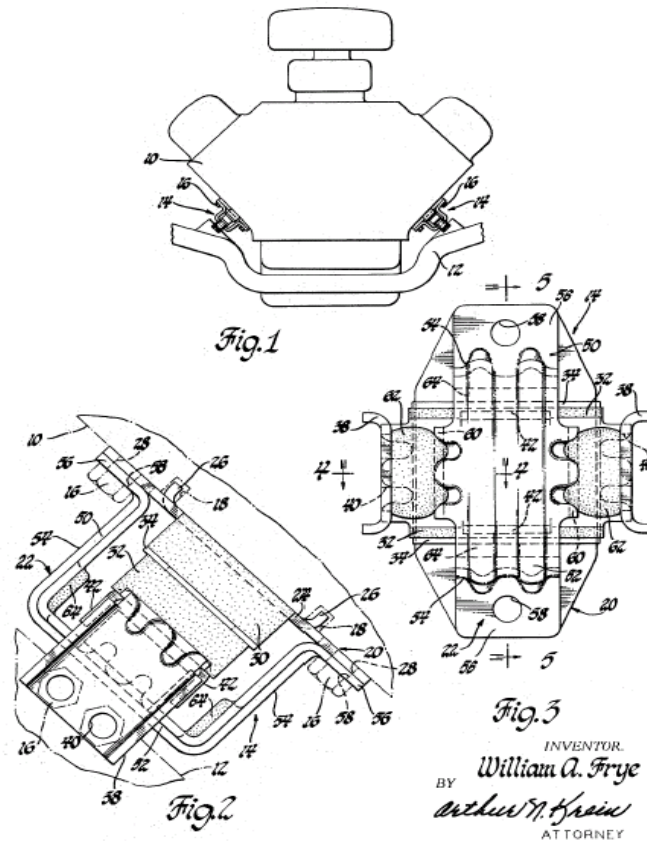
1.2. Literatür Taraması

Literatürde braket tasarımı ile ilgili elde edilen çalışmalar üç ana kategoride düşünülmektedir:

- 1- Patent almaya hak kazanan özgün çalışmalar
- 2- Tez çalışması olarak literatüre geçen çalışmalar
- 3- Çeşitli bilimsel yayınlarda yayınlanmış olan çalışmalar

Farklı kauçuk bileşimlerinin kullanılmasına izin verebilen, General Motor firmasından William A. Frye tarafından 1971 yılında patenti alınan 872195 başvuru numaralı patente yer alan braketin geometrik şekli Şekil 1.1 de gösterilmiştir Bu braketin motor bağlantı montajında birbirine bağlanan iki destek elemanı vardır.

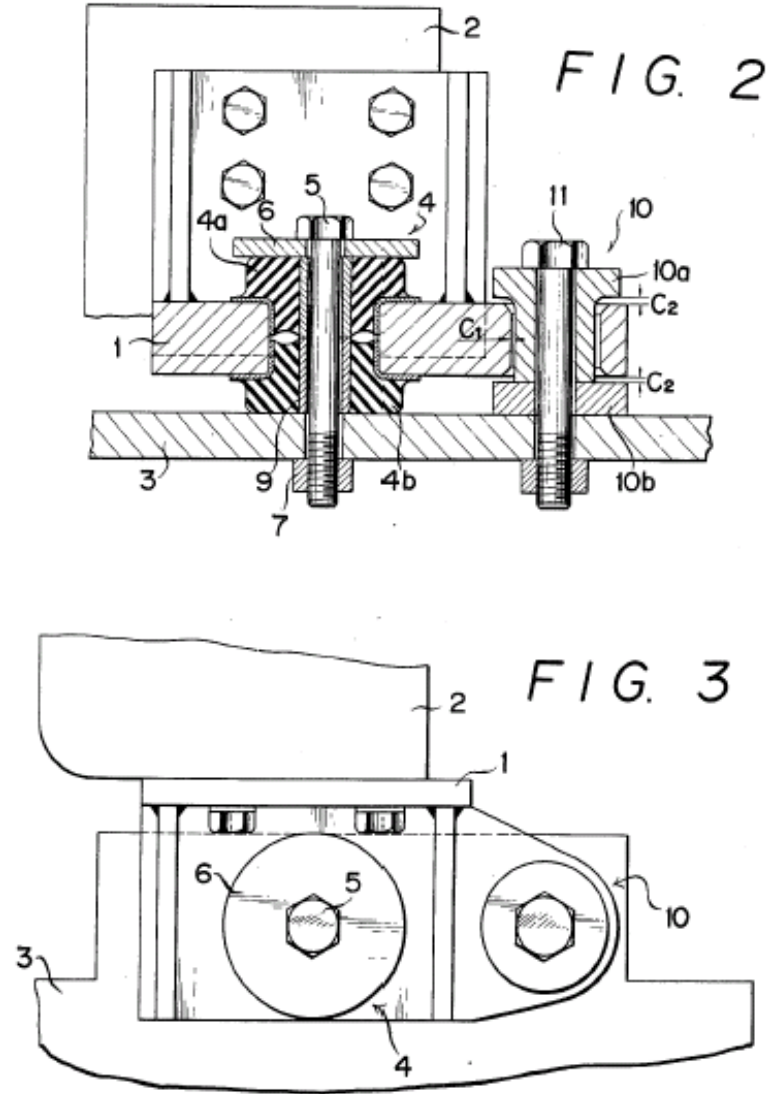
İlk elemanda motor bağlantı braketini ile destek braketini kullanılırken diğerinde dönme ile ileri ve geri sıkışmayı engelleyen koruyucu bir kauçuk içeren ikincil motor bağlantı braketini ile iki destek elemanı monte edilmiştir. Bu başvuru Amerika Patent Ofisine kayıtlıdır.



Şekil 1.1. Amerikan Patent Ofisine kayıtlı 872195 nolu braket

Otomobilin ana şasisinden dolayı oluşan her yönde etki edebilen ve motoru etkileyen titreşimi sönmüleyebilmek için bir motor bağlantı braketini monte edilebilir. Şasiyle motor arasındaki bağlantıyı sağlayan bu braket öncelikle bağlanacağı parçalara cıvata ile bağlanır. Kauçuk bir destek motor tarafı elemanını ilk cıvata ile bağlanırken öteki cıvata da braketin şasi tarafındaki parçaya bağlar.

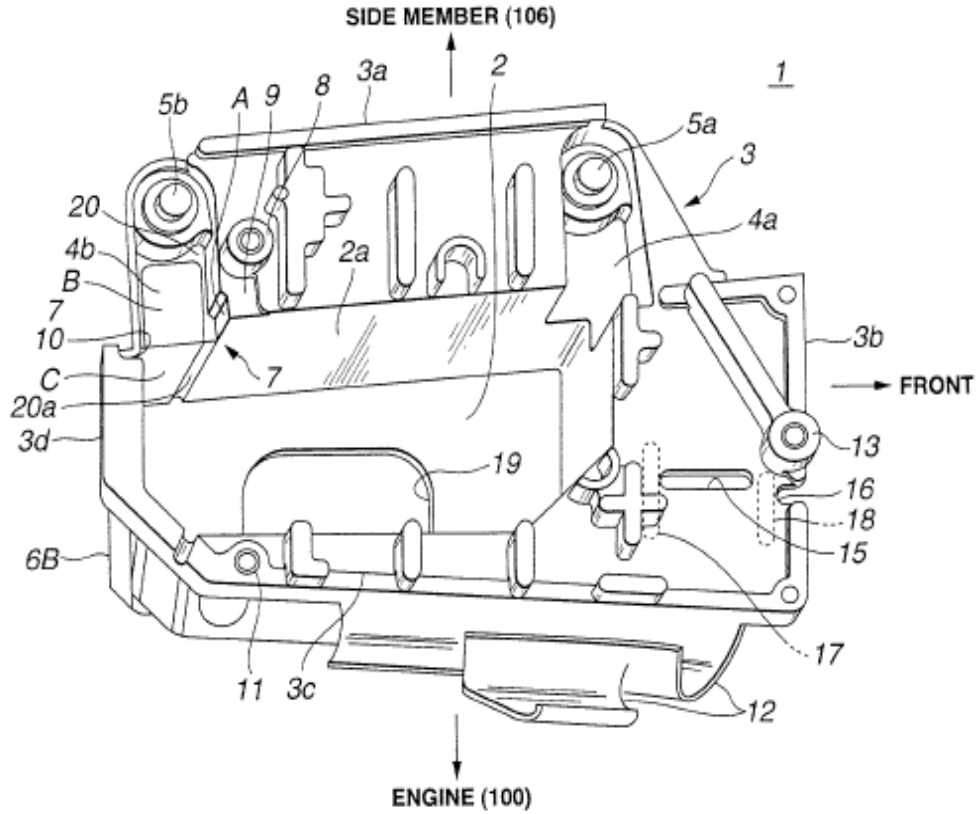
Japon Mühendis Shingo Ootha 1976 yılında patenti alınan 734663 başvuru numaralı patente konu olan braket Şekil 1.2 de görülebilmektedir. Bu başvuru da Amerika Patent Ofisine kayıtlıdır.



Şekil 1.2. Amerikan Patent Ofisine kayıtlı 734663 nolu braket

Üç kısımdan oluşan, aksinel olarak uzanan bir araç, braket tarafından bağlanan yapısal bir elemana sahip olarak oluşturulmaktadır. Braketin bağlantı sağladığı elemanları ve ana kısımları Şekil 1.3.'te gösterilmiştir. Nissan Motor firmasından üç mühendis tarafından 02253559.5 numaralı başvuru, 2002 tarihinde Avrupa Patent Ofisi'ne yapılmıştır.

EP 1 260 427 A2

FIG.1

Şekil 1.3. Avrupa Patent Ofisine Kayıtlı 02253559.5 nolu braket

Pik döküm yöntemi ile üretilen komponentlerin tasarımında yorulma nedeniyle oluşabilecek kalıcı hasarların önlenmesi için gerekli şekil optimizasyonu büyük önem taşımaktadır [Lindqvist, 1999].

Pik döküm komponentlerin çok eksenli ve yüksek çevrim sayılı yorulma analizini (süspansiyon kolu vb. komponentlerde) genel yükleme koşulları altında incelenmektedir.

Biaxial yorulma deneyleri salıncak kolu için yapılmış ve deneylerde sabit genlik, in-phase, out-of-phase yüklemesi uygulanmış ve yorulma başlangıcı kriteri olarak kritik düzlem (Dang Van ve Papadopoulos yaklaşımlarındadır) yaklaşımı kullanılmaktadır.

Yorulma analizi için; sayısal metotların kullanımı, çok eksenli ve tek eksenli yorulma için ömür tahmini, lineer elastik kırılma mekaniği ile geleneksel gerilme ve şekil değiştirme temelli yorulma teorileri incelenmektedir.

Demiryolu raylarının yuvarlanma teması ile oluşan yorulmasının çatlak başlangıcının incelenmesi ve yorulma analizi gerilme temelli yaklaşım veya lineer elastik kırılma mekaniği yaklaşımı ile yapılmaktadır [Ringsberg, 2000].

Trafik yoğunluğunun ve tren raylarına daha büyük yüklerin uygulanması ile demiryollarında yorulma konusu daha büyük bir önem taşımaktadır.

Bu tip komponentler için yorulma ömür tahmini için belirli bir strateji geliştirilmeye çalışılmaktadır. Bu strateji sonlu elemanlar analizi ile çok eksenli yorulma çatlak başlangıcı modeli kritik düzlem yaklaşımı ve yorulma hasarının birikimi yaklaşımlarını birleştirmektedir. Sonuç olarak değişken genlikli yüklemenin elastik ve plastik yüklemelerden kaynaklanan yorulma üzerindeki etkisi incelenmektedir.

Otomotiv endüstrisinde bir çok otomobil komponentleri için yorulma problemi ile karşı karşıya kalınmaktadır. Tüm komponentler aracın bütün kullanım ömrü boyunca araçta emniyetli bir şekilde kullanım sağlayacak biçimde güvenilirlik yaklaşımıyla tasarlanmalıdır. Tasarım aşamasında servis yüklerine eşdeğer bir yükleme oluşturabilmek için gittikçe artan hasar verme yöntemi kullanılmaktadır. Yorulma konusunda genel olarak iki kriter bulunmaktadır.

Yüksek çevrim sayılı yorulma kriteri krank mili veya şasi parçaları gibi parçalar için kullanılırken düşük çevrim sayılı yorulma kriteri elastik olmayan şekil değiştirmenin de meydana gelebildiği silindir kafası veya egzoz manifoldu gibi

parçalarda kullanılmaktadır. Yüklemenin tarifi otomobilin normal kullanım şartlarındaki maruz kaldığı yükler ve beklenmeyen yüklemelerle açıklanmaktadır.

Gerilme-Mukavemet analizi ile ilgili otomobilin her türlü çalışma koşulu için emniyet faktörü göz önüne alarak tasarım prosedürünün genel güvenilirlik durumu göz önüne alınmaktadır.

Veri analizi, eşdeğer hasar yüklemesi otomobillerde muhtemel karşılaşılan yükleme durumuna en uygun kaydedilen sinyaller ile ilgili veri analizleri önem taşımaktadır. Tüm çevrimi tarif eden sürecin en uygun bir şekilde deneysel çalışmalar için dönüşümünün nasıl olacağı ayrıca incelenmelidir.

Yüksek çevrim sayılı yorulma, çok eksenli yorulma için tasarım kriteri, süspansiyon sisteminin komponentleri, kaynak bağlı yapıların yorulması ile ilgili araştırmalar Bignonnet'in çalışmasında yer almaktadır. Bu çalışmada örnek olarak da Peugeot 307'nin yapısı ile ilgili araştırma kısaca açıklanmaktadır. [Bignonnet, 1999].

Araçta karşı karşıya gelinen karmaşık termomekanik olaylardan dolayı oluşan yorulma konusu bu sıcaklığın önemli olduğu çalışma koşullarındaki braketler için dikkate alınmalı ve ısı gerilmeler hesaplamalara dahil edilmelidir.

Braketlerin kaynak konstrüksiyonları ile bağlandığı durumlarda çok eksenli hesaplama metodu ve kaynak konstrüksiyonları için yorulma konusu önem kazanmaktadır. Bu koşullarda kullanılan braketler için Dang van tarafından geliştirilen ve eşdeğer gerilme değerine göre düzlemsel işlenmiş deney numunesi için geçerli olmaktadır. Hesaplamalarda da kabuk elemanlardan oluşan mesh kullanılmalı ve kaynak prosesinden ileri gelen lokal rijitliklerin artması ve otomotivdeki yapılarda yarattığı olumlu katkılar incelenmelidir [Dang van et al, 1998].

Pik dökümden üretilmiş bir parçanın orantılı olmayan değişken genlikli eğilme ve burulma durumunda kritik düzlem yaklaşımının gerilme temelli yorulmaya göre değerlendirilmesinin gereği Bagnanvillet'in çalışmasında vurgulanmıştır [Bagnanvillet et al, 1998].

Pürüzsüz deney numuneleri için yorulma test dataları kullanılarak yaygın olarak bilinen Smith-Watson Topper (SWT), Fatemi Socie, Wang-Brown ve Morel ömür hesaplama metotları tasarım açısından önemlidir. Bir çok farklı değişken genlikli gerilme kontrollü testlerde en uygun sonuçların SWT ve Morel metotlarıyla hesaplandığı ortaya çıkarılmıştır.

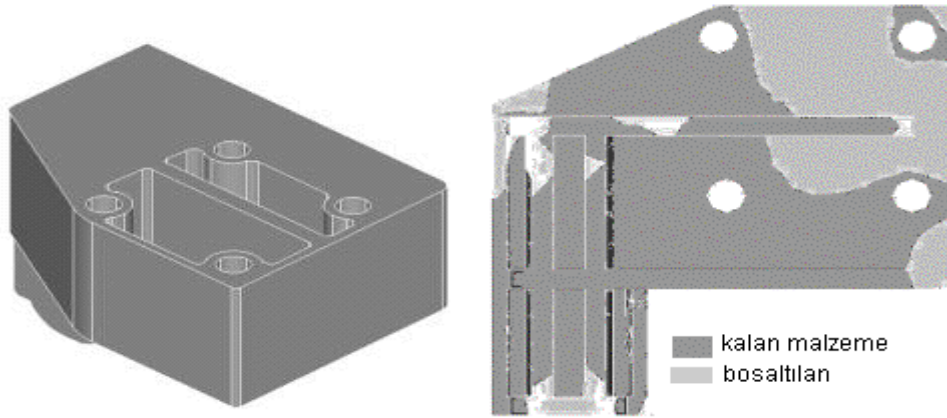
Taşıt elemanlarının optimum topoloji yaklaşımı ile tasarımının ele alınması günümüzde braket tasarımında temel yöntem olarak benimsenmiştir.

Otomotiv endüstrisinde karşılaşılan önemli problemlerden birisi, ürün geliştirmenin ilk aşamalarında ürün maliyetini ve performansını düşünerek nasıl daha iyi yapısal tasarımlar elde edilebileceğidir. Topoloji tasarım optimizasyonu yaklaşımı tasarım sonrası işlemler için kullanılabilecek optimum yapısal modelin belirlenmesinde Bilgisayar Destekli Tasarım sistemleriyle birlikte kullanılmaktadır.

Topoloji optimizasyonu ile taşıt elemanlarının nasıl optimum şekilde tasarlanabileceği, ön süspansiyon sistemlerinde kullanılan salıncak kolu ve motor bağlantı elemanı örnek çalışmaları Yıldız ve ark., [2002]. tarafından anlatılmıştır

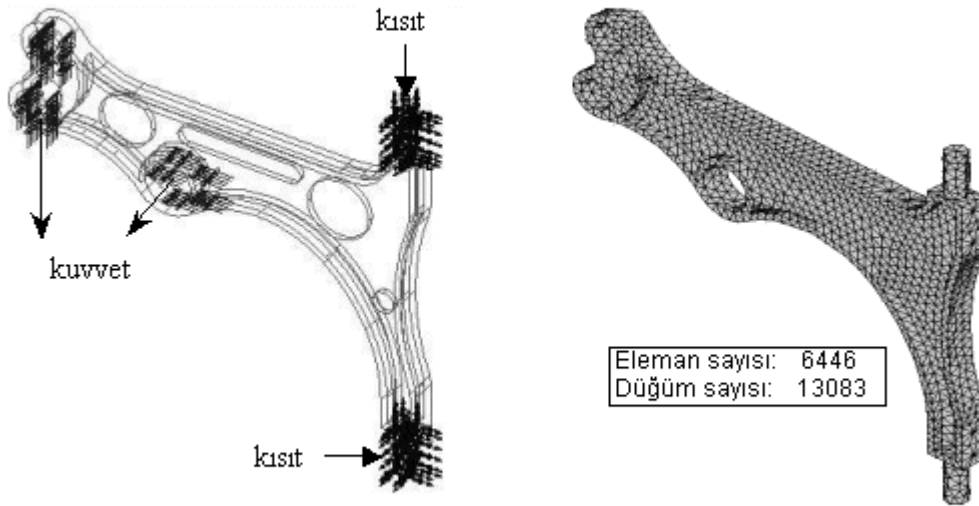
Topoloji optimizasyon yöntemlerinden homojenleştirme ve malzeme dağıtım metotları salıncak kolu ile motor bağlantı elemanının topoloji optimizasyonu bu yöntemler kullanılarak yapılmıştır.

MOTOR BAĞLANTI ELEMANININ OPTİMİZASYONU



Şekil 1.4. Motor bağlantı elamanlarının optimizasyonu

OPTİMİZASYONU YAPILAN SALINCAK KOLU



Şekil 1.5. Salıncak kolu optimizasyonu

1.3. Tez Çalışmasının İçeriği

Yapılacak olan bu çalışmada ilk olarak braket ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. Braketin otomobildeki genel fonksiyonları ve brakette bulunması gerekli özellikler tanımlanmıştır.

İkinci Bölüm’de tasarlanan braketle ilgili sonlu elemanlar analizleri ele alınmıştır. Bunun yanı sıra sonlu elemanlar analizinin temel kavramları ve analizi yapılan braketle ilgili sonlu elemanlar analizinin detayları belirtilmiştir.

Üçüncü Bölüm tasarımı yapılan braketin yorulma analizini içermektedir. İkinci Bölümdeki yapıya benzer olarak yorulma analizinin temel kavramlarına yer verilmiştir. Yorulma konusunda özellikle otomobillerde kullanılan braketler için kullanılan stres temelli yorulma açıklanmıştır.

Dördüncü Bölümde tasarımı yapılan braketin üretim yöntemi ve kalıbın tasarımı ele alınmıştır. Kalıp tasarımı ile yorulma dayanımı arasındaki ilişki dikkate değer olduğundan bu ilişkiler belirlenmeye çalışılmıştır.

Beşinci Bölümde de yapılan çalışmanın değerlendirilmesi ve öneriler yer almaktadır. Ayrıca son bölümde yapılan çalışmanın amaca ne kadar yaklaştığı analiz edilecektir.

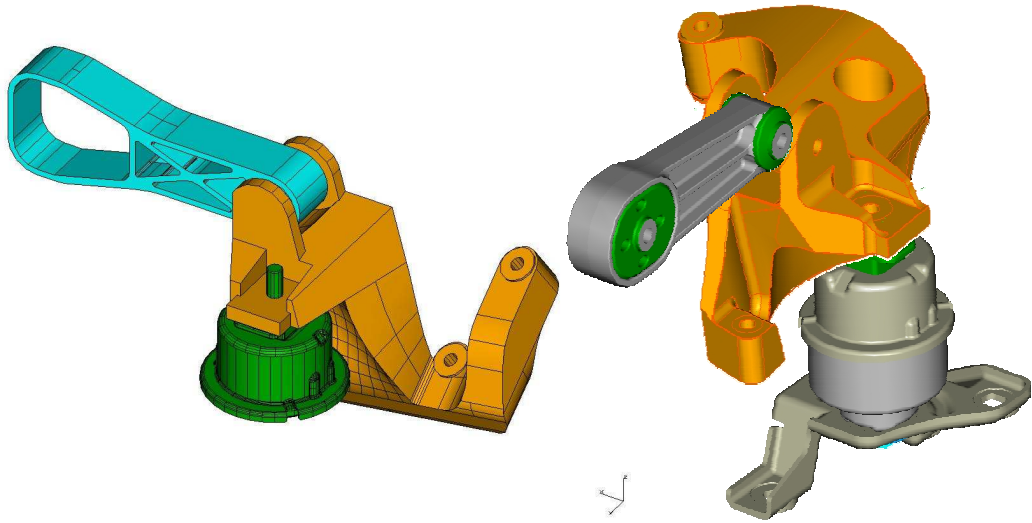
Öncelikle tasarımı yapılan parçanın kullanım koşulları ile ilgili olarak, montaj ile ilgili kıs bir bilgilendirme yerinde olacaktır.

Enine yerleştirilmiş motor konsepti son dönemde sık olarak kullanılmaktadır. Motor bağlantısı için bağlantı braketlerinden biri de oluşan tork etkisini engellemek için kullanılan bağlantı parçasıdır. Bu tezde incelenen bağlantı parçasının genel olarak geometrik şekli ve kullanıldığı montaj Şekil 1.8 de gösterilmiştir. Çalışma koşullarında yükün iletilmesi sırasında titreşim hareketini sönmölemek ve ani kuvvetleri engellemek gibi görevleri vardır. Ayrıca aracın hızlanması, frenleme ve

virajların dönülmesi sırasında aracın gövdesini titreşime bağlı etkilerden korumaktadır.

Braket tasarımı sırasında muhtemel teknik tasarım beklentileri şu şekilde sıralanabilir:

- Malzemenin belirlenmesi
- 3D model (Maliyet, ağırlık ve üretim açısından optimum model)
- Lineer FE analiz, doğal frekansın belirlenmesi
- Parçayı tanımlayan temel 2D görünüşler
- Ağırlık



Şekil 1.6. Tasarımı yapılan parça için montaj örnekleri

2. SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

2.1. Sonlu Elemanlar Teorisi

Gerçek bir parça tasarımında parçayı oluşturan geometri genel olarak tek bir matematiksel ifade ile anlatılamayacak kadar karmaşıktır. Malzeme yapısı kimi durumlarda izotrop olarak kabul edilse bile aslı itibarıyla tüm yapılar anizotropik bir yapıda bulunmaktadır. Yapı içerisinde süreksizlikler çeşitli kesitlerdeki duvar kalınlıklarının farklılıkları yapı geometrisinin bu şekilde olması klasik mukavemet metotlarını güvenilir kılmamaktadır [Azar, 1990].

Özellikle bilgisayar alanındaki gelişmelere bağlı olarak önemi ve uygulama alanı genişleyen Sonlu Elemanlar Analizi (FEA; Finite Element Analysis), yöntemi karmaşık parçaları çözülmesi daha kolay olan küçük parçalara bölerek çözmek ve çözümleri birleştirmek olarak özetlenebilir. Esas itibarıyla yapılarda seçilen kuvvetler ve buna karşılık gelen deplasmanlar ve kuvvetler arasında bağıntılar kurularak lineer cebrik denklem takımlarının oluşturulması ve çözülmesi esastır.

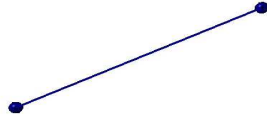
Sonlu elemanlar metodunun kullanılması 1960'lı yıllara hatta daha öncelere dayanmakla birlikte özellikle yüksek hızlı ve yüksek bellekli sayısal bilgisayarların gelişmesiyle yaygın bir şekilde kullanılan bir yöntem olmuştur [Allen and Harwey, 1985].

Bu yöntemin avantajlarından bazıları aşağıdadır:

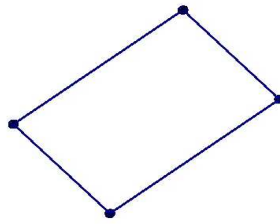
- Gerçek yapı, birçok yapı elemanından oluşan bir matematik model olarak oluşturulabilir.
- Yükleme durumları, artık gerilmeler, ön gerilmeler, ısı yükleri, sınır koşulları göz önüne alınabilir.
- Lineer olmayan yapı problemleri çözülebilir.
- İzotrop olmayan ve süreksizlik içeren malzemeler kullanılabilir.
- Sayısal bilgisayarlar sayesinde hesaplanması tamamen otomatik hale getirilerek zaman tasarrufu sağlanabilir.

Sonlu elemanlar yönteminde yapıyı oluşturan elemanların bazıları aşağıda gösterilmiştir:

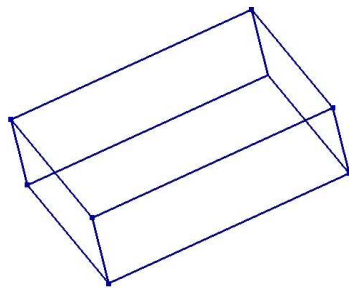
- Tek boyutlu eleman: Yay, kiriş eleman gibi.



- İki boyutlu eleman: Membran, levha ve kabuk elemanlar gibi.



- Üç boyutlu eleman: Tetrahedral, Brick eleman, vs.



Yapısal analiz problemlerin birçoğu lineer statik olarak kabul edilerek çözülebilecek problemler olmaktadır. Bu çalışmada da problem lineer statik bir problem olarak göz önüne alınmış ve tetrahedral elemanlar kullanılmıştır. Ancak şekil optimizasyonu sonunda elde edilen nihai parça için hegzahedral elemanlar kullanılarak da çözüm sağlanmıştır.

Lineer statik problemler için aşağıdaki kabuller yapılmaktadır:

- 1- Deformasyonlar küçüktür. (Uygulanan yükler şekil değişimine uygun olarak değişmez ve denge denklemleri değişimin her anı için yazılmaz.)
- 2- Malzemeler elastik olarak kabul edildiğinde plastik şekil değişimi göz ardı edilmektedir.
- 3- Statik yükler sisteme uygulanırken çok yavaş bir şekilde uygulanmaktadır sabit rejimde uygulanmaktadır.

Lineer statik analiz sistemin yüklere karşı davranışı hakkında bilgi alınmasını sağlarken genel olarak iyi bir yaklaşım olmasının yanında, lineer olmayan analiz için de esas teşkil etmektedir. Lineer statik analiz ile ilgili temel bağlantılar öncelikle incelenmelidir.

Denklemlerde kullanılan değişkenler:

$u = u(x)$: Yer değiştirme

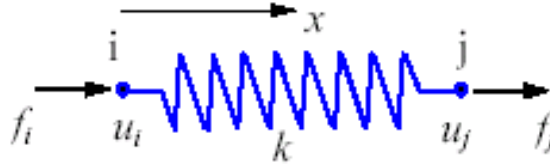
$\varepsilon = \varepsilon(x)$: Uzama

$\sigma = \sigma(x)$: Gerilme

Uzama-Şekil Değişirme Bağıntısı:

$$\varepsilon = du \div dx \quad (2.1)$$

Sonlu elemanlar analizi için kullanılan elemanların temel eşitlikleri için bir benzeşim yapmak gerekirse yay eleman benzeşimi yapılabilir.



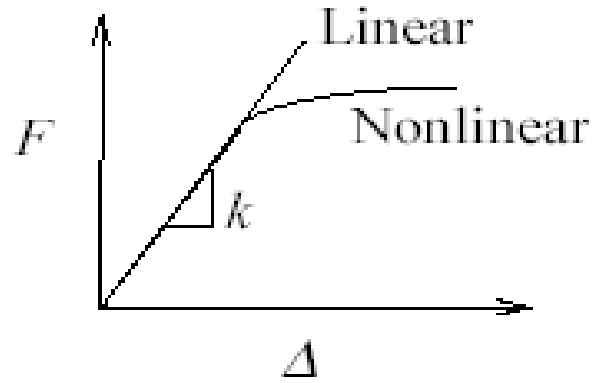
Şekil 2.1. Sonlu elemanlar için yay benzeşimi

İki nod	i, j
Nodal yer değiştirme	u_i, u_j (in, m, mm)
Nodal kuvvetler	f_i, f_j (lb, Newton)
Yay sabiti (Katılık)	k (lb/in, N/m, N/mm)

Yay kuvveti – yer değiştirme ilişkisi:

$$F = k\Delta \quad (2.2)$$

$$\Delta = u_j - u_i \quad (2.3)$$



Şekil 2.2. Lineer ve non-lineer durum için kuvvet şekil değişimi

$k = F / \Delta$ (>0) Bir birimlik şekil değişimi için gerekli kuvvet.

Bu çalışmada lineer problemler göz önüne alınmıştır. Yay benzeşimi için eşitlikler herhangi bir i nodu için aşağıdadır:

$$f_i = -F = -k(u_j - u_i) = k u_i - k u_j \quad (2.4)$$

j nodu için,

$$f_j = F = k(u_j - u_i) = -k u_i + k u_j \quad (2.5)$$

Matris formu için:

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_i \\ f_j \end{Bmatrix}$$

$$k u = f \quad (2.6)$$

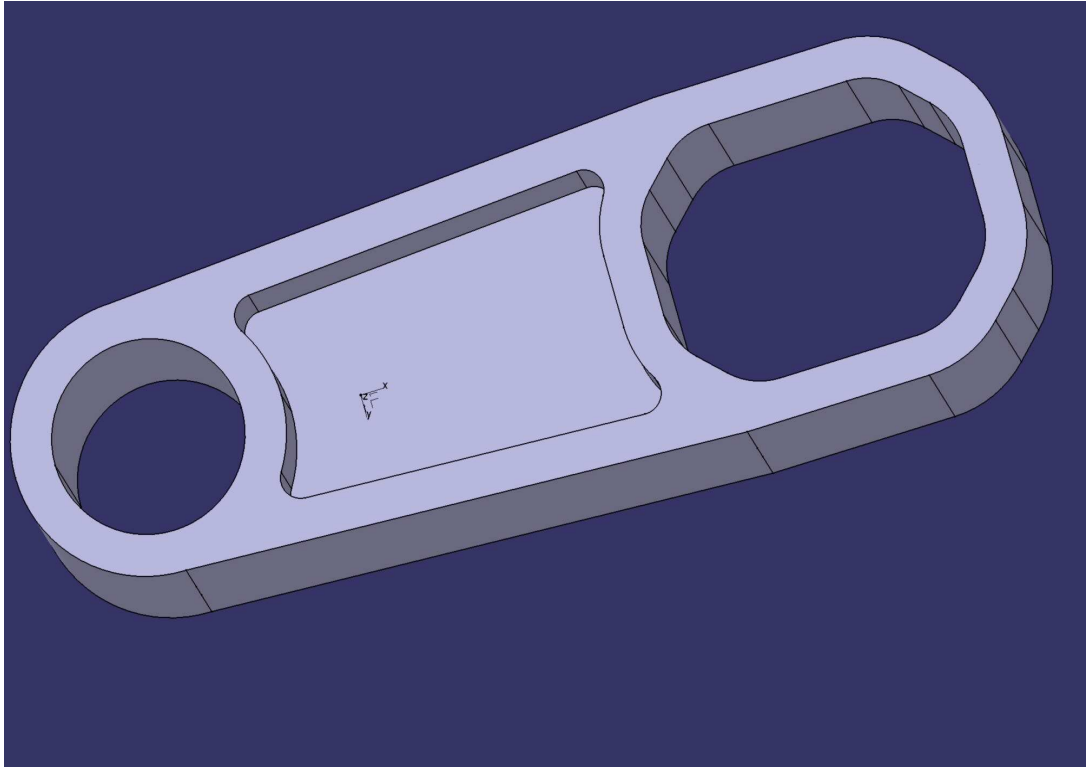
k = (Eleman) rijitlik matrisi

u = (Eleman) yer değiştirme vektörü

2.2. Sonlu Elemanlar Modelinin Oluşturulması

2.2.1. Geometrik Model

Sonlu elemanlar modelinin oluşturulabilmesi için öncelikle şekil olarak tasarımın ileri aşamalarında geliştirilecek olan parçanın montaj içerisindeki boyutlarının ve genel geometrisinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu amaçla ticari Bilgisayar Destekli Tasarım yazılımlarından Catia programı kullanılmış ve parça modellemesi gerçekleştirilmiştir. Bu model şekil 2.3’de gösterilmiştir. Oluşturulan ve analiz edilecek ilk şekle Torklink-I ismi verilmiştir. Yapılacak analizden sonraki sonuçlardan sonra geliştirilmiş yeni parçalar sırasıyla Torklink-II, Torklink-III ... olarak adlandırılmıştır.



şekil 2.3. Torklink-I geometrik modeli

Geometrik modelin oluşturulmasında dikkat edilecek hususlar şunlardır:

- Modelleme yapılan Bilgisayar Destekli Tasarım yazılımında parametrik modelleme yapılmasına dikkat edilmelidir. Parametrik modelleme tasarımın ilerideki aşamalarında tasarım değişikliklerinin daha kolay bir şekilde yapılarak tasarım değişiklikleri için zaman kaybedilmesini engelleyecektir. Bunun yanı sıra parametrik tasarım çalışması tasarım sırasında yapılacak muhtemel hataların azalmasına yardımcı olacaktır.
- Parçanın maruz kalacağı yükler ana hatlarıyla belirlenmeli ve buna uygun modelleme yapılmasına dikkat edilmelidir. Örneğin eğer yükleme yönü belli ise bu yöndeki yüklemeyi taşıyacak tarzda federler eklenmelidir.
- Malzeme belirlenmelidir. Malzemeni belirlenmesi için malzeme ile ilgili değerler araştırılmalıdır. Bu amaçla Çizelge 2.1 hazırlanmıştır. Malzeme özelliklerinin yer aldığı bu çizelge DIN Standardından elde edilmiştir. Hedeflenen malzeme kütlesine göre tasarım yapılmalıdır. Bu amaçla ticari Bilgisayar Destekli Tasarım yazılımlarının Knowledge modülü kullanılmalıdır. Bu modülün kullanımı ile hedef kütle değeri aşıldığı anda parça tasarımını yapan tasarımcı yaptığı dizaynın kütlesinin hedeflenen değeri aştığını fark edebilecektir.
- Geometrik tasarım sırasında üretim prosesi de göz önüne alınmalı ve üretimini en uygun olacağı tasarım yapılmalıdır. Ürün performansını etkileyecek bazı önemli parametreler tasarım esnasında doğru bir şekilde değerlendirilmelidir.

İlk tasarım çalışması sonucunda elde edilen parçanın kütlesi 237,5 g. olarak ortaya çıkmıştır. Malzeme ile ilgili değerler ilgili DIN Standardından alınmış ve Çizelge-2.1. de gösterilmiştir.

İlk oluşturulan geometrik modelin analiz edilmesinden sonra elde edilen sonuçlara göre yeni geometrik modeller geliştirilmelidir.

Taslak modelden yola çıkarak yeni geometrik modellerin oluşturulabilmesi için gerekli çalışma bir optimizasyon çalışmasının konusu olmaktadır. Şekil optimizasyonu adı da verilen bu çalışma için tez çalışmamızda gerekli aşamalar görülecektir.

Taslak model (Torklink-I) için yapılacak sonlu elemanlar analizinin sonuçlarına göre geometrik model değiştirilecek ve yeniden sonlu elemanlar metodu ile analiz edilecektir. Analizler Torklink-II, Torklink-III ve Torklink-IV için tekrarlanacak ve gerilme dağılımının değerlendirilerek gerekli geometrik değişikliklerin yapılması ile bir sonraki geometrik model elde edilmiş olacaktır.

Çizelge 2.1. GD AlSi9Cu3 malzeme özellikleri çizelgesi

DIN 1725 MALZEMELERİNİN ÇİZELGESİ													
I- ANALİZ KOMPOZİSYONLARI													
Malzeme	Malzeme standart	Kimyasal kompozisyon %											
Standardı	No	Safsızlık											
			Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Ni	Zn	Ti	Sn	Pb	H.BİRİ TOPLAM
DIN 1725	3..2163.05	Min.	8,0	---	2,0	0,1	0,1	---	---	---	---	---	---
		Max.	11,0	1,2	3,5	0,5	0,5	0,3	1,2	0,15	0,1	0,2	0,05 0,15
II- MUKAVEMET DEĞERLERİ													
Malzeme	Malzeme standart	Yoğunluk	Kopma Mukavemeti	Min . Akma Mukavemeti	Uzama (Kırılma	Brinell Sertliği							
Standardı	No	Kg/ m3	Mpa	(0.2%) Mpa	Sonrası) %	HB (500 kg)							
DIN 1725	3.2163.05	2.75	240 – 310	140 - 240	0,5 - 3	80 - 120							

2.2.2. Sonlu Elemanlar Ağı

Sonlu elemanlar ağı hazırlanırken ABAQUS Versiyon 6.3-4 programının CAE modülü kullanılmıştır. Esas itibariyle tüm Bilgisayar Destekli Mühendislik yazılımları gibi bu programda da üç ana modül bulunmaktadır.

- Pre-Processing (Sonlu elemanlar ağının ve sınır koşullarının oluşturulduğu modül.)
- Solver (Çözümün yapıldığı modül)
- Post-Processing (Elde edilen sonuçların gösterildiği modül)

Sonlu elemanlar ağının için iki farklı eleman tipi için de analiz yapılmıştır. Final model için oluşturulan geometrik model Torklink-IV için tetrahedral elemanlar kullanılarak yapılan analiz hegzahedral elemanlarla karşılaştırılmış ve sonuçların birbiri ile son derece benzer olduğu görüldüğünden tetrahedral elemanların kullanılmasında bir sorun olmadığı tespit edilmiştir.

Elde edilen sonlu elemanlar ağının değerlendirilmesi için otomotiv sanayiinde mühendislik uygulamalarında kullanılan kriterler kullanılmıştır bu kriterler Tetrahedral elemanlar için Çizelge-2.2 de hegzahedral elemanlar için Çizelge 2.3 de görülebilir.

Tetrahedral Elemanlar için Mesh kriterleri :

Çizelge 2.2. Minimum eleman kalitesi değerleri

Kriter	Minimum Gereksinim Değeri	Önerilen Değer
Minimum iç açı	5 ⁰	20 ⁰
Maksimum iç açı	170 ⁰	150 ⁰
Çarpıklık	-	-
Kenar uzunluklarının oranı	15:1	5:1

Hegzahedral Elemanlar için Mesh kriterleri :

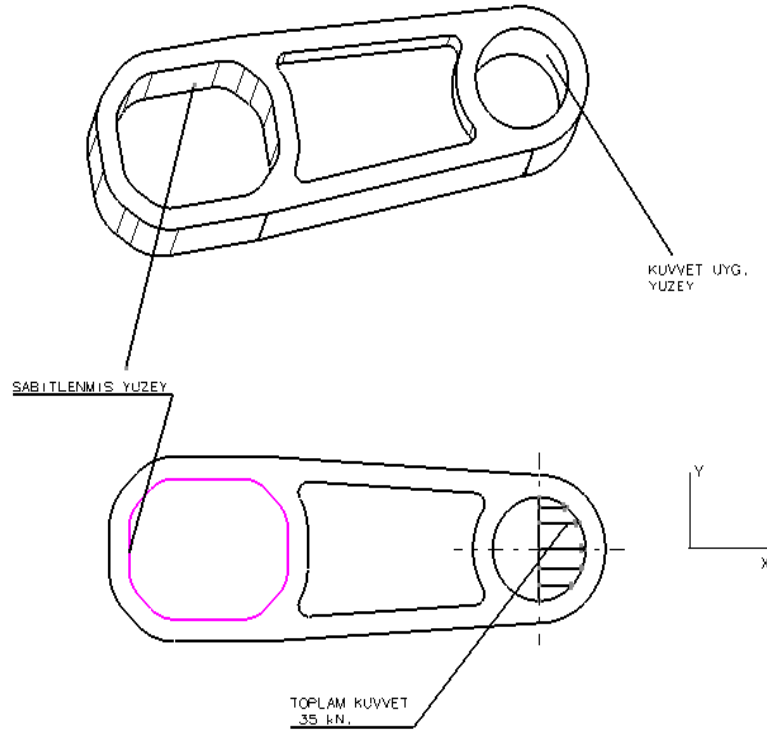
Çizelge 2.3. Önerilen eleman kalitesi değerleri

Kriter	Minimum Gereksinim Değeri	Önerilen Değer
Minimum iç açı	15 ⁰	45 ⁰
Maksimum iç açı	165 ⁰	135 ⁰
Çarpıklık	30 ⁰	10 ⁰
Kenar uzunluklarının oranı	10:1	5:1

Yapılan mesh için kullanılan eleman tetrahedral eleman olup ana boyutu 1.2 mm kullanılmıştır. Bu değerlendirme kriterlerine göre değerlendirilmiş ve mesh kalitesi yapılan her analizde onaylanmıştır.

2.2.3. Yüklerin Uygulanması

Parça üzerine uygulanan yükler Şekil 2.4. te gösterilmiştir:



Şekil 2.4. Yüklerin parça üzerine uygulanması

Uygulanan kuvvet Şekil 2.4. de de görülebileceği gibi küçük dairesel yüzey tarafına +X yönünde 35 kN dur. Bu yükün uygulanması için yüzey üzerine yayılı olarak basınç uygulandığı varsayılmıştır. Parçanın çalışma koşullarına uygun olacak şekilde diğer yüzey sabitlenmiş ve bu yüzey için X, Y ve Z yönlerinde hareketler kısıtlanmıştır.

Yapılan her tasarım değişikliği için aynı kuvvetler uygulanarak analizler yapılmıştır. İncelenen parça için gerçek kullanım koşullarında yalnızca +X yönünde yük uygulanacağı aşıkardır. Muhtemelen başka yönlerde de kuvvetlere maruz kalsa bile etki eden en önemli etki + ve - X yönlerinde olmaktadır. Çalışma sadece +X yönünde uygulanan kuvvet için yapılmıştır.

2.3. Analiz ve Post-Processing

Çalışmada öncelikle ilk yapılan geometrik modelden elde edilen sonlu elemanlar modeli ile ilk analiz yapılmıştır. Bu çalışmadan sonra her aşamasında

çeşitli tasarım parametreleri değiştirilerek optimum tasarım elde edilmeye çalışılmıştır.

Optimum tasarımı elde etmek amacı ile tetrahedral elamanlar ile toplam dört adet lineer statik ve final model için doğal frekans analizi yapılmıştır. Ayrıca daha öncede belirtildiği gibi tetrahedral elemanlar ile hegzahedral elemanların bir karşılaştırılması final model için yapılmış ve aralarında sonuçları etkileyen bir fark olmadığı gösterilmiştir.

Yapılan analizlerin doğru sonuçlar verebilmesi için sonlu elemanlar ağının kalitesi her analiz için kontrol edilerek önerilen değerlere ve hatta bu değerlerin çok üzerinde kaliteye sahip sonlu elemanlar ağının her analizde elde edilmesi sağlanmıştır.

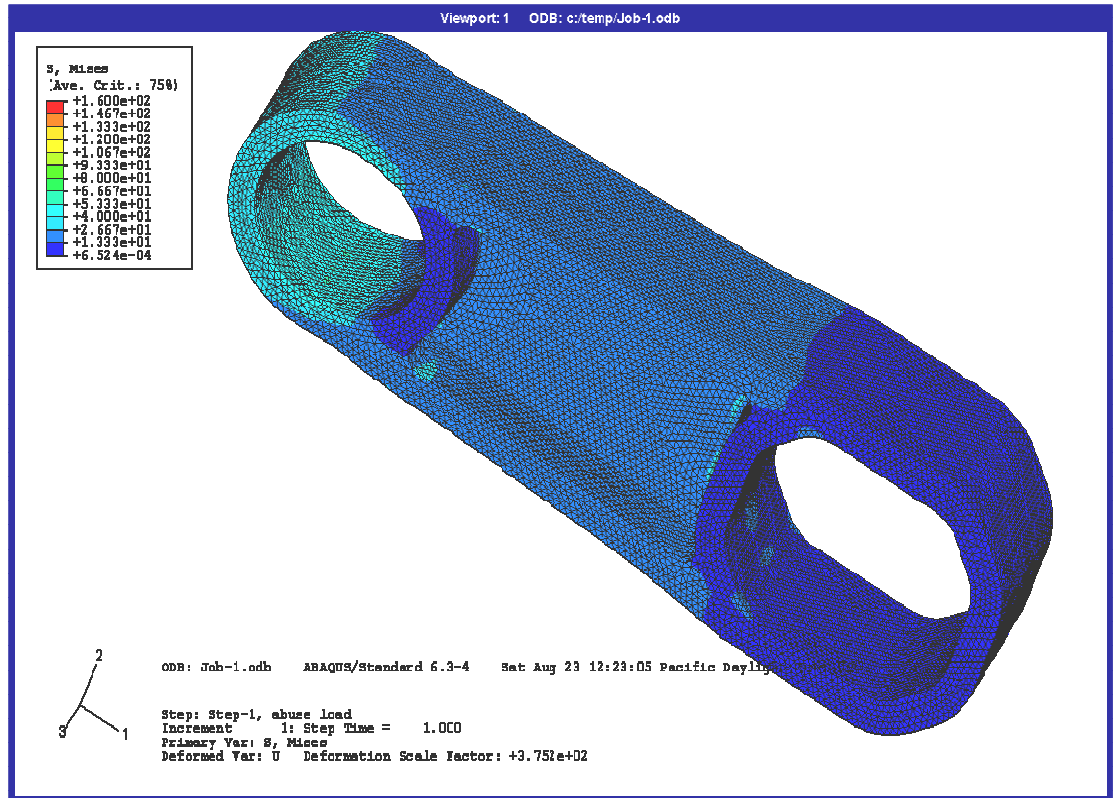
Analizlerin sonuçları sırası ile aşağıda gösterilmiştir. Her analiz sonrası elde edilen kütledeki azalma geliştirilen şekil de görülmektedir.

Yapılan analizlerin sonucu olarak elde edilen tasarım için doğal frekans analizi yapılmıştır. Doğal frekans analizi beş adet mod için yapılmış ve her bir mod için elde edilen sonuç gösterilmiştir.

Tasarım çalışmalarında sonlu elemanlar analizlerinde elde edilen gerilme değerlerinin istenen sınırlar içinde kalması ve kütlenin minimizasyonunun yanı sıra doğal frekansın da maksimizasyonu hedeflenmektedir. Elde edilen analiz sonuçları sırası ile gösterilmiştir.

- Sonlu Elemanlar Analizi - I

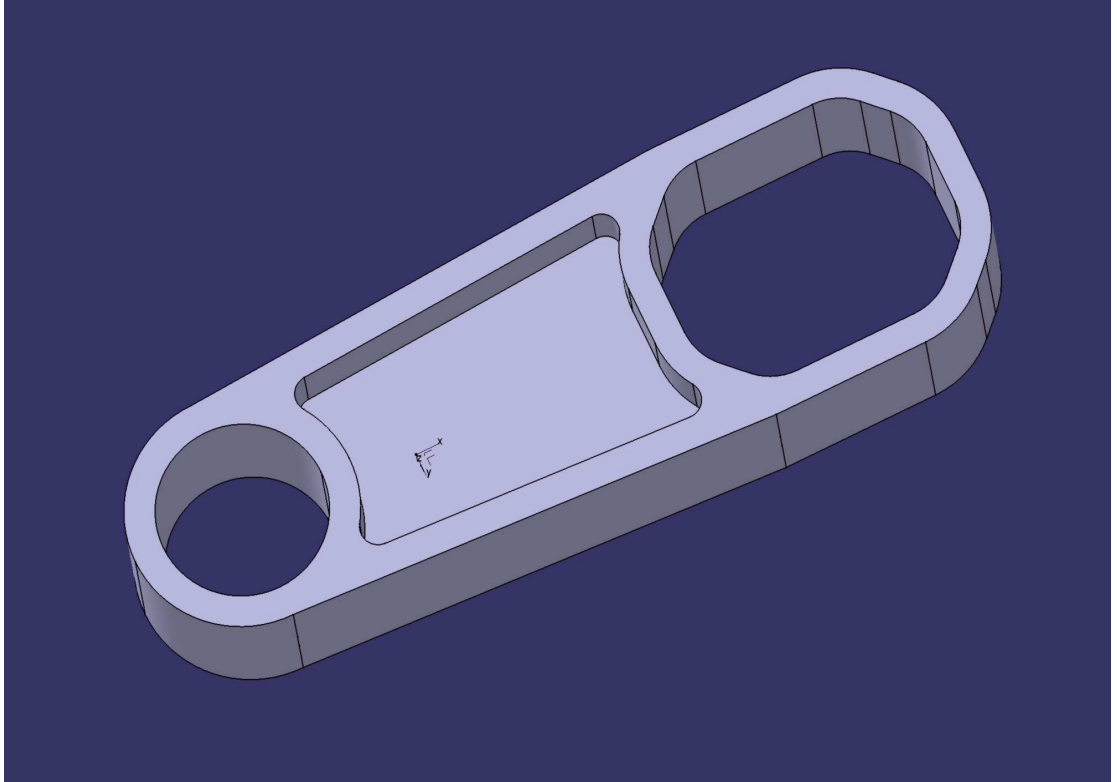
Kullanılan geometri	: Torklink-I (Şekil 2.3 de görülebilir.)
Kütle	: 237.5 g.
Von mises Gerilmeleri	: Şekil 2.5.
Parça nominal et kalınlığı	: 6 mm
Toplam eleman sayısı	: 243903
Ana eleman boyutu	: 1.2 mm



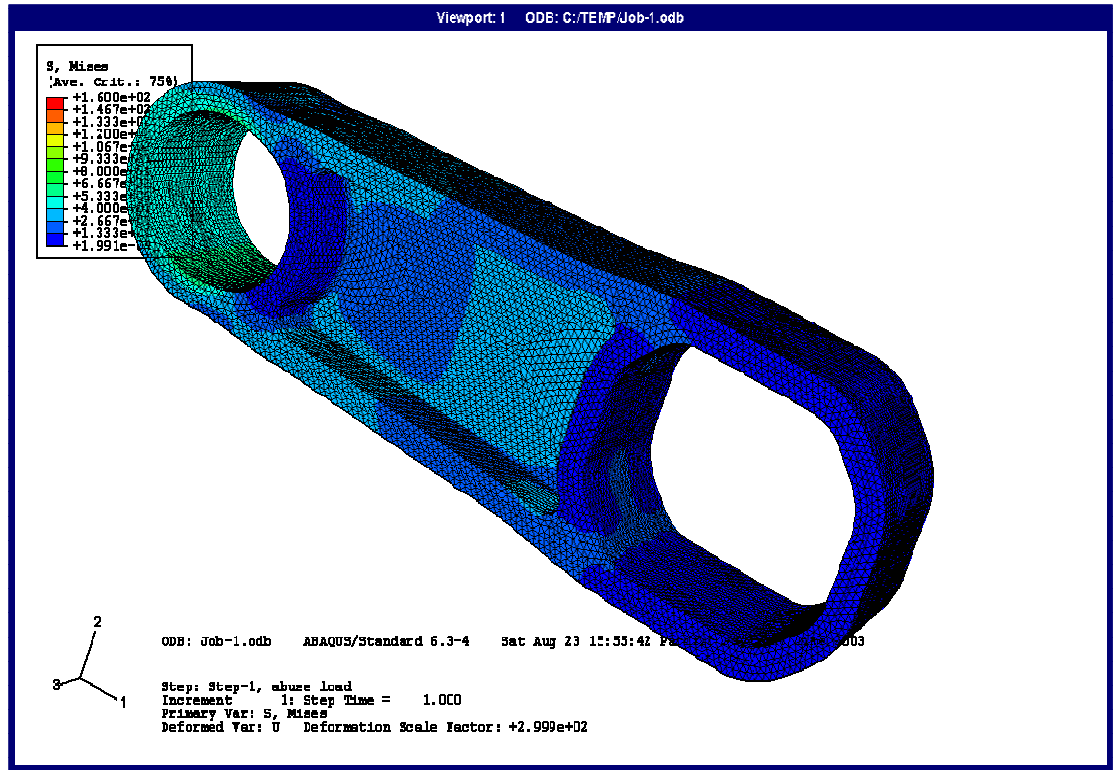
Şekil 2.5. Torklink-I için Von mises gerilmeleri

- Sonlu Elemanlar Analizi - II

Kullanılan geometri	: Torklink-II (Şekil 2.6 de görülebilir.)
Kütle	: 198 g.
Von mises Gerilmeleri	: Şekil 2.7.
Toplam eleman sayısı	: 219924
Ana eleman boyutu	: 1.2 mm
Parça nominal et kalınlığı	: 5 mm
Torklink-I'e göre form değişikliği	: Form değiştirilmeden muhafaza edilmiştir.



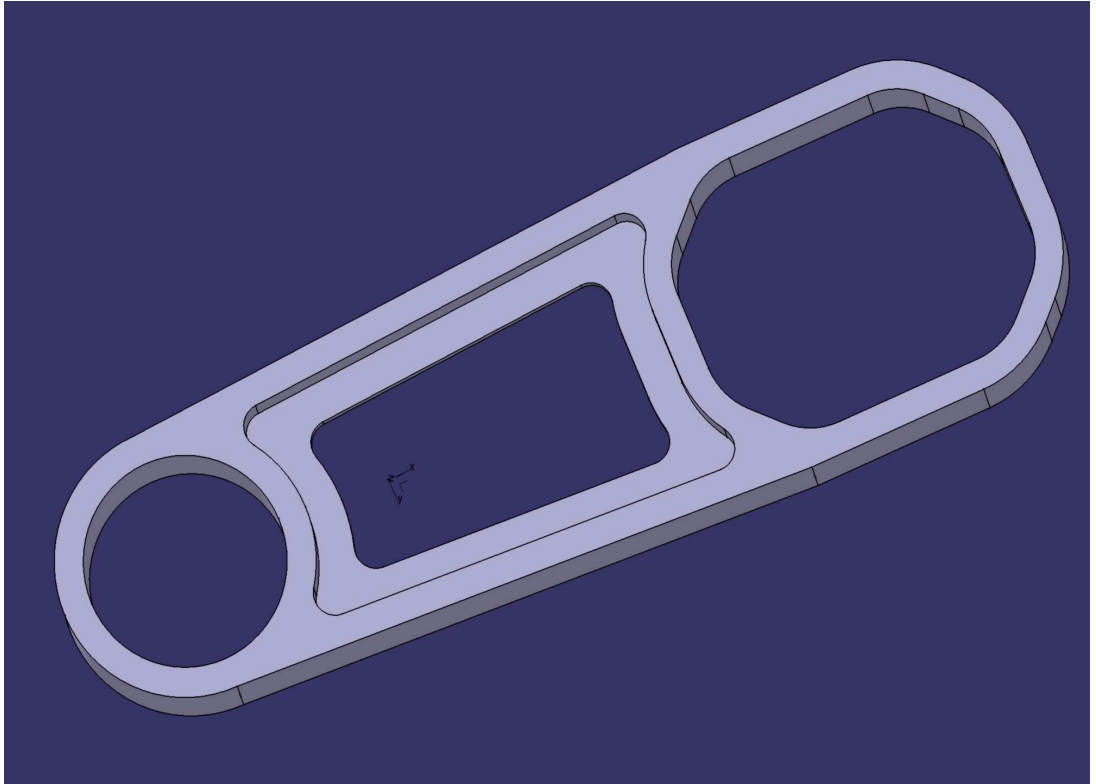
Şekil 2.6. Torklink-II geometrik modeli



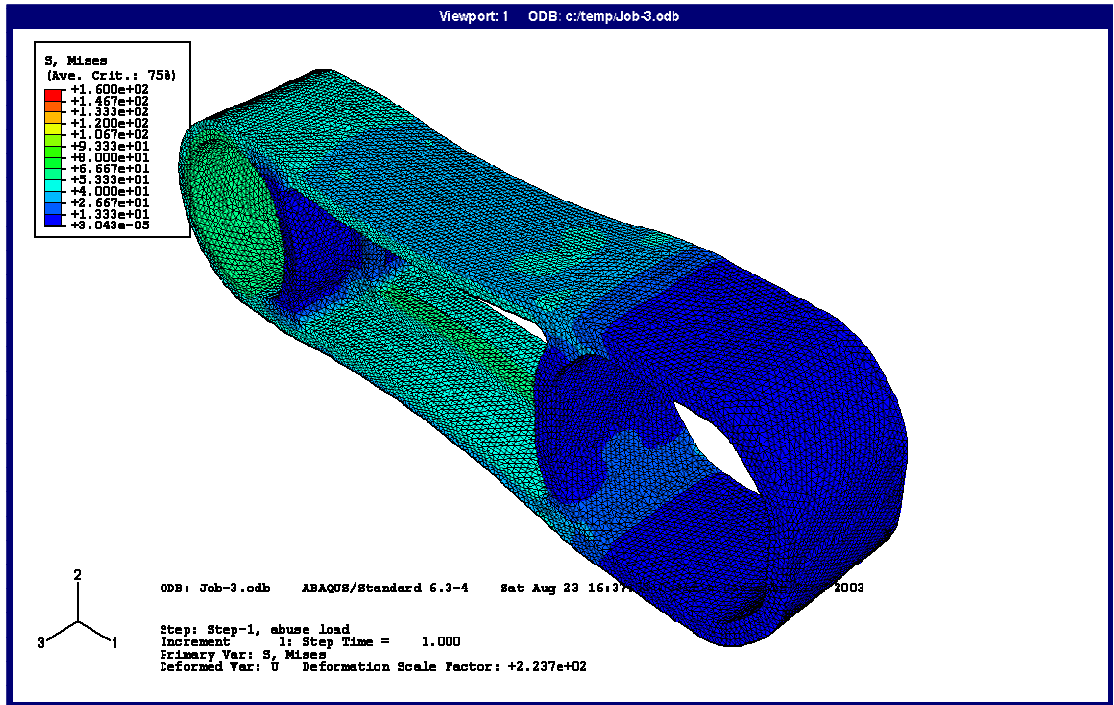
Şekil 2.7. Torklink-II Von mises gerilmeleri

- Sonlu Elemanlar Analizi - III

Kullanılan geometri	: Torklink-III (Şekil 2.8 de görülebilir.)
Kütle	: 147 g.
Von mises Gerilmeleri	: Şekil 2.9.
Toplam eleman sayısı	: 165093
Ana eleman boyutu	: 1.2 mm
Parça nominal et kalınlığı	: 4 mm
Torklink-II'e göre form değişikliği : Federlerin ortasındaki bölge boşaltılmıştır.	



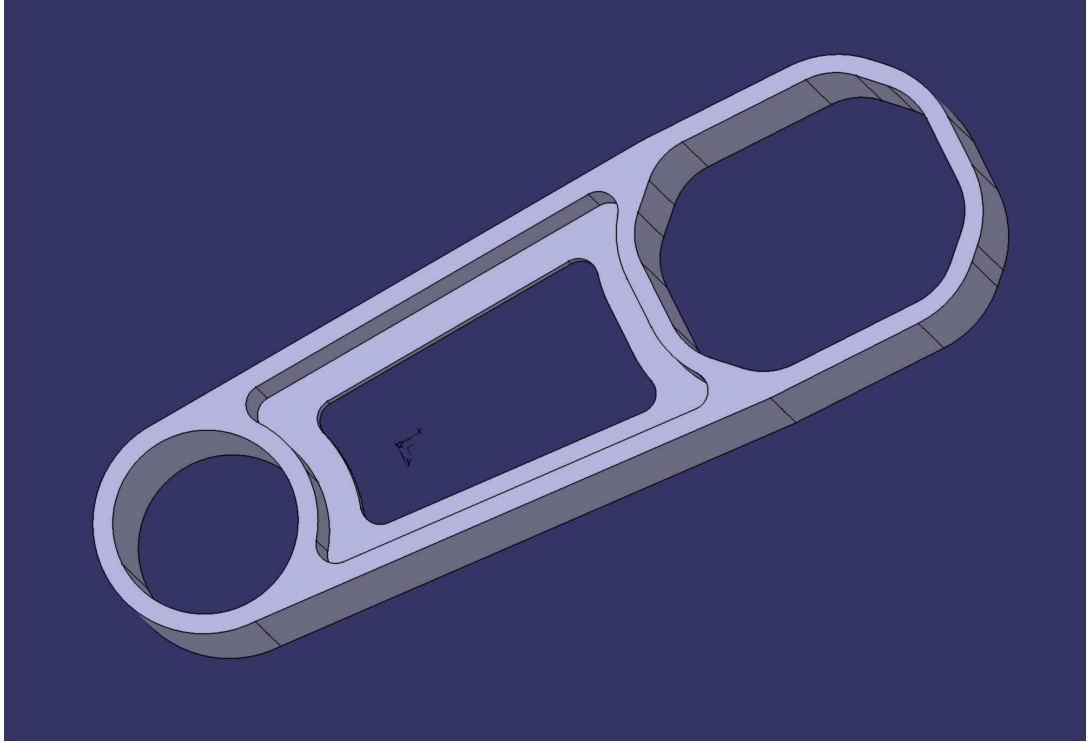
Şekil 2.8. Torklink-III geometrik modeli



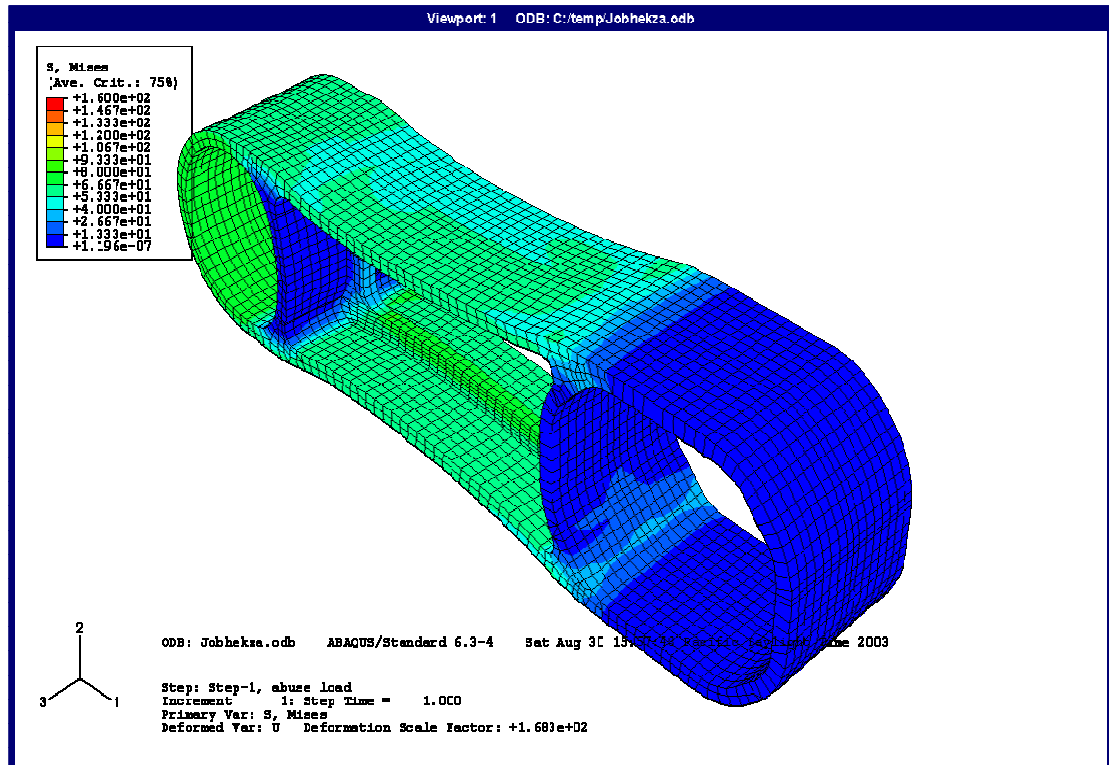
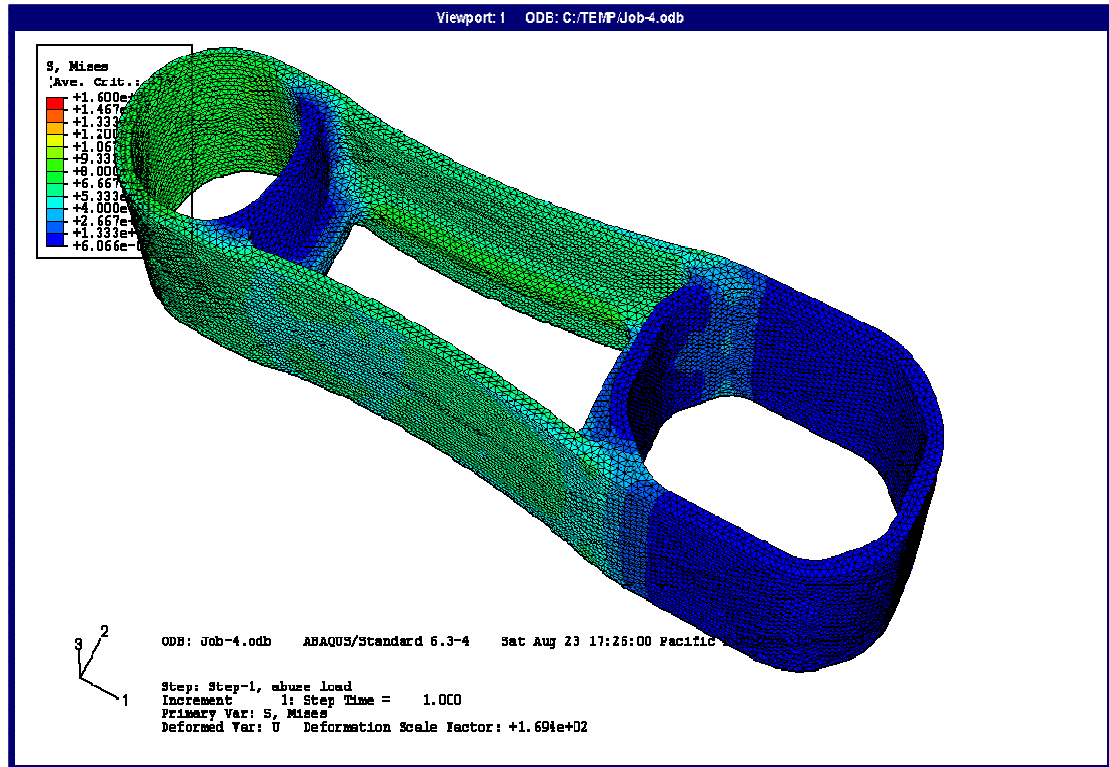
Şekil 2.9. Torklink-III Von mises gerilmeleri

- Sonlu Elemanlar Analizi - IV

Kullanılan geometri	: Torklink-IV (Şekil 2.10. da görülebilir.)
Kütle	: 112 g.
Von mises Gerilmeleri	: Şekil 2.11.
Toplam eleman sayısı	: 127788
Ana eleman boyutu	: 1.2 mm
Parça nominal et kalınlığı	: 3 mm
Torklink-III'e göre form değişikliği: Form değiştirilmeden muhafaza edilmiştir.	



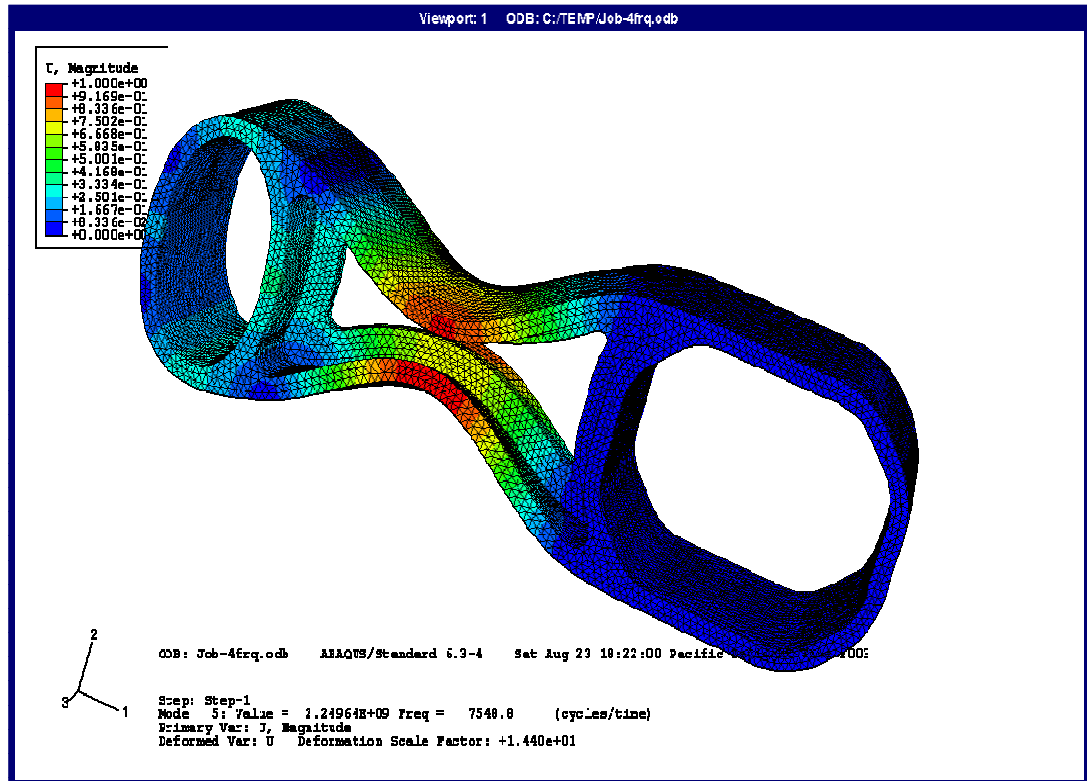
Şekil 2.10. Torklink-IV geometrik modeli



Şekil 2.11. Tetrahedral ve Hegzahedral mesh için
Torklink-IV Von mises gerilmeleri

- FİNAL TASARIM İÇİN DOĞAL FREKANS ANALİZİ (Sonlu Elemanlar Analizi-IV'e göre)

Kullanılan geometri	: Torklink-IV (Şekil 2.10 de görülebilir.)
Kütle	: 112 g.
Doğal Frekans Analizi	: Şekil 2.12.
Toplam eleman sayısı	: 127788
Ana eleman boyutu	: 1.2 mm
Parça nominal et kalınlığı	: 3 mm



Şekil 2.12 : Torklink-IV için doğal frekans analizi

2.4. Sonuçların Değerlendirilmesi

Yapılan sonlu elemanlar analizlerinde her analiz için elde edilen sonuçlara göre bir sonraki analizde parçanın nominal et kalınlığı azaltılmıştır ve dolayısıyla kütle azalmıştır.

Yapılan tüm analizlerde elde edilen sonuçlar Çizelge 2.4.'te gösterilmiştir. Optimizasyon çalışmasının temel amaçları arasında maliyetlerin düşürülmesi olduğu için bu değerlerdeki değişim dikkat çekicidir.

Çizelge 2.4. Analiz sonuçları

Kullanılan Geometri	Kütle (g)	Nominal Et Kalınlığı (mm)
Torklink-I	237,5	6
Torklink-II	198	5
Torklink-III	147	4
Torklink-IV	112	3

Elde edilen optimum geometri Torklink-IV için tetrahedral mesh ile yapılan analiz hegzahedral mesh için de yapılarak her iki mesh figürü ile yapılan analiz sonuçlarının uyumluluğu belirlenmiştir. Nihai geometri için yapılan doğal frekans analizinde Çizelge 2.5'te görülebilecek olan sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 2.5. Nihai parça için doğal frekans sonuçları

Kullanılan Geometri	Değer	Frekans Değeri
ModeI	8,355E+07	1454
ModeII	1,401E+08	1884,2
ModeIII	3,92E+08	3151,3
ModeIV	1,65E+09	6456,4
ModeV	2,249+E09	7548,8

Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda parça nominal et kalınlığının azaltılması ve parçanın federleri arasındaki bölgenin boşaltılması ile %52 civarında bir azalma elde edilmiştir.

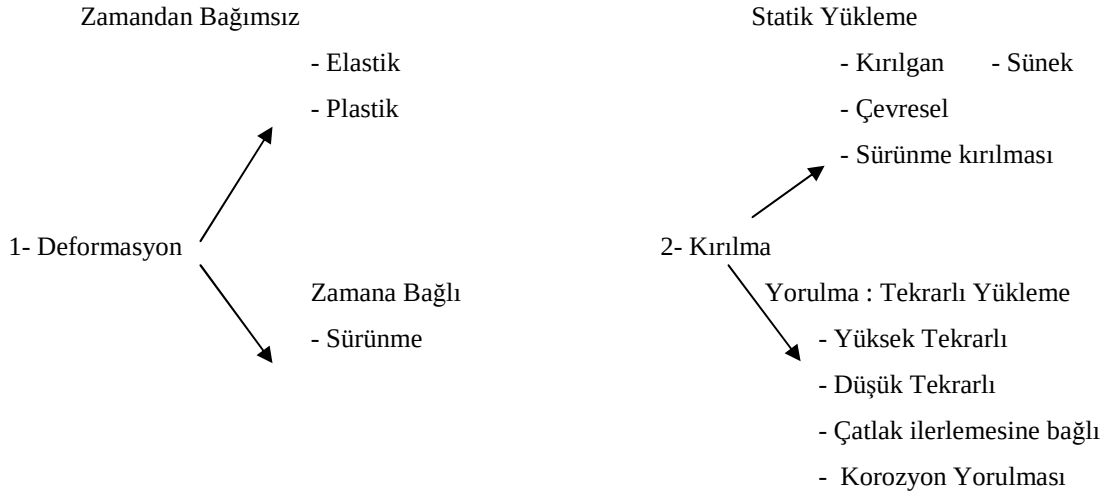
3. YORULMA ANALİZİ

Bu bölümde ele alınan parçanın yorulma analizi yapılmıştır. Malzemelerin yavaş bir şekilde artan yüklerin etkisinde belirli bir limit gerilme değerinde dayanımı sona ermekte ve malzeme kopmaktadır. Bu değere malzemenin statik mukavemet sınırı denilmektedir.

Yapılan araştırmalar ve deneylerin sonucunda görülebileceği gibi malzemeler çoğu zaman çalışma koşullarında statik mukavemet değerinin altında yüklere maruz kalmaktadırlar. Bu değerlerde yeterli tekrar ile malzemenin görevini yerine getiremeyecek şekilde hasar görmesi ancak ve ancak malzemenin yorulması ile açıklanabilmektedir.

İlk bölümde yorulma konusu incelenecektir. Öncelikle yorulma teorisi anlatılacak ve önceki bölümlerde incelenen parçamızın yorulma analizi için gerekli modeli oluşturulacak ve hazırlanan modelin analizi seçilen yorulma analizi yazılımında (FE-Safe) yapılacaktır.

Yorulma analizi ve postprocessing bölümünde yapılan analizin sonuçları, sonuçların değerlendirilmesi bölümünde değerlendirilecektir.



Şekil 3.1. Malzemenin yük altındaki davranış şekilleri [Dowling, 1998]

3.1. Yorulma Teorisi

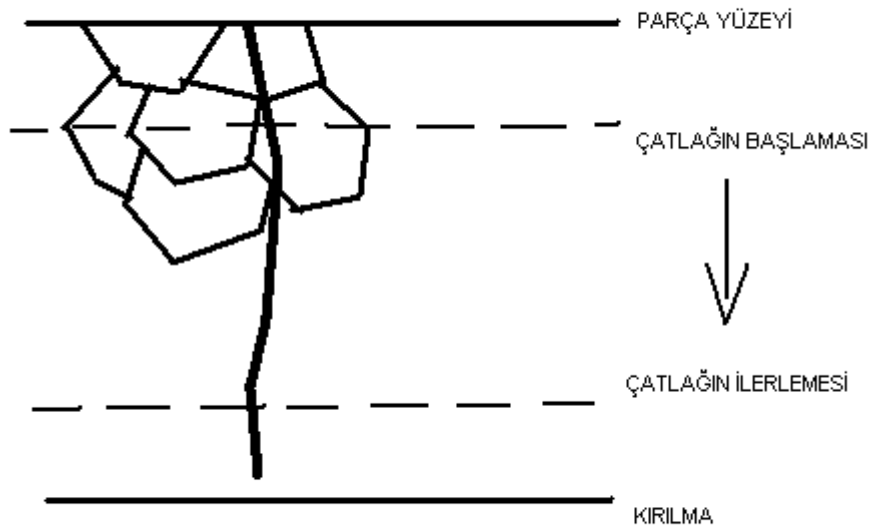
Malzemelerin kopma ve akma sınırının çok altındaki tekrarlı yükler ile kullanılamaz hale gelmesine yorulma adı verilir. Yorulmadan dolayı oluşan bu durum genel olarak parçanın yüzeyinde başlayan çok küçük çatlaklar ile başlamaktadır. Pek çok durumda kullanılamaz hale gelmenin kriteri çatlak başlangıcıdır. Çatlak pek çok durumda gerilme yönüne dik bir doğrultuda ilerlemektedir. Çatlağın ilerlemesinden sonra son bölümde kırılma meydana gelir. Şekil 3.2 de tüm aşamalar görülebilmektedir.

Yorulma kavramını günlük hayattan bazı örneklerle açıklamak mümkündür. İnce bir tel parçasını, örneğin bir kağıt tutturucu, yeterli sayıda büktüğümüz zaman telin kendiliğinden koptuğunu görmek mümkündür. Burada dikkat edilmesi gereken noktalar uygulanan yüklemenin tekrarlı olması ve malzemeyi koparacak gerilme değerinin altında olmasıdır.

Yorulma genel olarak malzemelerin tekrarlı yükler altında kullanılamaz hale gelmesidir. Bu noktada yorulma kavramının malzemenin kullanılamaz hale gelmesi ile ilişkili bir kavram olduğunun altını çizmek gerekmektedir. Malzemelerin yük

altındaki davranışı açıklanmıştır. Burada yorulma konusunun malzemelerin şekil değişimi ile ilgili konumu daha açık bir şekilde tanımlanmıştır.

Modern yorulma teorileri her bir safha için ayrı değerlendirmeler içermektedirler. Çatlak başlama teorileri çatlakın yerel gerilme ve şekil değiştirmenin bulunduğu yüzeylerden başladığı kabulüne dayanmaktadır. Çatlak ilerlemesi ise Lineer Elastik Kırılma Teorisinin konusu olmaktadır.



Şekil 3.2. Yorulmaya bağlı çatlak ilerlemesi ve kırılma

Yorulma yüklerinin tanımlaması ve temel kavramlar :

P_m	: Ortalama yük	P_{max}	: Maksimum yük
P_{min}	: Minimum yük	P_a	: Genlik
R	: Yük oranı	A	: Genlik oranı
ΔP	: Yük aralığı	N	: Yük tekrarı

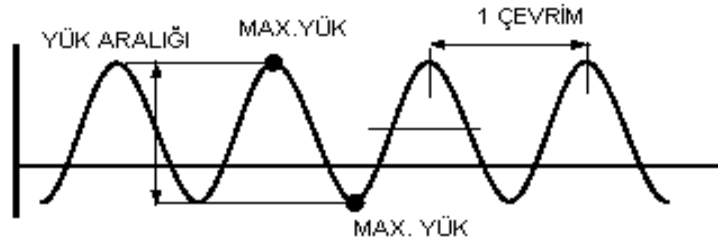
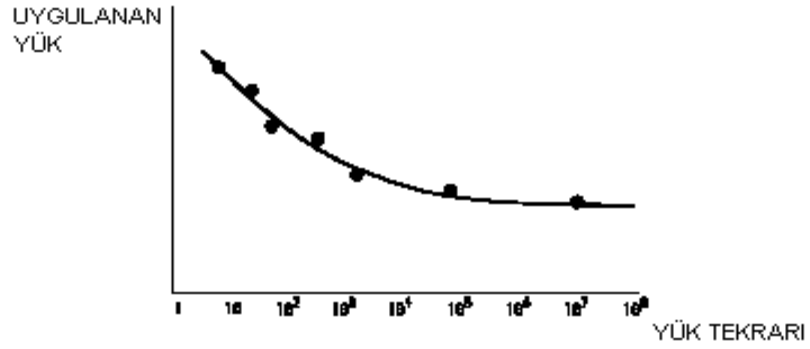
$$\Delta P = P_{\max} - P_{\min} \quad (3.1)$$

$$P_m = (P_{\max} + P_{\min}) / 2 \quad (3.2)$$

$$P_a = \Delta P / 2 \quad (3.3)$$

$$A = P_a / P_m \quad (3.4)$$

$$R = P_{\min} / P_{\max} \quad (3.5)$$



Şekil 3.3. Yorulma yüklerinin tanımlanması

Malzemelerin büyük çoğunluğu için hangi yük uygulanırsa uygulansın sonsuz sayıda tekrara dayanabilecek bir yük değeri vardır. Bu değere malzemenin sürekli mukavemet değeri adı verilir.

Gerilme temelli yorulma analizinin açıklanması için S-N eğrisinin oluşturulması ile ilgili bir örnek teorisinin açıklanmasına yardımcı olacaktır.

En küçük kareler metodu kullanılarak farklı gerilme genlikleri ne uygun gerilme ve hasar için gerekli çevrim sayısı arasındaki bağıntı oluşturulacak ve gerekli program Matlab kullanılarak oluşturulmaya çalışılacaktır.

Problemin Tanımı : Bu problemde belirli bir malzeme için çevrim sayısı ve gerilme genliklerini içeren bir data seti bulunmaktadır. Verilen bu data seti iki değer için en küçük kareler metodunu kullanarak doğru uydurulacaktır.

Malzemenin davranışını tanımlayan eşitlik aşağıdaki gibidir:

$$\sigma_a = A \cdot (N_f)^B \quad (3.6)$$

Daha açık bir formda yazarsak :

$$\sigma_a = (\sigma_f - \sigma_m) \cdot 2^B \cdot N_f^B \quad (3.7)$$

Çizelge 3.1. Gerilme-çevrim sayısı verileri

σ_a [Mpa]	N_f
92	634
87	1850
65	7 860
65	21 800
50	254 300
50	187 300
50	158 700
50	154 900
40	1 958 000

- a) Verilen S-N eğrisine uygun grafiğinin oluşturması. (Ortalama gerilme 0.)
- b) Ortalama gerilme -20 ve +20 için S-N eğrisine uygun olarak üç eğrinin oluşturulması.
- c) Yorulma ömrü gerilme genliği $\sigma_a = 65$ Mpa değeri için nedir?

Çözüm Yöntemi:

Doğru uydurma yöntemi verilen bir veri seti için en uygun doğruyu bulma metotlarından birisi olmaktadır. Bu formül verilen y değerinin ile doğru denkleminde elde edilen y değerinin farklarının karelerinin toplamının minimizasyonunu gerekli kılmaktadır.

Problem yazılan Matlab kodu ile çözülmektedir. Problemin çözümü, yukarıda anlatıldığı gibi en küçük kareler metodu kullanılarak elde edilmektedir.

Amaç modeli tanımlayan değerleri aşağıdaki form da formüle edilecektir:

$$Y = C + D \cdot X$$

Yukarıdaki eşitliği oluşturabilmek için malzeme davranışını tanımlayan eşitlikte her iki tarafın logaritması alınmalıdır:

$$\sigma_a = A \cdot N_f^B \implies \log(\sigma_a) = \log(A) + B \cdot \log(N_f)$$

$\downarrow$
C

$\downarrow$
D

$\searrow$
Bağımlı Değişken

$$A = (\sigma_f' - \sigma_m) \cdot 2^B$$

$\sigma_f', B \longrightarrow$ Malzeme Sabiti

$\sigma_m \longrightarrow$ Ortalama Gerilme

Problemin a bölümü için, σ_m 0'dır.

b, σ_m -20 ve 20 Mpa

$$\sigma_f = A/2^B$$

c'de, Yorulma ömrü gerilme genliği $\sigma_a = 65$ Mpa değerini

$\log(N_f) = 1/B \cdot \log(\sigma_a) - 1/B \cdot \log(A)$ eşitliğinde yerine koyulmalıdır.

Diğer adımda, A ve B değerleri en küçük kareler algoritmasına uygun olarak bulunacaktır. Bu algoritma aşağıda formüle edilmektedir:

$$\text{Minf}(m,c) = \min \sum (y_i - m \cdot x_i - c)^2$$

Böylece $\partial f(m,c)/\partial m = 0$ and $\partial f(m,c)/\partial c = 0$

Daha sonra, $m = (N \cdot \sum x_i \cdot y_i - \sum x_i \cdot \sum y_i) / (N \cdot \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2)$,

ve $c = (\sum y_i - m \cdot \sum x_i) / N$

Not : $B = 1/m$, $A = 10^{-C \cdot B}$ ve $N = 9$ (9 adet veri noktası vardır.)

Hesaplamalardan çıkan sonuçlar ve gözlemler:

a için:

$$A = 187.34$$

$$B = -0.1086$$

Çizilen S-N doğrusu Şekil 3.4 ve 3.5'te görülebilir.

b için:

$$\sigma_f = 201.99 \text{ MPa}$$

$$A = 205.89 \text{ for } \sigma_m = -20 \text{ Mpa}$$

$$A = 168.79 \text{ for } \sigma_m = +20 \text{ Mpa}$$

Not: B ve σ_f değerleri malzeme özellikleri değişmedikçe aynı kalır.

Çizilen S-N eğrileri Şekil 3.4 ve 3.5 de gösterilmiştir.

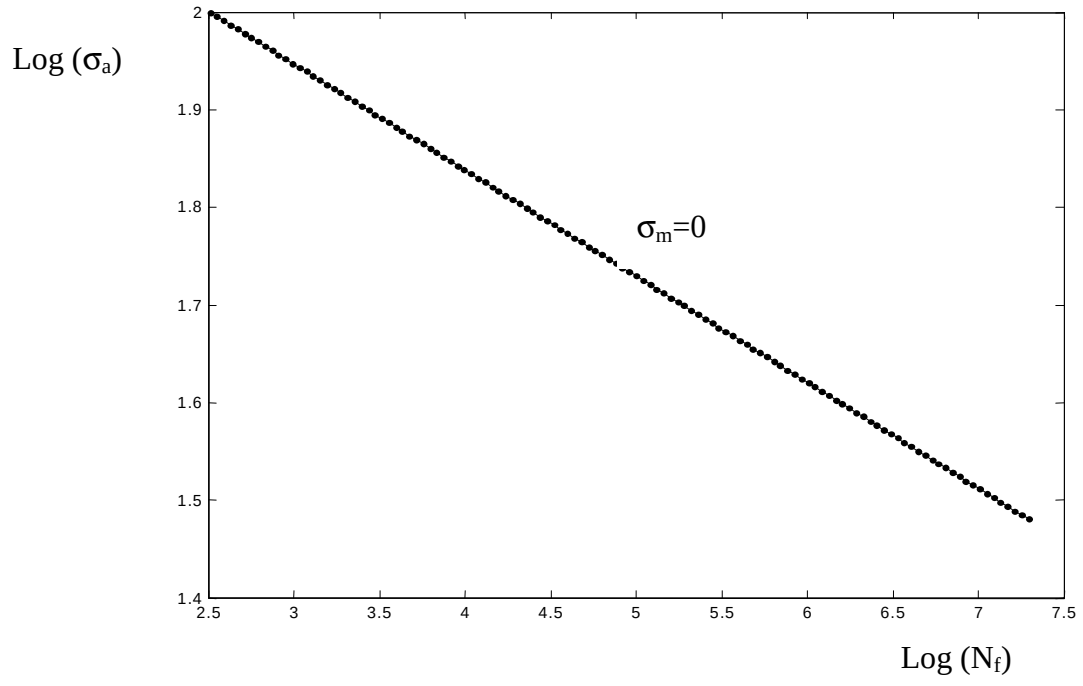
Eğer ortalama gerilme değerlerinin her üç değeri için elde edilen gerilme genliği ve çevrim değerleri değerlendirilirse aynı genlik değeri için ortalama gerilme arttığında çevrim yorulmadan kaynaklanan hasar görmeye yol açan çevrim sayısı düşmektedir.

c'de, yorulma ömrü gerilme genliği 65 Mpa için hesaplanmıştır

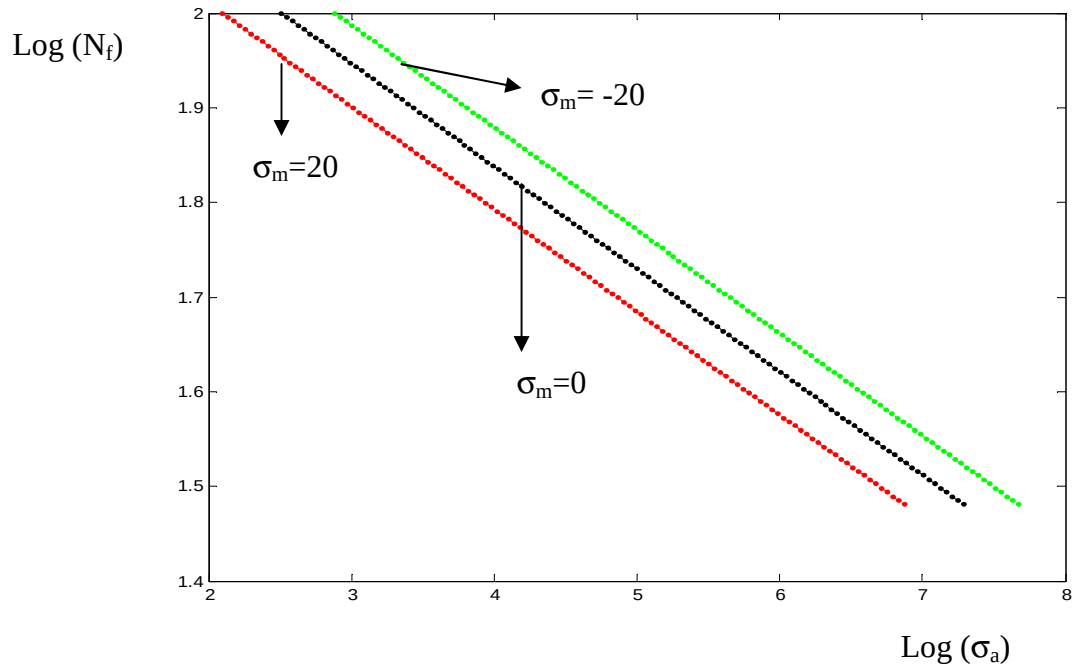
$$N = 17104 \text{ çevrim için } \sigma_m = 0 \text{ Mpa,}$$

$$N = 40794 \text{ çevrim için } \sigma_m = -20 \text{ Mpa,}$$

$$N = 6548 \text{ çevrim için } \sigma_m = +20 \text{ Mpa.}$$



Şekil 3.4. Gerilme genliği-çevrim grafiği



Şekil 3.5. Çevrim-gerilme genliği grafiği

Matlab Kodu:

```

clear all;
a= [log10(92) log10(634); log10(87) log10(1850); log10(65) log10(7860); log10(65)
log10(21800);
    log10(50) log10(254300);
    log10(50) log10(187300); log10(50) log10(158700);
    log10(50) log10(154900); log10(40) log10(1958000)];
N=9;
i=1; sumxi=0; sumyi=0; sumxiyi=0; sumxi2=0;
for i=1:9
    sumxi= sumxi+a(i,1);
    sumyi= sumyi+a(i,2);
    sumxiyi= sumxiyi+a(i,1)*a(i,2);
    sumxi2= sumxi2+a(i,1)*a(i,1);
    i=i+1;
end

m=(N*sumxiyi-sumxi*sumyi)/(N*sumxi2-(sumxi*sumxi));

c=(sumyi-m*sumxi)/N;

B=1/m;

A1=10^(-c*B);

sigma_A1=log10(100):log10(0.99):log10(30);

log_Nf1=1/B*sigma_A1-1/B*log10(A1);

sigma_f=A1/2^B;

```

```

sigma_mean2=-20;

A2=(sigma_f-sigma_mean2)*2^B;

sigma_A2=log10(100):log10(0.99):log10(30);

log_Nf2=1/B*sigma_A2-1/B*log10(A2);

sigma_mean3=20;

A3=(sigma_f-sigma_mean3)*2^B;

sigma_A3=log10(100):log10(0.99):log10(30);

log_Nf3=1/B*sigma_A3-1/B*log10(A3);

figure(1);

plot(log_Nf1,sigma_A1,'k:.',log_Nf2,sigma_A2,'g:.',log_Nf3,sigma_A3,'r:');

%plot(log_Nf1,sigma_A1,'k:');

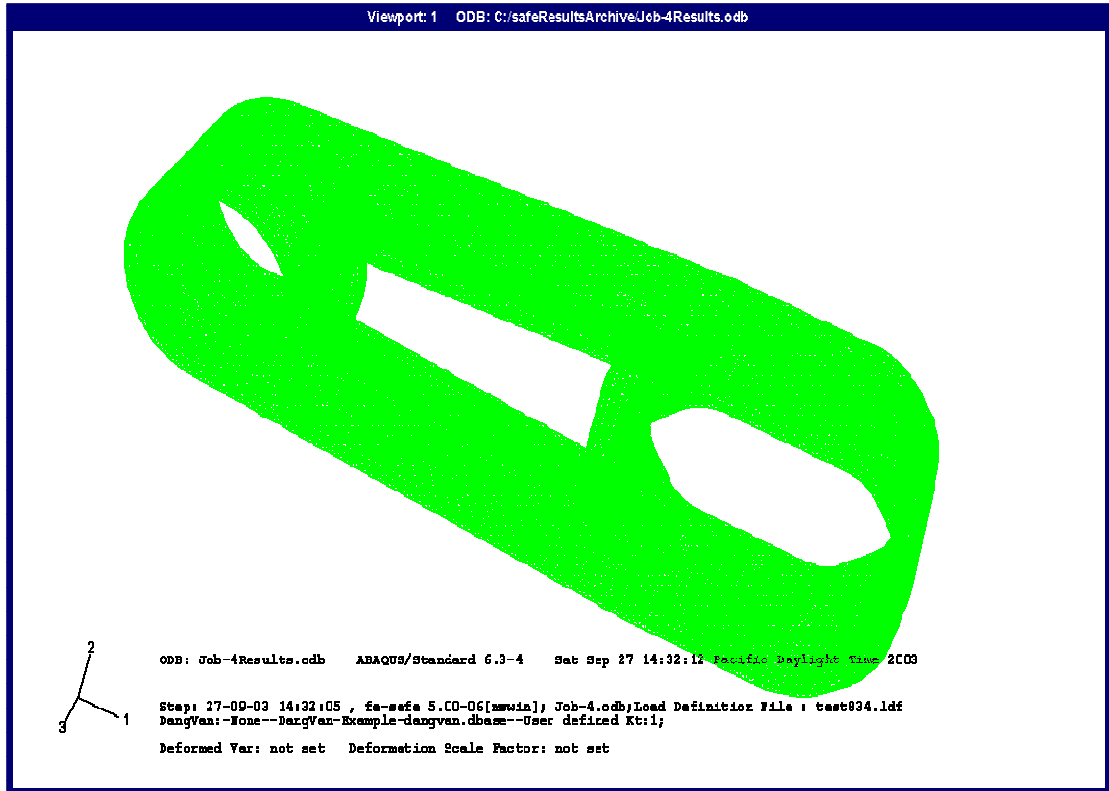
```

3.2. Yorulma Modelinin Oluşturulması

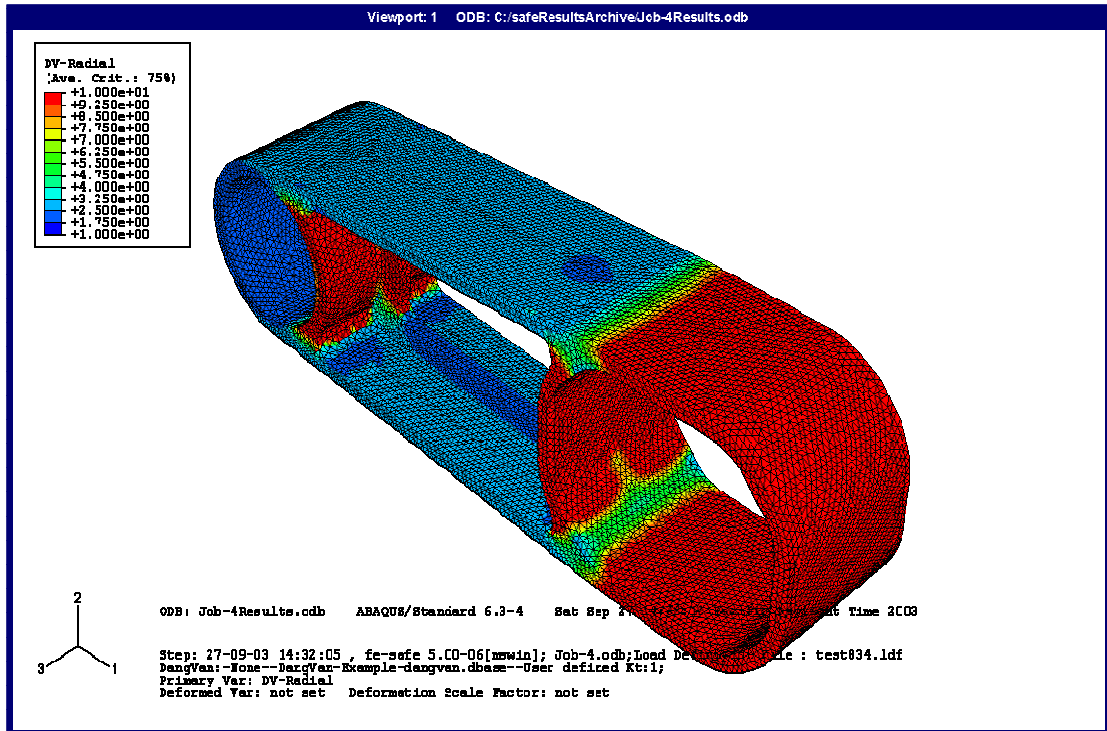
Yorulma analizinin modelinin oluşturulması amacıyla İkinci Bölümde elde edilen lineer statik analizin sonuçları kullanılmıştır. Lineer statik analiz için ABAQUS yazılımı kullanılırken yorulma analizi için FE-Safe yazılımı kullanılmıştır.

3.3. Yorulma Analizi ve Post-processing

Yapılan analizin sonuçları Şekil 3.6 ve 3.7 de gösterilmiştir. Burada Dang van kriterine göre yorulma analizinin sonuçları görülmektedir. Yorulma ile ilgili muhtemel hassas bölgeler tespit edilebilmektedir.



Şekil 3.6. Dang Van kriterine göre yorulma analizi ve sonlu elemanlar ağı



Şekil 3.7. Dang Van kriterine göre yorulma analizi sonuçları

3.4. Sonuçların Değerlendirilmesi

Matlab kodu ile çözülen örnek için elde edilen sonuçlar incelendiğinde aynı gerilme genliğine (σ_a) sahip yükleme durumu için ortalama gerilme (σ_m) arttığı zaman malzemenin kullanılamaz duruma gelmesi için gerekli çevrim sayısı azalmaktadır. Benzer olarak aynı ortalama gerilme (σ_m) değeri için gerilme genliği (σ_a) arttığı zaman kırılma için gerekli çevrim sayısı azalmaktadır.

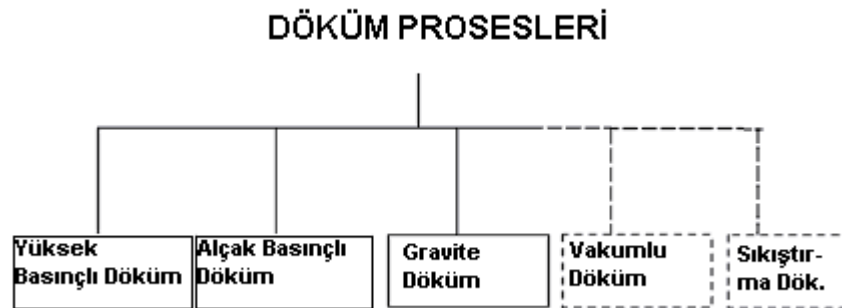
İncelemesi yapılan braket kullanım koşullarında dikkate alındığında ömrünün sonsuz olması için bu tip parçalarda Dang van kriterinin kullanılması gerekmektedir. Alüminyum için belirli bir sürekli mukavemet değeri olmaması da ayrıca bu konuda sonsuz ömür yaklaşımının gerekliliğini ortaya koymaktadır.

4. KALIP TASARIMI

Bu bölümde tasarımı yapılan parçanın üretim yöntemi öncelikli olarak değerlendirilmiş ve bu yöntemle yapılan kalıp tasarımı ele alınmıştır. Motor bağlantı braketleri genel olarak yüksek basınçlı döküm metoduyla üretilmektedirler. Bu yöntemin ve buna uygun kalıp tasarımının detaylarını oluşturmada önce alüminyum döküm yöntemlerine kısaca göz atmak yerinde olacaktır.

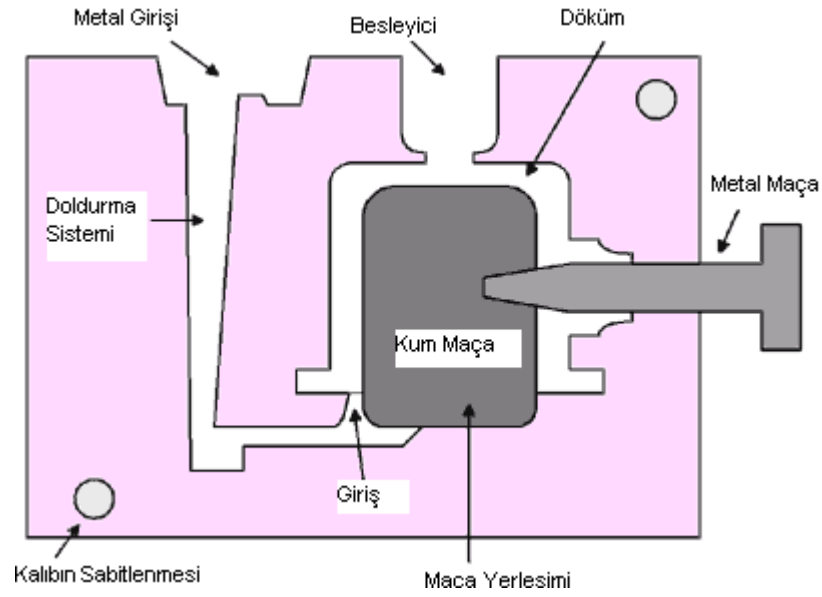
4.1. Alüminyum Döküm Yöntemleri

Döküm prosesi bilinen en eski ve teorik olarak (pratikte uygulamalarda değil) en basit üretim yöntemidir. Alüminyum gibi hafif alaşımlı metallerin dökümü ile üretilen pek çok komponent otomotiv sanayiinde yaygın biçimde kullanılmaktadır. Şekil 4.1 de gösterilen başlıca döküm metotları şunlardır:



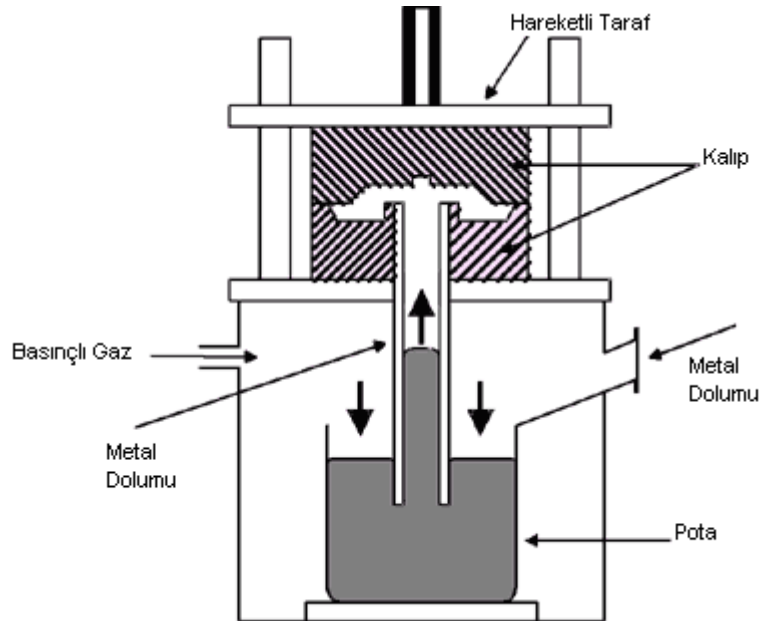
Şekil 4.1. Döküm yöntemleri

- **Kum Kalıba Döküm:** Tüm kalıp elemanlarının kum olduğu, model kullanılan kalıbın her bir dökümde bozulduğu bir döküm tarzıdır.
- **Kokil (Gravite Döküm):** Bu döküm yöntemi yerçekiminin etkisiyle metallerin çelik kalıplara dökülmesi yöntemidir. Genel olarak maça gerektiren ve yüksek basınç yöntemiyle dökülemeyecek et kalınlığına sahip parçaların döküldüğü yöntemdir.



Şekil 4.2. Gravite döküm kalıplarında ana komponentler

- Alçak Basınç Yöntemi: Şekil 4.3'te şematik olarak gösterildiği gibi kalıp genellikle 0,7 bar basınç değerine yakın bir basınçla doldurulur. Özellikle dönel simetriye sahip parçaların üretiminde bu yöntem kullanılır. Otomobil jantları bir örnek olarak gösterilebilir.

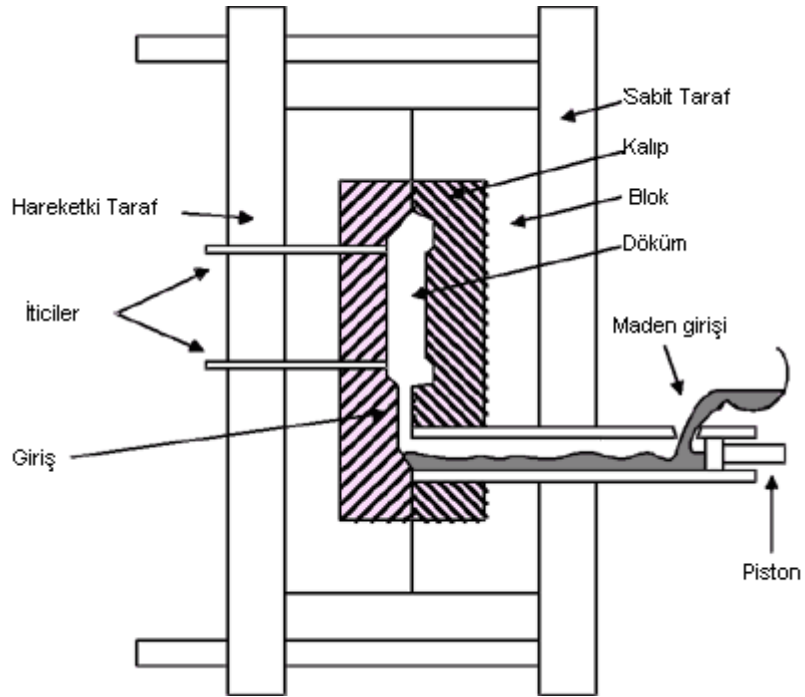


Şekil 4.3. Alçak basınçlı döküm kalıplarında ana komponentler

- Yüksek Basınç Yöntemi: Çalışmaya konu olan parça bu yöntemle üretildiği için bu konuya geniş yer verilecektir. Bu proseste sıvı haldeki alüminyum yüksek hız ve basınçta kalıbın içine püskürtülmektedir.

Bu üretim şeklinin detaylarına geçmeden önce Şekil 4.4 te genel komponentler gösterilmektedir.

Alüminyum döküm yöntemi ile üretilen parçaların yaklaşık %50 si bu metotla üretilmektedir. Özellikle döküm çevriminin süresinin kısa olması üretim hızını arttırdığı için maliyet avantajı sağlamaktadır. İnce et kalınlığına sahip yüksek ölçüsel hassasiyet isteyen parçaların üretimi için en uygun metot yüksek basınçlı döküm yöntemi olmaktadır.



Şekil 4.4. Yüksek basınçlı döküm kalıplarında ana komponentler

4.2. Yüksek Basıncı Döküm

Basıncı döküm çelik malzemeden üretilen kalıpların içine yüksek basıncı metalin enjekte edilmesi ve katılaşması esasına dayalı bir üretim yöntemidir. Kalıplar, hareketleri ayarlanabilen tezgah tablaları üzerine monte edilir. Kalıplar yüksek basıncı dökümden kaynaklanan mekanik, korozyon ve ısı zorlanmalarına karşı dirençli olarak üretilmelidirler. Şekil 4.5. yüksek basıncı döküm sistemidir.

Basıncı dökümün tercih edilmesindeki önemli nedenlerden birisi ölçüsel hassasiyete sahip parçaları hızlı bir şekilde üretebilme şansının olmasıdır. Bu özellikle adetler yüksek olduğunda önemli bir avantaj olmaktadır.

Kalıp tasarım aşaması doğru parça üretilebilmesi açısından en önemli süreçlerdendir. Ancak daha öncede bahsedildiği gibi kalıp tasarımının doğru yapılabilmesi parça tasarımı esnasında parçanın kalıplanabilirliğinin dikkate alınmış olmasına son derece bağlıdır. Burada parçaların daha önceki aşamada döküm teknikleri açısından doğru bir şekilde tasarımı ve tasarım doğrulamasının tasarım esnasında yapıldığını kabul edilecektir. Bu aşamadan sonra yapılması gereken daha önce doğru tasarım yapmak için kullanılan bilimsel tekniklerin üretim için de kullanılmasıdır.

Üretim aşamasında mümkün olan hata türlerinin belirlenmesi ve bu hataları önlemek için hatanın etkilerini en aza indirecek önlemlerin alınması gereklidir. Günümüzde üretimde mühendislik uygulamalarına temel teşkil eden bu yaklaşım FMEA (Failure Mode Effect Analysis) yani HTEA (Hata Türleri ve Etkileri Analizi)'dir.

4.2.1. Tezgah Seçimi ve Çalışma Prensipleri

Tezgah seçimi konusunda dikkate alınan hususlar unlardır:

1-Kalıbın açılma yönüne göre gerekli projeksiyon alanı hesaplanır.

2- Projeksiyon alanının santimetre karesi başına yaklaşık 800 bar basınç geldiği düşünülerek tezgahta döküm prosesinin yaratacağı açma kuvveti hesaplanır.

3- Bu döküm kuvvetine tekabül eden kapatma gücünü verecek tezgah belirlenir.

Bir basınçlı döküm tezgahı iki kısımlı bir kalıbın kapatılıp açılması esasına dayalı bir mekanizmadır.

Enjeksiyon sistemi, hacimlerin doldurulmasını temin eder makinenin enerji üretim sistemi de aşağıdaki fonksiyonları gerçekleştirir :

- Kalıbın kapatılması
- Oylumun içine metalin enjeksiyonu,
- Kalıbın açılması
- Parçaların çıkarılması

Tezgahlarda güç iletimi amaçlı olarak genel olarak sıkıştırılmış hava, su, yağ veya yanmayan akışkanlar kullanılmaktadır.

Kalıp kapatma amaçlı olarak tezgahlarda aşağıdaki hususlar önemlidir:

1) Destek ve kılavuz

Tezgahlarda tablalar genelde sert bir blokla birleştirilen kolonlarla meydana getirilirler. Düşük kapasiteli tezgahlarda kolonlar, hareketli kısma destek olup kılavuzlarken yüksek kapasiteli tezgahlarda ise klavuzlama tamamen kolonlarla sağlanmaktadır.

2) Kapatmanın gerçekleştirilmesi

- Kalıbın sabit bloğunu ön sabit tabla taşır ve enjeksiyon sistemiyle doğrudan temas halindedir.
- Hareketli tabla kapatma sistemiyle donatılmış olup hareketli bloğu taşır.

4.2.2. Ana Elemanların Hesabı

1) Kapatma ve bloke etme

Bir basınçlı döküm kalıbının kapatması, enjeksiyon sonunda metalin açma zorlamasına karşı koyan bir kilitleme sağlamalıdır.

$$F_0 = P_i * S \quad (4.1)$$

Kapama kuvveti, kalıbın iki kısmı üzerine F_f kuvveti uygulamaktadır. Bu kuvvetle kolonlar elastik olarak uzar. Kalıptaki arakesit yüzeyinde diğer kısma R tepkisini gösterir. ($R = F_f$)

$$F_f = 1.2 - 1.3 F_0 \quad (4.2)$$

R : Enjeksiyon tepki kuvveti

$$F_i = (\pi * D^2) * P_e / 4 \quad (4.3)$$

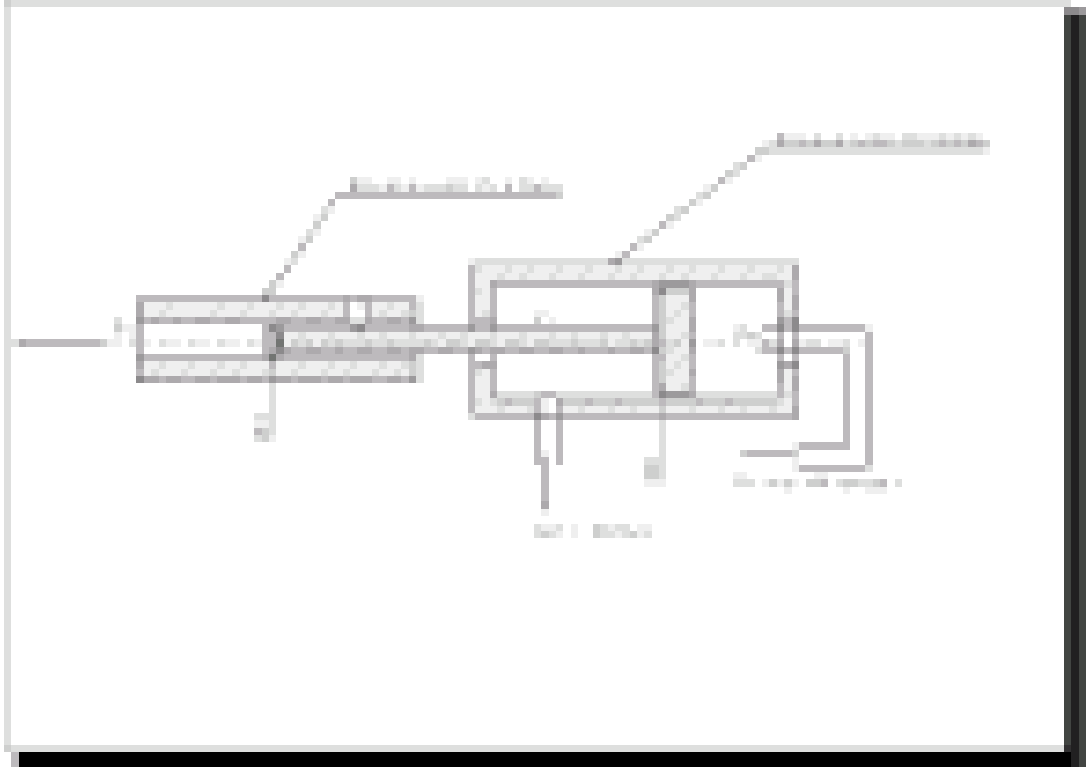
$$(\pi * D^2) * P_e / 4 = (\pi * d^2) * P_i / 4$$

$$P_i = P_e (D/d)^2 \quad (4.4)$$

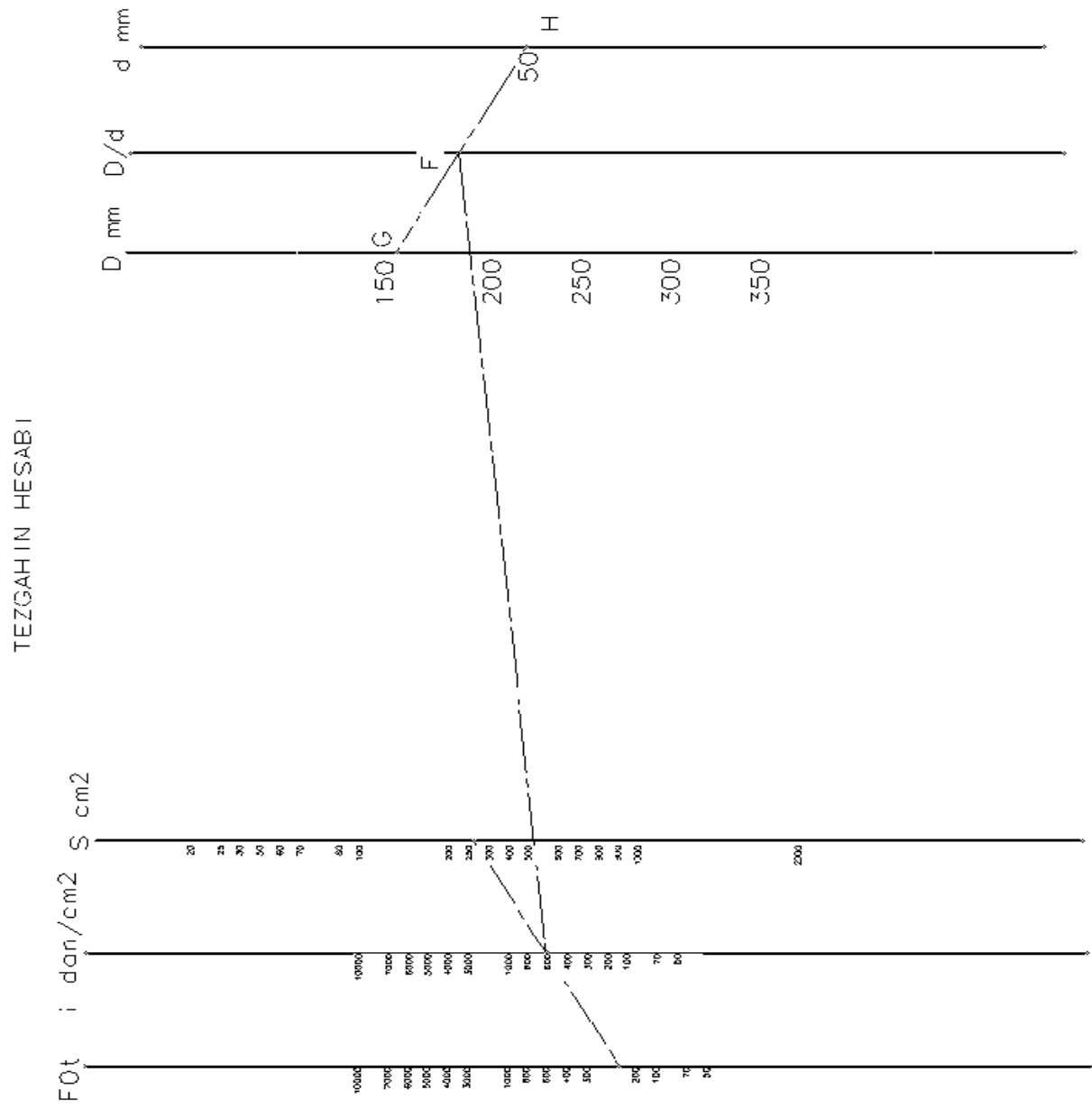
$$F_i = F_0 / (\pi / 4) * d^2 \quad (4.5)$$

Tezgah seçiminde $F_f \geq 1.2 - 1.3 F_0$

Eşitliği göz önüne alınmalıdır.



Şekil 4.5. Yüksek basınç sistemi

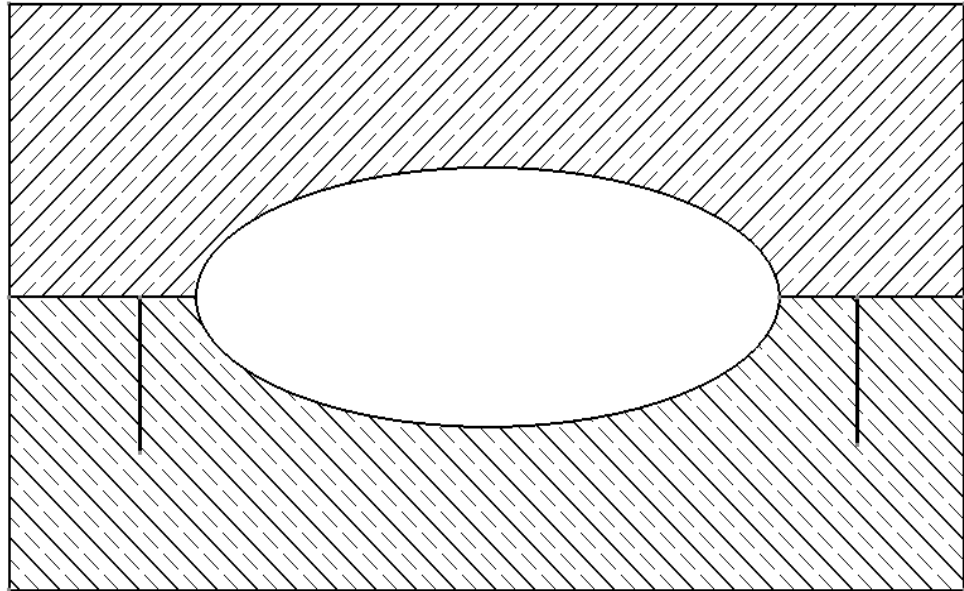


Şekil 4.6. Tezgah seçim grafiği

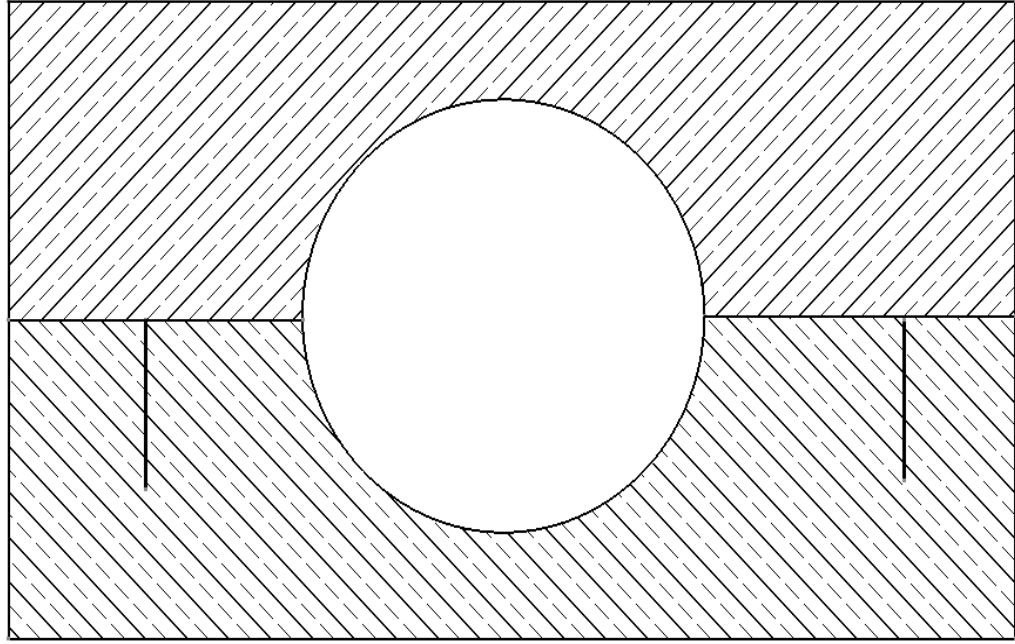
Tezgah seçimi, gerçekleştirilecek parçaların şekline, boyutlarına ve ağırlıklarına bağlıdır. İnce cidarlı parçalar dökmek için büyük enjeksiyon hızına ve modern tezgahlara ihtiyaç duyulmaktadır.

Girintiler içeren ve derinliği olan parçaların dökümü için de büyük açma hareketli tezgahlar kullanılması gerekmektedir.

Kalıp tasarımında tezgahın belirlenmesinden sonra yapılması gereken kalıp tasarımı ile ilgili hususların belirlenmesidir. Bu amaçla ilk belirlenecek husus arakesit hattının belirlenmesidir. Arakesit hattı parçanın kalıptan kolay bir şekilde çıkarılmasını sağlayacak biçimde belirlenmelidir. En makul düzenleme bu hususun dışında kolay çapak almayı sağlayacak düzenlemedir. Arakesit hattı kalıpta minimum seviyede farklı yükseklikler yaratmalıdır. Şekil 4.7 ve 4.8 de uygun ve uygun olmayan arakesit şekillerine örnek verilmiştir.



Şekil 4.7. Doğru arakesit şekli



Şekil 4.8. Yanlış arakesit şekli

Hava tahliyesi genellikle arakesite yerleştirilen hava pimleriyle sağlanabileceğinden arakesit tasarımı özellikle ele alınmalıdır.

4.2.3. Maçalar

Üretilcek parçanın kalıp açılma doğrultuları ile uyuşmayan bir geometrik unsur söz konusu olduğunda maça kullanılması gerekmektedir.

Üç büyük maça kategorisi vardır :

- Sabit maçalar
- Hareketli maçalar
- Bozunan maçalar

Sabit Maçalar

Bir parça kalıbın açılış yönünde kalıplanan lokal ama nispeten derin bir şekil gösterdiği zaman, parçayı elde etmek için kalıba bir maça bağlamak ekseriye tercih edilir.

Hareketli Maçalar

Tezgahın açılma yönünde kalıp açmayan parçaların şekilleri, hareketli maça ve millerle elde edilirler.

Önemli iki problem ihtiva eder. Her bir döküm döngüsü arasında hareket ettirilir. Enjeksiyon esnasında beklemeleri.

Hareketli maçalar çalışma açısından mekanik veya hidrolik güç sistemleri ile çalışır.

Bozunan Maçalar

Bu metotta maçalar döküm sonrası bozulabilen bir malzemedan yapıldığı için diğer maçalardaki sorunlar yoktur. Bu teknik, klasik basınçlı kalıplamaya uygun olmayan çok karmaşık şekiller elde etmeyi sağlar.

4.2.4. Parça Çıkarma

Parçalar dökümden sonra genellikle iticiler vasıtasıyla itilerek kalıptan tamamıyla çıkartılırlar.

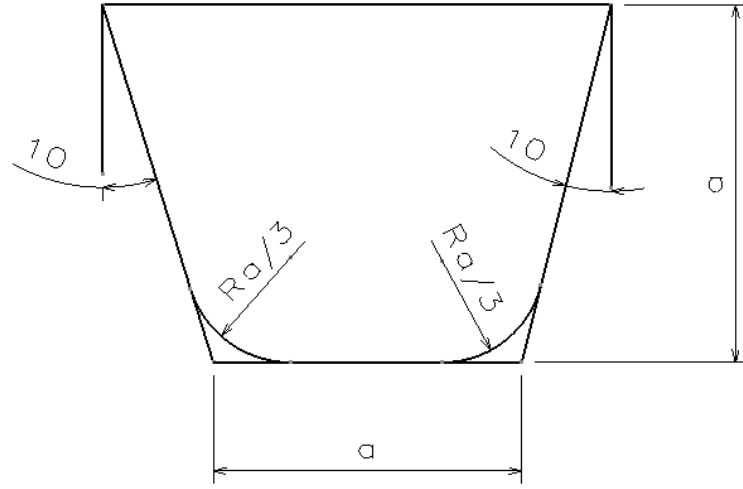
İtici sisteminde itmeyi sağlayan itici pimleri ve itici pimlerinin yer aldığı itici plakası bulunmaktadır.

4.2.5. Besleme Sistemi

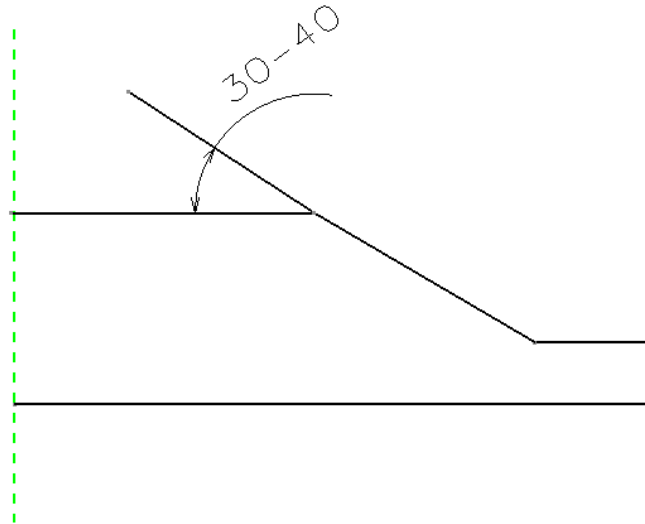
Besleme sisteminin üç önemli görevi vardır :

- Sıvı metali kalıp boşluğuna sevk etmek.
- Doldurmayı sağlamak amacıyla kalıptaki hava ve gazların mümkün olduğunca tahliye edilmesini sağlamak.
- İyi bir katılaşma amacıyla gerekli basınçların iletilmesini sağlamak.

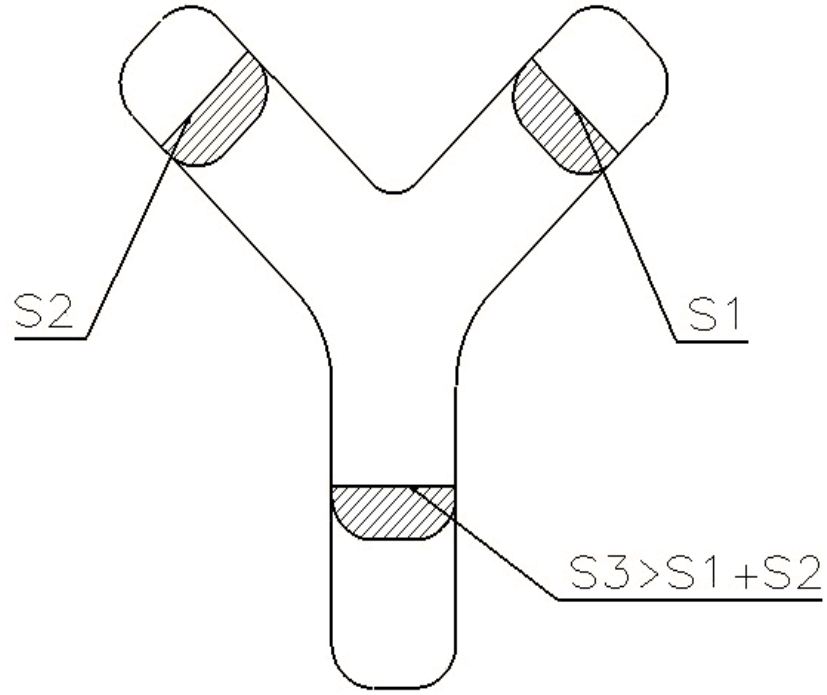
Besleme (yolluk) sisteminin tasarımı ile ilgili dikkat edilmesi gereken tasarım kriterleri Şekil 4.9., 4.10. ve 4.11. de gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Genel yolluk kesit profili



Şekil 4.10 : Yolluk giriş kesit profili



Şekil 4.11 : Yolluk sistemi

Bir parçanın ideal yolluk boyutları aşağıda belirtilen parametrelere bağlıdır:

- Kullanılan alaşım
- Parça geometrisi
- Kalıp özellikleri
- Tezgah özellikleri

Yolluk Kesitinin Belirlenmesi:

Kesitlerin hesabı için gerekli formülasyon aşağıda bulunabilmektedir:

<u>Sembol</u>	<u>Açıklama</u>	<u>Birim</u>
M	Parça kütlesi	kg
S _a	Yolluk kesit alanı	cm ²

Temel Bağıntılar:

Doldurma zamanı en ince et kalınlığının katılma zamanından daha kısa olmalıdır. Bu bakış açısıyla;

$$M = m * Q * t / 1000 \quad (4.6)$$

$$Q = 100 * v_a * S_a \quad (4.7)$$

(1) ve (2) nin bir araya getirilmesiyle,

$$M = m * v_a * S_a * t / 10 \quad \text{buradan;} \quad (4.8)$$

$$S_a = 10 * M / m * v_a * t \quad (4.9)$$

M ve m değerleri başlangıçta bilinmektedir. t, v_a değişkenlerine bağlı olarak S_a yani yolluk kesit alanı ortaya çıkmış olur.

$$F_0 = P_i * S / 1000 \quad (4.10)$$

$$(\pi * D^2) * P_e / 4 = (\pi * d^2) * P_i / 4$$

$$d = D \sqrt{P_e / P_i} \quad (4.11)$$

Genel olarak v_a değeri için 10-60 m/sn arasında bir değer seçilebilir. Düşük hız değerleri kalın parçalar için uygun iken yaygın olarak 40 m/sn değeri seçilmektedir.

Hız değeri için 50-60 m/sn değerini aşmayan bir değer seçildiğinde genel olarak düşük hesaplanmış bir değerli bir yolluk elde edilir.

Yolluk hızının fonksiyonu olarak yolluk kesitinin hesabı gösterir ki doldurma zamanı piston hızının ayarlanması ile kesin olarak elde edilir.

4.2.6. Parçanın Katılaşması

Katılaşma konusu döküm prosesinin en önemli aşamalarından biridir. Metalik kalıpta hızlı katılaşmanın yanı sıra metalurjik ve mekanik olarak düzgün bir yapı sağlanmalıdır. Kalıplardaki soğuma zamanı üç unsura bağlıdır:

- Kalıba iletilen ısı miktarı (W)
- Malzemenin ısı geçirme katsayısı (b)
- Kalıp ile metal arasındaki sıcaklık farkı ($\Delta\theta$)

$$W = k * (\sqrt{t * b}) * \Delta\theta \quad (4.12)$$

t : katılaşma zamanı

e et kalınlıklı bir parça için W, e ile orantılıdır.

4.2.7. Soğutma Kanallarının Hesabı

Kalıbın soğutulması için su, hava veya ısıl akışkanlar kullanılmaktadır. Soğutma hesabında dikkat edilecek husus kalıp ısınma akışının dengelenmesidir.

$$F_e = q * M * n \quad (4.13)$$

n : Saatteki baskı sayısı

q : Kütlenin kısmi katılaşma ve soğumasıyla gelen ısı (Kcal/kg)

M : Toplam kütle.

n adet baskı için kalıbın saatlik ısı kaybı miktarı bu şekilde hesaplanmaktadır.

4.3. Döküm Hataları ve Dökümden Önce Belirlenmesi Yöntemleri

Yüksek basınçlı döküm prosesinde meydana gelen başlıca döküm hataları gaz porozitesi ve çekinti porozitesidir.

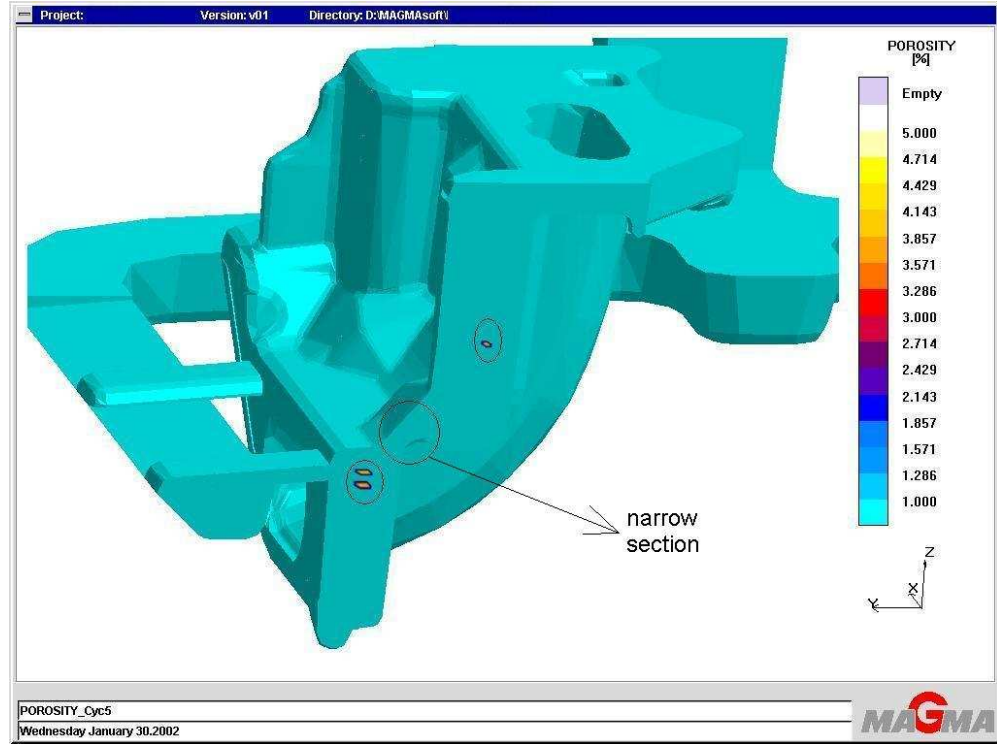
Gaz porozitesi genel olarak döküm esnasında hava sıkışması nedeniyle ortaya çıkan bir hata türü olup sıklıkla gravite dökümde meydana gelir.

Çekinti nedeniyle ortaya çıkan porozite türü ise karşımıza üç değişik şekilde çıkmaktadır : Makro, mikro ve layer porozite.

Kalıbın doldurulması sırasında yüksek kalıp sıcaklığı, besleme sisteminin uygun bir doldurma sağlayamaması ve katılaşma nedeniyle oluşan çekintilerden dolayı meydana gelen döküm hataları ile ilgili olarak kalıbın tasarımı aşamasında alınacak tedbirler büyük önem taşımaktadır. Üretim sırasında ortaya çıkan döküm hatalarını gidermek için tasarımın ilk aşamalarına geri dönerek kalıpta modifikasyon yapılması gerekmektedir.

Döküm hatalarının önceden tespit edilebilmesi için, döküm prosesinin bilgisayar destekli simülasyon yöntemleriyle dökümden önce simüle edilmesi gerekmektedir. Bu tip çalışmalarda elde edilmiş döküm tecrübelerine göre kalıbın besleme sistemi oluşturularak simülasyon için gerekli hazırlıklar yapılmaktadır. Döküm sırasındaki basıncın değeri, doldurma zamanı, piston çapı, kalıp sıcaklığı gibi değerler girilerek döküm sonrası oluşması muhtemel porozite bölgeleri ve akış şekli belirlenebilmektedir. Tasarımın ilk aşamalarında bu tip muhtemel problemlerin görülmesi gerekli tedbirlerin alınmasına imkan tanıyabilmektedir.

Yüksek basınçlı döküm prosesinde sonlu hacimler metodu ile döküm hatalarının belirlenmesi ile ilgili olarak şekil 4.12 de bir örnek gösterilmiştir.



Şekil 4.12. Yüksek basınçlı dökümde döküm hatalarının belirlenmesi

4.4. Kalıp Tasarımının Yapılması

Kalıp tasarımı aşamasında Dördüncü Bölümde anlatılan aşamalar gözden geçirilmelidir. Öncelikle döküm yöntemi seçilmelidir. Döküm yönteminin seçilmesinde göz önüne alınacak kriter et kalınlığı ve kum maça gerekip gerekmediğidir. Kum maça gerektiren durumlarda yüksek basınçlı döküm metodu kullanılamamaktadır. Bu durumda kullanılacak yöntem alçak basınçlı döküm veya gravite döküm yöntemi kullanılmaktadır.

Çalışmada ele alınan braket için et kalınlığı göz önüne alındığında yüksek basınçlı döküm yönteminin uygun olacağı belirlenmiştir. Ayrıca üretim adetleri de seçimlerde önemli bir yer tutmaktadır. Yüksek basınçlı döküm yüksek üretim adetleri için uygun bir yöntem olmaktadır.

Döküm yönteminin belirlenmesinden sonra uygun tezgah seçimi yapılmalıdır. Yüksek basınçlı döküm için 800 barlık basınç uygun olmaktadır. Parçanın

projeksiyon alanı hesaplanarak bulunan değer 800 barlık basınç değeri ile çarpıldığında tezgahın kapama kuvveti hesaplanarak tezgah seçimi yapılır.

Besleme sisteminin oluşturulması öncelikle toplam yolluk giriş kesiti alanı hesaplanmalıdır. Bu amaçla (4.6), (4.7), (4.8), ve (4.9) eşitlikleri kullanılmaktadır. Burada toplam yolluk giriş kesiti S_a hesaplanmalıdır. Hesaplamalarda giriş hızı olarak 30-60 m/sn kullanılmaktadır ve piston hızı ile çapı belirlenir.

Eğer gerekli ise maçalar oluşturulur ancak çalışma konusu parça için maça gerekli olmamaktadır. Soğutma kanallarının hesabından sonra döküm sonrası muhtemel sorunların tespit edilmesi amacıyla döküm simülasyonu yapılmalıdır.

Elde edilen sonuçlara göre besleme sisteminde eğer gerekli ise değişiklikler yapılmalıdır. Yüksek basınçlı dökümde besleme sisteminin yanı sıra gerekli olduğu durumlarda vakum ve hava cepleri de kullanılabilmektedir.

4.5. Sonuçların Değerlendirilmesi

Ürün tasarımının tamamlanmasından sonra yapılan kalıp tasarım asıl itibarıyla ürün tasarımının ilk aşamalarından itibaren önem kazanmaktadır. Özellikle imal edilebilirlik, firelerin azaltılması, proses yeterliliği, kütlenin azaltılması açısından kalıp tasarımı ilk aşamalardan itibaren dikkatli ve metodolojik bir şekilde yapılmalıdır.

Maliyetler açısından bakıldığında kalıp tasarımı sırasında tespit edilen hataların düzeltilmesi üretim aşamasına göre daha düşük maliyetler içermekle birlikte tasarım aşamasında yapılacak bir düzeltmeye göre çok daha büyük maliyetleri içermektedir.

Kalıp tasarımında tasarımın ilk aşamalarında yapılacak çalışmalarla hataların tespit edilmesi çok büyük önem taşımaktadır. Bu amaçla prosesin simüle edilmesi ve bu çalışmalara göre yapılacak düzeltmeler maliyetleri düşürecektir.

5. DEĞERLENDİRMELER / ÖNERİLER

5.1. Değerlendirmeler

Tez çalışmasında otomotiv parçasının ve kalıbının tasarım ve analizinin yapılması ve uygun tasarımın oluşturulması hedef olarak seçilmiştir. Bu amaçla yapılan analizler sonucunda optimum tasarım olarak Torklink-IV parça modeli elde edilmiştir. Çalışmanın değerlendirilmesi için ağırlığın minimizasyonu ve doğal frekans maximizasyonu kriter olarak belirlenmiştir.

Optimum tasarım olan Torklink-IV modelinin elde edilebilmesi için yapılan metodolojik çalışma adımları:

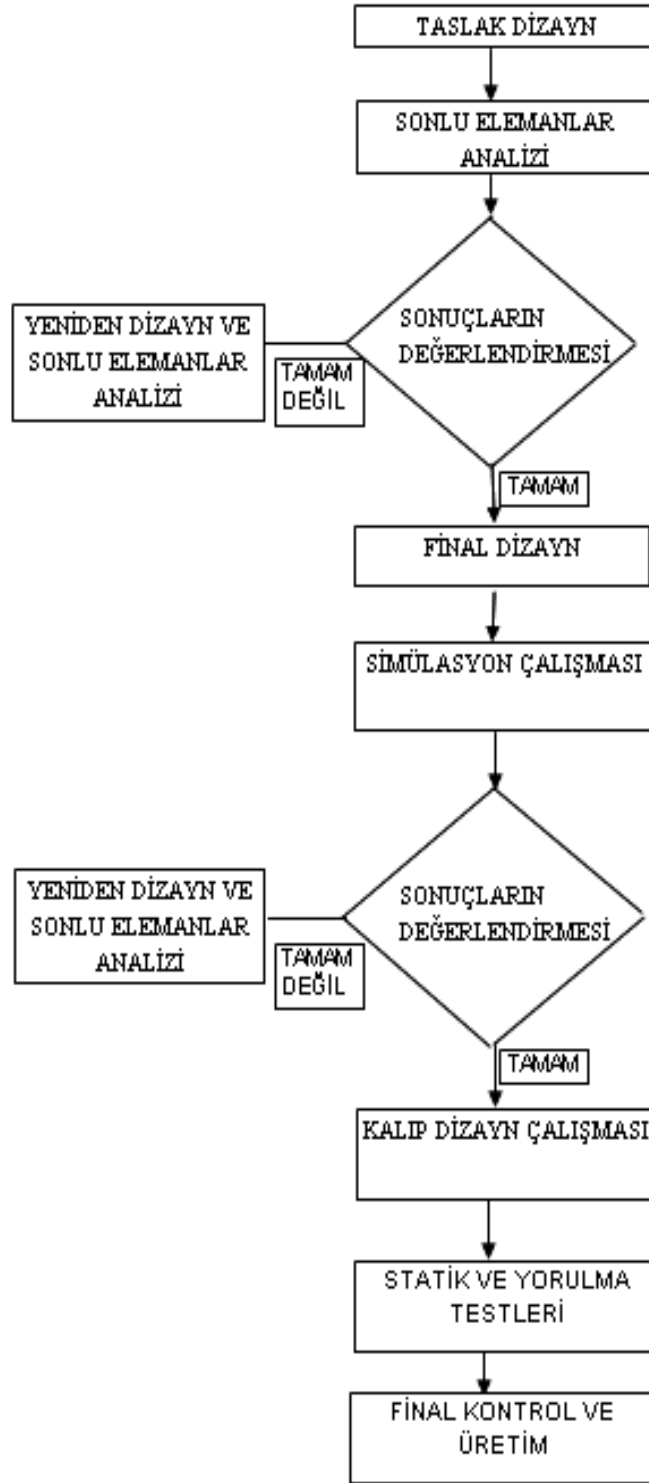
- Tasarımın taslak olarak modellenmesi: Bu amaçla Bilgisayar Destekli Tasarım yazılımları kullanılmış ve Torklink-I modeli oluşturulmuştur. Nominal et kalınlığı 6mm. olarak belirlenmiştir.
- Torklink-I için yapılan sonlu elemanlar analizi sonuçları değerlendirilerek et kalınlık 5mm. ye düşürülerek analiz çalışması tekrarlanmış ve Torklink-II modeli elde edilmiştir.
- Torklink-II için analizler tekrarlanarak, et kalınlığının 4mm. ye düşürüldüğü ve feder bölgesinin boşaltıldığı Torklink-III modeli elde edilmiştir.
- Torklink-III için yapılan analizler ile 3mm et kalınlığına sahip Torklink-IV modeli oluşturulmuştur. Elde edilen bu model için doğal frekans analizi yapılmış ve bu değerin otomotiv sanayiinde gerekli olan kriterleri sağladığı belirlenmiştir.
- Torklink-IV parçası için çalışma koşullarında yorulma yüklerine maruz kalması dolayısıyla yorulma analizinin yapılması gerekmektedir. Otomotiv sektöründe kullanılan braketlerin ürün ömrü boyunca plastik deformasyona uğramadan fonksiyonunu yerine getirmesi gerekmektedir. Bu bakış açısıyla komponentlerin değerlendirildiği Dang van kriterinin kullanıldığı bir yorulma analizi

yapılmıştır. Aracın kullanım koşullarında yorulma dayanımının yeterli düzeyde olup olmadığı incelenmiştir.

- Parçanın tasarım aşamasının tamamlanmasından sonra kalıp tasarımı ile ilgili hesaplamalar ve döküm sonrası oluşması muhtemel hataların incelenmesi yapılmıştır.

Ürün üzerinde yapılan testler ile ortaya çıkan döküm hataları (özellikle porozite) ürünün ömrünü etkileyecek unsurlardan birisidir. Parçanın içerisinde her zaman mutlaka çok küçük boşluklar bulunduğu ve bu boşlukların ürünün statik mukavemetini ve yorulma ömrünü etkilediği bilinmektedir. Bu çalışmada lineer statik analiz ve yorulma analizi de göstermiştir ki bu tip çalışmalarla ürünün pazara sunuş süresi ve üretim maliyetini azaltmaktadır. Ürün tasarımının ana aşamalarına bakıldığında tasarımın ilk aşamalarında yapılan değişikliklerin mali yükünün azaldığı ve ileri aşamalarda yapılacak tasarım değişikliklerinin maliyete etkisinin daha yüksek olacağı önceki paragraflarda da belirtilmiştir.

Özellikle ürün geliştirme ve üretim süreçleri çok kısalan otomotiv piyasasında bilgisayar destekli tasarım çalışmaları önemli bir yer tutmaktadır. Bu çalışmaların nasıl bir sistematik içinde yapılması gerektiği ile ilgili öneriler bir aşağıdaki şemada gösterilmiştir.

ÜRÜN TASARIMI AKIŞ ŞEMASI

Şekil 5.1. Ürün tasarım akış şeması

5.2. Öneriler

Bu çalışmada kullanılan sonlu elemanlar yazılımında optimizasyon çalışmasının yazılım içerisinde kullanılabilecek bir modül ile otomatize edilememektedir. Bu nedenle ek modülün sağlandığı bir yazılım ile karmaşık geometriye sahip otomotiv parçalarının Bilgisayar Destekli Tasarım ve Analiz yazılımlarının birbiri ile ilişkili olarak çalışabildiği bir optimizasyon tez çalışması olarak düşünülebilir.

KAYNAKLAR

1. ABAQUS 6.3-4 Theory Manual, USA, 2003
2. ALLEN, D.H., W.E.H. Aerospace Structural Analysis, USA, 1985
3. DANG VAN, K., BIGNONNET, A., FAYARD, J.L., JANOSCH, J.J., Metal Fatigue, 1999.
4. DOWLING, Norman E., Mechanical Behavior of Materials Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue, USA, 1998
5. İNAN, Mustafa, Cisimlerin Mukavemeti, İstanbul, 1973
6. Fe-Safe Version 5.00-06 Fatigue Theory Reference Manual, 2003
7. LIEBY, Gustav, Design of Die Casting, American Foundrys Society, USA, 1957
8. LINDQVIST, Reine, On High Cycle Fatigue Analysis of As Cast Nodular Cast Iron Components, Sweden, 1999
9. Metals Handbook, Ninth Edition Volume 15
10. PEERY, J., AZAR, J.J., Çev.TOLUN,S., Uçak Yapıları, USA, 1990]
11. RINGSBERG, Jonas W., Rolling Contact Fatigue of Railway Rails with Emphasis on Crack Initiation, Sweden 2000
12. Thomas, J.J, BIGNONNET, A., Equivalence Fatigue – Etat le I'Art, Proceeding in the SF2M Conference on Dimensionnement en Fatigue des Structures, France, 1999
13. Thomas, J.J, BIGNONNET, A., MONNET D., Fatigue Design and Reliability in the Automotive IndustryFatigue Design, 1998

14. YETİŞEN, Erol, Mekanik Kalıplarda Döküm Teknolojisi -Basınçlı Döküm-, İzmir, 1992
15. YETİŞEN, Erol, Alüminyum Döküm Alaşımları, İzmir, 1992
16. YILDIZ A. R., KAYA N., ALANKUŞ O. ve ÖZTÜRK F., Taşıt Salıncak Kolunun Optimum Boyutlarının Bulunması, OTEKON'02 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Haziran, Bursa, 2002

ÖZGEÇMİŞ

19.05.1971 Tire doğumlu olan Sedat TURGUT, ilk ve orta öğrenimini Merkez Ortaokulu ve Tire Şehit Albay İbrahim Karaoğlanoğlu Lisesinde tamamladıktan sonra, 1995 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak Mühendisliği Bölümü'nden mezun olmuştur.

1995 yılından itibaren çeşitli özel kuruluşlarda Tasarım Mühendisliği görevi üstlenen Sedat TURGUT halen Cevher Döküm A.Ş. de Kalıp Dizayn Sorumlusu olarak çalışmaktadır.

Yüksek Lisans çalışmasını Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Tasarım ve İmalat Bölümünde tamamlayan Sedat TURGUT evli ve bir kız babası olup İngilizce bilmektedir.