

T.C.
BARTIN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON BİLİM DALI

PLANET DİŞLİ MEKANİZMASINDA HALKA DİŞLİ BAĞLANTI
PARÇASININ KIRILMA PROBLEMİNİN GERİLME ANALİZİ VE
MALZEME SEÇİMİ YAPILARAK ÖNLENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZIRLAYAN

Hakan ÖZHAN

DANIŞMAN

Yrd. Doç. Dr. Halil ÇALIŞKAN

BARTIN-2014

T.C.
BARTIN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON BİLİM DALI

**PLANET DİŞLİ MEKANİZMASINDA HALKA DİŞLİ BAĞLANTI
PARÇASININ KIRILMA PROBLEMİNİN GERİLME ANALİZİ VE
MALZEME SEÇİMİ YAPILARAK ÖNLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZIRLAYAN

Hakan ÖZHAN

DANIŞMAN

Yrd. Doç. Dr. Halil ÇALIŞKAN

BARTIN-2014

KABUL VE ONAY

Hakan ÖZHAN tarafından hazırlanan “PLANET DIŐLI MEKANİZMASINDA HALKA DIŐLI BAĞLANTI PARÇASININ KIRILMA PROBLEMİNİN GERİLME ANALİZİ VE MALZEME SEÇİMİ YAPILARAK ÖNLENMESİ” başlıklı bu çalışma, 25.06.2014 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucunda oybirliği ile başarılı bulunarak jürimiz tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Yrd. Doç. Dr. Halil ÇALIŞKAN (Danışman)



Üye : Doç. Dr. Mustafa Sabri GÖK



Üye : Yrd. Doç. Dr. Abdullah Cahit KARAOĞLANLI



Bu tezin kabulü Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulunun .../.../..... tarih ve sayılı kararıyla onaylanmıştır.



Doç. Dr. Selma ÇELİKAY
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

BEYANNAME

Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre, Yrd. Doç. Dr. Halil ÇALIŞKAN danışmanlığında hazırlamış olduğum “PLANET DİŞLİ MEKANİZMASINDA HALKA DİŞLİ BAĞLANTI PARÇASININ KIRILMA PROBLEMİNİN GERİLME ANALİZİ VE MALZEME SEÇİMİ YAPILARAK ÖNLENMESİ” adlı Yüksek Lisans Tezimin bilimsel etik değerlere ve kurallara uygun, özgün bir çalışma olduğunu, aksinin tespit edilmesi halinde her türlü yasal yaptırımını kabul edeceğimi beyan ederim.

.... / /

Hakan ÖZHAN

ÖN SÖZ

Bu tezin hazırlanmasında danışmanlığımı üstlenerek başından sonuna kadar değerli çaba ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Halil ÇALIŞKAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, tez çalışması boyunca yardımlarını ve tavsiyelerini hiç bir zaman esirgemeyen Prof. Dr. Galip SAİD hocama, teknik bilgi ve yardımlarıyla destek olan Kimtaş Fabrika Müdürü Oğuz SARIUSTA'ya ve öğrenciliğim boyunca maddi ve manevi desteklerini benden esirgemeyen başta Annem ve Babam olmak üzere tüm aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Hakan ÖZHAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Planet Dişli Mekanizmasında Halka Dişli Bağlantı Parçasının Kırılma Probleminin Gerilme Analizi ve Malzeme Seçimi Yapılarak Önlenmesi

Hakan ÖZHAN

Bartın Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Halil ÇALIŞKAN

Bartın-2014, Sayfa: XII + 58

Günümüzde, üretim miktarının artırılabilmesi amacıyla hemen hemen her alanda makinalar kullanılmaktadır. Bu makinaların fonksiyonlarını yerine getirebilmeleri için, sahip oldukları makine elemanlarının çalışma şartlarında karşılaştıkları yük, sıcaklık ve basınç gibi değişkenlere uygun olarak tasarımlarının yapılması ve malzemelerinin seçilmesi gerekmektedir. Kireç karıştırma makineleri de, kirecin homojen olarak hazırlanmasında kullanılan makinelerden biridir. Bu makinelerin çalışmaları sırasında karşılaştıkları değişken ve büyük yüklerden dolayı, redüktör mekanizması içerisinde bulunan halka dişli bağlantı parçası belli sürelerde kırılmakta ve kireç üretim sisteminin tamamen durmasına ve böylece maliyet artışına neden olmaktadır.

Bu çalışmada, bu sorunun çözülmesi amacıyla, kireç karıştırma makinesi redüktörü içerisinde bulunan halka dişli bağlantı parçası modellenmiş, malzeme seçimi ve imalatı yapılmıştır. Parçanın modellenmesi için SolidWorks programından faydalanılmış, gerilme analizleri yapılmış ve aşırı gerilmelerin meydana geldiği kritik bölgeler tespit edilmiştir. Gerilmeleri azaltmak amacıyla, kritik bölgeler üzerinde geometrik değişiklikler yapılmış ve AISI 1020, ASTM1060, 304 ve 316 kalite paslanmaz çelik, Hardox 450 olmak üzere 5 farklı malzeme kullanılarak analizler tekrarlanmıştır. Analiz sonucunda en uygun malzeme olarak Hardox 450 seçilmiş ve bu malzeme ile halka dişli bağlantı parçası imal edilmiştir.

Hardox 450 malzemesi kullanılarak imal edilen halka dişli bağlantı parçasında, AISI 1024 ile karşılaştırıldığında yaklaşık 4 kat daha uzun ömür elde edilmiştir. Maliyet analizleri sonucunda ise, Hardox 450 kullanıldığında yaklaşık 4 kat daha düşük üretim maliyetlerin elde edilebileceği belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Katı modelleme, Gerilme analizi, Malzeme seçimi, Hardox 450

Bilim Kodu: 625.02.07

ABSTRACT

Master's Thesis

Prevention of Fracture Problem of Ring Gear Carrier in Planet Gear Mechanism by Stress Analysis and Material Selection

Hakan ÖZHAN

Bartın University

Institute of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Assist. Prof. Dr. Halil ÇALIŞKAN

Bartın-2014, Pp: XII + 58

Nowadays, machines are used to increase production amount in almost all industrial fields. To be able to perform their function, design and material selection of the machine elements have to be performed properly to the variables such as load, temperature and pressure to which the elements are exposed in service conditions. Lime mixing machines are also one of the machines used in preparation of lime homogeneously. Due to fluctuating and high loads to which these machines are exposed during service, ring gear carrier in reductor mechanism is broken in a certain time, which leads to halt of lean production system and thus cost increase.

In this study, to solve this problem, ring gear carrier in reductor of lime mixing machine was modeled, its material was selected and finally the ring gear carrier was manufactured. The SolidWorks software was used for modelling and stress analysis of the carrier, and the critical regions on the carrier where excessive stresses occur were determined. To decrease the stresses, geometrical modifications were performed on the critical regions, and the analysis was repeated using 5 different materials compose of AISI 1020, ASTM1060, 304 and 316 stainless steel and Hardox 450. As a result of the analysis, the best suitable material was selected as Hardox 450 and the ring gear carrier was manufactured using this material. When compared to AISI 1024, approximately 4 times longer lifetime was obtained in the ring gear carrier produced using Hardox 450. In consequence of cost

analysis, it was found that approximately 4 times lower production cost can be obtained using Hardox 450.

Key Words: Solid modelling, Stress analysis, Material Selection, Hardox 450

Science Code: 625.02.07

İÇİNDEKİLER

KABUL ve ONAY.....	I
BEYANNAME.....	II
ÖN SÖZ	III
ÖZET	IV
ABSTRACT	VI
İÇİNDEKİLER	VIII
TABLolar LİSTESİ	X
ŞEKİLLER LİSTESİ	XI
SİMGELER VE KISALTMALAR	XII
BİRİNCİ BÖLÜM GİRİŞ	1
İKİNCİ BÖLÜM ÇALIŞMANIN AMACI.....	2
ÜÇÜNCÜ BÖLÜM MALZEMELERİN MEKANİK ÖZELLİKLERİ.....	6
DÖRDÜNCÜ BÖLÜM SOLİDWORKS İLE YAPISAL STATİK ANALİZ	12
4.1. Giriş	12
4.2. Yapısal Analiz	12
4.3. Analiz Süreci Aşamaları	13
4.3.1. Analizi Yapılacak Parçanın Ortam Şartlarının Tanımlanması	14
4.3.2. Ortam Şartlarının Bilgisayar Ortamında Uygulanması	14
4.3.3. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	15
4.4. SolidWorks'te Analiz Basamakları	15
4.4.1. Analiz Çalışmasının Oluşturulması (Etüd)	15
4.4.1.1. Sabitlemeler (Restraints)	15
4.4.1.2. Dış Yükler	17
4.4.1.3. Ağ Yapının Oluşturulması (Mesh).....	19
4.4.1.4. Analizin Başlatılması (Run)	20

4.5. Analize Giriş	21
4.5.1. Von Mises Gerilmesi	21
4.5.2. Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi	24
4.5.3. Elastik ve Plastik Deformasyon	26
BEŞİNCİ BÖLÜM LİTERATÜR ÇALIŞMALARI	28
ALTINCI BÖLÜM METARYAL VE METOD	35
6.1. Modelleme	35
6.2. Kireç Söndürme Ünitesi ve Halka Dişli Bağlantı Parçası	36
6.3. Kullanılan Parça Malzemeleri	37
6.3.1. 304 ve 316 Kalite Paslanmaz Çelik	38
6.3.2. AISI 1020	39
6.3.3. AISI 1024	40
6.3.4. Hardox 450	41
YEDİNCİ BÖLÜM SONUÇLAR VE TARTIŞMA	43
7.1. Parçanın Modellenmesi	43
7.2. Gerilme Analizleri	43
7.2.1. AISI 1024	43
7.2.2. 304 ve 316 Kalite Paslanmaz Çelik	45
7.2.3. AISI 1020 Çeliği	46
7.2.4. Hardox 450	46
7.3. Maliyet Analizi	47
SEKİZİNCİ BÖLÜM SONUÇLAR	52
KAYNAKLAR	54
ÖZGEÇMİŞ	58

TABLULAR LİSTESİ

Tablo No		Sayfa No
1.	Sonuç kriterine göre malzeme tipi seçimi.....	26
2.	Malzemelerin fiziksel ve kimyasal özellikleri	38
3.	Analizi yapılan parçaların maliyet tablosu.....	48
4.	Parça değişiminin fabrikaya maliyeti.....	49
5.	Kırılan parçanın fabrikaya maliyeti.....	50
6.	Kırılan AISI 1024 malzemesinin iki yıllık maliyeti.....	51

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil No		Sayfa No
1.	Kireç oluşum döngüsü.....	3
2.	Kimtaş fabrikasındaki kireç oluşum aşamalarının şematik görünümü.....	4
3.	Redüktör bağlantı parçasının kırılma bölgeleri.....	5
4.	Gerilme – birim şekil değişimi eğrisi.....	7
5.	Belirgin akma göstermeyen bir malzemenin akma dayanımının belirlenmesini gösteren diyagram.....	8
6.	Gevrek ve sünek malzemelerin kırılma şekilleri.....	10
7.	Gerilme-birim uzama eğrisi yardımıyla şekil değiştirme enerjilerinin (rezilyans ve tokluk) belirlenmesi	11
8.	Küçük ve büyük aralıklarla örülen mesh modelleri.....	13
9.	Analiz süreç diyagramı.....	14
10.	Modelin analize hazırlanma aşamaları	21
11.	Analiz sonuçlarının gösterilmesi	23
12.	Gerilme – birim uzama grafiğinde, kalıcı deformasyonun, akma noktası konumuna göre değişmesi	25
13.	Planet dişli mekanizmasının ve halka dişli bağlantı parçasının teknik resmi.....	35
14.	3D modellemesi yapılan kırılan parçanın redüktördeki konumu.....	36
15.	AISI 1020’ den imal edilen halka dişli bağlantı parçası	40
16.	AISI 1024’ den imal edilen halka dişli bağlantı parçası	41
17.	Hardox 450’ den yapılmış halka dişli bağlantı parçası	42
18.	Modellemesi yapılan kireç söndürme ünitesinin 3D görünümü.....	43
19.	AISI 1024 çeliğinin analiz sonucu değerleri	44
20.	Paslanmaz çeliğin analiz sonucu değerleri	45
21.	AISI 1020 çeliğinin analizi sonucu değerleri	46
22.	Hardox 450 analiz sonucu değerleri	47

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

E	: Elastiklik modülü
F	: Kuvvet
σ	: Gerilme
ε	: Birim uzama
σ_0	: Orantı sınırı
σ_E	: Elastisite sınırı
σ_{ak}	: Akma dayanımı
σ_{em}	: Maksimum emniyet gerilmesi
σ_{ζ}	: Çekme dayanımı
σ_K	: Kopma dayanımı
KU	: Kopma uzaması
KB	: Kopma büzülmesi
N	: Newton
Lo	: Numunenin ilk ölçü uzunluğu
L _k	: Numunenin kırılma anındaki boyu
S	: Emniyet katsayısı
mm	: Milimetre

KISALTMALAR

SEY	: Sonlu Elemanlar Yöntemi
AISI	: American Iron and Steel Institute
ASTM	: American Society for Testing and Materials
FOS	: Factory of Safety
MPa	: Megapascal
KİT	: Kamu İktisadi Teşekkülü
BT	: Bilgisayarlı Tomografi
CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Günlük hayatımıza girmiş ve hayati önemi oldukça fazla olan makinalar, birçok makine elemanından oluşmakta ve bu elemanların büyük bir bölümü metallere üretilmektedir. Başlı başına bir sanayi sektörünü oluşturan metallere arzu edilen boyutlarda pek çok parçanın üretimi yapılmaktadır. Bu parçalar mutfak eşyası, elektrik ve elektronik, otomotiv ve makine sanayindeki talepleri büyük bir hızla karşılamaktadırlar.

Günümüzde, makineler imal edilmeden önce dijital ortamda tasarımları yapılarak modellenmekte ve böylece imalat sonrası karşılaşılabilecek problemlerin önüne geçilmektedir. Modellenen parçaların ise gerilme analizlerinin yapılması ile, çalışma şartlarında bu parçaların performans testleri gerçekleştirilebilmekte, parçaların hasara uğramaması için gerekli olması halinde malzeme değişikliği veya geometrik değişiklikler yapılabilmektedir.

Bu tez çalışmasında, kireç üretim fabrikalarında, kirecin homojen olarak hazırlanmasında sıklıkla kullanılan kireç karıştırma makinelerindeki redüktör mekanizması içerisinde bulunan halka dişli bağlantı parçasının, çalışmaları sırasında karşılaştıkları değişken ve büyük yüklerden dolayı kırılması problemi önlenmiştir. Bu amaçla, kireç karıştırma makinesi redüktörü içerisinde bulunan halka dişli bağlantı parçası modellenmiş, malzeme seçimi ve imalatı yapılmıştır. Bu parçanın ömrü belirlenerek, maliyet analizi yapılmıştır.

BÖLÜM 2

ÇALIŞMANIN AMACI

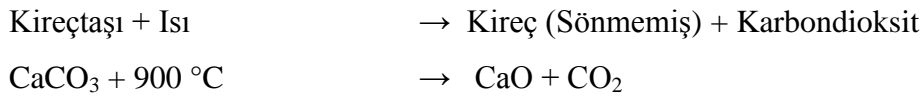
Türkiye'de yılda 5 milyon ton civarında kireç üretilmektedir (tüketimlerini kendisi karşılayan KİT ve özel sektör kuruluşları dâhildir). Kireç çok amaçlı kullanımı olan ve çok eski çağlardan beri bilinen bir maddedir. Yunan ve Roma imparatorluğu döneminde çeşitli yapıtların inşasında, Mısır piramitlerinin yapımında kireç kullanıldığı bilinmektedir. Kireç direkt veya dolaylı olarak hemen hemen her endüstri ürünüde katkısı olan bir kimyasaldır. Endüstride, kullanım alanlarının sayısı açısından birinci ve tüketim miktarı açısından ise beşinci sıradadır.

En fazla kireç 2 milyon ton ile inşaat sektöründe kullanılmakta olup bunu metalurji ve kimya sektörleri takip etmektedir. Kireç Avrupa ve Amerika'da yaygın olarak kullanılmakta ve kullanım oranı ülkemizde de giderek artmaktadır.

Kireç, ülkemizde basit çalı ve yamaç ocaklarından başlayıp modern bilgisayar kontrollü fırınlara kadar uzanan bir teknoloji çeşitliliğinde üretilmektedir (URL-1, 2013).

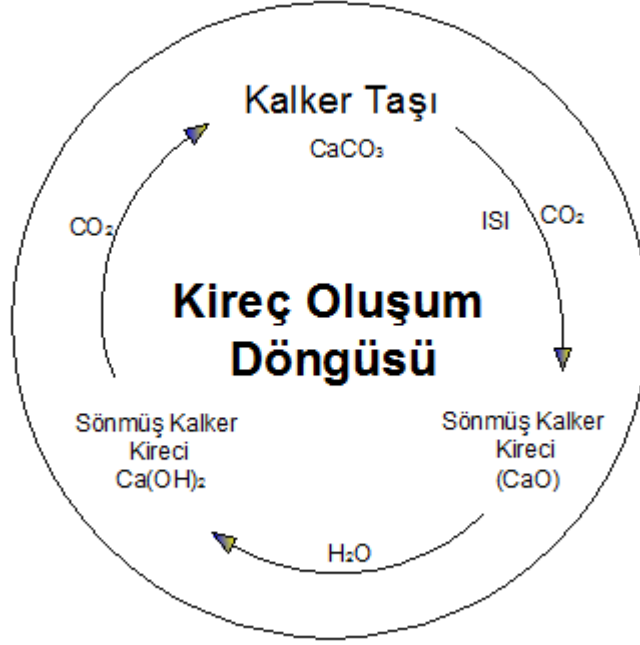
Şekil 1'de kirecin oluşum döngüsü şematik olarak gösterilmiştir. Kalsiyum karbonat içeren kireçtaşlarının 900-1000°C'de kalsinasyonu ile kireç (CaO; Sönmemiş Kireç) elde edilir. Sönmüş kireç ise sönmemiş kirecin su ile reaksiyonu neticesinde oluşan kalsiyum hidroksittir (Ca(OH)₂).

Kalsinasyon Döngüsü;



Hidratasyon Döngüsü;

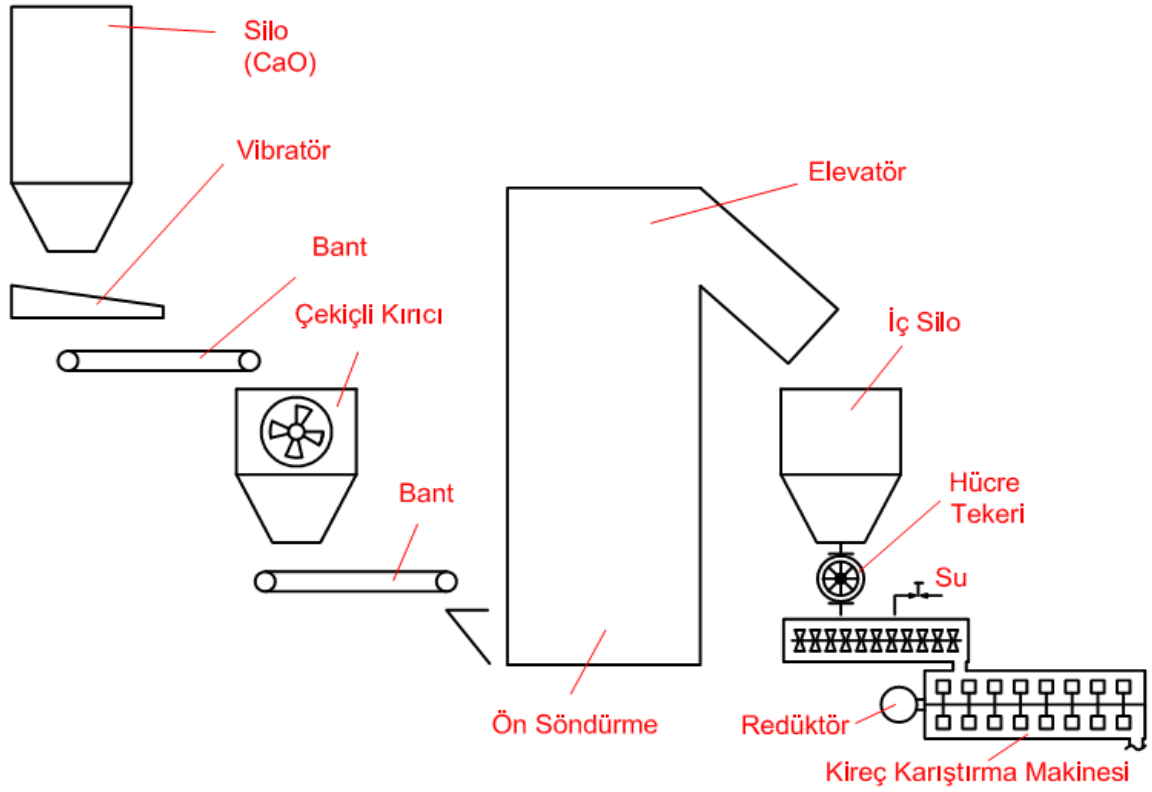




Şekil 1: Kireç oluşum döngüsü (URL-2 2014).

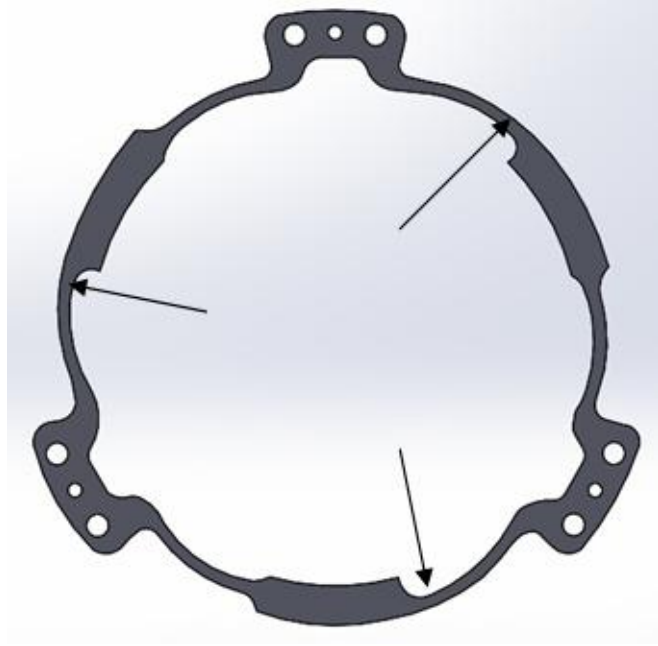
Kireçtaşı normalde yer yüzeyinde açılan, kireç fabrikasının genellikle bitişiğinde bulunan ocaklardan temin edilir. Ancak bazı durumlarda deniz altı sondajları ve hatta yeraltı maden ocaklarının da bu amaçla kullanıldığı bilinmektedir. Kireç, yüksek saflıkta kireçtaşı ya da dolomit ocaklarda ihraç edilmekte, kırılmakta ve bazı durumlarda yıkanmaktadır. Malzeme daha sonra ayıklanmakta ve fırına gönderilmektedir (URL-3 2013).

Şekil 2’de Kimtaş fabrikasında kireç üretim aşamalarının şematik resmi gösterilmektedir. Şekilden görüldüğü gibi ilk önce kireç ocaklarından alınan kireç taşları kamyonlar vasıtasıyla kirecin işleneceği fabrikalardaki büyük silolara boşaltılmaktadır. Bu silolardan sonra kireç taşları yıkanıp vibratör denilen eleklerden geçirilmekte ve küçük mıcırlar haline getirilmektedir. Buradan bantlar vasıtasıyla çekiçli kırıcıların olduğu makineye oradan da tekrar bantlar vasıtasıyla elevatöre boşaltılmaktadır. Elevatörden gelen kireç taşları iç silo denilen makineden geçirilerek ön söndürmeye gelmekte, burada suyla karıştırılarak sönmüş kirece dönüştürülmektedir. Ön söndürmeden geçen kireç tozları şekilde görüldüğü gibi redüktör bağlantılı kireç karıştırma makinesinde karıştırılıp ayrıştırılarak sevkiyata ve paketlenmeye hazır hale getirilmektedir.



Şekil 2: Kimtaş fabrikasındaki kireç üretim aşamalarının şematik gösterimi.

Kireç üretimi sırasında, kireç tozu karıştırma makinesinin redüktörü içerisindeki halka dişli bağlantı parçası (Şekil 3), değişken büyük yüklerden dolayı kırılarak hasara uğramaktadır. Bu parçanın yenisinin temin edilmesi uzun zaman aldığından dolayı, halka dişli bağlantı parçası AISI 1024 çeliği kullanılarak üretilmiş ancak bu parça ile de 5 aylık bir ömür elde edilmiştir. Bu yüzden, bu çalışmada, redüktör içerisindeki bağlantı parçası üzerinde malzeme seçimi ve gerilme analizi yapılarak, bu parçanın ömrünün artırılması amaçlanmıştır.



Şekil 3: Redüktör bağlantı parçası ve kırılma bölgeleri.

BÖLÜM 3

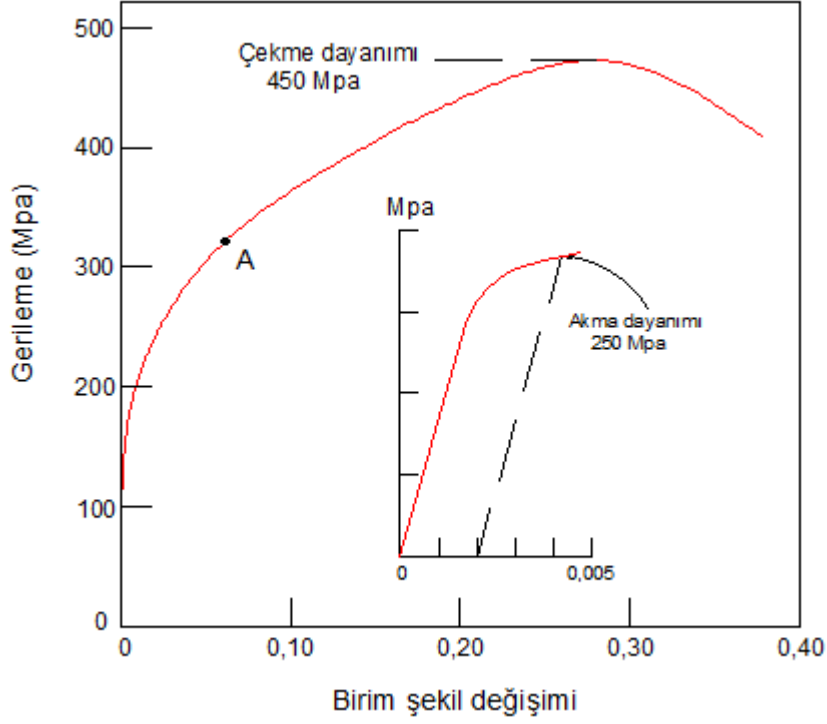
MALZEMELERİN MEKANİK ÖZELLİKLERİ

Kullanılabilen malzemelerin çoğu, çelikten imal edilmiş bir otomobil aksı ya da bir alüminyumdan imal edilmiş uçak kanadı örneklerinde olduğu gibi belirli bir kuvvet ya da yükler altında çalışırlar. Bu gibi durumlarda, malzeme özelliklerinin bilinmesi ve yapılan parçaların kırılmayacak şekilde tasarımının yapılması gerekmektedir.

Bu bölümde metallerin gerilme-birim şekil değişimi davranışları incelenmektedir. Ayrıca, metallerin ilgili mekanik özellikleri ele alınmakta ve diğer önemli mekanik özellikler incelenmektedir (Callister ve Rethwisch, 2013, 151-152).

Malzemelerin kendi eksenleri boyunca çekmeye zorlandıklarında göstermiş oldukları davranışları belirlemek için çekme deneyi yapılmaktadır. Bu tür malzemeler eksenleri boyunca çekmeye zorlandıklarında kesitleri daralmakta ve boyları uzamaktadır. Ancak kuvvet uygulanmaya devam edilecek olursa malzeme çeşitlerine göre bazı değişiklikler olduktan sonra bu tür malzemelerde kopma meydana gelmektedir (Can, 2010).

Bu deneyin sonucunu, kuvvet (F)-uzama (ϵ) eğrisi üzerinde inceleyelim. Ancak bu eğri ile birlikte kullanılan numunenin boyutlarını da vermek gerekir. Bu nedenle, bu eğri yerine daha evrensel olan gerilme-şekil değiştirme (birim uzama) eğrisi kullanılır. Gerilme-birim uzama eğrisine çekme diyagramı adı verilir. Şekil 4'de normalize edilmiş durumdaki az (düşük) karbonlu bir çeliğin gerilme-birim şekil değişimi eğrisi verilmiştir.



Şekil 4: Gerilme – birim şekil değişimi eğrisi (Callister ve Rethwisch, 2013, 165).

Çekme deneyi sonucunda malzemenin orantı sınırı, elastiklik sınırı, akma sınırı ve çekme dayanımı gibi mukavemet değerleri ile kopma uzaması, kopma büzülmesi, tokluk ve süneklik değerleri belirlenir. Malzemenin cinsine, kimyasal bileşimine ve metalografik (Metallerin/genel olarak tüm malzemelerin içyapısını inceleyen bilim dalı) yapısına bağlı olan bu özellikler aşağıda sırasıyla açıklanmaktadır.

a) Orantı sınırı (σ_0): Gerilme-birim uzama diyagramında Hooke yasasının, yani $\sigma = E\epsilon$ bağıntısının geçerli olduğu doğrusal kısmı sınırlayan gerilme değeridir. Bu bağıntıdaki orantı katsayısına (E) elastiklik modülü denmektedir ve bu katsayı çekme diyagramının elastik kısmını oluşturan doğrunun eğimini göstermektedir. Bir malzemenin elastiklik modülü ne kadar büyükse, o malzemenin elastik şekil değiştirmeye karşı direnci de o ölçüde büyük olur. Malzemelerin elastiklik modülü herhangi bir ısı işlem veya mekanik işlemle değiştirilemez.

b) Elastiklik sınırı (σ_E): Malzemeye uygulanan kuvvet kaldırıldığı zaman plastik uzamanın görülmediği veya yalnız elastik şekil değiştirmenin meydana geldiği en yüksek gerilme değeridir. Genellikle, elastiklik sınırı orantı sınırına eşit kabul edilmektedir.

Pratikte σ_e yerine %0,01 veya %0,005'lik plastik uzamaya karşı gelen gerilme (σ 0,01 veya σ 0,005) değerleri alınmaktadır. Elastiklik sınırı,

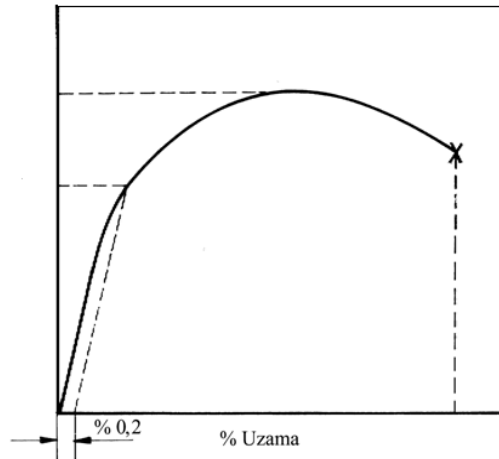
$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (1)$$

formülü ile hesaplanır.

c) Akma dayanımı (σ_a): Uygulanan çekme kuvvetinin yaklaşık olarak sabit kalmasına karşın, plastik şekil değiştirmenin önemli ölçüde arttığı ve çekme diyagramının düzgünlük gösterdiği kısma karşı gelen gerilme değeridir (Yıldızlı, 2011). Düşük karbonlu çeliklerde akma sınırı genellikle zikzak şeklinde görülmektedir. Akmanın ilk başladığı noktaya üst akma sınırı, zikzakların bittiği en düşük noktaya ise alt akma sınırı denilmektedir. Orantısız uzama gerilmesi akma noktası göstermeyen malzemelerde akma sınırı olarak alınmaktadır (Can, 2012). Şekil 7'de belirgin akma göstermeyen bir malzemenin çekme diyagramı ile bu malzemenin akma dayanımının nasıl belirlendiği görülmektedir. Akma dayanımı,

$$\sigma_a = \frac{P_a}{A_0} \quad (2)$$

formülü ile hesaplanır.



Şekil 5: Belirgin akma göstermeyen bir malzemenin akma dayanımının belirlenmesini gösteren diyagram (Yıldızlı 2011).

d) Çekme dayanımı (σ_{σ}): Bir malzemenin kopuncaya veya kırılıncaya kadar dayanabileceği en yüksek çekme gerilmesi olarak tanımlanmaktadır (Yıldızlı, 2011).

Çekme noktasına kadar malzeme homojen olarak uzamaktadır. Çekme noktasını geçince, eğer malzeme sünek bir malzeme ise büzülerek kopma meydana gelmektedir (Can, 2012). Çekme dayanımı,

$$\sigma_{\zeta} = \frac{P_{\max}}{A_0} \quad (3)$$

formülü ile hesaplanır.

e) Kopma dayanımı (σ_K): Çekme deneyi esnasında, numune kesiti çekme kuvvetini artık karşılayamadığı anda kopma meydana gelmektedir. Çekme diyagramı çiziminde kaydedilen bu son gerilme değerine, malzemenin kopma dayanımı adı verilmektedir. Kopma dayanımı,

$$\sigma_K = \frac{P_K}{A_0} \quad (4)$$

formülü ile hesaplanır.

f) Kopma uzaması (KU): Çekme numunesinin boyunda meydana gelen en yüksek yüzde plastik uzama oranı olarak tanımlanır. Çekme deneyine tabi tutulan numunenin kopan kısımlarının bir araya getirilmesi ile son boy ölçülmekte ve boyda meydana gelen uzama bulunmaktadır. Burada L_0 numunenin ilk ölçü uzunluğunu, L_k ise numunenin kırılma anındaki boyunu göstermektedir. Yüzde kopma uzaması,

$$KU(\%) = \frac{\Delta L}{L_0} \times 100 \quad (5)$$

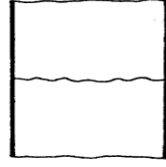
bağıntısı yardımıyla belirlenir. Kopma uzaması malzemenin sünekliğini gösterir. Kopma uzaması,

$$\Delta L = L_k - L_0 \quad (6)$$

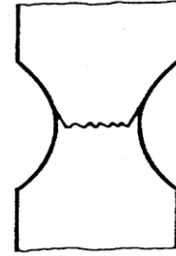
formülü ile hesaplanır.

g) Kopma büzülmesi (KB): Çekme numunesinin kesit alanında meydana gelen en büyük yüzde daralma veya büzülme oranı olup, $KB(\%) =$ bağıntısı ile hesaplanır. Burada A_0 deney numunesinin ilk kesit alanını, A_k ise kırılma anındaki kesit alanını veya kırılma yüzeyinin alanını göstermektedir. Kopma büzülmesi, kopma uzaması gibi sünekliğin bir göstergesidir. Sünek malzemelerde belirgin bir büzülme veya boyun verme meydana

gelirken, gevrek malzemeler büzülme göstermezler. Şekil 6'da gevrek ve sünek malzemelerin kırılma davranışları Şematik olarak gösterilmiştir.



(a) Gevrek malzemenin kırılması (büzülme yok)

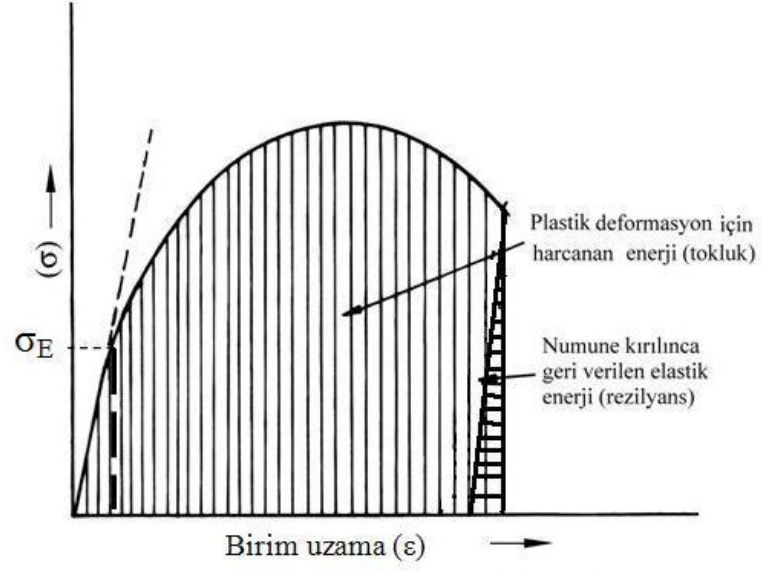


(b) Sünek malzemenin kırılması (büzülme var)

Şekil 6: Gevrek ve sünek malzemelerin kırılma Şekilleri (Yıldızlı, 2011).

g) Rezilyans: Malzemenin yalnız elastik Şekil değiştirmesi için harcanan enerji veya elastik Şekil değiştirme sırasında malzemenin depoladığı enerji demektir. Şekil 7'de bu enerjinin, gerilme (σ)-birim uzama (ϵ) eğrisinde elastik kısmın altında kalan alan ile belirlenmekte ve numune kırılınca geri verilmektedir.

h) Tokluk: Tokluk, genellikle $\sigma - \epsilon$ eğrisinin altında kalan alanın hesaplanması ile bulunmaktadır. Malzemenin birim hacmi başına düşen plastik Şekil değiştirme enerjisi olarak tanımlanmakta ve malzemenin kırılıncaya kadar enerji depolama veya soğurma yeteneğini göstermektedir. Tokluğun gerilme-birim uzama eğrisi yardımıyla belirlenişi Şekil 7'de gösterilmiştir. Malzemenin kırılmaya karşı gösterdiği direncin ölçüsü olan tokluğun diğer bir anlamı da gevrekliktir (Yıldızlı, 2011).



Şekil 7: Gerilme-birim uzama eğrisi yardımıyla şekil değiştirme enerjilerinin (rezilyans ve tokluk) belirlenmesi (Yıldızlı 2011).

Genel olarak malzemelerin mekanik özellikleri içyapılarına bağlıdır. Bu içyapı ısı işlemleriyle değişebilmektedir. Dolayısıyla malzemeye uygulanan ısı işlem türüne göre malzemenin mekanik özellikleri değişebilmektedir (Savaşkan, 2009).

BÖLÜM 4

SOLIDWORKS İLE YAPISAL STATİK ANALİZ

4.1 Giriş

Analizlerin yapılması konusunda birçok yazılım mevcuttur. Bunlardan bazıları COSMOSWorks, CATIA, Unigraphics, SolidWorks ve ProEngineer gibi yazılımlardır. Bu programlar üzerinde yapılan tasarımlar ve analizler aynı program üzerinde gerçekleştirildiğinden herhangi bir veri kaybı veya hatalı veri okuma riski ortadan kaldırılmış olmaktadır. Ancak, ANSYS, NASTRAN ve ABACUS gibi yazılımlarda karmaşık geometrilere sahip parçaların modellenmesi daha zordur. Bu yüzden, bu programlarda analiz yapabilmek için model başka programlar üzerinde çizilip bu programlara atılmakta ve aktarım sırasında veri kaybı veya hatalı veri okuma problemi meydana gelebilmektedir. Bu yüzden, bu çalışmadaki tasarım ve analizler SolidWorks programı üzerinde gerçekleştirilmiştir.

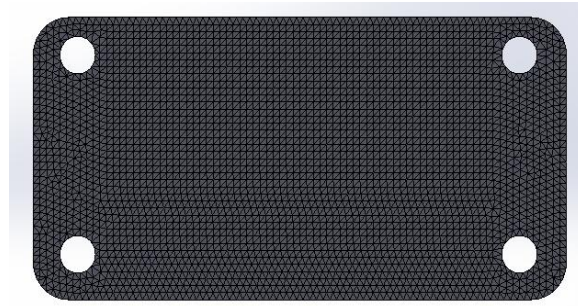
4.2 Yapısal Analiz

Yapısal analiz günümüzde makine sektörünün vazgeçilmezlerinden olmuştur. Tasarımı yapılan parça sayısal ortamlarda test edilerek çalışma performansı hakkında bilgi elde edilmektedir. Yapılan bu testlerin sonucunda elde edilen veriler kullanılarak tasarımı yapılan parçanın tekrar gözden geçirilmesine imkan sağlanmakta ve optimum sonuca ulaşılmaktadır. Bir ürünün tasarımı yapılırken amaç minimum maliyet ve optimum dayanımın elde edilmesidir.

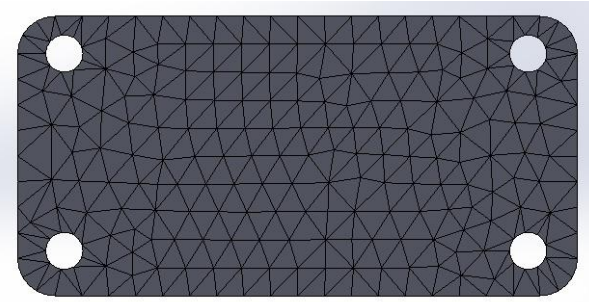
SolidWorks gibi analiz programları sonlu elemanlar çözümleme metodunu kullanarak hesaplama yapmaktadırlar. Karmaşık şekle sahip parçaların analizinde, model en küçük parçalara bölünerek analiz gerçekleştirilmektedir. Programda bu sistemi tanımlayan en küçük parçaya Mesh (ağ) adı verilmektedir ve kullanılacak mesh tipi, yapılacak işe göre belirlenmektedir. Dolu hacimli parçalarda hacimsel ağ, sac gibi kabuk şeklindeki parçalarda yüzeysel ağ ve çelik konstrüksiyon bina gibi profillerden oluşan sistemlerde ise

bir boyutlu ağ yapısı kullanılmaktadır. Böylece elde edilen sonuçların güvenilirliği artırılmış ve analizlerin süresi kısaltılmış olmaktadır.

Ağ yapıları kendi içerisinde gruplara ayrılmaktadır. Ağ köşe sayısına göre üçgen, dörtgen, altıgen hatta sekizgen ağ yapıları mevcuttur. Ağ yapıları hücre içerisinde ne kadar küçükse analizin sonucu o kadar gerçeğe yakın olmaktadır. Örneğin, Şekil 8’ de gösterildiği gibi, çok küçük aralıklarla örülen mesh ile daha büyük aralıklarla örülen mesh’in analiz sonuçlarında farklılıklar vardır. Küçük aralıklı mesh analizi yapıldığında, örülen ağ, geometrinin her noktasını kapladığından dolayı daha doğru sonuçlar elde edilmektedir (Turgut, 2009).



(a) Küçük ağ yapısı

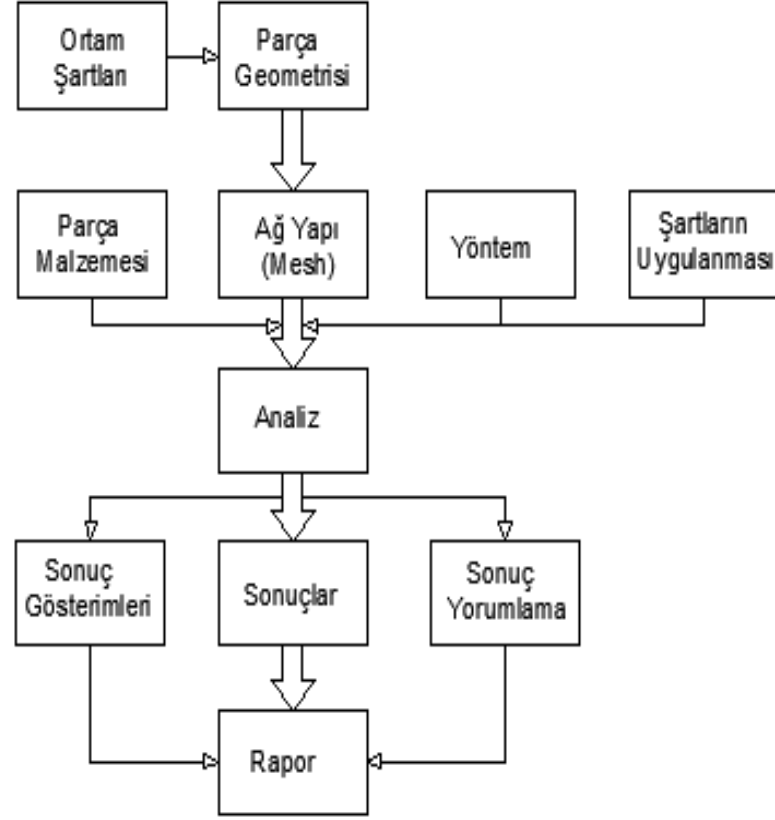


(b) Büyük ağ yapısı

Şekil 8: Küçük ve büyük aralıklarla örülen mesh modelleri.

4.3 Analiz Süreci Aşamaları

Analiz süreci kendi içerisinde üç kısımdan oluşmaktadır. Analiz sürecinin aşamaları Şekil 9’da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 9: Analiz süreç diyagramı (Bayrak 2008).

4.3.1 Analizi Yapılacak Parçanın Ortam Şartlarının Tanımlanması

Analize başlamadan önce ilk olarak parçanın çalışacağı ortam şartları tespit edilmelidir. Bu ortam şartlarından bazıları; sabitlemeler, parçanın yapıldığı malzeme, yükler ve sıcaklıktır. Analizi yapılacak parçanın çevresel şartları iyi analiz edilmelidir. Çünkü çevre şartlarının yanlış analizi, sonucun hatalı çıkmasına sebep olacaktır. Dolayısıyla ortam şartlarının iyi tanımlanması analiz sürecinin en önemli basamaklarından biridir.

4.3.2 Ortam Şartlarının Bilgisayar Ortamında Uygulanması

Bu ortam şartları uygun araçlar kullanılarak sayısal ortamda uygulanır. Burada önemli olan uygun aracın kullanılmasıdır. Örneğin, katı malzemeler üzerine uygulanan doğrusal kuvvetin sıvı ve gazlar için uygulanması, analiz sonuçlarının hatalı çıkmasına sebep olacaktır. Ortam şartlarını bilgisayar ortamına girilmesi neticesinde hesaplama işlemine geçilmekte ve analiz gerçekleştirilmektedir.

4.3.3 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Bu aşamanın sonunda yapılan analizin sonuçları değerlendirilmektedir. Analiz sürecinin en önemli ve en zor olan basamağı burasıdır. Çünkü yapılan analizlerin okunabilmesi ve doğru değerlendirilmesi uzman bilgisi gerektirmektedir. Programda bu aşama için yardımcı unsurlar geliştirilmiştir. Bölgesel gerilmelerin ve parçanın içyapısındaki gerilme dağılımının görüntülenmesi, analiz sonuçlarının değerlendirilmesinde kullanılan yöntemlerden birkaçıdır.

4.4 SolidWorks'te Analiz Basamakları

4.4.1 Analiz Çalışmasının Oluşturulması (Etüd)

Analizin gerçekleştirilebilmesi için SolidWorks'ün içerisindeki Analiz modülü kullanılmaktadır. Bu modül içerisinde, analizi yapılacak olan parçanın mekanik ve fiziksel özelliklerine ait bilgiler girilmektedir. Bu özelliklerden bazıları, elastisite modülü, poisson oranı, yırtılma modülü, yoğunluk, çekme mukavemeti, basma mukavemeti, termal genleşme katsayısı, termal iletkenlik ve özgül ısıdır (Turgut 2009).

Analiz modülü içerisinde, bağlantı noktalarının belirlenmesi için kullanılan sabitlemeler opsiyonu, parçaya gelen kuvvetin uygulanması için dış yükler opsiyonu, ağ yapısının oluşturulabilmesi için kullanılan mesh opsiyonu ve analizin başlatılabilmesi için run opsiyonu kullanılarak analiz gerçekleştirilmektedir. Bu analiz çalışmaları detaylı olarak aşağıda anlatılmaktadır.

4.4.1.1 Sabitlemeler (Restraints)

Bağlantı noktalarının belirlenmesi, analiz için önemli aşamalardan birisidir. Modellenen parçaların sabit kısımlarına sabitleme uygulamak için kullanılır. Bağlantı noktaları, modellenen parça üzerindeki yay bağlantıları, cıvata bağlantıları ve rulman bağlantıları gibi sabitlenen noktalardır.

Çevresel ortam şartlarında birçok sabitleme çeşidi bulunmaktadır. Bunlardan bazıları sabit geometri, kayar, menteşe, simetrik, silindirik, küresel vb. sabitlemelerdir. Bağlantı noktası olarak kullanılan durumlar aşağıdaki gibidir.

a) Sabit Geometri (Fixed)

Parça üzerinde köşe noktası, kenar çizgisi veya seçilen yüzeyin bulunduğu bölgelere yapılan sabitlemedir. Seçilen bölge üzerindeki bütün düğümler buldukları yere sabitlenmektedir. Bu ilkeye göre hesaplama yapılacağından ve matrisler oluşturulacağından dikkat edilmesi gerekmektedir.

b) Sabitlenmiş Menteşe (Hinge)

İki taraflı silindirik yüzeye çift taraflı sabitleme yapılarak ve bu sabitlemelerin yapıldığı eksenler etrafında serbest dönmesine izin verilerek meydana gelen bir sistemdir. Bu uygulamaya çift taraflı mafsal sistemleri de denebilmektedir.

c) Simetriklik Sabitlemesi (Symmetry)

Bu özellik simetrik parçaların analizinde kullanılabilir bir özelliktir. Symmetry özelliğinin kullanılabilmesi için parçaya farklı bölgelerden sabitleme uygulanmaktadır. Bu özellikteki parçalara, aynı yönlerden sabitleme uygulanırsa analiz yapılamayacaktır. Bu özelliğe dikkat edilerek analiz yapılmalıdır. Aksi takdirde yapılan analizin sonucu yanlış çıkabilmektedir.

d) Silindirik ve Kayar Sabitleme (Roller / Slider)

Bu özelliğin kullanılması Symmetry opsiyonu ile aynıdır. Seçilen bir düzlemsel yüzeye kayar sabitleme uygulamak için kullanılır. Yukarıda kullandığımız sabitlemeler bu uygulamalar içinde en fazla kullanılanlarıdır.

4.4.1.2 Dış Yükler

Çevresel ortam şartlarında parçalara uygulanan yükleri ifade etmektedir. Bu yükler Kuvvet, Tork, Basınç, Yer Çekimi, Merkezkaç ve Rulman yükü gibi yüklerdir. Burada uygulanacak yükün hangisi olduğu tam olarak bilinmelidir. Aksi takdirde analiz sürecinde anlatılan ortam şartlarının bilgisayar ortamına uygulanması hususunda sonuçlar hatalı çıkmaktadır. Aşağıda dış yükler opsiyonu içerisindeki komutlar kısaca açıklanmaktadır.

a) Kuvvet uygulama (Force)

Seçilen yüzey kenar çizgisi veya köşe noktasına kuvvet uygulamak için kullanılır. Kuvvetin uygulanabilmesi için kuvvet yönünün de seçilmiş olması gerekmektedir. Bunun için katı model kenar çizgisi veya düzlemsel nesne seçilebilir. Kenar çizgisi seçildiğinde çizgi doğrultusunda yükleme yapılırken, düzlemsel nesne seçildiğinde üç seçenek sunulur. Düzleme dik ve düzleme radyal (merkezden çevreye doğru) yönlerde de kuvvet uygulanabilmektedir.

Yükleme doğrultusu iki şekilde belirlenebilmektedir. Seçilen düzleme dik ve düzleme paralel yönlerde yükleme gerçekleştirilebilir. Kuvvet, katı model kenarlarına, yüzey model kenarlarına ve model köşe noktalarına uygulanabilir. Üniform (muntazam) olmayan yüklemeler için eşit olmayan dağılım (Nonuniform Distribution) parametreleri kullanılabilir.

b) Tork (Moment) Uygulama

Parçaya uygulanabilen diğer bir yükleme çeşidi de tork (moment) yüklemesidir. Tork yüklemesi dönerek çalışan sistemlerde meydana gelen bir yükleme çeşididir. Analizi yapılan parçada bu uygulama kullanıldığından önemli bir komuttur. Buradan tork uygulanacak yüzeyler ve dönmenin gerçekleşeceği eksen seçilir. Kullanıcı ya bir çizgi ya da bir eksen çizgisi seçme durumundadır. Çünkü dönmeyi gerçekleştirecek parçanın hangi eksene göre döneceğinin belirtilmesi için seçilmesi gerekmektedir.

c) Basınç (Pressure) Uygulama

Parça üzerine basınç yüklemesi uygulanabilmesi için kullanılır. Bu uygulama genelde sıvı ve gazların sistem içerisindeki davranışlarının modellenmesinde kullanılmaktadır. Bu uygulamanın özelliği seçilen yüzeye kuvvetin dik olarak etki etmesidir. Yani bir metre karelik alana uygulanan kuvvet miktarıdır ve birimi N/m² dir. Basınç=Kuvvet/Yüzey Alanı=Ağırlık/Yüzey Alanı

Programda, referans geometri (Use reference geometry) opsiyonunu kullanarak belli bir yönde basınç uygulanabilir. Seçenek aktifleştirildikten sonra kuvvet uygulanacak alan belirtilmekte ve uygulanacak kuvvetin yönü seçilmektedir. Bu şekilde kuvvet uygulamanın tek yararı birimdir. Ayrıca üniform olmayan yüklemeler için Nonuniform Distribution parametreleri kullanılabilir (Bayrak, S.,Turgut, M. 2008).

d) Yerçekimi Uygulama (Gravity)

Bilindiği üzere yerçekimi dünya yüzeyinde veya yakınındaki nesnelere etkilemekte ve onlara yerçekimi ivmesi kazandırmaktadır. Dünya yüzeyinde tüm cisimler bu ivme ile düşmektedir. M kütlesine sahip bir cisme doğru olan yerçekimi ivmesi,

$$g = \frac{MG}{r^2} \quad (7)$$

şekilde hesaplanır.

Bu uygulamada, yerçekiminin hesaba katılması gerektiği sistemlerde kullanılması önerilir. Bu sistemlerde günümüzdeki büyük yapılardır ki bu yapılar yerçekiminden oldukça etkilenirler (URL-4 2013).

e) Merkezkaç Kuvveti (Centrifugal Force) Uygulama

Merkezden kurtulup dışarı kaçmaya çalışan cisimlerin dışa doğru uyguladığı kuvvete merkezkaç kuvveti denilmektedir. Döner parçalar için uygulanan bir sistemdir. Merkezkaç kuvveti, SI birim sistemine göre dakikada radyan cinsinden girilir. Dönmenin ilk başlangıcında sistem hızlanır ve dönme durmaya başladığında yavaşlaması için gereken bir değerdir (Turgut, 2009).

Analiz süreçlerinin bir sonraki basamağı ağ yapının oluşturulmasıdır (Mesh). Buna mesh örnek de denebilmektedir.

4.4.1.3 Ağ Yapının Oluşturulması (Mesh)

Analiz için gerekli olan ağ yapısını tanımlamak için kullanılmaktadır. Bu opsiyonda, katı yüzey ve tel kafes modeller için farklı ağ yapı parametreleri sunulmaktadır.

Yapılan analizlerde gerilme dağılımının düzgün gerçekleşip gerçekleşmediğinin kontrolünün yapılması gerekmektedir. Aksi takdirde düzgün oluşturulmamış bir mesh model yüzünden gerilme değerleri, çıkması gereken değerden çok çıkabilmektedir. Diğer bir değişle bir gerilme yığılması ile karşılaşabilmektedir.

Solidworks simulation içerisinde bu tip bir durumla karşılaşmamak için alınacak en güzel önlem, gerilme sonuçlarının nodlar ve elemanlar üzerinden ayrı ayrı okumak ve sonuçları karşılaştırmaktır. Neden bu şekilde bir karşılaştırma yapıldığının cevabını vermek gerekirse; Düzgün oluşturulmamış bir mesh nedeni ile tek bir node üzerinde yüksek gerilme çıkmış olabilir. Eleman gerilmesi, elemanın sahip olduğu nod'ların ortalaması şeklinde hesaplandığı için, eğer nodal gerilme ile elemansal gerilme arasında bir fark mevcutsa, anlaşılıyor ki sonuçlarda gerilme yığılması mevcuttur. Bu durumu düzeltmek için yapılması gereken ilgili bölgede mesh kontrol uygulayarak (eleman boyutunu küçülterek) daha iyi bir mesh atamaktır. Bu şekilde elemansal gerilme ile nodal gerilme değerlerinin her iyileştirmede bir birine yaklaştığı görülmektedir. Bu yaklaşma %5 civarlarına geldiğinde daha fazla iyileştirme yapmaya gerek kalmayacaktır. Bu seviyeler uygulama için yeterlidir. Daha fazlada iyileştirme yapılabilir fakat yapılan iyileştirme çözüm sürelerini artırabilmektedir (URL-5 2012).

Analizi yapılan parçalar küçük ve montajsız parçalar olduğunda ağ yapısını oluşturmak (mesh) fazla zaman almamaktadır. Ancak büyük ve çok parçalı montajı yapılan parçaların ağ yapısını oluşturmak saatler hatta günlerce sürmektedir. Böyle parçalarda analiz süresini kısaltmak için girift (birbiri içine girmiş, karmaşık) bölgelere lokal ağ tanımlaması yapılmaktadır.

Lokal ağ ölçüsü tanımlamada, lokal ağ modelinin istenilen bölgesine ağ tanımlaması yapılabilmek için kullanılmaktadır. Bu işlem otomatik olarak yapılabildiği gibi kullanıcı tarafından da istenen bölgelere lokal ağ tanımlaması yapılabilmektedir. Bu sayede analiz süresi kısaltılmakta ve zaman kaybı önlenmektedir.

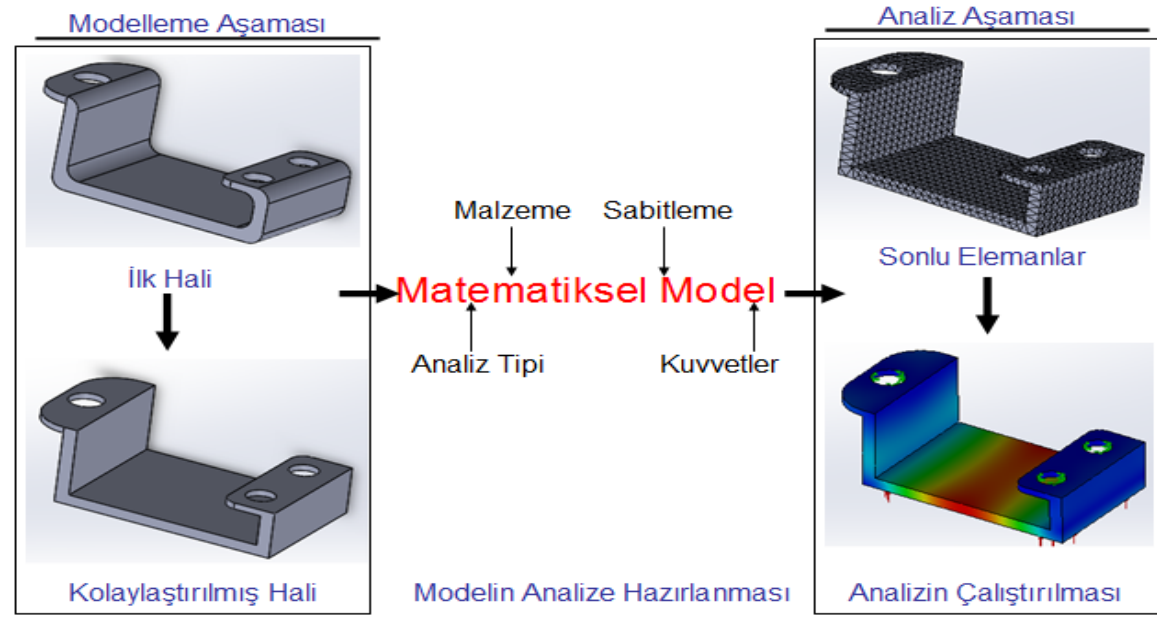
İlk olarak hesaplama işlemi yapılmakta ve maksimum gerilmenin çıktığı yer tespit edilmektedir. Ardından maksimum gerilimin çıktığı bu bölgeye lokal ağ tanımlanarak analiz yenilenmektedir. Ardından max gerilimin çıktığı kısımlara lokal ağ ölçüsü tanımlanarak analiz tekrarlanmaktadır. Bu işlemlerin sonunda meydana gelen maksimum gerilme değerlerine ulaşılmaktadır. Değerlerin birbirinden oldukça farklı oldukları görülmektedir. Bu da lokal ağ ölçüsü ile yapılan analizin farkını ortaya koymaktadır (Turgut, 2009).

Bu aşamaların ardından analizin başlatılması (Run) kısmına gelinmektedir. Bu kısım analiz sürecinin en önemli aşamasıdır. Çünkü yanlış bir tanımlama analiz sonuçlarının yanlış çıkmasına sebep olmaktadır.

4.4.1.4 Analizin Başlatılması (Run)

Analiz süreci için tüm aşamalar tamamlandıktan sonra analizi başlatılması için bu opsiyon kullanılmaktadır. Şekil 10'da görüldüğü gibi analiz, parçanın çizildiği ilk halinden, analizin çalıştırılmasına kadar geçen sürede hangi aşamalardan geçtiğini bir bütün olarak görmemizi sağlamaktadır. Bu süreçlerin sonunda analiz aşamasına geçilmektedir.

Malzemenin Çizilmesi ve Analize Hazırlanması



Şekil 10: Modelin analize hazırlanma aşamaları.

4.5 Analize Giriş

Analiz aşamasının başında sözü edilen, analiz sürecinin son basamağı da analiz sonuçlarının değerlendirilmesidir. Bu basamak analizin en kritik aşamasıdır. Yanlış yorum hatalı tasarıma sebep olacağından çok dikkat edilerek yorumlanmalıdır. Analiz sonucu dendiğinde ilk akla gelen maksimum gerilme (Von Mises Stres) değeridir.

4.5.1 Von Mises Gerilmesi

Sonlu elemanlar yöntemiyle analiz yapılırken, genel bir kanı olarak Von Mises gerilmesine bakarak sonuçlara karar verilir ve analizlere bunlar üzerinden devam edilir. Kısaca Von Mises gerilmesi, çeşitli matematiksel kanıtlamalar yardımı ile elemanlar üzerinde oluşan gerilmelerin ve kayma gerilmelerinin ortalamasıdır. Aşağıda Von Mises gerilmesinin formül ile ifadesi yer almaktadır.

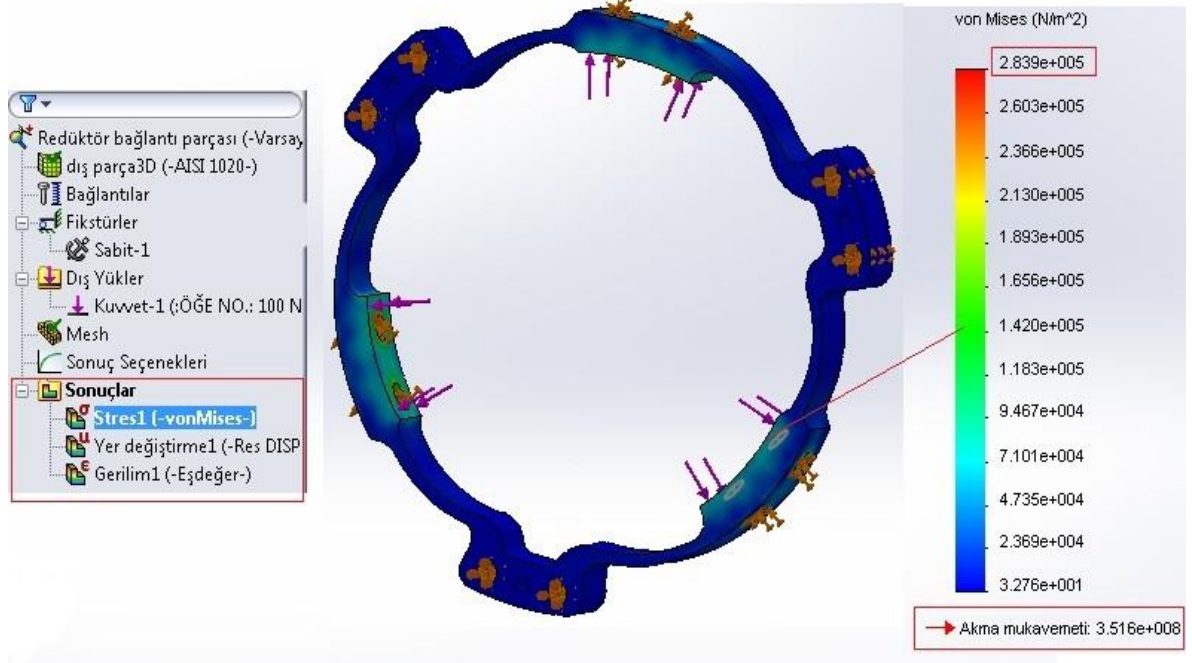
$$\text{Von Mises Gerilmesi} = \sqrt{\frac{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{11} - \sigma_{33})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2)}{2}} \quad (8)$$

şeklinde ifade edilmektedir. Yukarıdaki formülü sözel olarak ifade etmek gerekirse, eksenel gerilmelerin karelerinin toplamının yarısı artı her bir yüzeydeki kayma gerilmelerinin kareleri toplamının 3 ile çarpımının karekökü olarak ifade edilmektedir

Analiz sonuçları, Von Mises gerilmeleri ile kontrol ediliyorsa, formülasyondan dolayı (karekök) bası ve çeki gerilmeleri görülmemektedir. Bu sebeple Von Mises gerilmelerinin kontrolünü yaptıktan sonra hangi yöndeki gerilmelerin büyük olabileceği düşünülüyorsa o yöndeki gerilmeler kontrol edilmeli ve eğer Von misesten büyükse bu gerilmelerin dikkate alınması gerekmektedir (URL-6 2010). Özetle, Von Mises gerilmesini oluşturan gerilmeleri tek tek kontrol etmek, sonuç açısından daha faydalı olacaktır.

Analiz sonuçlarının yorumlanması için birçok sonuç çıktısı görülebilmektedir. Hesaplama yapıldıktan sonra araç yöneticisinde Şekil 11'de görüldüğü gibi gerilme dağılımı (Stres), yer değiştirme (Displacement) ve gerilme (Strain) sonuçları otomatik olarak eklenmektedir. Bunların sonucunu görmek istendiğinde üzerine çift tıklanarak görüntülenebilmektedirler (Turgut, 2009).

Emniyet gerilmesinin uygun bir değerde seçilmesi oldukça önemlidir. Bu değer çok büyük olması, modellenen parçanın emniyet gerilmesinin oldukça emniyetli olmasına sebep olmaktadır. Bunun neticesinde gereğinden fazla malzeme sarfiyatı meydana gelmekte ve yüksek dayanıma sahip bir alaşım kullanılması gerekmektedir. Bu değer normalde 1.2 ile 4 arasında olması gerekmektedir. Bu değerler, herhangi bir hasar sonucunda meydana gelebilecek can ve mal kaybı, oluşacak yüksek maliyet, üretimin durması neticesindeki üretim kaybı gibi faktörler göz önüne alınarak belirlenmektedir. Emniyet katsayısının yüksek alınması, ağırlığın artmasına ve malzeme maliyetinin yükselmesine neden olacağından, tasarımcılar daha tok malzemelerin yanında, ekonomik olmasına dikkat ederek daha fazla ve farklı tasarımlara yönelmişlerdir (Callister ve Rethwisch, 2013, 183).



Şekil 11: Analiz sonuçlarının gösterilmesi.

Şekil 11’de analiz model üzerinde gerilme dağılımı ve yan tarafta da gerilim değerlerini gösteren renk skalası görülmektedir. Renk skalasındaki değerler ile model üzerindeki değerler eşleştirilerek model üzerinde nerede ne kadar gerilme olduğu öğrenilmektedir. Örneğin renk skalasındaki yeşil renkli yerin gerilme değeri $1.420e+005 \text{ N/m}^2$ ’dir. Yani model üzerindeki aynı tondaki yeşil renkli bölgelerdeki gerilme değeri $1.420e+005 \text{ N/m}^2$ ’dir.

Sıklıkla düşölen bir yanılgıya açıklık getirmek gerekirse, çoğu kullanıcı model üzerindeki kırmızı renkli gölgeleri modelin kırıldığı yerler olarak algılamaktadır. Bu yaklaşım tamamen yanlış bir yaklaşımdır. Model üzerindeki kırmızı renkli bölgelerin anlamı renk skalasında gizlidir. Bir de kırılmak terimini kullanmak yerine kalıcı deformasyon veya plastik deformasyon kelimelerinin kullanılması daha mantıklı olacaktır.

Analiz sonucu bulunan değerler ile malzemenin fiziksel değerleri karşılaştırılarak sonuç hakkında yorumlamalar yapılmaktadır. Örneğin Şekil 11’deki gibi analiz sonucunun maksimum gerilme değeri $2,839e+005 \text{ N/m}^2$ olarak bulunsun. Malzemenin akma gerilmesi de (yield strength) $3,516e+008 \text{ N/m}^2$ ’dir. Yani malzeme üzerinde $3,516e+008 \text{ N/m}^2$ ’den

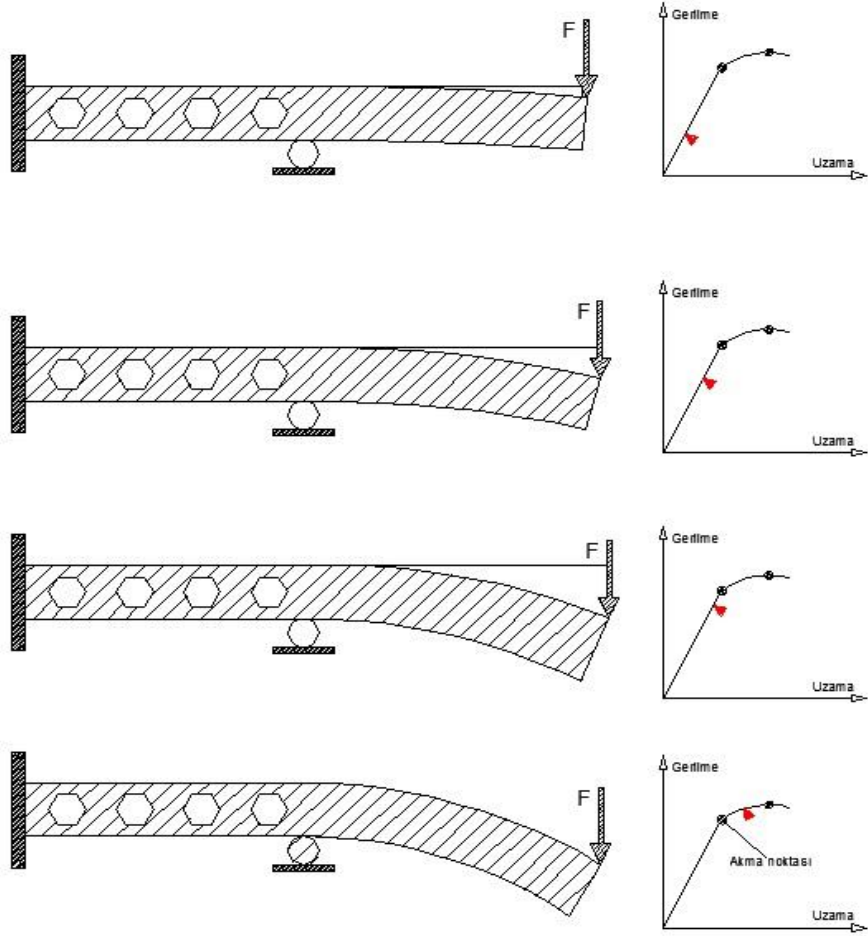
fazla gerilme oluştuğu yerlerde kalıcı deformasyon gerçekleşmiştir ve yk kaldırıldığında bu bölge tekrar eski konumunu almayacağı anlamına gelmektedir.

4.5.2 Analiz Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Malzemenin akma dayanımı değerinin, analiz sonucu bulunan maksimum gerilme değerine bölünmesiyle bulunan sonuç emniyet katsayısını (S) vermektedir. Şekil 11'deki örnek üzerinde maksimum gerilmenin bulunduğu bölgenin emniyet katsayısının hesaplanışı aşağıda verilmektedir.

$$S = \sigma_{ak} / \sigma_{maks} \quad (9)$$
$$= 3,516e+008 \text{ MPa} / 2,839e+005 \text{ MPa} = 1,238$$

Bu da demek oluyor ki bu tasarım, bu çevresel şartlar altında bu yüke 1.238 kat dayanıklıdır. Bu değerin birden küçük çıkması demek (bulunan gerilim değerinin, malzeme akma gerilim değerini geçmesi) malzeme üzerinde kalıcı deformasyon gerçekleşmiş anlamına gelmektedir (Bayrak,2008). Şekil 12'de yukarıda bahsedilenler şematik olarak anlatılmıştır.



Şekil 12: Gerilme – birim uzama grafiğinde, kalıcı deformasyonun, akma noktası konumuna göre değişmesi (Bayrak,2008).

Bu sonuç yorumlama kriteri, dört temel kriterden oluşmaktadır. İlk adımda gözden geçirme kriteri seçilmekte ve araç yöneticisinin düşey menüsünden gözden geçirme kriteri belirlenmektedir. Sünek malzemelerde maksimum gerilme değeri ve maksimum kayma gerilme değeri sonuç yorumlama kriteri olarak alınmaktadır. Sert ve kırılğan malzemelerde ise mohr dairesi ve maksimum normal gerilim değerleri sonuç yorumlama kriteri olarak alınmaktadır. Sonuç yorumlama kriterine göre emniyet katsayısı bulunacaktır. Tablo 1’de hangi kriterin hangi malzeme tipinde kullanılacağı verilmektedir (Turgut, 2009).

Tablo 1: Sonuç kriterine göre malzeme tipi seçimi (Turgut, 2009).

Sonuç Kriteri	Malzeme Tipi
Maksimum akma gerilimi (Max. Von mises stres)	Sünek malzemeler
Maksimum kayma gerilimi	Sünek malzemeler
Mohr dairesi (Mohr-Coulumb stres)	Kırılgan, basma ve çekme gerilimi
Maksimum normal stres (max.normal stres)	Kırılgan malzemeler

4.5.3 Elastik ve Plastik Deformasyon

Katı malzemelerin hemen hemen hepsi yük etkisiyle deformasyona uğrayabilmektedirler. Bu katı malzemelerin yük altındaki deformasyonları elastik ve plastik olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bir metal parçası tek eksenli çekme kuvvetine maruz bırakılırsa deformasyon meydana gelmektedir. Silindirik bir metal çubuğun iki ucundan etki eden kuvvet kaldırıldığında parça orijinal şekline dönerse bu olaya kalıcı olmayan şekil değişimi veya elastik şekil değiştirme adı verilmektedir. Diğer bir ifadeyle belirli bir limite kadar uygulanan yük kaldırıldığında malzeme orijinal boyutuna geri dönmektedir. Yükün kaldırılmasıyla birlikte deforme olmuş bir malzemenin başlangıç şeklini almasına elastik davranış denmektedir. Bu malzemelerde elastik şekil değiştirme miktarı çok küçüktür; çünkü metal atomları buldukları konumdan yeni ve kalıcı olmayan konumlarına dönmektedirler. Kuvvet kaldırıldığında atomlar tekrar eski hallerine geri dönmekte ve malzeme tekrar eski halini almaktadır. Plastik deformasyonda ise; yükün kaldırılmasıyla malzeme tekrar eski haline gelmiyorsa, diğer bir ifade ile atomlar ilk konumlarına geri dönmeyip kalıcı bir şekilde kuvvet uygulandığındaki konumlarında kalıyorlarsa buna plastik deformasyona uğramış denmektedir. Elastik limitin üzerinde bir kuvvet uygulanırsa kalıcı deformasyon oluşmaktadır. Metallerin bazıları, kırılmaksızın yüksek oranlarda deformasyona uğrayabilme kabiliyeti (süneklik), metallerin faydalı mühendislik özellikleri olarak bilinmektedir. Örneğin otomobillerin kaporta, tampon gibi çelik parçalarında yüksek deformasyon kabiliyeti olduğundan çekiçleme ile eski hallerine geri dönmeleri, çeliklerin önemli özelliklerindedir.

Malzemelerin çoğunda uygulanan yük elastik limitin altında kaldığı müddetçe deformasyon, uygulanan yük ile doğru orantılı bir şekilde artmaktadır. Bu olay hook kanunu olarak bilinir ve bu kanuna göre yük-uzama ilişkisi lineerdir (Çiğdem, 2006).

BÖLÜM 5

LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

Çetinkaya (2011) çalışmasında klasik bir biçerdöverin sarsak mekanizmasının sonlu elemanlar yöntemi ile kinematik analizini incelemiştir. Çalışmada, biçerdöverin sarsak mekanizmasının sonlu elemanlar yöntemi (SEY) ile SolidWorks 2011 içinde bulunan COSMOSMotion yazılımı kullanılarak kinematik analizi yapılmıştır. Gerilmenin en yüksek olduğu konumlardaki güvenlik faktörü değeri bulunmuştur. Analizlerin sonunda çıkan sarsak ve krank miline ait güvenlik faktörü (emniyet katsayısı) değerinin genel makine tasarımında kullanılabilir sınırlarda olduğu görülmüştür. Ancak sarsak ve krank miline ait yer değiştirme değerlerinin ise yüksek olduğu düşünülmüştür. Bu değerlerin daha düşük değerlerde çıkmasının sağlanabilmesi için sarsakta yüksek dayanımlı alüminyum alaşımlı malzeme kullanılması, sarsağın tasarımında değişikliğe gidilerek yan saclarının ve elek saclarının inceltmesi, sarsak boyunun azaltılması gibi değişikliklerle sarsak kütesinin azaltılmasının ve krank mili malzemesinin değiştirilmesinin daha yararlı olacağı analiz edilmiştir.

Ertürk (2008) yaptığı bu çalışmada asansör sisteminin günümüze kadar nasıl geliştiği, asansör parçalarının kullanım amaçları belirtilmiş olup, asansör sisteminin hareketini sağlayan, sistemi dengeleme görevine sahip asansör karşı ağırlığı tasarımı ile ilgili çalışma ve analizler yapılmıştır. Tasarım çalışmalarında, dayanıklılığın yanı sıra ekonomik boyut da incelenmiş olup, kullanılabilir en uygun karşı ağırlık tasarımı belirlenmeye çalışılmıştır. Analizler, asansör karşı ağırlığının sac kalınlığını değiştirerek (5mm, 6mm, 8mm) yapılmıştır. Sac kalınlığının artırılması elde edilen değerleri düşürmekle beraber yapılan ürünü ağırlaştırmıştır. Bu da beraberinde ürün montajının zorluğunu getirmiştir. Ancak görülmüştür ki 8mm sac kalınlığına sahip modelde, elde edilen gerilmelerin daha da düşmesi gerekirken ağırlığın artmasından dolayı gerilme değerinde bir artış söz konusu olmuştur. Analiz sonuçlarında elde edilen en düşük gerilme ve yer değiştirme değerleri, malzemenin 8mm kalınlığında olduğu karşı ağırlık modeline aittir. Aynı modelin normal kullanımı sırasında iyi değerler vermediği bilinmektedir. Bu durumda en düşük değerlere sahip bir sonraki model incelenmiştir. Sonuç olarak, oluşturulan karşı ağırlık modellerinin

ekonomik analizleri de göz önüne alındığında, karşı ağırlığın normal kullanımı ve karşı ağırlığa takılacak bir mekanik frenin oluşturduğu kuvvetler sonucu kalıcı şekil değişimlerine maruz kalmayacak en uygun model, sac kalınlığı 6mm olan model olarak ortaya çıkmıştır.

Sakarya (2010) çalışmasında humanoid robot bacağı tasarımı ve yürüme konumlarına göre analizi incelenmiştir. Yazılım olarak SolidWorks 2010'un kullanıldığı bu çalışma, beş serbestlik dereceli insansı bir robot ayağı tasarlanmış ve yürüme siklusu içindeki açısız değişimleriyle farklı analizlere tabi tutulmuştur. Bu robot ayağı tasarımında AISI 1020 çeliği kullanılmış ve toplam boyu 283.18 mm olup asimo adlı robotun yaklaşık yarısı kadar boyutlara sahiptir. Kullanılan motorların ve kendi ağırlığı da hesaba katıldığında ayak başına 25 kg yük yani 245.25 N binecek şekilde tasarlanmıştır. Robot bacağının 8 farklı bölgesinde yürüme siklus konumları için statik analizleri yapılmıştır. Bu tasarımdaki en önemli konu bileğin iki, dizin bir ve kalçanın iki olmak üzere toplam beş hareket kabiliyetini yani beş serbestlik derecesini kaybettirmeden 1mm et kalınlığındaki saclara mukavemet kazandırmaktır. Yapılan tasarımda emniyet katsayısı 2 olarak bulunmuştur ve analizlerin sonucunda malzeme maksimum gerilme sınırından düşük çıkmıştır. Bunun sonucu olarak da tasarımın güvenli ve amacına hizmet edeceği tespit edilmiştir.

Gürsel ve Çakır (2004) çalışmalarında otomobillere takılan çeki kancalarının analiz sonuçlarını mukavemet açısından karşılaştırarak incelemiştir. Çalışmanın amacı, incelenen çeki kancalarının minimum güvenlik faktörü olan $FOS=3$ değerini sağlayıp sağlamadığını saptamak, dolayısıyla mukavemetleri hakkında kesin sonuca varmaktır. Çeki kancasının, hızlanma ve frenleme durumunda ve iki farklı bölümde statik analizini yapmışlardır. Hızlanma durumunda, hızlanma ivmesine göre hesaplanan kuvvet 1500 N olup frenleme durumunda ise bu kuvvet ters yönde 4000 N olarak uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre, uygulanan kuvvetlerin sabit olması ve modellerin fazla kompleks olmamaları nedeniyle, yapılan analizlerde büyük fark olmadığı anlaşılmıştır. Güvenlik faktörünü etkileyen en önemli durum frenleme durumunda meydana gelmiştir ama bu durumda da en az 3 güvenlik faktörü sağlanmıştır. Sonuç olarak üretilen bu çeki kancalarının, 750 kilo olan römorkları çekebilecekleri ancak daha büyük olan römorkları çekemeyecekleri ortaya konmuştur.

Demirel ve Gölbaşı (2011) çalışmalarında çekme kepçeli yer kazarın kepçesi üzerindeki gerilmelerin sonlu elemanlar analizi ile incelemişlerdir. Bu amaçla çekme kepçeli yer kazarın kepçesinde oluşan gerilme dağılımının incelenmesi, bu gerilmelerin farklı kaya birimi özellikleri için gösterdiği değişimin gözlenmesi ve kepçe üzerinde meydana gelen gerilmelerin yoğun olduğu noktaları tespit etmişlerdir. Çalışma sunucunda en yoğun gerilmenin çekme halatının kepçe ile birleştiği bağlantı noktasında ve kepçenin dişlerinde meydana geldiği görülmüştür. Gerilme analizi sonuçlarına göre kepçe dişleri için kullanılacak malzemenin akma dayanımı 510 MPa, çekme halatının kepçeye bağlandığı noktasında kullanılacak malzemenin akma dayanımının ise 410 MPa'dan büyük olması gerektiği sonucuna varılmıştır. Çok sıkı kaya birimlerinde bu değerlerden sonra kırılma meydana geldiği gözlemlenmiştir. Yapılan duyarlılık analizleri sonucunda da malzeme özelliğinin içsel sürtünme açısı olduğu saptanmış ve bununla beraber kepçe operatörünün malzemenin ömrünün uzamasında kullanım safhasında önemli bir yeri olduğu sonucuna varılmıştır.

Çevir (2007) yapmış olduğu çalışmada takma dişlerde çeneye monte edilen implantların çiğneme kuvveti altındaki gerilme analizini incelemiştir. Diş hekimlerinin günümüz teknolojisinde takma dişler üzerinde geliştirdiği implantasyon sistemin başarısını çeşitli gerilme analizleri ile ölçmek amaçlı yapılmıştır. Yapılan araştırmaların sonunda implantlar yardımı ile oluşturulan 4 farklı takma protez SolidWorks yazılımı kullanılarak modellenmiş ve bu modeller üzerinde CosmosWorks yazılımı yardımıyla gerilme analizleri yapılmıştır. Buradaki amaç kullanım için en uygun modeli seçmektir. Analize başlamadan önce modeller çok küçük parçalara (mesh) ayrılmıştır ve sonuçlar Von-Misses kriterine göre hesaplanmıştır. Analizdeki bütün modellere aynı basınç uygulanmıştır. Birinci modelin analiz sonucunda 55-80 MPa gerilme meydana gelmiştir ve arzu edilen değerlere yakın bir değer olduğu vurgulanmıştır. İkinci modelin analiz sonucu birinci modele göre daha düşük çıkmıştır (40 MPa – 65 MPa). Üçüncü model 120 MPa – 160 MPa arasında görülmüş ve diğer analiz sonuçlarına göre oldukça yüksek çıkmıştır ve uygun bir model olmadığı sonucuna varılmıştır. Dördüncü model diğer modellerden farklı olarak tek bir noktadan basınç uygulandı ve kuvvetin uygulandığı taraftaki implant üzerinde yoğunlaştı (90 MPa – 110 MPa). Bu modelde kuvvet iki tarafa da uygulandığı durumda da üçüncü modelden daha düşük çıktığı görülmüştür. Bütün analiz değerlerinin sonucunda dört model arasından en uygun olanlar 2. ve 4. modeller seçilmiştir.

Verim (2011) çalışmasında farklı medikal cihazlar ile modellenmiş insan proximal femurların karşılaştırılması konusunda analizler yapmıştır. Verim insan proximal femurlarını 3 farklı yöntemle oluşturmuştur ve bunları kendi aralarında kıyaslamıştır. Bunlar BT tarayıcı (Bilgisayarlı Tomografi), Breuckman 3d optik tarama, Metris lazer taramadır. Her üç yöntemle elde edilen femur kemiğine ait malzeme özellikleri ile oluşturulan FE modellerin düğüm ve eleman sayıları, modellerin boyut ve yüzeylerine göre değişiklikler göstermiştir. BT'den elde edilen model 15161 düğüm, metris cihazından elde edilen model 21896 düğüm, Breuckman cihazından elde edilen model ise 24082 düğümden oluşmuştur. Elde edilen modeller kullanılan cihazların en hassas modlarına göre gerçekleştirilmiştir. Her üç cihazdan elde edilen deformasyon dağılımları ve Von-Mises eşdeğer gerilmeleri benzerlik göstermiştir. BT modelinin eşdeğer gerilmesi 37 MPa, Breuckmann modelinin eşdeğer gerilmesi 42.3 MPa ve Metris modelinin eşdeğer gerilmesi 25 MPa olarak bulunmuştur. Cihazların kendi toleransları dışında değerlendirilen bu modelleme işleminde, Beuckmann cihazından alınan veriler SolidWorks programında son işlemde geçirilerek elde edilen standart sapma değerleri diğer programlara göre daha uygun görülmüştür.

Yılmaz (2011) bu çalışmasında sandalye çerçevelerinin sonlu elemanlar yöntemini kullanarak hangi ahşap malzemeden kullanılırsa daha uzun ömürlü ve daha az maliyetli olacağı karşılaştırılmıştır. Çalışmada ahşap malzeme olarak doğu kayını ve kızılçam kullanılmıştır. İlk aşamada sandalye üretiminde kullanılacak ahşap malzemelerin bazı fiziksel ve mekanik özellikleri belirlenmiştir. Laboratuvar şartlarında belirlenen mekanik özellikler kullanılarak doğu kayını ve kızılçam malzemeler için emniyet gerilmeleri hesaplanmıştır. Sandalye çerçevelerinin yapısal analizi ir sonlu elemanlar yazılımı olan CosmosWorks programında yapılmış ve deneylerden elde edilen sonuçlarla programdan elde edilen veriler karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak oluşturulan sonlu elemanlar modellerinin gerçek davranışa yakın değerler verdiği ortaya koyulmuştur. Gerilme ve deformasyonların en çok olduğu model ara kayıtsız modellerde ortaya çıkmıştır. Ara kayıt kullanımının, çerçevelerde oluşan gerilmeleri, deformasyonları ve malzeme kullanımını azalttığı sonucuna varılmıştır.

Makaracı, Demir ve Bahçacı (2013) yaptıkları çalışmada direksiyon mafsalının SolidWorks yazılımını kullanarak statik hasar analizini yaparak parçanın hasara karşı güvenilirliğini araştırmışlardır. Araştırmalarında direksiyon mafsalının 3 boyutlu

geometrik modelini diğer akson geometrilerinden farklı tasarlamışlardır. Analizler 3 farklı aşamada değerlendirilmiştir. Bunlar darbeli yol koşulları, acil fren koşulları ve kaygan zemin koşullarına göre analiz sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Yapılan çalışmalar neticesinde aksonun sınır koşullarda analizinde, maksimum gerilmenin acil fren koşullarında 109,2 MPa olarak tespit edildiği görülmüştür. Bulunan bu değer seçilen küresel dökme demir malzemesinin akma sınırı olan 320 MPa değerinden daha düşük olduğu görülmüştür. Bu koşullarda bulunan emniyet katsayısı 2.9 olarak elde edilmiştir ki bu değer tasarımın gereklerini yerine getirmektedir. Karşılaştırmasını yaptıkları model ile kendi yaptıkları model arasında farklılıklar olduğunu görmüşlerdir. Bu farklılık kendi yaptıkları modelin diğer modele göre daha güvenli olduğu sonucuna varılmıştır.

Esen ve Mızrak (2011) çalışmalarında ilk olarak Türk Demiryolu vagonlarında kullanılan Y32 bojisinin Bilgisayar Destekli Modeli (BDT) oluşturularak statik yükler altındaki karakteristik davranışlarını incelemiş ve paket program üzerinde bu yükler uygulanarak sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Daha sonra boji gövdesinin dinamik analizi salınım modlarının hesaplanmasıyla tespit edilmiş ve gövdenin dayanabileceği maksimum gerilme aralıkları tayin edilmiştir. Boji gövdesinin statik ve dinamik analizleri Cosmos Works ortamında gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda; statik analizde boji gövdesinin emniyet katsayısının çok yüksek değerlerde olduğu ve yüksek gerilmelerin tekerlek bağlantı yataklarında meydana geldiği tespit edilmiştir. Dinamik analizde boji gövdesinin ilk beş doğal frekans değerleri ve salınım modları hesaplanmıştır. Sonuç olarak eğrisel yollarda yanal kuvvetlerin boji gövdesi üzerinde etkisinin oldukça yüksek olduğu yapılan analizler sonucunda tespit edilmiştir.

Avcı ve Yılmaz (2012) yaptıkları çalışmalarında rüzgâr türbini malzemesinin, kanat yapısının ve sayısının üretilen enerjide ne kadar etkili ve faydalı olduğunu araştırmışlardır. Bu çalışmada; Çeşme dolaylarında kurulabilecek; yatay eksenli, 3 kanatlı rüzgâr türbini için kanat üzerinde meydana gelen gerilmeler ve deformasyon miktarları üniform alüminyum alaşım ve kompozit malzemeler E-glass/epoxy için bulunmuştur. Öncelikle Solidworks programı kullanılarak damla yapısı NACA 4415 için kanat tasarımı yapılmıştır. Daha sonra bu kanat tasarımının akış analizi için meteoroloji verilerinden tarihte Çeşmede meydana gelen en yüksek rüzgâr hızı araştırılmıştır. Bu rüzgâr hızını kullanarak kanat yapısında meydana gelen hız, basınç ve kuvvet bulunmuştur. Ansys Workbench kullanılarak elde edilen maksimum basınç değeri için hem kompozit malzeme

için hemde alüminyum alaşım için kanat yapısında meydana gelen gerilme ve toplam deformasyon miktarları bulunmuştur. Sonuç olarak malzeme özelliklerinin kanat yapısı için ne kadar önemli olduğu görülmüştür.

Çelik, Uçar ve Çavdar (2007) yaptıkları çalışmalarında krenlerde statik yükleme sonucu oluşan gerilmelerin sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmesini araştırmışlardır. Örnek olarak seçtikleri hidrolik boom tipi krendeki taşıyıcı kol 3 boyutlu olarak modellenmiştir. Taşıyıcı kol üzerinde statik yükleme durumu altındaki gerilme dağılımları sonlu elemanlar metodu kullanılarak bir paket yazılımla incelenmiştir. Kren konstrüksiyon elemanları için malzeme akma mukavemeti baz alınarak analiz sonuçlarına göre çalışma güvenlik katsayıları çıkarılmıştır. Bu çalışmada CAD ve sonlu elemanlar metodu uygulaması olarak, taşıyıcı kolu (boom) 9 metre boyunda 4.5 ton maks. kaldırma ağırlığında tasarlanmıştır. Yaptıkları bu çalışma ile elemanların gereksiz kalınlıkta kullanılmasının önüne geçmeyi incelemiştirler. Gerçekleştirilen analiz sonrası elde edilen sonuçlar kullanılan malzeme akma mukavemetine göre değerlendirilmiş ve hasara uğramadan çalışabileceğini göstermişlerdir.

Çetin ve Sofuoğlu (2012) yaptıkları çalışmalarında 3 boyutlu olarak modellenmiş protezsiz ve protezli insan kalça eklemi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiştir. Çalışma kapsamında 3 farklı protez, yürüme ve merdiven çıkma olmak üzere 2 farklı hareket ve noktasal yükleme durumu için sonlu elemanlar modelleri oluşturulmuştur. Yaptıkları modeller sonlu elemanlar analiz programı olan Ansys programına aktarılmış burada yürüme ve merdiven çıkma durumları göz önüne alınarak noktasal statik yüklemeler için 3 boyutlu sonlu eleman analizleri yapılmıştır. Bu çalışmaların sonunda kemik çimentosunda oluşan Von-Mises gerilmelerine ve şekil değiştirmelere bakarak kemik çimentosunda hasar oluşturma bakımından, merdiven çıkmanın yürümeye göre daha fazla hasar verici olduğu görülmüştür. THA uygulamalarında Charnley, Müller ve Hipokrat protezlerinin kullanılmaları durumunda, çimento tabakasında oluşan maksimum Von-Mises gerilmeleri ve şekil değiştirmeleri açısından ele alındığında, Müller protezinin aseptik gevşemeye neden olup revizyon ameliyatını gerektirme açısından, diğer iki proteze göre daha tehlikeli olduğu anlaşılmıştır.

Kurt (2012) çalışmasında 12 metre bir otobüsün arka dingil süspansiyonunda hava köprüğü transversinin analizi yapılmıştır. Bu çalışmada, BMC Sanayi ve Ticaret A.Ş. tarafından M3

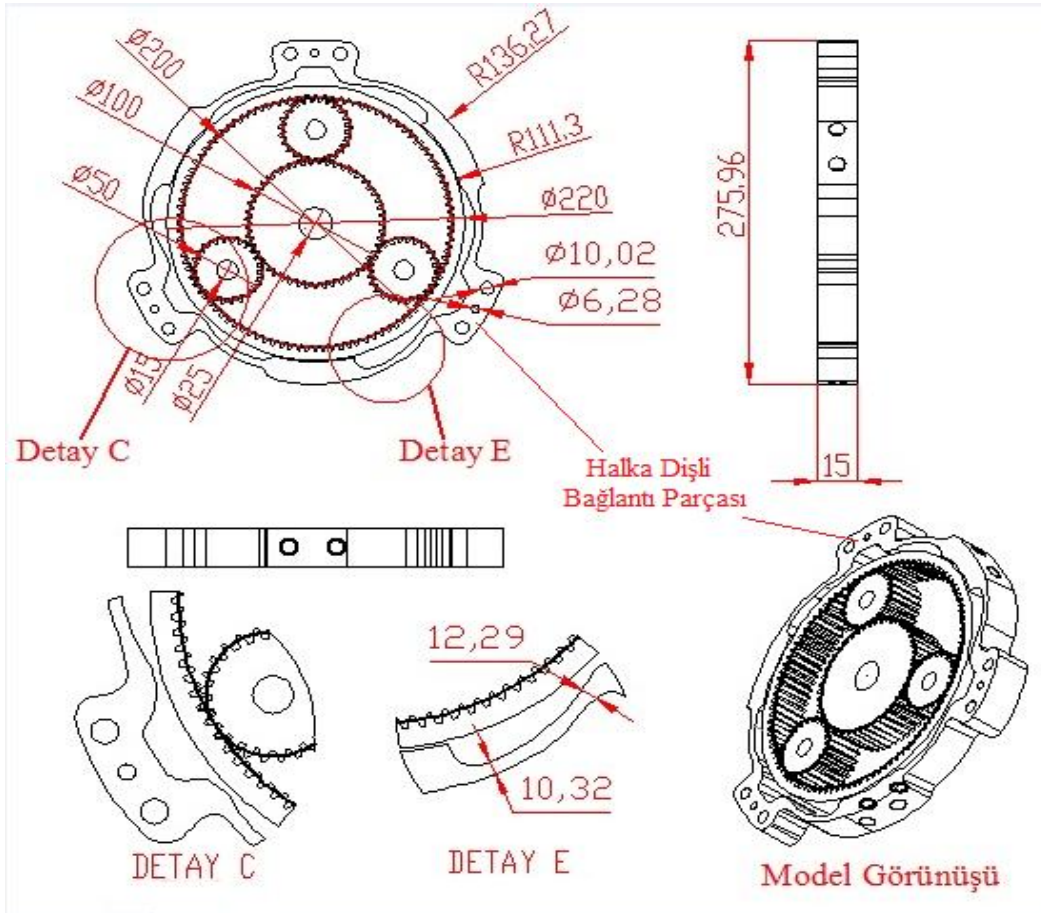
sınıfı 'Belde 3 Kapılı Belediye Otobüsü'nün arka askı sisteminde kullanılan körük taşıyıcıların referans yük durumu için statik gerilme ve yorulma analizleri yapılmış, gerekli konstrüktif sınırlamalara bağlı kalınarak yeniden tasarlanan körük taşıyıcı üzerinde optimizasyon çalışması yapılmıştır. Model SolidWorks 2010 programında modellenerek ansys workbench atılmış ve burada analizi yapılmıştır. Parçanın değişik bölgelerinde farklı gerilme değerlerinin meydana geldiği görülmüştür. Bu gerilmelerin sınır değeri, St-52 yapı çeliğinin akma değeri olan 520 MPa'dır. Optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen körük taşıyıcı modeli üzerine uygulanan maksimum yük durumu için üst sacda meydana gelen maksimum gerilme 376 MPa civarındadır ve bu değer emniyetli gerilme sınırı içerisinde dir. Gerilme değerinde meydana gelen %64,6'lük artış oranına karşılık yay taşıyıcı kütle sinde %20 oranında azalma sağlanmış, dolayısıyla aracın yaylandırılmamış kütle sinde %9 oranında azalma olduğu gözlemlenmiştir

BÖLÜM 6

METARYAL VE METOD

6.1 Modelleme

Modellemenin bir programda yapılması ve modellenen parçanın analizinin ise başka bir programda yapılması veri kaybına neden olduğu bilinmektedir. Bu yüzden, halka dişli bağlantı parçasının hem modellenmesi ve hem de analizi için SolidWorks 2014 yazılımından faydalanılmıştır. Modellemesi yapılan halka dişli bağlantı parçasının ve dişli sisteminin teknik resmi Şekil 13'te gösterilmektedir.

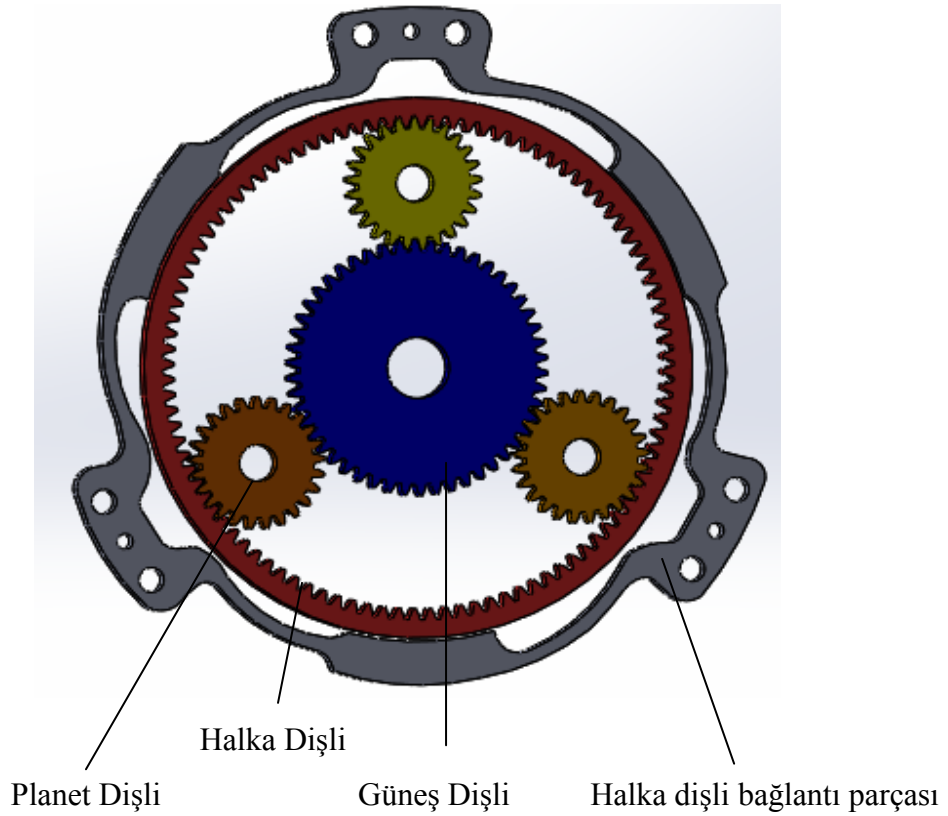


Şekil 13: Planet dişli mekanizmasının ve halka dişli bağlantı parçasının teknik resmi.

6.2 Kireç Söndürme Ünitesi ve Halka Dişli Bağlantı Parçası

Kireç söndürme ünitesi, Kimtaş Kireç Sanayi ve Ticaret A.Ş. Bartın şubesinde bulunmaktadır ve 1976 yılında yurtdışı menşeli Flender BSH firması tarafından kurulmuştur. Makinenin kurulumdaki dizayn kapasitesi 15 ton/saat'tir. Kireç söndürme ünitesi redüktörü, motor vasıtasıyla kayış kasnak sisteminden aldığı tahriki, redüktör içerisindeki güneş dişli sistemine iletmektedir. İletilen kuvvetin dişli sistemini döndürmesi, güneş dişlisinin merkezinden geçen milin, gelen kuvveti karıştırıcı kollarına iletmesini, makine içerisindeki sönmemiş toz kirecin karıştırılmasını sağlamaktadır.

Şekil 14'te, planet dişliler, güneş dişli, halka dişli ve halka dişli bağlantı parçasının montaj hali gösterilmektedir.



Şekil 14: 3D modellemesi yapılan halka dişli bağlantı parçasının redüktördeki konumu.

Halka dişli bağlantı parçası, maruz kaldığı değişken kuvvetler ile esneyerek bu kuvvetlerin sönmülmesini sağlamaktadır. Bu nedenle, imalatı yapılan halka dişli bağlantı parçasının özellikle esneme kabiliyetine sahip olması gerekmektedir.

Yapılan incelemelerin sonunda, karıştırıcının kapasitesinin üstünde yüklenmesi nedeniyle karıştırıcı kollarında büyük yüklerin meydana geldiği ve bu yüzden halka dişli bağlantı parçasının büyük değişken kuvvetlere maruz kalarak kırıldığı tespit edilerek, işe ilk olarak parçanın kırılma noktasından başlanmıştır. Çünkü kırılan bölgeler, parçanın esnemesine fırsat veren ince kesitli bölgelerdir. Bu bölgelerin ilk etapta kalınlaştırılması düşünülse de halka dişli bağlantı parçasının esnemesini engelleyebileceği nedeniyle vazgeçilmiştir. Çünkü esnemenin azalması parçanın daha çabuk kırılmasına sebep olabilmektedir. Ancak, daha önceki kırılmaların meydana geldiği noktalar göz önünde bulundurularak yapılan modelde, o noktaların kalınlığında 2-3 mm'lik bir artış yapılarak modelleme gerçekleştirilmiştir. Bu aşamadan sonra yazılımda, parça malzemesi girilerek farklı özellikteki malzemelerin analizleri yapılmış, hangisinin daha dayanıklı olduğu araştırılmıştır.

6.3 Kullanılan Parça Malzemeleri

İmalat sürecinde dikkat edilmesi gereken en önemli hususların başında doğru malzeme seçimi ve kullanımı gelmektedir. Malzemenin yanlış kullanılması imalat sürecini olumsuz etkileyebileceği gibi ürünün nihai kullanım ömrünün azalmasına ve kullanım giderlerinin artmasına neden olmaktadır. Doğru malzeme seçimi, nihai ürünün kullanım şartlarının çok iyi tanımlanması, malzemenin imalat özelliklerinin iyi değerlendirilmesi lazımdır.

Tablo 2: Malzemelerin fiziksel ve kimyasal özellikleri.

Malzemelerin Fiziksel ve Mekanik Özellikleri					
Parça Malzemesi	Özgül Ağırlığı [g/cm³]	Akma Dayanımı [MPa]	Çekme Dayanımı [MPa]	Elastisite Modülü [GPa]	Sertlik [HB]
AISI 1020 (URL 7, 2014)	7.8	295	395	210	111
316 Paslanmaz Çelik (URL 7, 2014)	8	205	515	193	95
304 Paslanmaz Çelik (URL 7, 2014)	8	205	515	193	88
AISI 1024 (URL 8, 2014)	7.8	470	565	210	163
Hardoks 450 (URL 9, 2014)	7.7	1300	1500	210	450

6.3.1 304 ve 316 Kalite Paslanmaz Çelik

Paslanmaz çelikler çok değişik kalitelerde üretilen malzemelerdir. En çok bilinen ve kullanılanları 304-316 kalitede olan paslanmaz çeliklerdir.

Çeliğe %13'ün üstünde krom eklenmesi çeliğin paslanmazlık özelliği kazanmasını sağlamaktadır. Paslanmaz çeliklerde krom nikel ile birlikte bulunmaktadır. Bu çeliklerde krom oranı genellikle nikel oranının yarısı kadar kullanılmaktadır. Krom çeliklerin manyetiklik özelliğini de yükseltir. Çeliklerin içinde % 3 kadar krom bulunduranlar sürekli mıknatis yapımında kullanılmaktadırlar. Makine işçiliğine tabi tutulacak kromlar işlenmeden önce yumuşatılmalıdırlar. Kromlu çelikler dövme ve ısı işlemlere karşı hassastırlar. Bu yüzden işlenmeleri bu özelliği dikkate alınarak yapılmalıdır (Aktaş 2012).

Paslanmaz çeliğin maliyetini genel olarak içerisindeki alaşımlar belirlemektedir. Paslanmaz çelik kullanımının amacı, yüzeylerinde korozyona karşı krom oksit tabakası oluşturmalarıdır. Korozyon dayanımını arttıran molibden veya üretim kolaylığı sağlayan nikel, paslanmaz çeliğin maliyetini çok arttırmaktadır. Genel olarak maliyet artışı direkt olarak bu iki kalite üzerinde etkili olmaktadır. Yani paslanmaz çelik içerisinde molibden ve nikel oranları ne kadar çok artarsa maliyet de bir o kadar artmaktadır.

Paslanmaz çeliğin birçok kullanım alanı bulunmaktadır. Bunlardan en önemlileri gıda, mutfak, mutfak eşyaları ve ev eşyalarıdır. Kalitesine göre de kullanım yerleri değişmektedir. Örneğin, 304 kalite paslanmaz çelik depolama tankları, gıda ve ev eşyaları gibi alanlarda kullanılırken, 316 kalite paslanmaz çelik kimya, Petro-kimya, deniz ve endüstriyel atmosfer şartlarında kullanılmaktadır. Denizlerde daha çok tuzlu suların aşındırma etkisine veya su teması halinde paslanmalara karşı dayanıklı olduğundan paslanmaz çelikler tercih edilmektedir.

6.3.2 AISI 1020

Makine imalat endüstrisinde oldukça yaygın olarak kullanılmakta olan AISI 1020 çelikleri, soğuk çekilmiş çubuk, tellik çubuk, dövmelik parça ve dikişsiz boru ürünlerinin üretimi için uygun yapıdaki çeliklerdir (Özer, 2011). Bu çeliklerin kimyasal bileşimi içerisindeki karbon oranları nedeniyle, su verilerek sertleştirilmeye ve arkasından meneviş yapılarak, çekmeye fazla etki yapmadan, darbe dayanımı yükseltmeye yatkın çeliklerdir. Şekil 15’de AISI 1020 malzemesinden yapılan halka dişli bağlantı parçasının CNC’de imal edilmiş bir numunesi görülmektedir.



Şekil 15: AISI 1020' den imal edilen halka dişli bağlantı parçası.

Bu çelikler sertleştirilebilirlik özelliklerinin yanında, yüksek dayanım ve süneklik de istenen, alaşımlı ve alaşımsız çeliklerdir. İslah çeliklerinin seçiminde parça boyutları ve dayanım değerleri ön plandadır. Alaşımsız ıslah çelikleri yapıları küçük olan parçalarda daha verimlidirler. Kalın olan parçalarda sertlik dağılımları homojen olması çeliğin alaşımlı olmasına bağlıdır.

Kullanım alanları; Düşük karbonlu alaşımsız AISI 1020 çeliğinin kullanım alanları olarak bağlantı elemanları, mil, vida, kaynak gerektiren makine parçaları, dingil, dişliler vs. sayılabilir.

6.3.3 AISI 1024

Çelik konstrüksiyonlarda yaygın olarak kullanılan AISI 1024 çelikleri alaşımsız yapı çelikleridir. Genellikle normalize edilmiş veya sıcak haddelenmiş halde tüketicilere satılmaktadırlar. Haddeme şartlarına kimyasal bileşimine ve normalizasyon sıcaklığına bağlı olarak mikro yapısı değişmektedir. Şekil 16'da firmanın AISI 1024'den imalatını yaptırdığı halka dişli bağlantı parçası görülmektedir.



Şekil 16: AISI 1024'den imal edilen halka dişli bağlantı parçası.

AISI 1024 levhaların çelik konstrüksiyonlarda birbirlerine bağlanması cıvata veya kaynakla yapılmaktadır. Kaynak parametreleri, kaynak yöntemi, levha kalınlığı ve kaynağın soğuma koşullarına bağlı olarak kaynak bölgesinde çok farklı mikro yapılar oluşabilmektedir (Kurtulmuş, Fidaner, Yükler 2009).

AISI 1024 daha çok çelik konstrüksiyonlu yapılarda kullanılırlar. Bunlar köprü, yol, kanal vb. inşaat işleri ile çelik profiller, çubuklar, teller, levhalar, şeritler, kalın ve orta kalınlıktaki saclar, yarı mamul ve dökme parçaların yapımında kullanılırlar. Muayene ve deneyleri TS 2162'ye göre yapılmaktadır.

6.3.4 Hardox 450

Hardox 450 özellikle aşınmaya karşı direnci dolayısıyla iş makinelerinde ve ağır vasıtalarda kullanılmaktadır. Özellikle madencilik, kum-çakıl üretim fabrikaları, aşınma ve darbeli çalışan makine parçaları, delici-kırıcı-yükleyici gibi iş makinesi parçaları, mineral

ve taşıma endüstrilerinde çok kullanılan bir malzemedir. Şekil 17’de Hardox 450’den imalatı yapılan ve halka dişli bağlantı parçasının kırılmış şekli görülmektedir.



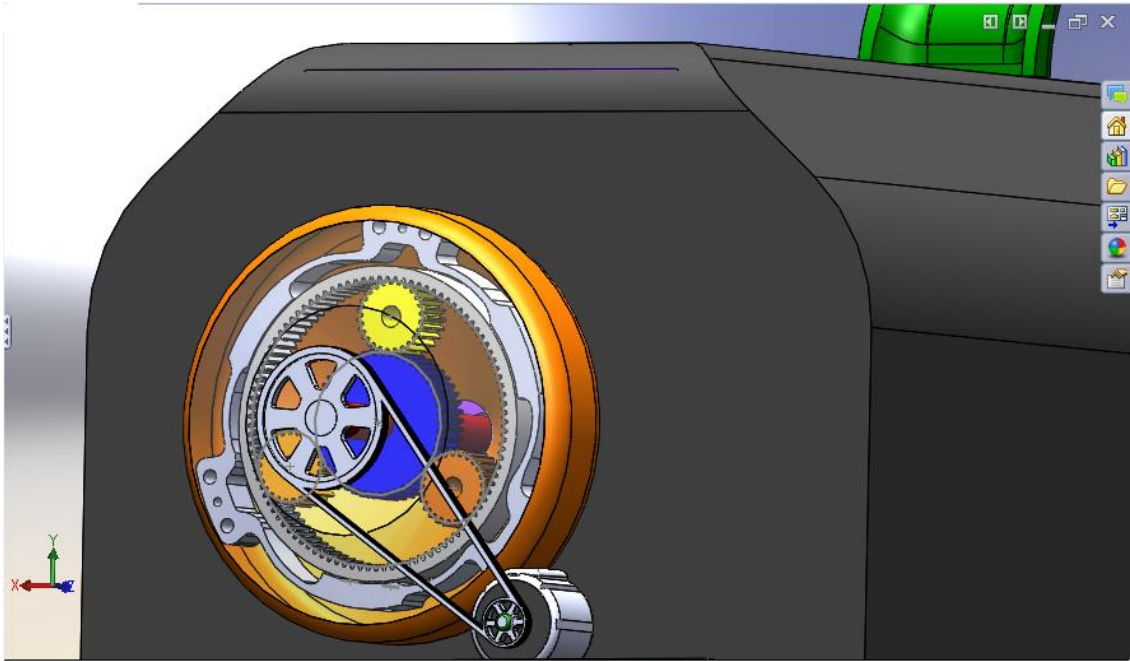
Şekil 17: Hardox 450’den yapılmış halka dişli bağlantı parçası.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

7.1. Parçanın Modellenmesi

Halka dişli bağlantı parçasının, kireç söndürme ünitesi redüktörü ile birlikte modellenmesi yapılmış ve bu parçanın redüktör üzerinde montaj hali Şekil 18’de gösterilmiştir.



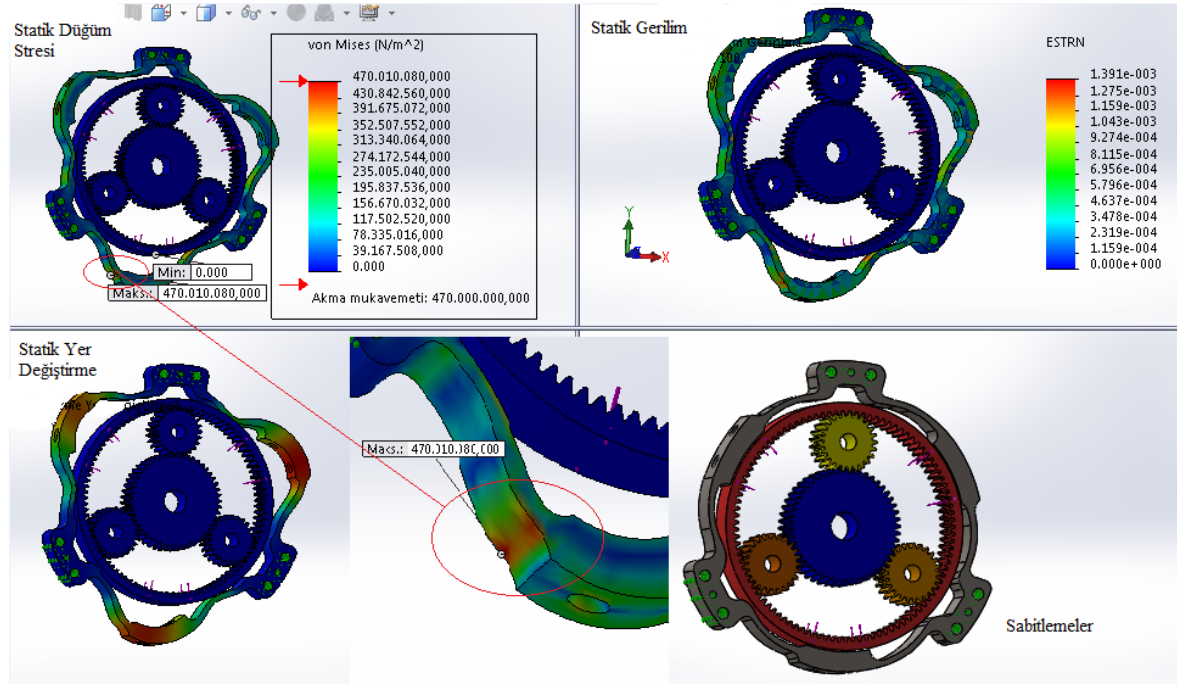
Şekil 18: Modellemesi yapılan kireç söndürme ünitesinin 3D görünümü.

7.2 Gerilme Analizleri

7.2.1 AISI 1024

İlk olarak, fabrikanın AISI 1024 çeliğinden yaptırdığı halka dişli bağlantı parçası üzerinde gerilme analizi yapılmıştır. Yapılan analizde, malzeme, akma bölgesine ulaşıncaya kadar bağlantı noktalarına uygulanan yük kademeli olarak artırılmış ve kritik bölgeler tespit edilmiştir. Yaklaşık olarak 10500 N normal kuvvet ve 500 N/m^2 redüktör çıkış momenti altında malzemenin akma bölgesine ulaştığı belirlenmiştir. Bu şartlar altında AISI 1024

çeliğinden yapılmış halka dişli bağlantı parçasının gerilme analizi sonuçları Şekil 19’da gösterilmektedir.



Şekil 19: AISI 1024 çeliğinin analiz sonucu değerleri.

Gerilme analizi sonucunda, AISI 1024 çeliğinden yapılan halka dişli bağlantı parçası için emniyet katsayısı ($S_{AISI 1024}$);

$$S_{AISI1024} = \sigma_{ak} / \sigma_{maks} \quad (10)$$

$$= 470 \text{ MPa} / 470 \text{ MPa} = 1$$

olarak bulunmuştur. Elde edilen bu emniyet katsayısı, AISI 1024 çeliği ile, halka dişli bağlantı parçasının yapımında kullanılacak diğer malzemelerin emniyet katsayılarının karşılaştırmasında kullanılacaktır.

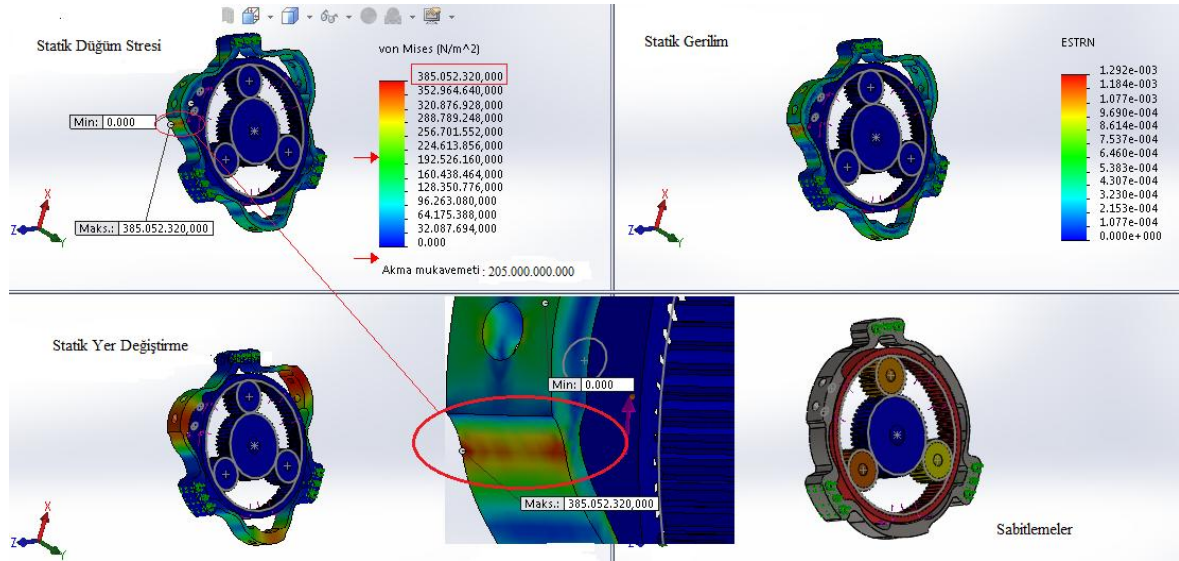
Artan piyasa talebine göre kireç karıştırıcıya firma tarafından üretim kapasitesi olan 15 ton’un üzerinde (22 ton) yükleme yapılması dolayısıyla halka dişli bağlantı parçası 150 gün (5 ay) sonra hasara uğramış ve kritik kesitlerden kırılmıştır. Bu yüzden farklı malzemeler kullanılarak halka dişli bağlantı parçası üzerinde gerilme analizleri tekrarlanmıştır.

7.2.2 304 ve 316 Kalite Paslanmaz Çelik

304 ve 316 kalite paslanmaz çelik kullanılarak modellenen halka dişli bağlantı parçasının gerilme analizi sonuçları Şekil 20’de gösterilmektedir. Burada 304 ve 316 kalite paslanmaz çeliklerin akma noktaları ve sertlikleri birbirine yakın olduğundan gerilme değerini bulmak için tek bir parça üzerinden analiz yapılmıştır. Kritik bölgelerde meydana gelen maksimum gerilme dikkate alınarak, 304 ve 316 kalite paslanmaz çelik için emniyet katsayısı,

$$S_{304-316 \text{ Paslanmaz Çelik}} = \sigma_{ak} / \sigma_{maks} \quad (11)$$
$$= 205 \text{ MPa} / 385 \text{ MPa} = 0.5$$

olarak elde edilmiştir.

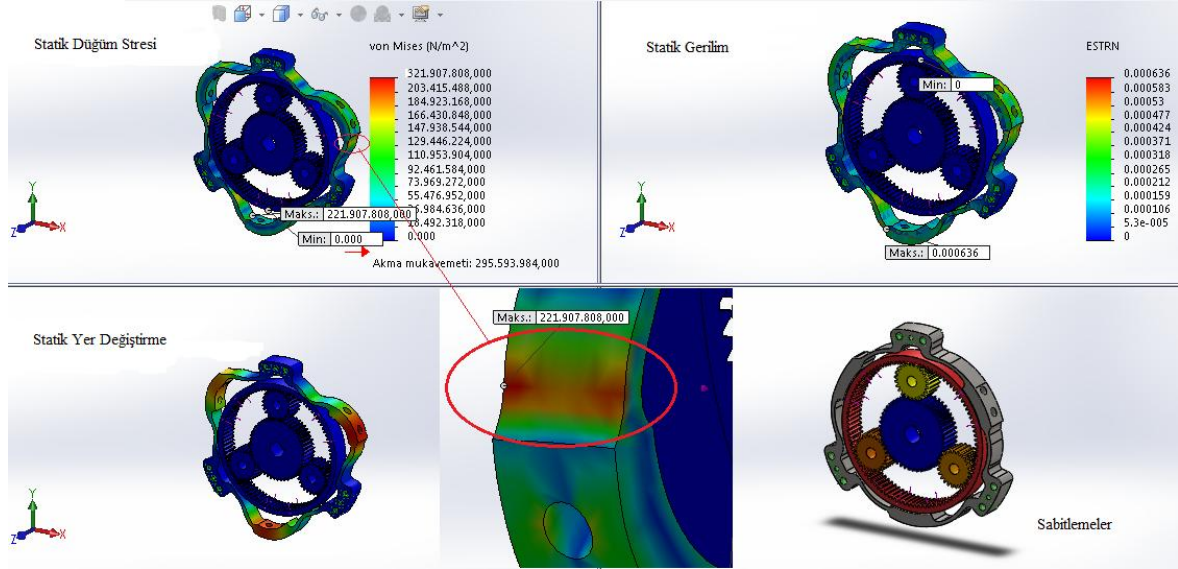


Şekil 20: 304 ve 316 kalite paslanmaz çeliğin analiz sonucu değerleri

Görüldüğü gibi bu malzeme, bu çevresel şartlar altında bu yüke 0,53 kat dayanıklıdır. Ancak bu parçanın maliyeti oldukça yüksektir ve emniyet katsayısı 1’in altında olduğundan kırılma ömrü AISI 1024’den daha kısa sürede gerçekleşmektedir. Yüksek maliyeti ve düşük kullanım ömrü dolayısıyla bu malzemeye olumlu bakılmamıştır.

7.2.3 AISI 1020 Çeliği

Şekil 21’de görüldüğü gibi AISI 1020 çeliğinin akma mukavemeti 295 MPa’dır. Yapılan analiz sonucunda parçada meydana gelen maksimum gerilme 385 MPa olarak elde edilmiştir.



Şekil 21: AISI 1020 çeliğinin analizi sonucu değerleri

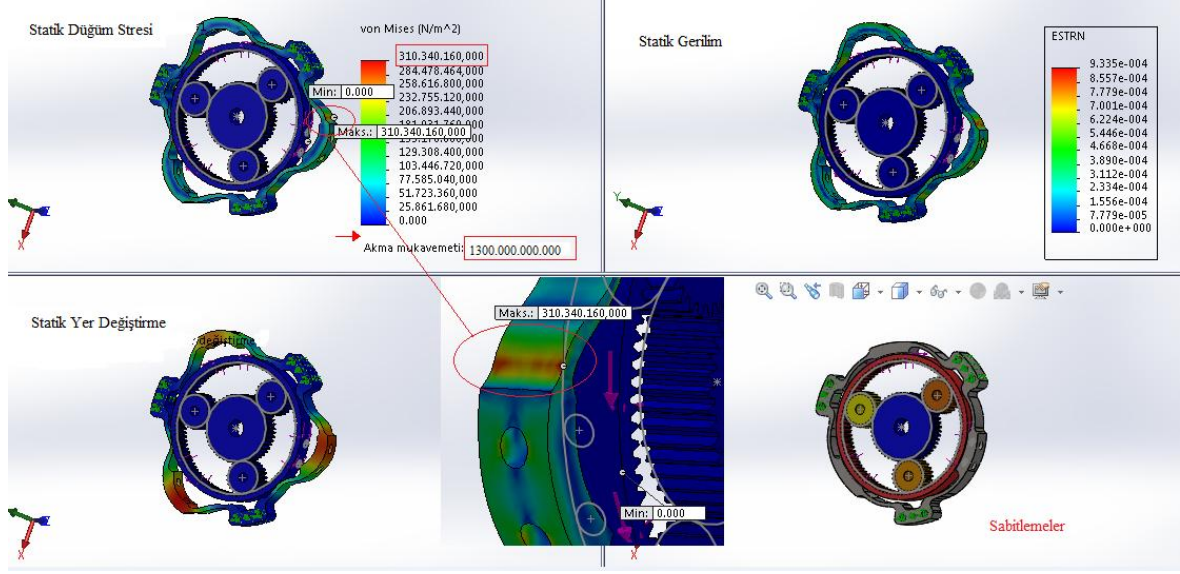
Buna göre maksimum gerilmenin bulunduğu bölgenin emniyet katsayısı eşitlik (12) kullanılarak elde edilmiştir.

$$S_{AISI 1020} = \sigma_{ak} / \sigma_{maks} \quad (12)$$

$$= 295 \text{ MPa} / 321 \text{ MPa} = 0.9$$

7.2.4 Hardox 450

Şekil 22’de Hardox 450 malzemesi kullanılarak modellenen bağlantı parçasının gerilme analizi gösterilmektedir.



Şekil 22: Hardox 450 analiz sonucu değerleri

Kritik bölgelerde meydana gelen maksimum gerilme dikkate alınarak, Hardox 450 için emniyet katsayısı,

$$S_{Hardox\ 450} = \sigma_{ak} / \sigma_{maks} \quad (14)$$

$$= 1300\ MPa / 310\ MPa = 4.2$$

olarak elde edilmiştir. Bu oran göstermektedir ki, Hardox 450, bu çevresel şartlar altında, AISI 1024 malzemesine göre 4.2 kat dayanıklıdır.

Farklı malzemeler için elde edilen emniyet katsayıları, uygulama ile karşılaştırılabilir sonuçlar vermiştir. AISI 1024 ($S_{AISI\ 1024}=1$) ile 5 ay parça ömrü elde edilmişken, Hardox 450 ($S_{Hardox\ 450}=4.2$) ile yaklaşık 4 kat daha uzun (23 ay) parça ömrü elde edilmiştir.

7.3 Maliyet Analizi

Analizi yapılan parçaların maliyetleri hesaplanmış ve bu maliyetler Tablo 3'de karşılaştırılmıştır.

Tablo 3: Analizi yapılan parçaların maliyet tablosu.

Parça Maliyet Analiz Tablosu				
Parça Malzemesi	Adet	Birim Fiyatı (kg)	Parça Tutarı*	KDV Dahil*
AISI 1020	1	2.75 TL	372.00 TL	440.00 TL
316 Paslanmaz Çelik	1	15.00 TL	1605.00 TL	1893.90 TL
304 Paslanmaz Çelik	1	12.75 TL	1471.00 TL	1735.78 TL
AISI 1024	1	3.75 TL	440.00 TL	520.00 TL
Hardoks 450	1	8.00 TL	1080.00 TL	1375.00 TL

* Fiyatlar, işçilik ve CNC plazma kesim fiyatı üzerinden verilmiştir.

Tablo 4’te parça değişiminin fabrikaya bir günlük maliyeti verilmektedir. Ancak sadece parça üzerinden bunu değerlendirmenin yanlış olacağı Tablo 3’de görülmektedir. Parçanın kendi maliyetinin dışında işçi maliyetleri, üretim kaybı ve iş sözleşmesinden kaynaklanan işin gecikme maliyeti, parça fiyatının çok üstünde çıktığı görülmektedir. Ayrıca, parçanın kırılması sonucunda ürünün teslim süresinin gecikmesi dolayısıyla maliyetinin dışında bir prestij kaybı gibi görülmeyen bir külfet de ortaya çıkabilmektedir.

Tablo 4: Parça değişiminin fabrikaya maliyeti.

Parça Değişiminin Fabrikaya Toplam Maliyeti					
	Günlük Toplam İşçi Maliyeti (5 işçi)	Üretim Kaybı (1 ton = 160 TL)		İşin Gecikme Maliyeti	TOPLAM (Maksimum Kapasite)
		Normal Kapasite (15 Ton/saat)	Maksimum Kapasite (22 Ton/saat)		
1 Günlük Maliyet (7.5 Saat)	10827.50 TL	15 T x 7.5Saat 18000.00 TL	22 T x 7.5Saat 26400.00 TL	----	37227.50 TL
<p>İş Sözleşmesinden Kaynaklanan İşin Gecikme Maliyeti için:</p> <p><i>4735 sayılı Kanuna göre; sözleşme konusu işin sözleşmesinde öngörülen sürede tamamının bitirilememesi halinde, gecikilen her takvim günü için, sözleşme bedelinin onbinde üçünden (%0,03) az, onbinde altısından (%0,06) fazla olmamak üzere gecikme cezası oranı belirleyerek madde metnine yazacaktır.</i></p>					

Tablo 4’de görüldüğü gibi parça değişimini 5 işçi, redüktör bakımı, makinenin temizliği ve kırılan parçanın değiştirilmesi için 7 ile 7.5 saat gibi bir zaman zarfında redüktörü tekrar kullanılabilir duruma getirebilmektedirler. Bu zaman zarfında redüktör için çalışan işçi maliyetlerinin dışında, normal kapasite ve maksimum kapasitede çalışan makinenin 1 saatlik üretim kaybına da yer verilmektedir. Maksimum kapasitede çalışan makine 1 saatte 22 tonluk bir üretim yapabilmektedir. Dolayısıyla makinenin 7.5 saat gibi bir zamanda çalışamaz durumda olması yaklaşık 165 ton gibi bir üretim kaybına sebep olmaktadır. Tablo 5’de, işçi maliyetleri ve üretim kaybı sonucunda oluşan maliyetler dikkate alınarak redüktör bağlantı parçasının fabrikaya olan maliyeti verilmektedir.

Tablo 5: Kırılan parçanın fabrikaya maliyeti.

Kırılan Parçanın Fabrikaya Maliyeti				
	Kırılan Parça Maliyeti	Parça Değişimi Sırasında İşçi ve Üretim Kaybı Maliyetleri	İş Sözleşmesinden Kaynaklanan İşin Gecikme Maliyeti	<i>Fabrikaya Maliyeti (Minimum)</i>
Toplam	520.00 TL	37227.50 TL	----	37747.50 TL

Redüktör bağlantı parçası için yapılan analizler sonucunda firmaya imal edilen AISI 1024 ve Hardox 450 malzemelerinin iki yıllık maliyetleri Tablo 6’de verilmektedir. Maliyetlerin iki yıllık bir zamanda yapılmasının sebebi Hardox 450’den imal edilen parçanın iki yılın sonunda kırılmış olmasındandır. Bu analizlerde, parçaların kırılma ömürleri, parça maliyetleri, üretim kaybı ve işçi maliyetlerinin toplanmasıyla elde edilen toplam maliyetler kıyaslanmaktadır.

Tablo 6: Kırılan AISI 1024 malzemesinin iki yıllık maliyeti.

AISI 1024'ün 2 Yıllık Maliyeti					
	Parçanın Kırılma Ömrü (2 Yıllık)	Parça Maliyeti	Üretim Kaybı (Maksimum kapasite)	İşçi Maliyetleri	<i>Toplam Maliyet (2 Yılda)</i>
AISI 1024	6 Ay x 4	520.00 x 4 2080.00 TL	660 Ton x 160 105600.00 TL	7.5 Saat x 5 43310.00 TL	150990.00 TL
Hardox 450	2 Yıl	1375.00 TL	165 Ton x 160 26400 TL	7.5 Saat x 5 10827.50 TL	38602.00 TL

AISI 1024 için parça kırılma ömrü 6 aydır. İki senelik bir zaman zarfında yaklaşık olarak 4 kez kırılacağı bilindiğine göre bu 4 kırılma sonucundaki parça maliyeti, üretim kaybı ve işçi maliyetleri göz önünde bulundurulduğunda toplam maliyet yaklaşık olarak 151.000.00 TL bulunmaktadır. Bu değerler firma için kabul edilemez ve acilen önlem alınmasını gerektiren değerlerdir. Çünkü 520.00 TL'lik bir parçanın firmaya maliyeti çok büyük rakamlar ortaya çıkartabilmektedir.

Hardox 450 için parça kırılma ömrü yapılan analizler ve uygulamada da görüldüğü gibi iki yıldır. Hardox 450 iki yılda bir kez kırılacağı göz önüne alınarak, yine AISI 1024'te olduğu gibi parça maliyeti, üretim kaybı ve işçi maliyetleri hesaplandığında toplam maliyet yaklaşık olarak 38.000.00 TL'dir. Böylece, AISI 1024 malzemesine göre maliyet yaklaşık olarak 4 kat düşmüştür.

BÖLÜM 8

SONUÇLAR

Bu çalışmada, planet dişli mekanizmasında halka dişli bağlantı parçasının kırılma probleminin önlenmesi amacıyla, gerilme analizi ve malzeme seçimi uygulaması yapılmıştır. Bağlantı parçası uygulamadaki boyutlarına uygun olarak SolidWorks yazılımı kullanılarak modellenmiş ve 5 farklı malzeme için (AISI 1024, 304-316 paslanmaz çelik, AISI 1020 ve Hardox 450) gerilme analizi yapılmıştır. Bu analizlerde elde edilen gerilme değerleri kullanılarak malzemelerin emniyet katsayıları hesaplanmıştır. Kullanılan malzemeler için maliyet analizleri yapılarak karşılaştırılmıştır.

Yapılan emniyet katsayısı hesaplamalarına göre, en yüksek emniyet katsayısı Hardox 450 ($S=4.2$) ile, en düşük emniyet katsayısı ise paslanmaz çeliklerde ($S=0.5$) elde edilmiştir.

Kullanılan malzemelerin imalat maliyetleri hesaplanmış ve en ucuz malzemenin AISI 1020 (440.00 TL), en pahalı malzemenin ise 316 kalite paslanmaz çelik (1893.90 TL) olduğu belirlenmiştir.

AISI 1024 ve Hardox 450 malzemelerden üretilen halka dişli bağlantı parçalarının ömürleri karşılaştırılmış ve Hardox 450 malzemesinden üretilen parçanın ömrünün (~23 ay), AISI 1024 kullanılarak üretilen parçanınkinden (~5 ay) yaklaşık 4 kat daha uzun ömürlü olduğu belirlenmiştir.

Son olarak, AISI 1024 ve Hardox 450 malzemelerden üretilen halka dişli bağlantı parçalarının değişimleri sırasında ortaya çıkan işçi ve üretim kaybı maliyetleri hesaplanmış ve daha uzun ömre sahip olması dolayısıyla Hardox 450 kullanılarak yaklaşık 4 kat daha düşük değişim maliyetinin elde edilebileceği belirlenmiştir.

Elde edilen bu sonuçlar dikkate alındığında, sahip olduğu yüksek emniyet katsayısı, uzun ömür ve düşük değişim maliyetleri dolayısıyla Hardox 450'nin, kullanılan malzemeler arasında, halka dişli bağlantı parçasının üretiminde kullanılabilecek en uygun malzeme olduğu belirlenmiştir.

Fabrikaların üretim kapasitelerini arttırmak için mevcut makinelere kapasitelerinden daha fazla yük yüklemeleri sonucunda makineler bu dalgalanmalara dayanamayarak bir şekilde bazı noktalarından arıza vermektedirler. Bunları ortadan kaldırmak için fabrikalar ya yüksek kapasiteli makineler almalı ya da makinelerin mevcut kapasitelerini aşmayarak herhangi bir arızaya sebebiyet vermeleri engellenmelidir.

Sonuç olarak, makine mühendislik tasarımlarında, tasarımcılara gerekli teknik bilgilerin verilerek parçaların modellenmesi, sonlu elemanlar yöntemiyle parçaların analiz edilmesi ve imalatına geçilmesi önerilir. Bu sayede imalat öncesinde üretilen makinenin uzuvlarının çalışabilirliği kontrol edilerek, gereksiz maliyet artışının önüne geçilebilir.

KAYNAKLAR

- Aktaş, D. (2012). *Metalik Malzemelerde Tane Boyutunun Pekleşme Katsayısına Etkisi*. Yüksek Lisans Tezi. Bartın Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Mühendisliği Anabilim Dalı. Bartın.
- Avcı, B., Yılmaz, T.B. (2012). *Rüzgar Türbini Kanat Tasarımı ve Analizi*. Bitirme Projesi. Dokuz Eylül Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü. İzmir.
- Ay, İ., Kapusuz, F. (2009). *Katılma Ergime Davranışları*. Malzeme Bilgisi 1 Ders Notları. Balıkesir Üniversitesi (2008-2009).
- Bayrak. S., Turgut, M. (2008). *SolidWorks (COSMOSWorks-COSMOSMotion-MoldFlow – SolidCAM) 2008*. Ankara: Seçkin Yayıncılık.
- Callister, W.D., Rethwisch, D.G. (2013). *Malzeme Bilimi ve Mühendisliği* Sekizinci Baskı, Ankara: Nobel Akademi Yayıncılık.
- Can, A.Ç., *Tasarımcı Mühendisler İçin Malzeme Bilgisi*, İstanbul: Birsen Yayınevi.
- Çelik, K., Uçar, M., Çavdar, A. (2007). Hidrolik Boom Tipi Örnek Bir Krende Statik Yükleme Sonucu Oluşan Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile İncelenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, (4) 23-30
- Çetin, M.E., Sofuoğlu, H. (2012). *Noktasal Yükleme Etkisindeki Üç Boyutlu İnsan kalça Eklemine Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi*. Karadeniz Teknik Üniversitesi/Makine Mühendisliği Bölümü. Trabzon.
- Çetinkaya, C. (2011). *Klasik Bir Biçerdöverin Sarsak Mekanizmasının Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Kinematik Analizi*. Yüksek Lisans Tezi. Ankara Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Tarım Makinaları Anabilim Dalı. Ankara.

- Çevir, E. (2007). *Takma Dişlerde Çeneye Monte Edilen İmplantların Çiğneme Kuvveti Altındaki Gerilme Analizi*. Bitirme Projesi. Dokuz Eylül Üniversitesi/ Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü. İzmir.
- Çiğdem, M. (2006). *İmal Usulleri* İkinci Baskı, İstanbul: Çağlayan Kitabevi.
- Demirel, N., Gölbaşı, O. (2011). Sonlu Elemanlar Analizi İle Çekme Kepçeli Yer kazarın Kepçesi Üzerindeki Gerilmelerin İncelenmesi, *Madencilik*, 50(3), 3-9.
- Ediz, Ç. (2011). *Alüminyum Geri Dönüşüm Süreci ve Süreçte Kullanılan Malzemelerin Alüminyum Bileşenlerine Etkileri*. Yüksek Lisans Tezi. Bilecik Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine ve İmalat Mühendisliği. Bilecik.
- Ertürk, S. (2008). *Asansör Karşı Ağırlık Tasarımı ve Gerilme Analizi*, Yüksek Lisans Tezi. Dokuz Eylül Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü/ Mekanik Anabilim Dalı. İzmir.
- Esen, İ., Mızrak, C. (2011). Y32 Boji Gövdesinin Statik ve Dinamik Yükleme Analizleri, *Technology*, 14(4) , 123-128
- Gürsel, K.T., Çakır, R. (2004). *Otomobillere Takılan Çeki Kancalarının Analizi*, Ege Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü. İzmir.
- Kurt, G. (2012). *12 Metre Otobüse Ait Arka Dingil Hava Süspansiyonunda Hava Köprüğü Traversinin Analizi ve Optimizasyonu*. Bitirme Projesi. Dokuz Eylül Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü. İzmir.
- Kurtulmuş, M., Fidaner, O., Yükler, İ. (2009). Normalize St 52 Çeliklerin Ultrasonik Muayenesi. Marmara Üniversitesi/Teknik Eğitim Fakültesi. İstanbul. 5. *Uluslararası İleri Teknolojiler Sempozyumu (IATS'09)*, 13-15 Mayıs 2009. Karabük.

- Makaracı, M., Demir, S., Bahçacı, O. (2013). *Direksiyon Aksonlarının Statik Hasar Analizi*. Kocaeli Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü. Kocaeli. APJES I-II (2013) 21-27
- Özer, B. (2011). *Üç Farklı Çeliğe Katı Borlama İşlememi Yapılmasının İçyapı ve Sertlik Üzerine Etkisinin İncelenmesi*. Yüksek Lisans Tezi. Balıkesir Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Makine Mühendisliği Anabilim Dalı. Balıkesir.
- Sakarya, B.A. (2010). *Humanoid Robot Bacağı Tasarımı ve Yürüme Konumlarına Göre Analizi*. Bitirme Projesi. Dokuz Eylül Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü. İzmir.
- Savaşkan, T. (2009). *Malzeme Bilgisi ve Muayenesi*. Trabzon: Derya Kitabevi.
- SSAB OXELOSUND. (2010). *Hardox Wear Plate kataloğu*. SE-61380 Oxelösund. Sweden. 2010.
- Turgut, S.M. (2009). *SolidWorks 2009*, Ankara: Seçkin Yayıncılık.
- URL-1 (2013) <http://www.kimtas.com/kirecproses.html>
- URL-2 (2014) <http://www.topragizbiz.com/ansiklopedi/1853-kirec-nedir.html>, 24 Mart 2013.
- URL-3 (2013) <http://www.kirec.org/index.php?page=icerikgoster&menuID=79>
- URL-4 (2013) <http://tr.wikipedia.org/wiki/Yerçekimi>, 19 Ekim 2013.
- URL-5 (2012) <http://www.ilkaymeseli.com/2012/03/solidworks-simulation-nod-ve-elemangerilmeleri>, 22 Mart 2012.
- URL-6 (2010) <http://www.ilkaymeseli.com/2010/12/von-mises-gerilmesi>, mühendislik, Sonlu elemanlar analizi, 25 Aralık 2010.

URL-7 (2014) <http://www.efunda.com>, 03 Mart 2014.

URL-8 (2014) <http://www.316l-stainless.com/Alloy-structural-steel/AISI-1024-steel1024-stainless-steel1024-Alloy-structural-steel.html>, 03 Mart 2014.

URL-9 (2014) http://www.hardox.com/Global/HARDOX/Datasheets/en/168_HARDOX_450_UK_Data%20Sheet.pdf, 03 Mart 2014.

Verim, Ö. (2011). Farklı Medikal Cihazlar ile Modellenmiş İnsan Proximal femurların Karşılaştırılması ve FEM Analizleri. Afyon Kocatepe Üniversitesi. *Teknoloji sempozyumu*, (IATS'11), 16-18 May 2011.Elazığ.

Yıldızlı, K. (2011). *Çekme/Eğme deney föyü*, Ondokuz Mayıs Üniversitesi/Mühendislik Fakültesi/Makine Mühendisliği Bölümü. Samsun.

Yılmaz, T. (2011). *Sandalye Çerçevesinin Sonlu Elemanlar Analizi*. Yüksek Lisans Tezi. Süleyman Demirel Üniversitesi/Fen Bilimleri Enstitüsü/Orman Endüstri Mühendisliği Anabilim Dalı. Isparta.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Hakan ÖZHAN
Doğum Yeri ve Tarihi : Bartın / 02.12.1984

Eğitim Durumu

Lisans Öğrenimi : Bülent Ecevit Üniversitesi,
Karabük Teknik Eğitim Fakültesi,
Tasarım ve Konstrüksiyon Öğretmenliği Bölümü

Yüksek Lisans Öğrenimi :

Bildiği Yabancı Diller : İngilizce

Faaliyet/Yayımlar :

Aldığı Ödüller :

İş Deneyimi

Stajlar : - Ser Makine Sanayi ve Ticaret Ltd.Şti (İstanbul)
- Yimsan Yakın İnşaat Makine Sanayi Tic. Ltd. Şti.(Bartın)

Projeler ve Kurs Belgeleri : -İş güvenliği Uzmanlığı Belgesi (C Sınıfı)
-Bilgisayar İşletmenlik Belgesi
-SolidWORKS CAD-CAM Belgesi

Çalıştığı Kurumlar : -Yimsan Yakın İnşaat Makine Sanayi Tic. Ltd. Şti.
-Ulupınar Mühendislik Makine İmalat Sanayi

İletişim

E-Posta Adresi : hakan_ozhan@hotmail.com

Telefon : 0544 581 54 60

Tarih : 25.06.2014