

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEĞİŞKEN YÜKLER ALTINDA ÇALIŞAN
ŞANZİMAN GRUPLARININ
HASAR ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisi Hüseyin Can TOPCAN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 30 Aralık 2013

Tezin Savunulduğu Tarih : 03 Şubat 2014

Tez Danışmanı : Doç. Dr. N. Sinan KÖKSAL

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Hakan BOYACI

Doç. Dr. Mehmet ÇEVİK

MANİSA 2014

İÇİNDEKİLER

SEMBOLLER LİSTESİ	VI
KISALTIMA LİSTESİ.....	VII
ŞEKİL LİSTESİ	VIII
ÇİZELGE LİSTESİ.....	XI
TEŞEKKÜRLER	XII
ÖZET	XIII
ABSTARCT.....	XIV
1. GİRİŞ	1
2. HASAR ANALİZİ.....	5
2.1 Hasar Tipleri.....	6
2.2 Yük Aktarım Elemanlarında Hasarlar.....	6
2.2.1 Yüzey Yorulması Hasarları	7
2.2.2 Aşınma	8
2.2.3 Plastik Akma	9
2.2.4 Kırılma Hasarları	9
2.2.5 İmalat Hasarları.....	10
2.3 Şanzıman Grup Milinin Hasar Analizi	11
3. KIRILMA	21
3.1 Makroskobik Açıdan Kırılma Tipleri	21
3.2 Mikroskobik Açıdan Kırılma Tipleri.....	22
3.3 Taneleri Kesip Kesmemelerine Göre Kırılma Tipleri.....	22
4. KIRILMA MEKANİĞİ.....	23
4.1 Griffith Teorisi.....	23
4.2 Irwin Teorisi.....	24
4.3 Kırılma Modelleri	25
4.4 Gerilme ve Germe İlişkisi	25
4.5 Kırılma Tokluğuna Boyutun Etkisi	26
4.6 Çatlak Ucu Plastik Bölgesi	27
4.7 Kırılma Tokluğuna Sıcaklığın Etkisi	27
5. METAL YORULMASI	28

5.1 Metallerde Yorulma	28
5.2 Yorulma Çatlağının Oluşumu	29
5.3 Gerilme Yığılması (Çentik) Etkisi	30
5.4 Gerilme-Ömür Diyagramı (S-N Diyagram)	31
5.5 Yorulma Sınırı (Endurance Limit S_e)	32
5.6 Miner's Kuralı	32
5.7 Ortalama Gerilme Etkileri (Mean Stress Effects)	33
5.8 Yorulmadaki Gerilme Yığılması	37
6. YORULMA – KIRILMA ANALİZİNİN TANIMI	40
6.1 Yorulma Analizi Şeklinin Belirlenmesi	40
6.2 Yükleme Durumunun Belirlenmesi	40
6.3 Ortalama Gerilme Etkileri (Mean Stress Effects)	41
7. YAPISAL MODELLEME VE SONLU ELEMAN ANALİZİ	43
7.1 Şanzıman Grup Milinin Üç Boyutlu Modellemesi	44
7.2 Analiz için Yükleme Durumunun Belirlenmesi	48
7.3 Statik Analiz	50
7.4 Yorulma Analizi Hazırlıkları İçin S-N Diyagramının Oluşturulması	53
7.4.1 21CrNiMo2 Kalite Çelik için S-N Diyagramının Oluşturulması	54
7.4.1.1 Dönel Kiriş Test Makinasından Elde Edilen Yorulma Dayanımı (S_e)	54
7.4.1.2 Yorulma Dayanımı (S_f)	56
7.4.1.3 Yorulma Sınırı (S_e)	57
7.4.2 18CrNiMo2 Kalite Çelik için S-N Diyagramının Oluşturulması	60
7.4.2.1 Dönel Kiriş Test Makinasından Elde Edilen Yorulma Dayanımı (S_e)	60
7.4.2.2 Yorulma Dayanımı (S_f)	61
7.4.2.3 Yorulma Sınırı (S_e)	63
7.4.3 Ortalama Gerilme	64
7.4.4 21CrNiMo2 için S-N Eğrisi	66
7.4.5 18CrNiMo6 Mekanik Özellikleri ve S-N Eğrisi	68
7.5 Yorulma Analizi	70
7.6 Kırılma Analizi	74
7.7 Analiz Değerlendirilmesi	76
8. İYİLEŞTİRME ÖNERİLERİ VE ANALİZ SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRMASI	78

8.1 Malzeme İyileştirmesi.....	78
8.2 Tasarımsal İyileştirmeler	82
8.2.1 Gerilme Yığılmasını Önleme Amaçlı Tasarım İyileştirmeleri	82
8.2.2 Mukavemet Artırmaya Yönelik Tasarım İyileştirmeleri.....	90
8.3 Malzeme ve Tasarım İyileştirmelerinin Birlikte Uygulanması.....	94
9. ANALİZ SONUÇLARININ DEğERLENDİRMEĞİ	99
9.1 Şanzıman Grup Mili Üzerindeki Malzeme İyileştirmesi Sonuçları	100
9.2 Şanzıman Grup Mili Üzerindeki Tasarımsal İyileştirme Sonuçları	102
9.2.1 Çentik Etkisini Önlemeye Yönelik Tasarım Çalışmaları Sonuçları	102
9.2.2 Mukavemet Artırmaya Yönelik Tasarım Çalışmaları Sonuçları	103
9.3 3 Malzeme ve Tasarım İyileştirmelerinin Sonuçlarının Değerlendirilmesi	104
10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	107
KAYNAKLAR	109

SEMBOL LİSTESİ

- A : Genlik Oranı
E : Elastisite Modülü
G : Yüzey enerjisi
K : Gerilme Şiddet Faktörü
L : Mil Boyu
M : Moment
N : Ömür
R : Gerilme Oranı
S : Gerilme
K_C : Kırılma Tokluğu
M_d : Döndürme Momenti
R_{emn} : Statik Emniyet Katsayısı
S_e : Yorulma Dayanım Sınırı (Endurance Limit)
S_e' : Deney Numune Malzemesine Ait Teorik Dayanım Limiti
S_f : Yorulma Dayanımı
S_{ut} : Çekme mukavemeti
S_y : Akma mukavemeti
k : Gerilme Yığılması
k_a : Yüzey faktörü
k_b : Boyut faktörü
k_c : Yükleme faktörü
k_d : Sıcaklık faktörü
k_e : Güvenlik faktörü
r_p : Plastik Bölge Boyutu
ν : Poission Oranı
Δσ : Gerilme Oranı
σ_a : Gerilme Genliği
σ_m : Ortalama Gerilme
σ_{max} : Maksimum Eşdeğer Gerilme

KISALTMA LİSTESİ

LEKM	: Lineer Elastik Kırılma Mekaniği
EPKM	: Elastik Plastik Kırılma Mekaniği
CTOD	: Çatlak Ucu Açılması
S – N	: Gerilme – Ömür
TKİ	: Türkiye Kömür İşletmeleri
ELİ	: Ege Linyit İşletmeleri
LCF	: Low Cycle Fatigue
HCF	: High Cycle Fatigue
MBS	: Multi Body Simulation
PSD	: Power Spectrum Density
VPG	: Sanal Validasyon Pisti

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Şanzıman Grup Milinin Ait Olduğu İş Makinası-1	11
Şekil 2.2	Şanzıman Grup Milinin Ait Olduğu İş Makinası-2	11
Şekil 2.3	Şanzıman Grup Mili	12
Şekil 2.4	Hasarlı Şanzıman Grup Mili	12
Şekil 2.5	Hasarlı Şanzıman Grup Milleri	14
Şekil 2.6	Kullanım Ömrü Grafiği	14
Şekil 2.7	Hasar Analizi Çevrimi	15
Şekil 2.8	Numunede Çatlak Başlangıç Bölgesi	16
Şekil 2.9	Çatlak İlerlemesi	17
Şekil 2.10	Yorulma Çizgileri	18
Şekil 2.11	Kumsu Yüzey Görüntüsü	18
Şekil 2.12	Hızlı Kırılma Bölgesi	19
Şekil 3.1	Kırılma Mekanizması	21
Şekil 4.1	Kırılma Modelleri	25
Şekil 4.2	Kırılma Tokluğunun Numune Kalınlığına Bağlı Değişimi	26
Şekil 4.3	Von Mises Kriterine Göre Düzlem Gerilme ve Germe Plastik Bölge Şekilleri	27
Şekil 4.4	Kırılma Tokluğuna Sıcaklığın Etkisi	27
Şekil 5.1.	Yorulma Kırılmasının Genel Gösterimi	28
Şekil 5.2.	Yorulmanın Başlangıç ve Gelişim Eğrisi	30
Şekil 5.3	Tipik S-N Eğrisi	31
Şekil 5.4.	İdeal S-N Eğrisi Oluşturulması	33
Şekil 5.5	Tipik Periyodik Yük Parametresi	34
Şekil 5.6	Ortalama Gerilmenin Etkisi	35
Şekil 5.7	Örnek Haigh Diyagramı	36
Şekil 5.8	Gerilme-Ömür Teorileri	37
Şekil 5.9	Kf Mukavemet Faktörünün Grafikselleştirilmesi	39
Şekil 6.1	Sabit Genlikli Yükleme	41
Şekil 6.2	Goodman Diyagramı	42
Şekil 7.1	Şanzıman Grup Miline Ait Görünüşler	44
Şekil 7.2	Spektrometre Analiz Numunesi	45

Şekil 7.3	SolidWorks Şanzıman Grup Mili Modeli	47
Şekil 7.4	SolidWorks Model Ağacı.....	47
Şekil 7.5	Şanzıman Grup Mili Modeli.....	48
Şekil 7.6	Malzeme Seçilmiş Şanzıman Grup Mili Modeli	48
Şekil 7.7	Döndürme Momenti Şekli ve Uygulama Yeri.....	49
Şekil 7.8	Milin Analiz İçin Yükleme Durumu	49
Şekil 7.9	Ansys Workbench Statik Analiz Ayarları	50
Şekil 7.10	Sonlu Eleman Modeli.....	51
Şekil 7.11	Mesh Detayı.....	52
Şekil 7.12	Maksimum Eşdeğer Gerilme (Statik Analiz)	53
Şekil 7.13	Yorulma Dayanım Diyagramı.....	55
Şekil 7.14	Kırılma Dayanım Fraksiyonu Diyagramı.....	56
Şekil 7.15	Yorulma Dayanım Diyagramı.....	61
Şekil 7.16	Kırılma Dayanım Fraksiyonu Diyagramı.....	62
Şekil 7.17	Eşdeğer Gerilme	65
Şekil 7.18	Maksimum Gerilme Noktası ve Komşu Düğüm Gerilme Noktaları.....	66
Şekil 7.19	S-N Diyagramının Oluşturulması için Hazırlık (21CrNiMo2)	67
Şekil 7.20	S-N Diyagramı (21CrNiMo2)	68
Şekil 7.21	Diyagramının Oluşturulması için Hazırlık (18CrNiMo6)	69
Şekil 7.22	S-N Diyagramı (18CrNiMo6)	70
Şekil 7.23	Ansys Workbench Analiz Ağacı.....	71
Şekil 7.24	Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi	71
Şekil 7.25	Yorulma Ömür Analizi.....	72
Şekil 7.26	21CrNiMo2'nin S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	73
Şekil 7.27	1/3 Moment Uyg. Durumunda Oluşan Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	73
Şekil 7.28	1/3 Moment Uyg. Durumunda S-N Diyagramı Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi..	74
Şekil 7.29	Kırılma Faktörü	75
Şekil 8.1	Eşdeğer Gerilme Analizi	79
Şekil 8.2	Eşdeğer Yorulma Gerilmesi Analizi	79
Şekil 8.3	Yorulma Ömür Analizi.....	80
Şekil 8.4	18CrNiMo2'nin S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	80
Şekil 8.5	1/3 Moment Uyg. Durumunda Oluşan Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	81

Şekil 8.6	1/3 Moment Uyg. Durumunda S-N Diyagramı Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi..	81
Şekil 8.7	Kritik Bölge Tasarım Modifikasyonu	83
Şekil 8.8	Şanzıman Grup Milinin Güvenlik Faktörü Analizi	83
Şekil 8.9	Kritik Bölge Tasarım Modifikasyonu	84
Şekil 8.10	Püskürtmeli Hidrolik Yağlama Sistemi.....	85
Şekil 8.11	Eşdeğer Gerilme Analizi	86
Şekil 8.12	Eşdeğer Yorulma Analizi	86
Şekil 8.13	Yorulma Ömür Analizi.....	87
Şekil 8.14	21CrNiMo2'nin S-N Diyagramı ve Oluşan Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	88
Şekil 8.15	1/3 Moment Uyg. Durumunda Oluşan Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	88
Şekil 8.16	1/3 Moment Uyg. Durumunda S-N Diyagramı Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi..	89
Şekil 8.17	Şanzıman Grup Mili Yataklama Durumu	90
Şekil 8.18	Eşdeğer Gerilme Analizi	91
Şekil 8.19	Eşdeğer Yorulma Gerilmesi Analizi	92
Şekil 8.20	Yorulma Ömrü Analizi.....	92
Şekil 8.21	21CrNiMo2'nin S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	92
Şekil 8.22	1/3 Moment Uyg. Durumunda Oluşan Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	93
Şekil 8.23	1/3 Moment Uyg. Durumunda S-N Diyagramı Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi..	93
Şekil 8.24	Eşdeğer Gerilme Analizi	94
Şekil 8.25	Eşdeğer Yorulma Gerilmesi Analizi	95
Şekil 8.26	Yorulma Ömrü Analizi.....	95
Şekil 8.27	18CrNiMo6'nın S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	95
Şekil 8.28	Kırılma Tokluğu Analizi	96
Şekil 8.29	1/3 Moment Uyg. Durumunda Oluşan Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi.....	97
Şekil 8.30	1/3 Moment Uyg. Durumunda S-N Diyagramı Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi..	97

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1	Hasar Sebep İstatistikleri	5
Çizelge 2.2	Hasar Mekanizmaları İstatistikleri	6
Çizelge 2.3	Mile Ait Kullanım Ömrü Tablosu.....	13
Çizelge 7.1	Ağır İş Kamyonu Katalog Verileri.....	43
Çizelge 7.2	Ağır İş Kamyonuna Ait Genel Özellikler	44
Çizelge 7.3	Spektrometre Analiz Raporu (21CrNiMo2)	46
Çizelge 7.4	21CrNiMo2 Kalite Malzemenin Mekanik Özellikleri.....	46
Çizelge 7.5	Yüzey Katsayısı	57
Çizelge 7.6	Boyut Faktörü Formülleri	58
Çizelge 7.7	Yükleme Faktörü Formülleri	58
Çizelge 7.8	Sıcaklık Faktörü	59
Çizelge 7.9	Çatlağa Ait K Faktörü	75
Çizelge 8.1	Malzeme Karşılaştırma Tablosu	78
Çizelge 8.2	Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu	82
Çizelge 8.3	Mevcut Şanzıman Yağı Tipik Özellikleri.....	84
Çizelge 8.4	Önerilen Şanzıman Yağı Tipik Özellikleri.....	85
Çizelge 8.4	Gerilme Şiddet Faktörü (K Faktörü) Analizi	90
Çizelge 8.5	Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu	89
Çizelge 8.6	Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu	94
Çizelge 8.7	Gerilme Şiddet Faktörü (K Faktörü) Analizi.....	96
Çizelge 8.6	Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu	98

TEŐEKKÖRLER

Çalıőmalarım süresince değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danıőmanım Sayın Doç. Dr. N. Sinan KÖKSAL'a, kıymetli tecrübe ve bilgilerinden faydalandığım Sayın Yüksek Makina Mühendisi Aytaç ORHAN'a ve teknolojik bilgi birikimi ile bana yardımlarını esirgemeyen Arő. Gör. Süleyman DEMİR'e teőekkürlerimi sunarım.

Ayrıca çalıőmalarımda tarafıma test üniteleri, çalışma raporları, numuneler, tecrübe birikimi ve bilumum fiziki şartları hazırlayarak destek olan Ege Linyitleri İőletmesi çalıőanlarına emeklerinden dolayı minnettarlığımı belirtmeyi kendime bir borç bilirim.

ÖZET

Bu çalışmada TKİ (Türkiye Kömür İşletmeleri) kurumunun, ELİ (Ege Linyit İşletmeleri) Müessese Müdürlüğüne bağlı maden ocaklarında kullanılan ağır yük kamyonlarına ait bir şanzıman grup milinin hasar analizi yapılmıştır. Hasara uğramış şanzıman grup milinin kırılma yüzeyi karakteristikleri malzemenin hasar tipi hakkında bilgi verebilmektedir. Hasara uğramış mil üzerinde yapılan incelemeler sonucu hasar analizi algoritması oluşturulmuştur. Değişken yükler altında yorulmaya bağlı gevrek kırılma öngörüsü ile analiz edilmiştir.

21CrNiMo2 kalite malzemedan üretilmiş bir mil olan makina elemanının üç boyutlu modellemesi SolidWorks yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Analiz çalışmaları öncesi, şanzıman grup milinin iş makinası üzerindeki çalışma şartları tespit edilmiştir. Yataklama, malzeme kalitesi, maruz kaldığı kuvvetler, çalışma sıcaklığı, mile uygulanan döndürme momenti ve mil üzerine gelen tahrik kuvvetinin yeri ve büyüklüğü Ansys Workbench 13.0 yazılımı vasıtası analiz ortamına uyarlanmıştır. Ayrıca şanzıman grup mili malzemesine ait gerilme-ömür diyagramını oluşturmak için yorulma dayanım limiti hesapları yapılmış ve Ansys Workbench 13.0 yazılımında S-N eğrisi oluşturulmuştur.

Şanzıman grup mili modeli, gerçek çalışma şartlarında; statik ve değişken yükler altında analiz edilmiştir. Statik yükler altında maksimum eşdeğer gerilmesi hesaplanan milin emniyetli çalışmasına rağmen kullanım şartlarında hasara uğramasının yorulma gerilmelerine maruz kaldığını anlaşılmıştır. Sabit genlikte değişken yükler altında yapılan yorulma analizleri ile maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi hesaplanan şanzıman grup milinin, yorulma dayanımının oldukça düşük olduğu ve yorulma ömrünün maksimum döndürme momenti şartlarında sıfır olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yapılan kırılma analizi ile kırılma tokluğu değerinin oldukça yüksek olduğu ve K-gerilme şiddet faktörü analizinde kırılmanın aniden gerçekleştiği anlaşılmıştır.

Emniyetsiz kritik nokta olan hasar başlangıç noktasının mil üzerinde bulunan yağlama deliklerinin bulunduğu bölgenin olduğu analiz sonuçlarından anlaşılmıştır. Bu bölge yağlama deliklerinden dolayı çentik etkisinin olduğu bölge olup gerilme yoğunluğunun arttığı ve dolayısıyla hasarın çekirdeklendiği bölge olduğu anlaşılmıştır. Kritik bölgenin, şanzıman grubunun yeniden tasarlanması ve malzeme değişikliği ile yorulmaya karşı daha mukavim bir yapı elde edilmiştir.

Çentik faktörünün, mil boyunun, yataklama tipinin ve malzemenin yorulma dayanımına etkisi analizler sonucu tespit edilmiştir. Şanzıman grup milinin yapılan iyileştirmeler sonucu yorulma ve kırılma dayanımı artırılmıştır

ABSTRACT

In this study, a transmission input shaft is made of the damage analysis which used heavy duty trucks in the mines in depending on Properties in Aegean Lignite Plant Manager under the Turkey Institution of Coal Enterprises. As a result of the investigation on the shaft, the damage analysis algorithm has been created. Under variable loads, prediction of brittle fracture is connected to the fatigue was analyzed.

Three dimension of model of the machine elements which is made from 21CrNiMo2 quality steel is accomplished by Solidworks software. The working conditions of transmission input shaft on construction equipment were determined before analysis works. Guiding, material quality, exposed his forces, operating temperature, shaft torque applied to the shaft on the location of the driving force is adapted to analyze the simulation by ANSYS Workbench 13.0. Also to create Stress-life diagram for belonging to the transmission input shaft material the calculated fatigue limit and S-N curve was carried out on ANSYS Workbench 13.0 software program.

Transmission input shaft model was analyzed under static and dynamic loads with actual operating conditions. Although safe working of the calculated maximum equivalent stress of transmission input shaft under static loads, it is understood that exposure to stress fatigue In terms of damage caused

Fatigue strength of constant amplitude performed under variable loads fatigue analysis and calculated maximum equivalent fatigue stress the transmission input shaft is very low and fatigue life under the conditions of the maximum torque is found to be zero. Also fracture toughness value is quite high and K-stress intensity factor analysis revealed that the fracture occurs suddenly by analysis of the fracture.

It is understood from the analyses results. The unsafe critical point that the starting point of damage where is lubrication hole on the shaft of the region This region is where the holes are formed due to the notch effect and increased stress concentration. that is the area where the damage nucleation.

Critical areas and change transmission assembly redesign and material structure with improved resistance against fatigue was obtained. Analyzes the effect of the notch factor, shaft length, bearing type and material of fatigue resistance were determined. Transmission input shaft as a result of improvements have increased resistance to fatigue and fracture.

1. GİRİŞ

Bilgisayar destekli mühendislik yöntemlerinin gelişmesi araç ve araçlara ait makine elemanlarının ürün geliştirme sürecinin kısılmasında önemli bir rol oynamaktadır. Özellikle makine elemanı ortaya çıkmadan tasarımın dayanım açısından geçerliliğinin yapılıp iyileştirilmesi mümkün olmaktadır [1].

Mo K.H. ve diğ. [32] 2000 yılında yaptıkları çalışmada aracı tamamen sonlu elemanlar yöntemi ile modellemiş aynı zamanda araca gelen kuvvetleri, oluşturduğu VPG "Sanal Validasyon Pisti" aracılığıyla ölçüp aracın gerilme geçmişini oluşturmuş ve yorulma analizini gerçekleştirmiştir. 2000 yılında yapılan diğer bir çalışmada Kim H. S. ve diğ. [33] otobüs ve alt parçalarının dinamik gerilme analizlerini yaparak yorulma sonuçlarını tahmin etmeye çalışmıştır. "Hybrid Superposition" metodu kullanarak yaptıkları bu çalışmada sonlu elemanlar statik ve modal analizlerini esnek MBS (Multi Body Simulation) dinamik simülasyonu ile birleştirip tasarımın yorulma ömürlerini tahmin etmeye çalışmışlardır. Kim H.S. ve diğ [34] 2002 yılında yaptıkları çalışmada gerçek yol şartlarında çalışan bir aracın hem teknik hem de teorik olarak geliştirilmesini öngören yeni bir dayanım geliştirme methodu oluşturmuşlardır. Bu çalışmalarını yeni tasarlanmakta olan bir otobüsün prototipi üzerinde uygulayarak yöntemlerini göstermişlerdir. Chiba S. ve diğ. [35] 2003 yılında yaptıkları çalışmada kamyon kafasının yorulma analizlerini hem CAE hem de test yaparak karşılaştırmış ve başarılı sonuçlar elde etmişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve model analizleri yapılıp MBS simülasyonu ile yük geçmişi çıkarılmıştır. Bu yöntem ile yorulma dayanımlarını hesaplamışlardır. 2007 yılında Amin K.M.F. [36] yaptığı tez çalışmasında "modal stress recovery" yöntemi ile bir otobüsün kaynak bağlantılarında meydana gelen yorulma kaynaklı hasarları incelemiş ve bu bölgeler hakkında yorulma ömürlerini tahmin etmeye çalışmıştır. Aynı yıl Wannenburg J. [37] tarafından yapılan doktora çalışmasında yorulma analizlerinde kullanılacak yöntemler üzerinde çalışmalar yapılmış bu yöntemler çeşitli avantajları ve dezavantajları yönünden kıyaslanmış ayrıca ticari bir araç üzerinde uygulanmıştır. Yapılan testlerle de karşılaştırılan yöntemler en sonunda bir prosedür olarak geliştirilmiştir. Chinnaraj K. ve diğ. [38] 2009 yılında yaptıkları çalışmada ağır bir ticari aracı "6 poster rig" test düzeğine tabi tutup dinamik yüklemeleri elde etmişler ve aldıkları bu kuvvet verileri ile hem deneysel hem de CAE ile yorulma ömürlerini hesaplamışlardır. 2010 yılında yapılan bir çalışmada ise geleneksel yöntemlere karşın Wang X. ve diğ. [39] frekans tabanlı PSD "(Power Spectrum Density)" yorulma metodunu kullanmışlardır. Bu yöntemde MBS simülasyonlarına ihtiyaç duyulmadan aracın uygulanan frekans tabanlı ivmelere cevap fonksiyonları yardımıyla yorulma ömürleri belirlenmektedir [1].

Makina elemanları; çalışma koşullarında değişken yüklerin ve gerilmelerin etkisi altında malzeme özelliklerine bağlı olarak ömürlerini tamamlarlar. Makina elemanına etki eden yükler statik olsa dahi eleman kesitinde oluşan gerilmeler değişken olabilmektedir. Örneğin dönen bir milin statik yükler altında oluşturduğu gerilmeler tam değildir [2].

Makinalarda, hareketi dönme hareketi olan parça ve elemanların kullanılması konstrüktif açıdan çok çeşitli avantajlar sağlar. Gerek motor elemanında, gerek güç iletim hattında ve gerekse makinanın asıl işlevinin yerine getirildi getirildiği bölümlerde mümkün olduğu kadar dönme hareketi yapan parça ve elemanlar kullanılmaya çalışılır. Bu parça ve elemanların dönmelerine izin verecek şekilde desteklenmeleri (yataklanmaları) gerekecektir. Ek olarak, dönen bir parçadan bir diğerine enerji akışı (güç iletimi) söz konusudur. Bazı basit sistemlerde bu istekler herhangi bir başka eleman kullanılmadan yerine getirilebilir. Daha sık uygulanan bir çözüm ise, dönen parça ve elemanları üzerinde taşıyan ve taşıdığı bu parçalar arasında enerji akışına da imkân veren ayrı bir elemanın kullanılmasıdır. Bu elemana mil adı verilir.

Mil; dişli çark, kayış kasmağı, zincir dişlisi, kavrama göbeği, volan, rotor vb. parçaları üzerinde taşıyan ve bunların kendisiyle birlikte dönebilmeleri için genellikle iki yerinden yataklanmış olan önemli bir makina elemanıdır. Miller, üzerinde taşıdığı parçalardan kaynaklanan yükler sonucu eğilmeye, güç iletimini sağlayan döndürme momenti nedeniyle de burulmaya zorlanır [3].

Değişken gerilmelerin etkisi olan statik ve dinamik yükler altında çalışan miller maksimum gerilme değerleri değil, bu değişken gerilmelerin miller üzerindeki tekrar sayıları önemlidir. Çevrimsel olarak milde üzerinde değişen bu gerilmeler malzemelerin içyapılarında zamanla yıpranmalarına neden olur. Böylece milde kopma statik yükler altında ve statik sınırların çok altında meydana gelebilir. Burada değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin içyapısındaki değişikliklere yorulma ve malzeme kopuncaya kadar dayandığı süreye de ömür denir. Makina elemanları içerisinde kullanılan parçaların ya da elemanların ömrü genellikle çevrim sayısına bağlı olarak belirlenir. Değişken gerilmelere maruz kalan eleman; değişken zorlamalar ile karşılaşacak olup, kopma başlangıcı içyapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu süreksizlik noktasının çevresinde malzeme yorulur ve çatlak oluşur. Zamanla bu çatlak malzemede derinleşir, sonunda çatlak dışındaki bölgelerde gerilme mukavemet sınırını aşarak yorulan elemanın birden bire kırılmasına ya da kopmasına neden olur [4].

Birçok makina elemanı başlangıçta çok iyi çalışabilir, ancak çalışma koşulları içerisinde yaşanan farklı yüklemelerden sonra yüklemenin çevrim sayısına bağlı olarak yorulma hasarına uğrayıp makina elemanı işlevselliğini yitirebilir. Makina elemanlarında,

yorulma analizinin kullanılmasının temel nedeni malzeme ömrünün ne kadarlık bir çevrime dayanabileceğini karakterize etmektir.

Yorulma analizi için üç yöntem geliştirilmiştir. Bunlar; gerilme-ömür (stress-life), gerinme-ömür (strain-life) ve kırılma mekaniği yöntemleridir. Gerilme-ömür yaklaşımı yaklaşık yüz yıl önce ortaya atılmış olup, yüksek tekrarlı yükleme durumlarında, parça üzerinde oluşan elastik gerilmelerin yorulma ile ilişkisini açıklayan bir yöntemdir [30]. Gerinme-ömür yaklaşımı, 1950' li yıllarda geliştirilmiş, düşük tekrarlı yüklemelerde, elastik-plastik lokal gerilme ve gerinme değerleri ile ilişkili ve kırılma başlangıcı tayinlerinde kullanılan bir yaklaşımdır. Kırılma mekaniği ise kırılma öncesi oluşan çatlakların ilerleme hızları ve çatlağın kritik büyüklüğe erişmesi için gereken ömrü tayin eden bir yaklaşımdır [28].

Literatürde yorulma analizi ile ilgili bir çok çalışma mevcuttur. Yorulma konusu, hem mukavemet hem de malzeme bilimini yakından ilgilendirdiği için bir çok araştırmacı hem teorik hem de deneysel olarak bu alanda çalışmışlardır. Rabb, bir dizel motorundaki biyelin yorulma testlerini gerçekleştirmiştir [29]

Strain-Life, Stress-Life ve Fracture Mechanics' dir. Burada; Strain-life yaklaşımı yorulmanın çevrim sayılarını karakterize etmekte olup, 10^5 çevrim ve bundan küçük çevrimleri kapsar. Strain-Life ise literatürde ve analiz programlarında Low Cycle Fatigue (LCF) olarak bilinir ve tipik olarak çatlak başlangıcını kapsayan bir metodudur. Stress-Life, ise parçanın toplam ömrü ile ilgilenir ve çatlak başlangıcı ya da çatlak ilerleyişini kapsamaz. Stress-Life, S-N (Stress Cycle Curves) grafiklerine dayanır. Literatürde, High Cycle Fatigue (HCF) olarak bilinir, 10^5 çevrim ve üzeri çevrimleri kapsar. Fracture Mechanics (Kırılma Mekaniği) ise, varsayılan bir kusur veya boyutu bilinen bir hasar ile başlar ve çatlağın ilerlemesini inceler ve bu yüzden bazen "Crack Life" (Çatlak Ömrü) olarak da bilinir [5].

Yorulma, malzemelerin dinamik yükleme altında veya mekanik özelliklerindeki azalma olarak da adlandırılabilir. Malzeme üzerinde oluşan değişken gerilmelerin maksimum ve/veya minimum değerleri malzemenin mukavemet sınırlarını zorlamaktadır; bununla birlikte yorulma mukavemetine etkiyen faktörler ön plana çıkmaktadır. Bu faktörler; yüzey, boyut, yük, sıcaklık, güvenilirlik ve diğer faktörler olarak sıralanmaktadır. Bu noktada; diğer faktörler olarak adlandırılan (k_f) ya da (Miscellaneous-Effects Factor) yorulmada uygulamaya ait özel etkileri kapsar ve yorulma mukavemetine etkisi olduğu bilinen bütün etkileri bir gurup olarak toplar. Ayrıca, çentik etkisi de bu gurup içinde ele alınır. Yukarıda ifade edildiği gibi sıcaklık da yorulmada dikkat edilmesi gereken faktörlerden biridir. Sıcaklık değişimleri bugüne kadar yapılan çalışmalarda ve analizlerde

de ortaya konulmuştur ki malzemede gerilme değerlerini artırdığı ve mukavemet sınırlarını zorladığı görülmüştür [6].

Mile etkiyen kuvvetlerin dinamik yüklemeler olmaları nedeniyle metal yorulması ortaya çıkma ihtimalinden dolayı yorulmaya göre Stress-Life analizi yapılması gerekmektedir. Ayrıca yüksek hızlarda oluşabilecek küresel modelde kütlelerin tüm sistemi olumsuz etkilememesi için emniyet katsayısı analiz sonucunda yüksek çıkmalıdır. Bu nedenle yapılan çalışmada dayanım ve kütleye göre optimum tasarım bulunmalı ve optimizasyon çalışması yapılmalıdır.

Optimizasyon, verilen sınırlamalar içinde en iyi sonucun elde edilmesidir. Mühendisler pek çok kez birden fazla faktöre göre tasarım yapmak zorunda kalırlar. Yapılan çalışmada şanzıman grup mili olarak kullanılan makina elemanı için tek noktadan tahrikli dinamik yükler altında tasarım yapılmıştır. ANSYS Workbench 13.0 analiz programı kullanarak sonlu elemanlar yöntemi ile yorulma analizi yapılmış ve bu analiz değerlerine bağlı kalınarak; çentik etkisi oluşturan geometri optimizasyonu, milin genel konstrüksiyonu ve malzeme seçiminde iyileştirmeler sunulmuştur. Analiz çalışmalarına başlanılmadan önce milin hasar analizi yapılarak hasar tipi tespit edilmiş ve müteakiben statik, yorulma ve kırılma analizi ile en yüksek emniyet katsayısına sahip çevrim sayısı bulunmaya çalışılmıştır.

2. HASAR ANALİZİ

Hasar, herhangi bir olayın yol açtığı zarara denir. Bir sistem veya parçanın fonksiyonunu yitirdiği durumlar; tamamen kullanılmaz durum, kullanılabilir fakat performans düşüklüğüne sebep olacak durum, kullanılması tehlike yaratacak durum olarak sınıflandırılabilir. Hasar analizinin amacı hasara sebep olacak mekanizmayı belirleyip teknolojik hatayı tespit etmektir.

Günlük yaşamımızda kullandığımız çeşitli malzemelerden yapılmış parçaların veya teknolojik uygulamalarda kullanılan sistemlerin titizlikle yapılan tasarım ve uygun malzeme seçimine, kullanılan malzemelerin özelliklerinin de iyi bilinmesine rağmen yine de ilk kullanımında veya servis süresince fonksiyonlarını yitirip beklenen performansı sağlayamadıkları durumlarla karşılaşmaktadır. Mühendislik Bilimlerinde sağlanan çeşitli konulardaki bilgilerin sentezi ile hasar olayının sebep ve mekanizmalarının bilinmesi, hasar olayının çözümü ve aynı hasarın tekrarlamaması için alınacak önlemler için gereklidir. Bazı mühendislik dallarında karşılaşılan hasarların sebepleri şu şekildedir:

Çizelge 2.1 Hasar Sebep İstatistikleri [7]

Hasar Sebebi	%
Yanlış malzeme seçimi	38
Üretim (fabrikasyon hata)	15
Hatalı ısıl işlem	15
Tasarım hatası	11
Beklenmeyen çalışma koşulları	8
Uygun olmayan ortam koşulları	6
Kalite kontrol eksikliği	5
Malzeme karışması	2

Bu sebepler sonucunda oluşan hasarlar farklılıklar gösterebilir. Bu hususta meydana gelecek hasar tipleri; distorsiyon, kırılma, yorulma, sürünme, korozyon, gerilmeli korozyon, korozyonlu yorulma ve aşınma olarak sınıflandırılabilir. Hasar sebepleri sonucunda oluşan bu tip hasarlarda, hasarı harekete geçiren mekanizmalar bulunmaktadır ve Çizelge 2.2'de istatistik bilgileri verilmiştir.

Analiz yapılmak istenen parçaların hangi hasar tipine bağlı zarara uğradığı tespit edilmeli ve hasar mekanizmasının ne olduğu irdelenmelidir. Bu hatalar tasarım esnasında veya malzeme seçimi aşamasında yapılabilir. Diğer bir olasılık ise, imalat esnasında yapılan hatalardır, montaj hataları ve malzeme içyapı hataları bu çerçevede incelenir. İşletme hataları ise kullanım esnasında aşırı yükleme ve bakım hatalarıdır [7].

Çizelge 2.2 Hasar Mekanizmaları İstatistikleri [7]

Hasar Mekanizması	%
Korozyon	29
Yorulma	25
Gevrek kırılma	16
Aşırı yükleme	11
Yüksek sıcaklık korozyonu	7
Gerilmeli korozyon	6
Sürünme	3
Aşınma veya yenme	3

2.1 Hasar Tipleri

Teorik sınıflandırmada 5 farklı tipte hasar bulunmaktadır. Literatürde gruplanmış hasar tipleri aşağıdaki gibidir:

- Distorsiyon Hasarı
- Kırılma
- Yorulma
- Korozyon
- Sürünme [48]

Analizi yapılan şanzıman grup mili iş makinalarında kullanılan bir makina elemanıdır. İşlevsel olarak eğilme, burulma ve kesme kuvvetleri etkisi altında bir mil olan eleman aynı zamanda kuvvet aktarımı yapan bir dişli çark görevi görmektedir. Şanzıman grup mili; dişli kutusunda hareket iletim elemanı yani dişli mildir. Dişli millerde, tarihi gelişimi çok eskilere dayanan makina elemanlarıdır. Farklı boyut, malzeme ve uygulamalarda olsalar da dişli miller şanzıman, dişli kutusu, redüktör gibi şekil bağıyla kuvvet ve hareket ileten makinalarda karşımıza çıkmaktadır. Yük aktarım elemanlarında meydana gelen hasar tipleri araştırılmıştır ve analizlerde söz konusu araştırma sonuçları kullanılmıştır.

2.2 Yük Aktarım Elemanlarında Hasarlar

Şanzıman grup mili, hem mil hem de dişli çarkların mekanik ve karakteristik özelliklerini taşıdığından dolayı iki tip makina elemanlarında meydana gelen hasar şekilleri incelemiştir [45]

Bu kullanım sahasında dişli miller en iyi verimin alınması da yine yıllardan beri süregelen çalışmaların temelini oluşturmaktadır. Bunların yanı sıra ihtiyaçların artmasına paralel olarak yapılan sistemlerde en önemli beklenti enerjinin fazla kayba uğramadan iletilmesinin sağlanması ve verimin mümkün olan en yüksek değerde tutulmasıdır. Enerjinin iletimi esnasında verimin yüksek tutulmasına karşı zorlayıcı en büyük etken sürtünme ve meydana getirdiği aşınmadır. Bu olumsuz etkiler, diğer makina elemanlarında olduğu gibi dişli miller üzerinde de kendini göstermekte ve maddi acıdan ciddi kayıplara neden olmaktadır [46]

2.2.1 Yüzey Yorulması Hasarları

Bu yorulma, malzemenin dayanım sınırı ötesindeki tekrarlı yüzey veya yüzey altı gerilmelerinin sonucunda oluşan bir hasar türüdür. Yetersiz yağlama sonucunda oluşan aşınma hasarlarından farklıdır. İyi yağlama şartlarında bile görülür. Aşırı basınç altında fazla sayıda yük tekrarının (çevriminin) ardından, diş yüzeyinde veya yüzey altında oluşan küçük çatlaklarının gelişip, birleşmesiyle meydana getirdikleri çatlak şebekesinin çevirdiği malzeme parçacığının kopup ayrılması sonucu ortaya çıkar. Pitting ya da spalling adı ile anılır. [11] Pitting; dişli millerde çalışmaya başlamasından kısa bir süre sonra oluşabilen ve başlangıç pittingi, ilerleyen (şiddetli-harap edici) pitting, normal pitting olarak gruplandırılan bir yüzey yorulması hasar türüdür [7].

Başlangıç Pittingi: Yeni dişlilerin pürüzlü yüzeyinden kaynaklanan yüksek gerilmeler sebebiyle oluşur. Çok kısa zamanda gelişir, maksimum dereceye ulaşır ve devam eden servis sırasında yüzeyin parlayıp cilalanması ile etkisini kaybeder. Genellikle yuvarlanma noktasının tam üzerinde veya biraz altında yer alan dar bir içinde ortaya çıkar. En çok tamamen sertleştirilmiş dişlilerde görülür. Çok kritik ve özel yerlerde kullanılacak dişlilerin imalatı sırasında hassas varış operasyonu ile tamamlanması, düşük hız ve yüklerde alıştırma (rodaj), dişlerin bakır ya da gümüş ile kaplanması gibi tedbirler alınabilir [7].

İlerleyen Pitting: Genelde yuvarlanma çizgisi altında, yani dişin taksimat ve temel daireleri arasında kalan bölgesinde baslar. Çukurcuklar, hem boyut hem de sayı bakımından yüzey hasar görene kadar artış gösterir. Çalışma başlangıcında harap edici pitting, yaklaşık olarak başlangıç pittingi kadar yoğunudur. İlerleyen zamanla yoğunluğu daha da artar. İlerleyen pitting genellikle, başlangıç pittinginin hafifletilemediği, yüzey pürüzlülüğünün sebep olduğu aşırı gerilmeler sonucu oluşur. Eğer diş yüzeyinin sertliği belirli değerler altında ise bu bozulma kaçınılmazdır. Dişli milleri aşırı derecede yüke maruz bırakıldığı takdirde genellikle döndüren dişli milin diş dibi bölgesinde belli bir çevrim sonucunda şiddetli pitting oluşabilir. Döndüren ve döndürülen dişlilerin temas eden

yüzeyleri aynı gerilmelerin etkisi altında olmasına rağmen karşı dişli, döndürülen dişliye nazaran daha fazla yıpranır. Çünkü genellikle küçük çaplı olan dişli daha çok çevrim yapar ve diş sayısı daha fazla sayıda gerilim tekrarının etkisi altında kalır [7].

Normal Pitting: Tam kapasite ile yüklenmiş, tamamen sertleştirilmiş dişlilerde yuvarlanma dairesi altında ortaya çıkan normal pitting, diş yüzeyinde yuvarlanma çizgisi altında kalan bölgeyi kaplayan, mütevazı büyüklükteki çukurcuklar şeklinde kendini gösterir. Devam eden çalışma sonucu çukurcuk sınırları, görünürde başka çukurcuklar oluşmayacak şekilde aşınır. Yüzeydeki mikro çatlakların diş profili boyunca gösterdiği yönlenme sonucu, yuvarlanma çizgisi altında kalan bölge bu olaya dışın diğer bölgelerinden çok daha fazla açıktır. Karşılıklı çalışan dişli millerin yuvarlanma çizgisi altındaki bölgelerinde oluşan çatlaklar aynı zamanda yağlayıcıyı içinde hapseder. Hidrolik basıncın kama etkisi sonucunda bu çatlaklar hızlıca çukurcuk haline dönüşür. Yuvarlanma çizgisi üstündeki bölgede ise, temas sırasında yuvarlanma ile yüzeydeki boşluklar kapatılmaya fırsat kalmadan yağlayıcı, girmiş olduğu çatlaklardan dışarıya çıkmaya zorlanır. Bu nedenle söz konusu bölgedeki çatlaklar hidrolik kama etkisinde kalmaz [8].

2.2.2 Aşınma

Aşınma, sürtünme halinde bulunan yüzeylerde malzemenin, istenilmediği halde kopup ayrılmasıdır. Bu şekilde, yüzeyler ilk şekillerini kaybederler; parçalar arasındaki boşluklar buyur ve buna bağlı olarak; maksimum hassasiyet azalır, dinamik kuvvetler büyür, gürültü ve titreşimler meydana gelir, verim azalır. Genel olarak aşınma, dış etkiler altında, temas yüzeylerinde oluşan fiziksel ve kimyasal değişmelerin sonucudur [12].

Dişli millerde meydana gelen aşınma türleri genellikle çalışma şartlarına bağlı olarak değişir. Fakat temelde aşınma, temas eden iki diş yüzeyi arasında yağ filminin yetersiz veya hiç olmaması sonucu ortaya çıkmaktadır. İki yüzey arasındaki yağ filminin yetersiz olması sonucunda iki diş yüzeyi arasında direkt temas meydana gelecek ve aşınma başlayacaktır. Aşınma hasarı abrasif ve adhesiv aşınma olarak iki sınıfa ayrılabilir.

Abrasif (Aşındırıcı) Aşınma: Bazen kesme aşınması olarak da adlandırılır. Sistem içerisinde zamanla meydana gelen kirler, dökümden gelen çapaklar dişlerden gelen veya yataklardan gelen aşınmış parçacıklar veya filtresi aşınmış parçacıkların diş yüzeyleri boyunca kayması ve yuvarlanması sonucunda ortaya çıkan aşınma türüne abrasif aşınma denir. Bu tür aşınmanın önüne geçilebilmesinin en iyi yolu çeşitli görüntüleme veya algılama cihazları ile yağ içerisindeki bu yabancı parçacıkların konumu ve miktarı tespit edilerek temizlemektir [8].

Adhesiv Aşınma: En çok rastlanan aşınma mekanizması olup, elemanların temas yüzeylerindeki yüksek mekanik gerilmeler sonucu mikro kaynak bölgelerinin oluşmasına

dayanır. Gerçek temas yüzeyi buyrukluğu ile geometrik temas yüzeyi büyüklüğü arasında, yüzey pürüzlülüğüne ve yükleme miktarına bağlı olarak büyük fark vardır. Pürüzlerin tepelerinde elastik ve plastik deformasyonlarla büyüyen mikro temas yüzeylerinin toplamı, gerçek temas yüzeyini meydana getirir. Gerçek temas yüzeyinin küçük olması, temas noktalarındaki gerilmeleri küçük yüklemelerde dahi akma gerilmesine hatta onun da üzerinde değerlere eriştirir. Böylece moleküler yapışma kuvvetleri etkisini gösterir. Bu nedenle bir yüzeyden diğerine malzeme geçişi yani, mikro soğuk kaynaklar meydana gelir. Hareket sırasında bu mikro kaynakların kırılıp başka noktalarda yeni birleşmeler meydana getirmesi malzeme geçişine, dolayısıyla da aşınmanın devamına neden olur [8].

2.2.3 Plastik Akma

Plastik akma; eş çalışan diş yüzeyleri arasındaki yüksek temas basınçları ile yuvarlanma ve kayma olayları sonucu meydana gelen istem dışı soğuk şekillenmedir. Yüzey ve yüzey altı malzemesinin akarak deforme olması sonucu oluşan bir hasar tipidir. Genellikle yumuşak malzemelerde görülmesine rağmen, ağır yük altındaki semente edilmiş dişli yüzeylerinde de ortaya çıkabilir.

2.2.4 Kırılma Hasarları

Kırılma hasar türü; klasik eğilme yorulmaları, aşırı yük, diş veya jant kırılmaları gibi farklı şekillerde karşımıza çıkabilir. Çarkın dişlerini eğilmeye zorlayan kuvvetler, diş kökündeki kavislerde ve diş kökü ile diş profilinin kesiştiği noktalarda en yüksek gerilmelere sebep olur. Bir diş, temasın gerçekleştiği tarafta çekme, bunun karşı tarafında da basma gerilmelerine maruz kalmaktadır. Eğer kritik bölgelerde ortaya çıkan çekme gerilmesinin dişli malzemesinin mukavemet sınırını aşmasına izin verilirse, sonunda yorulma çatlakları oluşacak ve çalışma ile beraber dişin çark gövdesinden ayrılmasına kadar ilerleyecektir [11].

Çatlak, dişin çekmeye zorlanan tarafındaki kök kavisinden başlar, dişe paralel veya dik yönde tamamen kırılmaya yol açana kadar yavaşca ilerler. Bu kırıkların yüzeyleri genellikle, ilerleyen çatlağın ön kısmının meydana getirdiği kıyıya vuran dalgaların kumsalda bıraktığı iz benzeri şekiller olarak görülür. Bunlar, ilerlemekte olan çatlağın belli bir anda ön kısmının pozisyonunu belirler. Kesit, kademeli olarak zayıfladıkça, çatlak her yükün çevriminde biraz daha ilerler ve dalga izi şekilleri daha kaba hale gelir. Bu şekillerin merkez noktası genellikle kırığın merkez noktasına konumlanmıştır.[10] Yorulma kırılmaları, malzemenin mukavemet sınırı üstündeki tekrarlı eğilme zorlamalarından kaynaklanır. Eğer dişlerin temas izleri tüm yüzey boyunca görülüyor ise veya dişin bir ucunda, kırılma bölgesinde derin bir iz olarak yer alıyorsa yataklama ile ilgili bir problemin varlığı araştırılmalıdır. Temasın iyi olduğuna kanaat getirildiğinde sisteme verilen yük

azaltılmalı veya dişli daha dayanıklı olarak tasarlanmalıdır. Eğer temas yerel yüklemelere işaret ediyorsa; dişlilerin birbirine göre pozisyonu, millerin paralelliği ya da uygulanmışsa profil kaydırma ve düzeltme işlemleri kontrol edilmelidir. Hatalı tasarım, dişli eksenleri arasındaki paralellik bozukluğu, aşırı yük ile çentik, yüzey veya yüzeyaltı hataları gibi gerilim arttırıcı etkenler yorulma kırılmasının bilinen nedenleridir.

Çukurcuk (pitting) Kaynaklı Kırılmalar: Çukurcuk kaynaklı kırılmalar, yoğun pittinge uğramış alanlardan başlar. Çünkü çukurcuklar gerilim arttırıcı olarak davranabilir veya çatlaklara başlangıç görevi yapabilirler [7].

Bükülme Yorulması Kırığı: Oldukça çok sayıda yük tatbik edilmesi esnasında, çatlağın yayılmasıyla birlikte görülen kırığa denilir. Kırılma yüzeyi, yorulma ve son kırılma yüzeyleri olmak üzere iki ayrı bölgeye sahiptir. Yorulma bölgesinde görünür herhangi bir plastik deformasyon belirtisi yoktur. Yüzey düz, hasır görünüşüne sahip, muhtemelen durdurma hatlarıyla enine geçilmiş şekilde olup, birbirini izleyen çatlak yayılma aşamaları arasında kademeler gösterebilir [7].

2.2.5 İmalat Hasarları

Dişli miller, genel olarak dolu malzemedan veya mile kaynaklı olarak imal edilir. Miktarın fazla olması durumunda ise imalat dövme ile gerçekleştirilir. Dişli millerde malzeme olarak genellikle sementasyon veya ıslah çeliğinden imal edilir. İmalat sonrasında dişli millerin diş yüzeyleri aşınmaya dayanımını arttırmak için yüzey sertleştirme işlemi yapılır. Dişli miller bu imalat işlemlerinden geçerken bazı hasarlar oluşabilir. Bu hasarlar sertleştirme esnasında meydana gelen çatlaklar ve taşlama sırasında oluşan çatlaklardır [8].

Sertleştirme çatlakları (Su verme çatlakları): Bu çatlaklar, diğer ısıl işlemler yapılırken ilerleme gösterebilir. Genellikle çıplak gözle görülmeleri mümkündür. Dişin tepe bölgesini boydan boya geçebilir veya diş kenarında radyan doğrultuda olabilirler. Isıl işlem çatlakları soğutma sırasında ortaya çıkan aşırı gerilmeler sonucu meydana gelir. Bu şekildeki hasarların olma ihtimali, dişli millerin diş yüzeylerinin çepeçevre veya tamamen sertleştirme işlemlerine nazaran, diş yüzeylerinin alevle veya endüksiyonla kısmen sertleştirilmesi sırasında daha fazla ortaya çıkar. Bu çatlaklara rastlanıldığında kullanılan malzeme ve ısıl işlem yöntemi gözden geçirilmelidir [8].

Taşlama Çatlakları: Adından da belli olduğu üzere, diş yüzeylerinin taşlanması sırasında ortaya çıkar. Genellikle belli bir model veya şebeke şeklinde olup, birbirine paralel bir grup kısa çatlak olarak uzanırlar. Oluşma sebebi, taşlama taşının aşırı basıncı veya dişli malzemesinin çatlak oluşumuna meyilli Metalografik yapısıdır. Taşlama yanığı ile birlikte görülebilirler ve bir nitel dağlama ile tespit edilebilirler [10].

2.3 Şanzıman Grup Milinin Hasar Analizi

Bu çalışmada, ağır yük kamyonlarının şanzımanlarında kullanılan, şanzıman grup millerinin (dişli grubu şaftı) hasara uğraması ele alınmıştır. Bahse konu iş kamyonları Şekil 2.1 – 2.2'de gösterilmektedir. Şanzıman grup mili ağır yük kamyonları şanzımanlarında ana mil görevini üstlenir. Hasara uğrayan şanzıman grup mili 85 tonluk ağır hafriyat kamyonundan çıkartılıp analiz edilmiştir. Şanzıman grubunun genel çalışma prensibi, dişli kutularına benzemektedir. Söz konusu grup mili ise, dişli kutusu içerisinde ana şaft olup aracın hızı ve torkunu ayarlama olanağı sunmaktadır.



Şekil 2.1 Şanzıman Grup Milinin Ait Olduğu İş Makinası-1



Şekil 2.2 Şanzıman Grup Milinin Ait Olduğu İş Makinası-2

Şanzıman grup mili, işletmeye ait revizyon atölyelerinde iş makinası üzerinden çıkarıldıktan sonra hasara uğramış görüntüleri alınmış ve hasarsız şanzıman grup mili ile karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Şekil 2.3 hasara uğramamış bir şanzıman grup miline aittir ayrıca Şekil 2.4'te kırılma ile son bulan hasara uğramış şanzıman grup miline aittir.



Şekil 2.3 Şanzıman Grup Mili



Şekil 2.4 Hasarlı Şanzıman Grup Mili

Şanzımanın asli görevi olan döndürme momentini ihtiyaç koşullarına göre değiştirme (vites değiştirme) ve motorun araç hareketsizken (boşta) çalışma koşullarına olanak sağlayan ana elemandır. Şanzımanlarda asıl elaman olan grup milleri çalışma esnasında hasara uğramaktadır. Bu çalışmada öncelikle şanzıman grup milleri için hasar analizi yapılacaktır. İşletme içerisinde hasara uğramış tüm grup milleri tespit edilerek kırılma şekilleri incelenmiştir. Elde edilen hasarlı numuneler üzerinde yapılan incelemelerde genel olarak aynı tip kırılma ve çatlak oluşumu gözlenmiştir. Şekil 2.5'te görüntüsü verilen 20 adet hasarlı şanzıman grup mili incelenmiştir.

Ayrıca İşletmenin arşivlerinden elde edilen mil ömrü hasar kayıtları Çizelge 2.3' te verilmiştir. Söz konusu hasar ömürlerine ait kayıtlar üzerinden ortalama mil ömrü tespit edilmiştir. Bu durum da yapılacak analizlerin içerisinde mutlaka ömür analizinin olması gerekliliğini meydana getirmiştir.

Çizelge 2.3 Mile Ait Kullanım Ömrü Tablosu

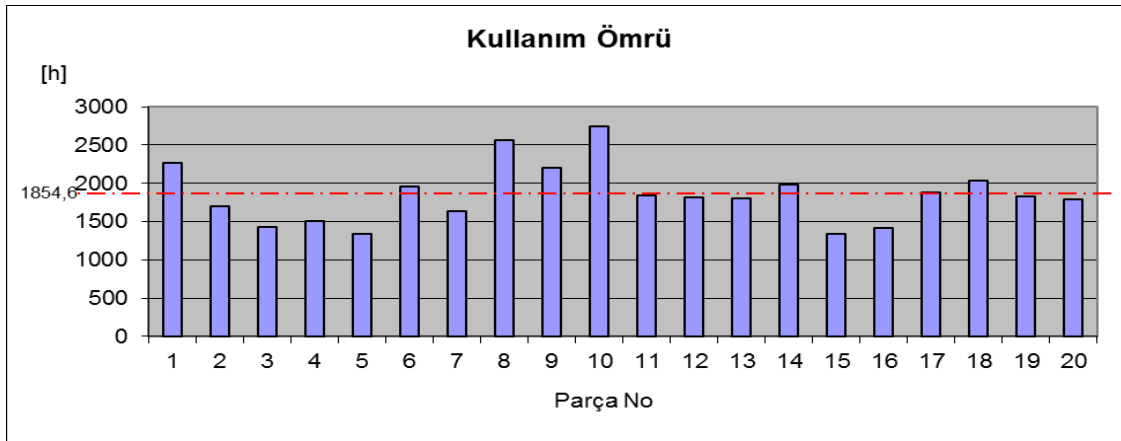
Parça No	Şanzıman No	Tarih	Hasar Cinsi	Kullanım Ömrü(h)
561-15-12121	5027	24.04.2006	Çatlak	2273
561-15-12129	1273	29.04.2007	Kırılma	1700
561-15-12137	1136	27.04.2007	Kırılma	1426
561-15-12168	1193	12.04.2008	Kırılma	1506
561-15-12169	5016	26.04.2008	Çatlak	1341
561-15-12193	1196	19.01.2009	Çatlak	1958
561-15-12222	1193	11.04.2009	Kırılma	1633
561-15-12226	1072	05.05.2009	Kırılma	2567
561-15-12229	1077	05.06.2009	Çatlak	2200
561-15-12245	5025	16.06.2009	Kırılma	2743
561-15-12274	1278	06.07.2009	Kırılma	1841
561-15-12277	1172	20.10.2009	Kırılma	1818
561-15-12305	1200	02.04.2010	Kırılma	1800
561-15-12309	1168	04.07.2010	Çatlak	1979
561-15-12316	1187	07.11.2010	Kırılma	1345
561-15-12321	1157	23.12.2010	Kırılma	1420
561-15-12338	5038	23.02.2011	Kırılma	1885
561-15-12344	5013	18.05.2011	Kırılma	2034
561-15-12352	5018	07.07.2011	Kırılma	1827
561-15-12380	5014	22.10.2011	Çatlak	1796
			Ort. Ömür	1854,6 saat

Söz konusu makina elemanının ortalama kullanım ömrü çıkarılmıştır. Üretilen ürünlerde dönemsel teknolojik imalat hataları olabileceği üzerinde durulmuştur. Fakat yapılan tarihsel incelemeler sonucunda yıllara göre yaklaşık olarak eşit bir dağılım olduğu

tespit edilmiştir. Böylece dönemsel imalat hatası olasılığı elimine edilmiştir. Hesaplanan ortalama ömür ise ağır yük altında çalışan şanzıman grup millerine göre oldukça düşük olduğu tespit edilmiş olup hasarlar Şekil 2.6'da grafik haline getirilmiştir. Şanzıman grup milline ait ortalama ömür 1854,6h olarak tespit edilmiştir.



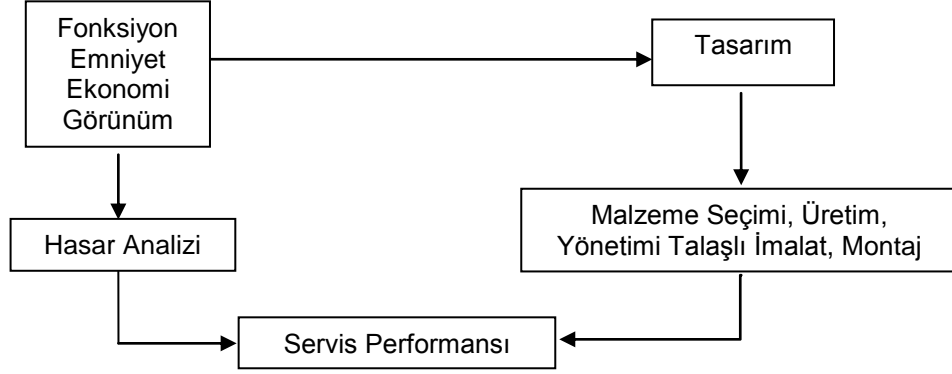
Şekil 2.5 Hasarlı Şanzıman Grup Milleri



Şekil 2.6 Kullanım Ömrü Grafiği

Hasara uğrayan parçalar hakkında edinilen bilgiler ve teorik olarak kayda geçen literatür bilgilerinden yararlanılarak hasarın tipi tespit edilmiştir. İncelenen 20 adet grup

mili yaklaşık olarak aynı karakteristiği göstermektedir. Öncelikle hasar karşımıza iki farklı fiziki durumda çıkmaktadır. Çatlak ve kırılma olarak tespit edilen hasarlar hasar analiz teknikleri çerçevesinde incelenmiştir. Hasar analiz çevrimi; tasarım, fonksiyonellik, emniyet, ekonomi, görsellik ve malzeme seçimi ile imalat teknolojilerinin irdelenerek hasar analizini ortaya çıkaran bir sistemolojidir. İlgili çevrim Şekil 2.7 gösterilmektedir [11].



Şekil 2.7 Hasar Analizi Çevrimi [47]

Hasar Esnasında İşletme Şartları: Grup mili hasara uğramadan önce ağır yük kamyonlarının şanzımanına hareket iletim elemanı olarak sistemde çalışmaktadır. Vites değişimi esnasında hasara uğradığı gibi seyir halinde sabit viteste de hasara uğradığı tespit edilmiştir. Söz konusu kamyonlar otomatik şanzımanlı olduğu için kullanım koşullarına bağlı bir değişim gözlenmemiştir. Standart kullanımda nerdeyse birbirine benzer tiplerde kırılma ve çatlak oluşumu gözlenmiştir [43].

Yükleme Tipi – Aşırı Yüklenme Durumu: Yüklenme tipi günlük kullanımda ihtiyaç durumuna göre sık sık değişmektedir. Vites değişimine bağlı bir kuvvet aktarımı dolayısıyla dinamik yüklenme oluşmaktadır. Aynı koşullarda süreç içerisinde birçok defa aynı tip yük değerlerine maruz kalan grup milleri ortalama 1854,6 saat sonra hasara uğramaktadır. Bu da bize hasarın ani aşırı yüklemeye bağlı olmadığını yani statik veya anlık yüklenme sonucu meydana gelmediğini göstermektedir. Kullanıma bağlı olarak belli bir zaman (çevrim) içerisinde meydana gelmektedir.

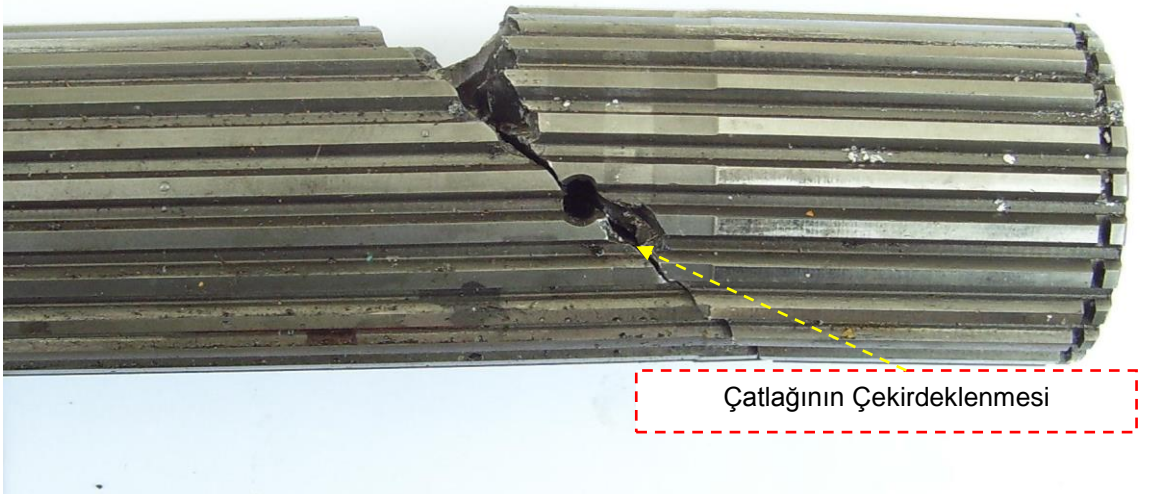
Mekanik – Kimyasal – Termal İşlem Uygulanması: Grup millerine dinamik yüklemeye maruz kaldığı çalışma şartları boyunca harici bir mekanik ve kimyasal işlem uygulanmamıştır. Çalışma şartları sıcaklığı ise sabittir. Çalışma sıcaklığı dişli kutusu yağından yaklaşık olarak 450°C ölçülmüştür. Söz konusu ölçüm işletme içerisindeki motor test ünitesine bağlanan ve bakımda olan bir motor-şanzıman grubu üzerinden, test sisteminin dahili termokupları ile gerçekleştirilmiştir.

Hasar Başlangıcı: Hasar genel sadece şanzıman grup milinde meydana gelmiştir. İlk kırılan veya hasara uğrayan parça şanzıman grup milidir buna bağlı olarak dişli gruplarında bir takım diş hasarları olduğu da gözlenmiştir.

Korozif Etki: Hasara uğrayan parça ile hasara uğramamış parça gözle incelenmiş ve herhangi bir korozif etki olmadığı tespit edilmiştir. Grup millerinin daimi yağlama koşullarında ve dinamik yük altında olması bu etkeni engellemiştir.

Kırılma Sonucu (Gevrek / Sünek): Numuneler incelendiğinde kırılma, “gevrek kırılma” şeklinde olduğu gözlenmiştir. Kırılmanın ise zaman içinde uzun ömürlü oluşmadığı ani bir kırılma meydana geldiği tespit edilmiştir. Şekil 2.9 – 2.10’da kırılma yüzeyi ile ilgili görüntüler verilmektedir [44].

Yorulma Gerilmesi: Parçalarda yorulma gerilmesi altında kırılma meydana gelme olasılığı üzerine durulmuştur. Grup millerinde yapılan incelemelerde çatlak başlangıç noktalarının tespiti rahatlıkla yapılabilmektedir. Çatlağın çekirdeklediği bölge imalat aşamalarına bağlı üretim koşullarından meydana gelme olasılığı üzerinde durulmuştur. Şanzıman grup mili statik yük altında hasara uğramaktadır. Kullanım esnasında hasara uğrayan şanzıman grup mili kullanım tekrarına bağlı hasar görmektedir. 20 mil üzerinde yapılan incelemelerde hasara uğrama sürelerinin birbirlerine yakın olduğu görülmüştür. İlerleyen bölümlerde yorulma ve kırılma ile ilgili detaylı analizlere yer verilmiştir. Şekil 2.8, Şekil 2.9 ve Şekil 2.10’da gösterilen hasar bölgeleri detaylıca incelenmiş yapılacak analiz çalışmaları için veri toplanmıştır.



Şekil 2.8 Numunede Çatlak Başlangıç Bölgesi

Yorulma çatlağı, çentik etkisi olarak nitelendirilebilecek yağlama kanalından başlamakta ve ilerlemektedir. Üretim koşullarında tasarlanan yağlama kanalı gerilme

yoğunluğunun en fazla olduğu yer olarak ön incelemede tespit edilmektedir. İlerleyen aşamalarda ön görümler analizler Ansys Workbench 13.0 yazılımı yardımıyla gerçekleştirilecektir.

Yorulma çatlakları çoğunlukla gerilme arttırıcıların sebebi ile gerilme yoğunluğunun fazla olduğu bölgelerde başlangıç gösterirler. Burada gerilme arttırıcıdaki etki keskin kesit değişiminden kaynaklanan geometrik değişimdir. Çentik etkisi oluşması sebebiyle malzemenin yorulma ömrü kısalmıştır. Gerilme yoğunluğunu arttırıcı etkenler yorulma çatlağının çekirdeklenmesine sebebiyet vermiştir. Metal malzemelerde çatlama genellikle, yüzeydeki bir pürüzde, bir çizikte, bir çentik etkisiyle, bir kılcal çatlakta başlamaktadır [40].

Ayrıca yorulmadan kaynaklı kırılma incelendiğinde, çekirdeklenen çatlağın 45°'lik açı yaparak kayma bandında ilerlediği görülmüştür. Buna I. Safha çatlak ilerlemesi denilebilmektedir. II. Safhada ise çatlağın gerilme düzlemlerine göre ilerlemesi numune kesitinden gözlenmiştir

. Yorulma kırılması çatlak oluşumundan sonra kademeli olarak ilerlerler. Şekil 2.9'da kırık yüzeyin düzgün ve mat görünümlü bölgesinde farklı genlikteki değişken yüklerin etkisiyle oluşan duraklama çizgileri gözlemsel olarak tespit edilebilir. Yorulma kırılmasının başka bir özelliği olan çapta plastik deformasyon gözlenebilmektedir. Bu sebeple gevrek kırılma ile benzerlik gösterirler. Yorulma çatlağı II. Safhada ilerlemesi esnasında yüzeyde mikro yorulma çatlakları oluşturmuş ve çatlağın ilerlemesi ile mikro yorulma çatlakları daha da artıp, yorulma çizgileri arasındaki mesafeyi arttırmıştır. Çıplak gözle kumsaldaki dalga izi görüntüsüne benzeyen durum Şekil 2.10 – 2.11'de gözlemlenmiştir.



Şekil 2.9 Çatlak İlerlemesi



Şekil 2.10 Yorulma Çizgileri

Grup milinin çevrimi esnasında sürtünme ile çatlak yüzeyler harekete geçer ve gerilmeye maruz kalır. Nihai kırılma yüzeyi meydana geldikten sonra kalan kesit yükü taşıyamamış ve aniden kopmuştur. Kırılma yüzeyindeki dalgalı görüntü gerilme seviyesi hakkında bilgi verir. Döndürme yönünü ve dönел eğme tespitini mümkün kılar. Son hızlı kırılma bölgesi incelendiğinde kaba kristal görünümlü bir şekil olduğu gözlemlenmektedir. Bu noktada deformasyon daha büyük olmuştur ve kopma tamamıyla gerçekleşmiştir. Şekil 2.11 kırılma mekanizmasının son evresini gösteren hızlı kırılma bölgesine ait bir görüntü içermektedir. Bu noktadaki deformasyon tahribatla meydana gelmiş ve kopma tamamen gerçekleşirken mil bütünlüğünü bozan ufaklı parçalar ile hasar oluşmuştur.



Şekil 2.11 Kumsu Yüzey Görüntüsü

Grup milinin çevrimi esnasında sürtünme ile çatlak yüzeyler harekete geçer ve gerilmeye maruz kalır. Nihai kırılma yüzeyi meydana geldikten sonra kalan kesit yükü taşıyamamış ve aniden kopmuştur. Kırılma yüzeyindeki dalgalı görüntü gerilme seviyesi hakkında bilgi verir. Döndürme yönünü ve dönel eğme tespitini mümkün kılar. Son hızlı kırılma bölgesi incelendiğinde kaba kristal görünümlü bir şekil olduğu gözlemlenmektedir. Bu noktada deformasyon daha büyük olmuştur ve kopma tamamıyla gerçekleşmiştir. Şekil 2.11 kırılma mekanizmasının son evresini gösteren hızlı kırılma bölgesine ait bir görüntü içermektedir. Bu noktadaki deformasyon oldukça tahribatla meydana gelmiş ve kopma tamamen gerçekleşirken mil bütünlüğünü bozan ufaklı parçalar ile hasar oluşmuştur.

Kırılma mekaniğinin inceleme ve analiz işlemleri ileriki bölümlerde Ansys Workbench yazılımından yararlanılarak gerçekleştirilmiştir. Çatlak ilerlemesi sonlu elemanlar metodu ile ele alınıp analiz edilmiştir ayrıca kırılma tokluk değerleri de analizlerde göz önünde bulundurulmuştur.



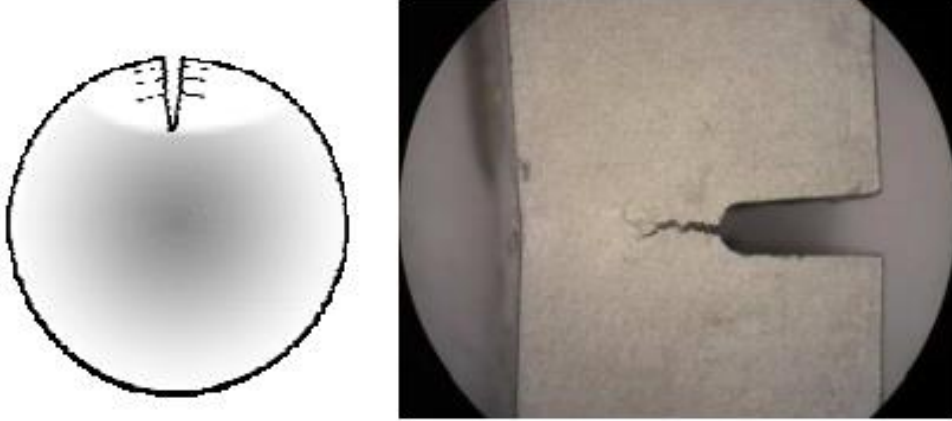
Şekil 2.12 Hızlı Kırılma Bölgesi

Sonuç olarak şanzıman grup milindeki tespit edilen hasar; dinamik yük altın yorulma gerilmesine maruz, tasarım ve üretim şartlarına bağılı gerilme yoğunluğu olan bölgenin, çentik etkisi ile malzeme mukavemetini azaltması sonucu yorulma kırılmasıdır. Çalışma konusu olarak ele alınan makina elemanı bir şanzıman grup mili olması dolayısıyla; mile ait özelliklerin yer aldığı hasar analiz konularıyla ilgili araştırmalar yapılmıştır. Kırılma bölgesinde yapılan inceleme ve analiz, statik yük altında mukavim fakat tekrarlı yükler altında kırılma hasarı olduğu tespit edilmiştir. Araştırma çalışmasında detaylı açıklaması yapılan analizlerin ana çıkış noktaları:

- Kırılma ile son bulan yorulma ve ömür analizi,
- Kırılma analizi ve çatlak ilerlemesinin incelenmesidir.

3. KIRILMA

Kırılma, malzemelerin gerilme altında birden fazla parçalara ayrılmasıdır. Kırılmanın karakteri malzemedeki malzemeye değişir ve genellikle tatbik edilen gerilmeye, sıcaklığa ve deformasyon hızına bağlıdır. Kırılma başlıca iki safhadan oluşur. Birinci safha “çatlak teşekkülü”, ikinci safha ise “çatlağın ilerlemesidir”. Çatlak ilerlemesi kararlı veya kararsız olabilir. Kararlı çatlak ilerlemesinde, çatlağın boyunu belirli bir miktar arttırabilmek için yükü de belirli bir miktar arttırmak gerekir. Kararsız çatlak ilerlemesinde yükleme sistemi öyledir ki, çatlak yükün arttırılmasına gerek kalmaksızın hızla ilerler. Kararlı olarak ilerleyen çatlak belirli bir uzunluğa ulaştıktan sonra kararsız hale gelebilir. Kararsız çatlak ilerlemesi daha sonra belirtilecek olan, ayrılma, tane sınırlarından çatlama ve yırtılma mikro mekanizmalarından biriyle oluşabilir. Kırılma gevrek ve sünek kırılma olmak üzere ikiye ayrılır: Çatlağın bulunduğu kesitin tamamı plastik şekil değiştirdikten sonra kararsız çatlak ilerlemesi oluşuyorsa, bu tip kırılmaya “sünek kırılma” adı verilir. Aksi takdirde kırılma “gevrek kırılma”dır [10].



Şekil 3.1 Kırılma Mekanizması [10]

3.1 Makroskobik Açıdan Kırılma Tipleri

Gevrek Kırılma: Çok az veya hiçbir plastik deformasyon olmadan meydana gelen kırılma tipidir. Genellikle camlar, seramikler ve bazı metaller gevrek olarak kırılırlar. Gevrek kırılma önceden uyardıktan oluştuğundan ve genellikle büyük felaketlerle sonuçlandığından istenmeyen ve mutlaka önlenmesi gereken bir kırılma türüdür.

Sünek Kırılma: Çatlak ilerlemesi öncesinde ve esnasında önemli ölçüde plastik deformasyonla karakterize edilir.

Sürünme Kırılması: Yüksek sıcaklıklarda, sabit gerilme veya sabit yük altında, sürünme deformasyonu sonucunda meydana gelen kırılma tipidir. Makroskobik açıdan bakıldığında, sürünme kırılması malzemede plastik deformasyon sonucunda oluşur, bu

sebeple sünek kırılmaya benzer. Mikroskobik açıdan ise, sürünme kırılması, düşük sıcaklıklarda meydana gelen sünek kırılmadan farklıdır [8].

Yorulma Kırılması: Alternatif yükler altında kalan malzemelerde meydana gelen kırılma tipidir. Yorulma kırılmaları genel olarak plastik deformasyon meydana gelmeden de olabilir. Bazen yorulma kırılmaları sünek kırılmalara benzerse de, yorulma kırılmasında çatlak ilerlemesi sünek kırılmadan farklı olup, çatlak her bir yükleme periyodunda ancak belirli bir miktar ilerler. Yükleme tipi ve yükleme süresine bağlı olarak parçanın kırılma ömrü değişim göstermektedir. Tekrarlı gerilmeler altında çalışan metalik parçalarda, gerilmeler parçanın statik dayanımından küçük olmalarına rağmen, belirli bir tekrarlanma sayısı sonunda genellikle yüzeyde bir çatlama ve bunu takiben kopmasına neden olurlar. Yapı parçalarının yorulma dayanımını etkileyen pek çok parametre vardır. Bunlar, gerilme (yük), parçanın geometrisi ve özellikleri ve dış çevreyle ilgili parametrelerdir [18].

3.2 Mikroskobik Açıdan Kırılma Tipleri

Klivaj (Ayrılma) Kırılması: Kırılma, klivaj düzlemleri diye bilinen belirli kristallografik düzlemler boyunca meydana gelirse, buna klivaj kırılması denir. Klivaj düzlemleri en düşük yüzey enerjisine sahip düzlemlerdir. Bu tip kırılma, klivaj düzlemine dik normal gerilmelerin kritik bir değeri aşması ile klivaj düzlemine dik atom bağlarının koparılması sonucunda olur.

Tek eksenli gerilme halinde, çatlak, çekme yönüne dik olarak ilerleme eğilimi gösterir, bu sebeple de klivaj kırılmaları düz bir görünüm gösterir. Malzemelerin gevrek kırılması, genellikle klivaj kırılması şeklinde olur. Klivaj kırılmasında genellikle tanelerin şekli bozulmaz ve yüzeyin görünüşü düzdür, kırılma yüzeyi ışığı çok iyi yansıtır ve parlak olarak görünür.

Kayma Kırılması: Metalik malzemelerde plastik deformasyon, kaymaya karşı direnci az olan atom düzlemlerinin kayması ile meydana gelir. Bu düzlemlere kayma düzlemleri adı verilir. Metalik malzemelerde kayma çatlakları maksimum kayma gerilmesinin bulunduğu kısımlarda ilerleme eğilimi gösterir [9].

Bu tip kopma, çatlak ilerleyişi makroskobik olarak çekme yönüne dik olduğundan normal kopma veya kırık yüzeyi görünüşü lifi olduğundan lifi kırılma adını alır. Mikroskobik olarak, çatlak çekme eksenine ile 45° lik açı yapan düzlemlerde ilerleyerek kayma kırılmasını meydana getirmiştir.

3.3 Taneleri Kesip Kesmemeye Göre Kırılma Tipleri

İntergranüler (Tane Arası) Kırılma: Tane sınırlarında meydana gelen kırılmadır.

Transgranüler Kırılma: Taneleri keserek meydana gelen kırılmadır [9].

4. KIRILMA MEKANİĞİ

Kırılma mekaniği, mühendislik yapılarda kullanılan malzemelerdeki çatlak, boşluk ve enklozyon şeklindeki hataların yük taşıma kapasitesine etkisini ve kırılmayla belirlenen hasarları inceler. Kırılma mekaniği, kırılmayla belirlenen hasarları incelemekte iki türlü yaklaşım öngörmektedir. Bunlardan birincisi Griffith Enerji Dengesi Yaklaşımı (1920), diğeri de Irwin Teoremidir.(1956)

4.1 Griffith Teorisi

Griffith camın kırılma mukavemetini incelerken, cam çubuğun boyu uzadıkça mukavemetinin azaldığını görmüştür. Bu durumun, camın yüzey hatalarından ileri geldiği düşünülmüştür, çünkü cam çubuğun boyu uzadıkça yüzey hatalarının bulunma ihtimali artmaktadır. Griffith gevrek bir malzemede çatlak bulunması halinde, malzemenin kırılmadan dayanabileceği gerilmeyi tayin eden ilk bağıntıyı geliştirmiştir.

$$\sigma_f = \left(\frac{2 \cdot \gamma \cdot E}{\pi \cdot a} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.1)$$

σ_f : Kırılma gerilmesi

γ : Yüzey enerjisi

E : Elastisite modülü

a : Çatlak boyunun yarısı

Griffith denklemine göre, kırılmaya sebep olan gerilme miktarı “ σ_f ” mevcut çatlağın boyutu ile ters orantılıdır. Griffith denkleminde yüzey enerjisi terimi yerine, genellikle kırılma işini gösteren bir parametre “G” kullanılır. Bu durumda denklem;

$$\sigma_f = \left(\frac{E \cdot G_c}{\pi \cdot a} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.2)$$

$$G_c = 2\gamma \quad (4.3)$$

Olup, kırılma için gerekli toplam işi gösterir. Griffith, analizinde, deformasyon enerjisinin çatlak ilerlemesi sırasında, ara yüzey enerjisine dönüşümünü esas almıştır. Dolayısıyla

“G” aynı zamanda çatlağın birim yüzeyde ilerlemesi için gerekli olan enerji miktarıdır. Birimi [N/m]'dir. Kırılma, G 'nin kritik bir değeri olan G_c 'de meydana gelir.

4.2. Irwin Teorisi

Irwin ve arkadaşları gevrek kırılmayı ayrı bir görüşle analiz etmişlerdir. Onlar analizlerinde çatlağın ucu civarındaki gerilme durumunu esas almışlardır. Çatlak ucu civarındaki gerilmelerin hesaplanmasından, bir gerilme şiddet faktörü “K” parametresi geliştirmişlerdir. Gerilme şiddet faktörü “K” uygulanan gerilmenin, çatlağın boyut ve şeklinin ve bir geometrik faktörün fonksiyonudur. Griffith denklemi aşağıdaki şekilde yazıldığında;

$$\sigma_f = \sqrt{\pi \cdot a} = \sqrt{E \cdot G_c} \quad (4.4)$$

elde edilir. Yukarıdaki eşitlikten $\sqrt{(\pi \cdot a)}$ 'nin değerinin $\sqrt{(E \cdot G_c)}$ 'ye ulaştığında çatlağın ilerleyeceği anlaşılmaktadır. $\sigma_f = \sqrt{(\pi \cdot a)}$ teriminin çatlak ilerlemesi için gerekli kuvvet ölçüsü olduğu düşünülerek, bu terim gerilme şiddet faktörü olarak isimlendirilir. Dolayısıyla,

$$K = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (4.5)$$

olarak gösterilir. Gerilme şiddet faktörü K'nın kritik bir K_c değerinde kırılma olur. Bu durumda,

$$K_c = \sqrt{E \cdot G_c} \quad (4.6)$$

olur. Kritik gerilme şiddet faktörü K_c genellikle kırılma tokluğu olarak isimlendirilir. Kırılma tokluğunun birimi MPa m 'dir. Gerilme şiddet faktörü “K”, yalnız gerilme durumu ve çatlağın geometrisiyle ilgili bir parametre olup malzemenin özelliklerine bağlı değildir. Fakat kırılma tokluğu “ K_c ” malzeme özelliğiyle ilgili bir parametredir. Kırılma tokluğu “ K_c ” özelliğini belirlemek için gerilme şiddet faktörü “K” ölçülür. “ $K = K_c$ ” olduğunda çatlak ilerler ve kırılma olur.

Yukarıdaki bağıntılar sonsuz boyuttaki levhalar için geçerlidir. Belirli boyuttaki numuneler için gerilme şiddet faktörünün hesaplanmasında deneysel ve teorik yolla geliştirilmiş farklı bağıntılar kullanılır [5].

4.3 Kırılma Modelleri

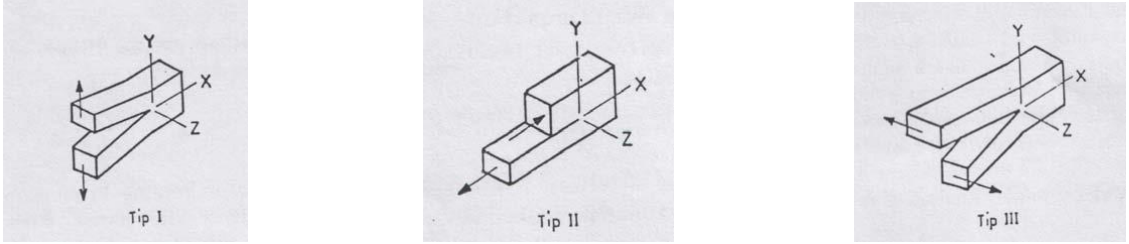
Kırılma tokluğu ölçülürken, kırılmada üç model düşünülür. Modeller kırılma düzlemi ve kuvvet doğrultusuna göre oluşturulmaktadır.

- i. Çatlak açılma deformasyon tipi (Model I)
- ii. Çatlak kayma deformasyon tipi (Model II)
- iii. Çatlak yırtılma deformasyon tipi (Model III)

Çatlak Açılma Deformasyon Tipi (Model I): Model I deformasyon tipinde, gerilmenin normal bileşeni, çatlak yüzeyine dik olarak y eksenini doğrultusunda etki etmektedir. Açılma deformasyon türü bunlar içerisinde en önemlisidir.

Çatlak Kayma Deformasyon Tipi (Model II) : Model II deformasyon tipinde, gerilmenin kayma bileşeni, çatlakla x eksenini doğrultusunda etki etmektedir.

Çatlak Yırtılma Deformasyon Tipi (Model III): Model III deformasyon tipinde, gerilmenin kayma bileşeni, çatlakla z eksenini doğrultusunda, çatlakla dip kenarına paralel olarak etki etmektedir. [12]



Şekil 4.1 Kırılma Modelleri [12]

4.4 Gerilme ve Germe İlişkisi

Kırılma tokluğundan bahsedilirken, kritik gerilme şiddet faktörünün genellikle kırılma modellerinden, açılma deformasyon tipi (Model I) kırılma şeklinden elde edildiği düşünülür. Açılma deformasyon kırılma tipinin iki aşırı durumu söz konusudur. Çatlak içeren bir numune gerilmeye maruz kaldığında çatlak geometrisi nedeniyle üç eksenli gerilmeler oluşur. Fakat levha gibi çok ince numunelerde x ve y yönünde gerilmeler mevcutken z yönünde yani kalınlık yönünde gerilme yoktur ($\sigma_z = 0$). Çünkü bu yön serbesttir. Böyle bir geometride gerilmeler iki eksenli olduğundan düzlem gerilme hali söz konusudur. Kalın numunelerde de numune yüzeyinde yine düzlem gerilme hali vardır ve numune üç boyutta deformasyona uğrar. Z yönünde numune içine ilerledikçe üç eksenli gerilmeler ortaya çıkar. Fakat bu defa şekil değiştirme iki boyutludur, numune x-y düzleminde şekil değiştirir. Çünkü malzeme içine ilerledikçe malzeme z eksenini boyunca

kendini çevreleyen malzeme tarafından tutulur ve Z yönünde deformasyon engellenir ($\varepsilon_z = 0$). Bu durumda da düzlem germe hali söz konusu olmaktadır [12].

Sonuç olarak, ince levha şeklindeki numunelerde gerilme durumu, düzlem gerilme halini; kalın numunelerdeki gerilme ise, düzlem şekil değiştirme durumunu belirtir. Düzlem şekil değiştirme durumu en şiddetli ve kritik gerilme durumunu gösterir ki, bu durumda K_{IC} değeri düzlem gerilme durumundaki değerden küçüktür. Düzlem gerilme durumunda numunenin yüzeylerine, düzlem şekil değişimi durumunda ise numunenin merkezine gerilme uygulanmaktadır.

4.5 Kırılma Tokluğuna Boyutun Etkisi

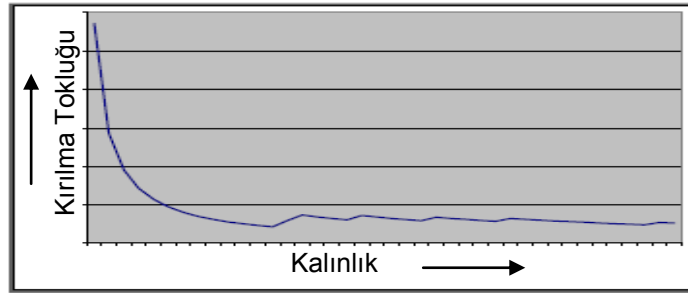
Kırılma tokluğu deneyi ile gerilme şiddet faktörünü " K_c " tayinde kullanılan kırılma yükü, numunenin boyutlarına bağlı olarak farklı değerler alır. Bu sebeple kırılma tokluğu denklemi,

$$K_c = \sigma \sqrt{\pi \cdot a} \cdot f\left(\frac{a}{w}\right) \quad (4.7)$$

$f\left(\frac{a}{w}\right)$: Numune boyutları ile ilgili geometrik faktördür.

Kırılma tokluğu K_c numunenin kalınlığına bağlı olarak değişir ve numune kalınlığı arttıkça belli bir değere kadar azalır, bundan sonra kalınlık etkisi olmaz. Numunenin kalınlığının limit bir değerinden sonra numune yüzeyinin etkisi kalmamakta ve esasında düzlem şekil değişimi durumu sağlanmaktadır. Geçerli bir deney ve doğru olarak K_{IC} 'nin tespiti için numune boyutlarının aşağıdaki kriteri sağlaması gereklidir.

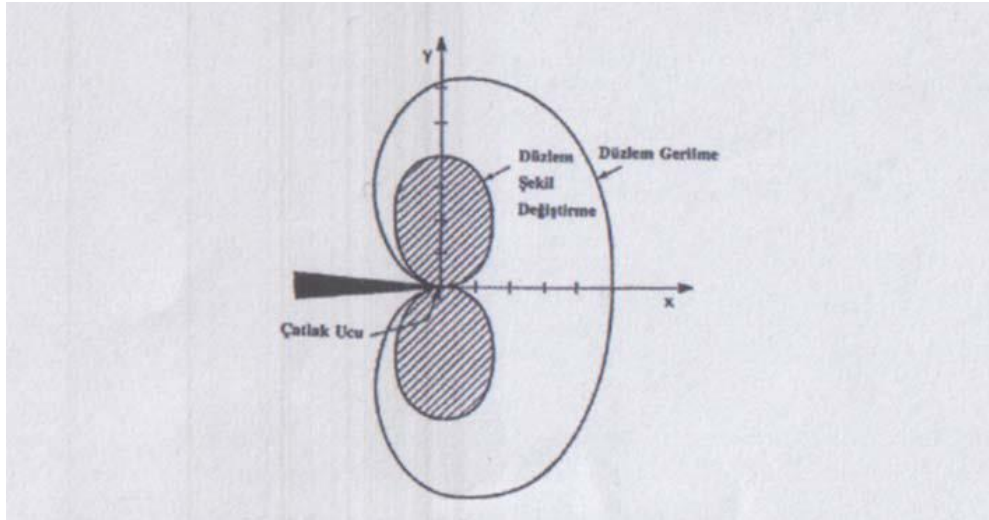
Numune kalınlığının kırılma tokluğu üzerindeki etkisini gösteren ve Şekil 4.2'de verilen grafikten anlaşılacağı üzere kritik kalınlık olarak nitelendirilebilecek kalınlığa kadar, kalınlığın kırılma tokluğu üzerinde etkisi olmaktadır. Daha sonraki kalınlık artışlarında kırılma tokluk değerinde bir değişim olmamaktadır.



Şekil 4.2 Kırılma Tokluğunun Numune Kalınlığına Bağlı Değişimi [12]

4.6 Çatlak Ucu Plastik Bölgesi

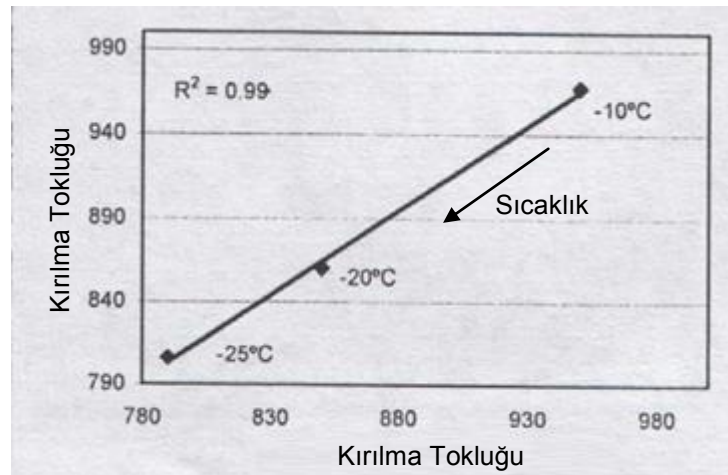
Kırılma tokluğu ile malzemenin çatlama direncinin ölçümü yapılabilmektedir, fakat bu noktada plastik deformasyona uğramış malzemenin çatlama direncinin ölçümü gerçekleşmemektedir. Kırılma tokluğunda önemli olan diğer bir faktör de plastik bölgenin boyutu " r_p "dir. Eğer plastik deformasyon bölgesi küçülürse, kırılma tokluğu da azalır, çünkü malzeme deformasyondan ziyade çatlama özelliği gösterir [12].



Şekil 4.3 Von Mises Kriterine Göre Düzlem Gerilme ve Germe Plastik Bölge Şekilleri [12]

4.7 Kırılma Tokluğuna Sıcaklığın Etkisi

Sıcaklık azaldıkça malzemenin gevrek davranış gösterme eğilimi artar, dolayısıyla malzemenin kırılma tokluğu değeri azalır. Şekil 4.4 sıcaklık parametresine göre kırılma tokluğunun değişimini gösteren grafik yer almaktadır.



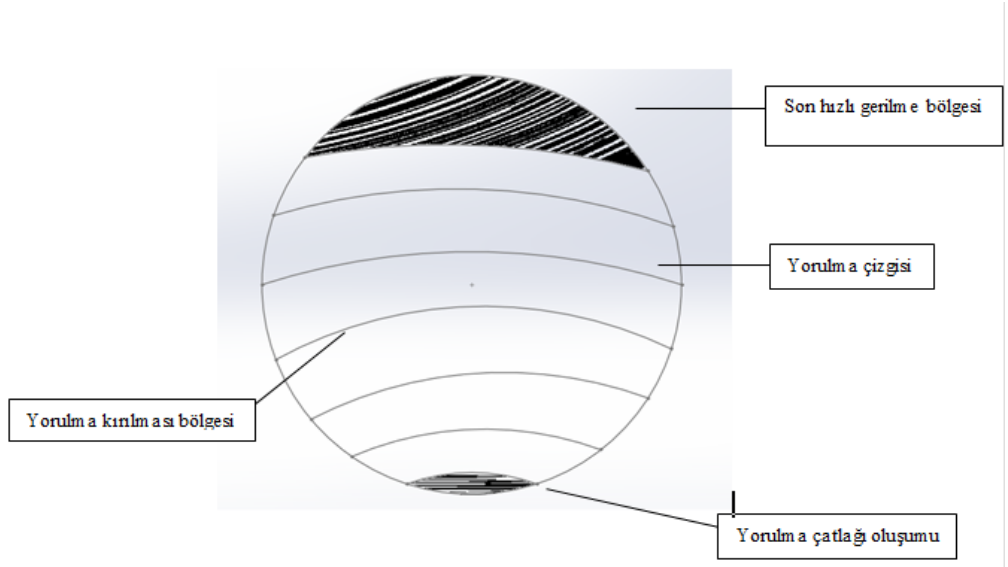
Şekil 4.4 Kırılma Tokluğuna Sıcaklığın Etkisi [12]

5. METAL YORULMASI

5.1 Metallerde Yorulma

Yorulma, dinamik yükleme altında malzemenin veya parçanın mekanik hasara uğraması olarak tanımlanabilir. Genellikle makina elemanları değişken yüklere ve gerilmelere maruzdur. Yükler statik olsa dahi çalışma esnasında elemanın kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Statik bir yük altında dönen bir mil bu duruma örnek olarak verilebilir. Dinamik yükleme maruz bir makina elemanında meydana gelen değişken gerilmelerin maksimum ve/veya minimum değerleri, malzemenin mukavemet sınırlarından (S_y -akma mukavemeti, S_u -çekme mukavemeti) küçük olsa dahi parçada kırılma gözlenebilir. Bu şekilde meydana gelen hasarın en belirgin özelliği, birçok defa tekrarlayan değişken gerilmelerdir. Bu şekilde meydana gelen hasar, yorulma kırılması olarak tanımlanır. Bu tür hasarın başlangıç noktası, malzeme içerisindeki tekillik ve süreksizliklerdir. Tekillikler yapısal (kalıntı veya ikinci faz parçacıkları) veya geometrik (basamaklar gibi) olabilir. Bu tür süreksizlik ve tekillikler, malzeme dayanım değerlerinden daha az yüklenmiş olmasına karşılık, etraflarında yüksek gerilme yığılmalarına yol açmakta, değişken gerilmelerle birlikte büyümekte ve kritik bir büyüklüğe eristikleri anda parçanın aniden kırılmasına sebep olmaktadır [13].

Gevrek türde kırılmalarda en çok rastlanan ve geniş bir gerilme genişliğinde görülen kırılma tiplerinden biri "yorulma kırılması" olarak bilinir. Çatlağın oluşumu ve gelişimi gözlemsel olarak düz ve parlak yüzey karakteri gösterir ve dereceli çatlak büyümesi aşaması olarak adlandırılır. Kaba kristal görümlü görüntü veren bölge ise hızla ve son kırılma bölgesidir ve ani kırılma aşaması olarak adlandırılır [13].



Şekil 5.1 Yorulma Kırılmasının Genel Gösterimi [14]

Şekil 2.9 – 2.11’de kırık yüzeyin düzgün ve mat görünümlü bölgesinde farklı genlikteki değişken yüklerin etkisiyle oluşan duraklama çizgileri gözlemsel olarak tespit edilebilir. Bu sebeple gevrek kırılma ile benzerlik gösterirler.

Tekrar eden yükler altında çalışan makinalarda gerilme yoğunluğunun yüksek olduğu bölgelerde çatlak oluşumu ve ilerlemesi yorulma problemlerinin ortaya çıkmasına neden olmaktadır. İş makinaları uzun süreli ve çevrimsel yüklemeler altında kullanılan makinalardır. Bu makinalarda nominal gerilme değerlerini arttırarak gerilme yoğunluğuna neden olabilecek bağlantılar da kullanılmaktadır [27].

5.2 Yorulma Çatlağının Oluşumu

Metal yorulması konusunda ilk çalışmaların yapıldığı zamanlarda yorulma çatlağı oluşumunun çatlağın ilerlemesi aşamasına nazaran, yorulma ömrünün tayini açısından daha önemli olduğu düşünülmekteydi [14]. Son yıllarda içerisinde çatlağın formasyonu ve gelişimi konusunda dikkate değer teknik eserler verilmektedir. Şekil 5.2’ de Wöhler eğrisinin çatlak oluşumu ve çatlak gelişimi şeklinde ikiye ayrılmış şematik çizimi görülmektedir. Gerilme genliğinin artması ile yorulma ömrüne karşılık gelen çevrim sayısındaki düşüş, yorulma çatlağının hem oluşum hem de gelişim safhalarında açıkça görülmektedir.

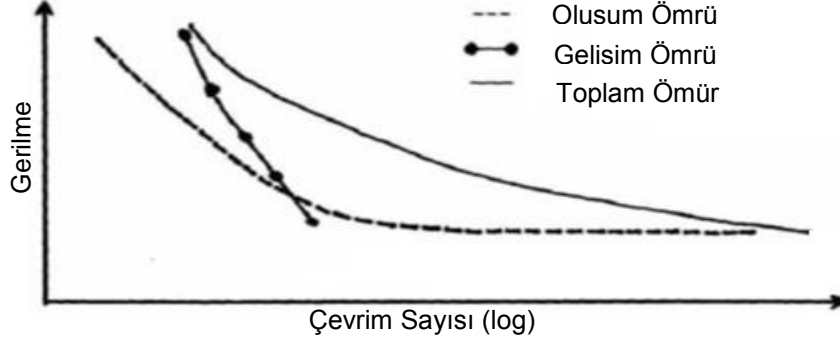
Sonuç olarak (S-N) tipindeki diyagramlar, metalik malzemelerin servis ortamı içerisinde güvenli çalışabileceği koşulların belirlenmesinde ve yorulma ömrü tahminlerinin yapılmasında önemli rol oynarlar. Özellikle test numunelerinden farklı olarak malzemelerin kendi özelliklerinden kaynaklanan yüzey hataları ve kristal yapıdaki bazı düzensizliklerin, parçanın toplam yorulma ömrü içerisinde yorulma çatlağının oluşum sürecini azaltabileceği ve hatta yok edebileceği söylenebilir. Yorulma çatlağının metal yüzeyi üzerinde bölgesel olarak oluşumunu şu nedenlere bağlayabiliriz:

- Çentik etkisi sebebi ile pratikte genellikle mühendislik malzemelerinde, keskin açılı kesitler veren çentik veya kanal gibi bölgesel şekil değişimi görülen noktalarda gerilme yoğunluğunda artış görülür.
- Yüzeydeki kristaller iç bölgelere nazaran daha az desteklidir. Bu yüzden yüzeyde kayma ihtimali daha fazladır.
- Atmosferik reaksiyonlar etkilidir.

Tekrarlı yüklerin etkisinde kaldığı zaman yüzeyinde belirti bölgesel kayma olayı görülebilir. Kayma, kristal kafesin içerisinde olur ve atomların birbirine paralel düzlemler

üzerinde yer değiştirmesi ile gerçekleşir. Kayma bantlarının hareketi ile yzeyde hasarların oluşumu ile son bulur. [14]

Yorulmaya bağlı kırılmada ömür kavramının ortaya çıkması ile ömre etkiyen faktörlerin tespiti önem kazanmaktadır. Bu durumun gerçekleşmesi için de ilerleyen bölümlerde detaylandırılan analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.2 Yorulmanın Başlangıç ve Gelişim Eğrisi [21]

5.3 Gerilme Yığılması (Çentik) Etkisi

Yorulma çatlakları çoğunlukla gerilme artırıcıların sebebi ile gerilme yoğunluğunun fazla olduğu bölgelerde başlangıç gösterirler. Gerilmeyi artırıcı etki, keskin kesit değişimi veya gerilme dağılımını etkileyen başka faktörlerden kaynaklanmış olabilir. Gerilme artırıcılar malzemenin yorulma ömrünü kısıltır. Mekanik (ukurlar, kanallar, çentikler, kenarlar, yivler) veya metalürjik parazite, inklüzyon, segregasyon olabilirler. Her türlü oluşan süreksizlik bölgesel gerilme seviyesinde aratılmasına neden olur [23]. Gerilme yoğunluğundaki artış yorulma çatlağının oluşumu ve gelişimi üzerinde şu etkileri gösterir:

- Çok orijinli çatlak oluşumu ihtimali artar,
- Kenar çizgileri (yorulma çizgileri) atlağın orijinine göre konveks hale gelir,
- Çevresel eğme koşullarında, kenar çizgileri son kırılma yzeyini tamamıyla evreleyebilir.
- Birleşik gerilme durumunda çatlağın gelişme yönünü etkileyebilir.

Statik yükleme koşullarında, gerilmedeki artışların hesaplayabilmek için gerilme yığılma faktörü (k) ifade edilmiştir. "k" değeri geometrisi iyi tanımlanmış bir parçanın maksimum gerilmesinin nominal gerilmeye oranı şeklinde dir. Matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir. Denklem (5.1) ekme ve basmada (5.2) burulmada (5.3) eğilme gerilmesinde kullanılır. [15].

$$\sigma_{\max} = k \cdot \left(\frac{F_N}{A_{\text{net}}} \right) \quad (5.1)$$

$$\tau_{\max} = k \cdot T_p \left(\frac{\frac{d}{2}}{I_p} \right) \quad (5.2)$$

$$\sigma_{\max} = k \cdot \left(\frac{M_y \cdot C}{I_{\text{net}}} \right) \quad (5.3)$$

A_{net} : Net Alan

I_{net} : Kesit Atalet Momenti

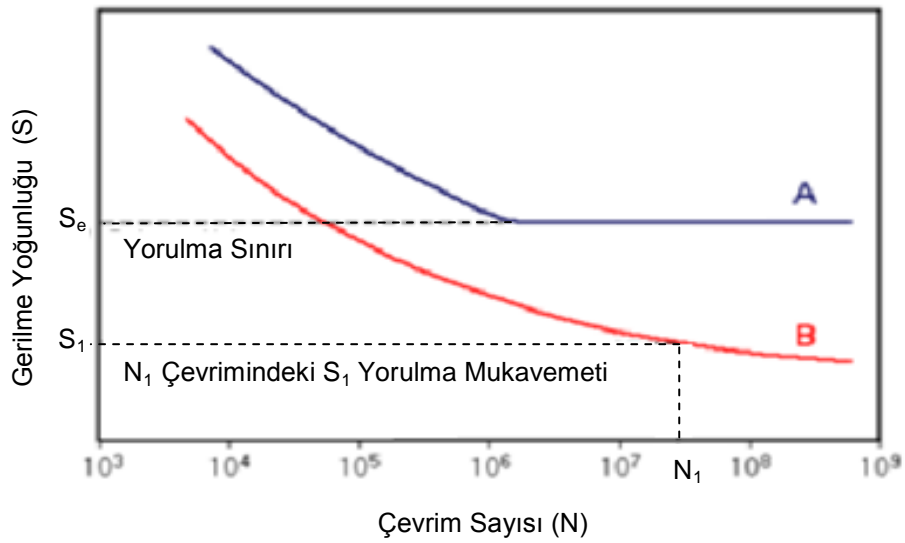
I_p : Kutup Atalet Momenti

k : Gerilme Yığılması

F_N : Normal

5.4 Gerilme-Ömür Diyagramı (S-N Diyagramı)

Gerilme ömür yönteminin temeli Şekil 5.3'te gösterilen iki malzeme için verilen Wöhler S-N diyagramıdır. S-N diyagramı hasar çevrimine karşı nominal gerilme genliği (s) diyagramıdır. Uygun S-N diyagramı oluşturmak için birçok test yöntemi vardır. S-N test verileri birkaç deney sonucu elde edilen değerlerin ortalaması alınarak genellikle gerçek bir S-N grafiği ile logaritmik olarak gösterilir.



Şekil 5.3 Tipik S-N Eğrisi [19]

5.5 Yorulma Sınırı (Endurance Limit S_e)

Bazı metallerin süresiz çevrimlere ve malzemeyi hasara uğratmayacak bir gerilme alt sınırı olarak ifade edilen yorulma dayanma limite (Endurance Limit) sahiptir. Uygulanan gerilmenin seviyesi malzemenin dayanma limitinin altında ise malzemenin sonsuz bir ömür sahip olduğu söylenir. Birçok demir dışı metaller ve alaşımları yeterli bir yorulma limitine sahip değildir. Bu tür metallerde Şekil 5.3'te (B)'de sürekli azalan bir S-N eğrisi gözlenmektedir. Bu gibi durumlarda verilen çevrim sayıları yorulma mukavemeti (S_e) belirtilmelidir. Bu metaller için etkili bir dayanma sınırı 10^5 ile 10^8 arasında yük çevrim sayısına hasara sebep olan bir yük gibi tanımlanmalıdır. Dayanma limiti kavramı tasarımda sonsuz ömür veya güvenli gerilme sınırında kalma olarak tanımlanır. Bu nedenle; tasarım uygulamalarında bir dayanma sınırı uygulandığı zaman dikkatli olunmalıdır. Dayanma sınırı etkileyen durumlar şu şekilde sıralanabilir;

- Yüzey pürüzlülüğü;
- Sıcaklık
- Gerilme yığılması ve çentik hassasiyeti
- Boyut faktörü
- Güvenlik faktörü
- Diğer etmenler

Bu etkiler azaltma faktörü (k) ile malzemenin dayanma mukavemetini (S_e) tahmin etmek için kullanılmaktadır. [15]

$$S_e = k \times S_e' \quad (5.4)$$

S_e : Malzemenin Dayanım Limiti (Endurance Limit)

S_e' : Deney Numune Malzemesine Ait Teorik Dayanım Limiti

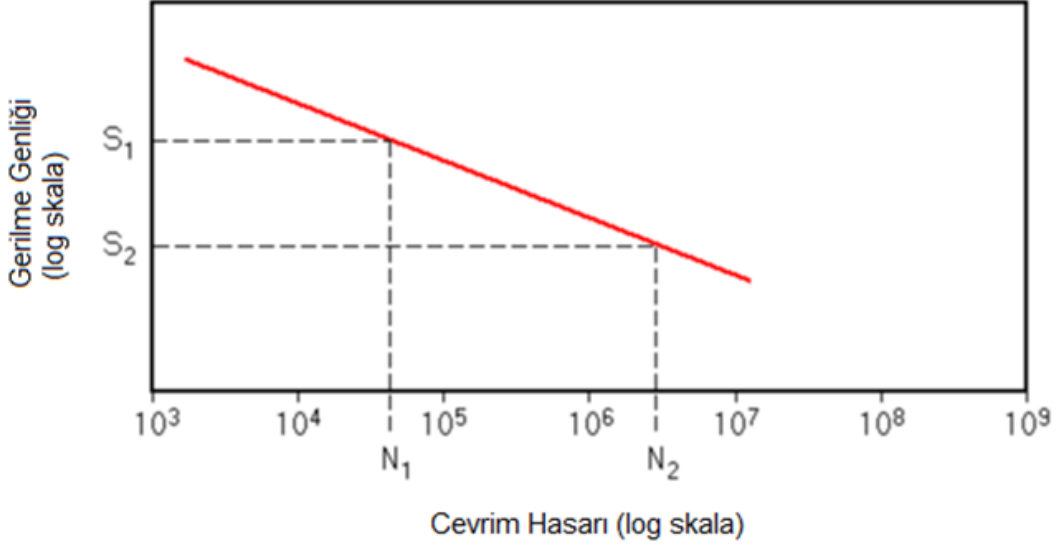
5.6 Miner's Kuralı

Logaritmik şekilde artacak bir grafik çizildiğinde S-N eğrisi Şekil 5.4'te gösterildiği gibi bir mukavemet sınırı ile yaklaşıma gidilebilir. S-N eğrisi arasında şöyle bir eşitlik tanımlanırsa;

$$N_1 = N_2 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{1/b} \quad (5.5)$$

Burada 'b' doğrunun eğimi olarak tanımlanır. Buradan;

$$b = \frac{-(\log S_1 - \log S_2)}{(\log N_2 - \log N_1)} \quad (5.6)$$



Şekil 5.4 İdeal S-N Eğrisi Oluşturulması [20]

Yukarıda verilen eşitlikler yalnızca yorulma ömrü için geçerlidir. Genelde içerisinde demir bulunan metaller için 10³ ile 10⁷ arasındadır. İçerisinde demir bulundurmayan metaller için bu oran 10³ ile 10⁸ arasında olmaktadır. Analiz için ele alınan şanzıman grup mili bir semantasyon çeliği olup 21NiCrMo2 kalitedir ve Bölüm (7.4.1)'de malzemenin S-N eğrisi oluşturulmuştur. Çevrim hasarı skalası 10¹ ve endurance limit değeri olan 10⁸ aralığında oluşturulmuştur.

5.7 Ortalama Gerilme Etkileri (Mean Stress Effects)

Laboratuvar ortamında toplanan çoğu S-N verileri tam değişken (Fully-Reversed) gerilme çevriminde kullanılarak elde edilir. Fakat gerçek yük uygulamalarında titreşimden (salınım) kaynaklanan gerilmeler nedeniyle Şekil 5.5' de gösterildiği bir ortalama gerilme içermektedir. Aşağıdaki tanımlar ortalama gerilme ve alternatif gerilmeler ile bir gerilme çevrimin tanımlamak için kullanılır. Gerilme oranı bir çevrimdeki minimum ve maksimum gerilme arasındaki cebirsel farklardır [15].

Şekil 5.5'te görüldüğü üzere minimum ve maksimum gerilme değerleri tespit edildikten sonra, gerilme genişliği, ortalama gerilme ve gerilme oranı değerlerini bulunabilmektedir. En yüksek ve en düşük gerilme değerleri tespit edilirken maksimum

gerilmenin olduğu kritik bölge ele alınmalıdır. Bu çalışma Ansys Workbench 13.0 yazılı vasıtası ile oluşturulan 'mesh' üzerinden yapılabilmektedir.

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \quad (5.7)$$

$\Delta\sigma$: Gerilme Oranı

Gerilme genliği gerilme oranının yarısına eşittir. Gerilme genliği denklemi;

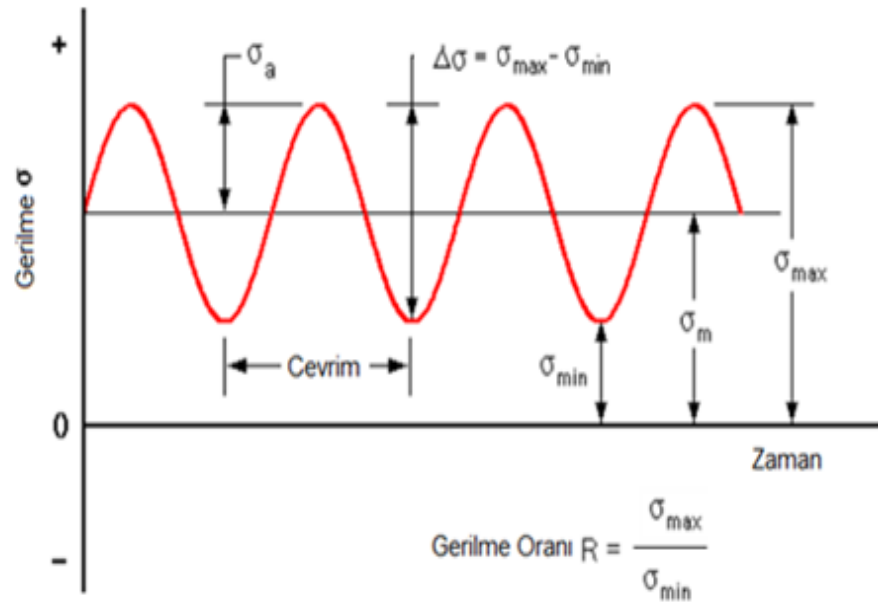
$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5.8)$$

σ_a : Gerilme Genliği

Şekil 5.6'de ortalama gerilme bir çevrimdeki minimum ve maksimum gerilmenin cebirsel ifadesidir.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad (5.9)$$

σ_m : Ortalama Gerilme

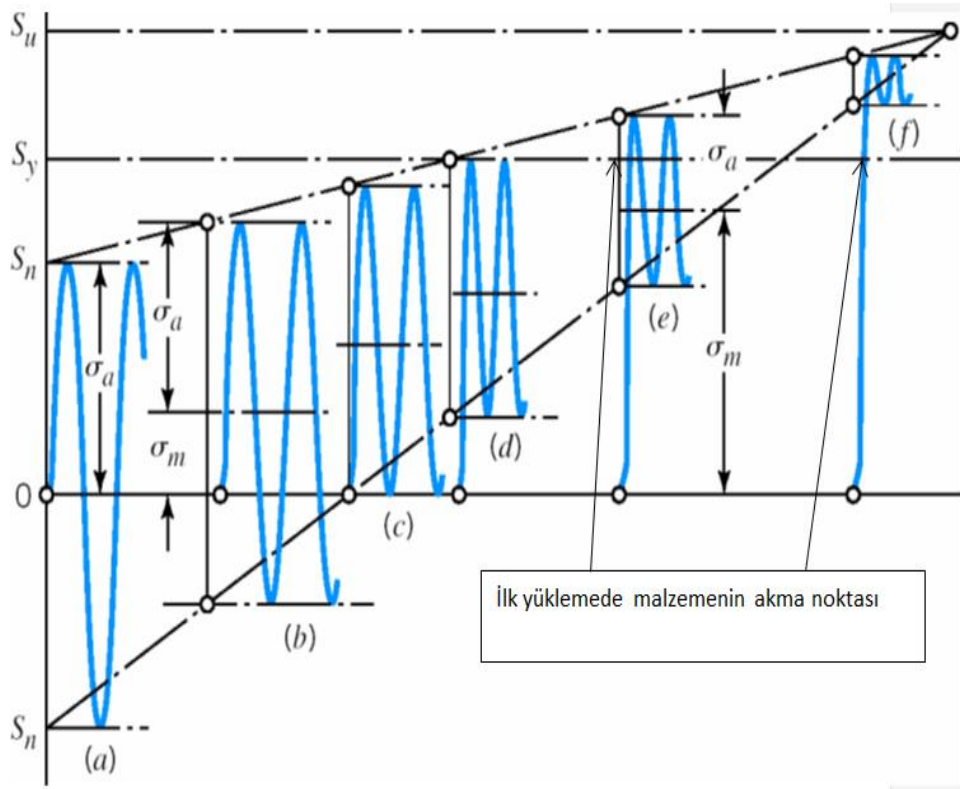


Şekil 5.5 Tipik Periyodik Yük Parametresi

Ortalama gerilmenin temsili için sık sık tanımlanan iki orandan bir genlik oranı (A) diğeri ise gerilme oranıdır (R). A oranı maksimum ve minimum gerilme değerleri üzerinden hesaplanırken, R oranı ise gerilme genliği ile ortalama gerilmenin oranlanması ile bulunmaktadır. Denklem (5.10) ve (5.11) söz konusu oranlara dair formülleri içermektedir.

$$R = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}} \quad (5.10)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{1-R}{1+R} \quad (5.11)$$

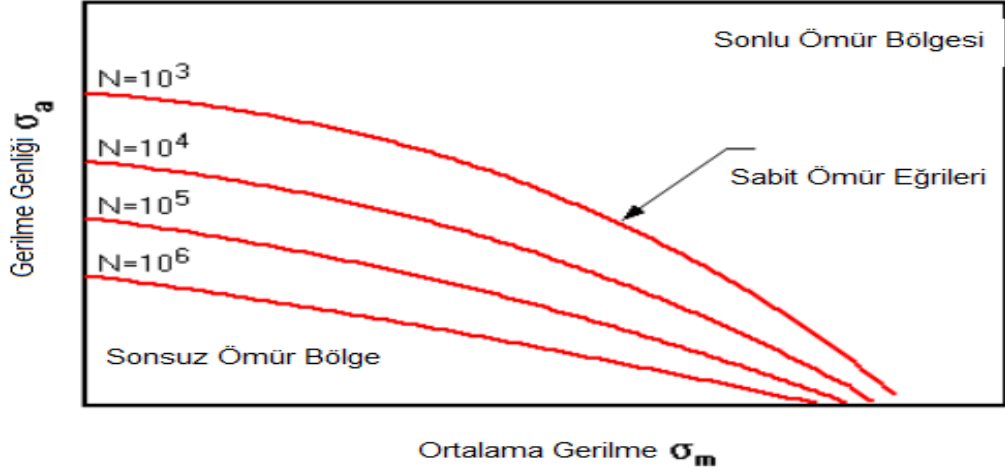


Şekil 5.6 Ortalama Gerilmenin Etkisi

Sabit genlikte tam değişken (Fully- Reversed) durumu için R= -1 olmaktadır. Statik pozitif yükleme durumu için ise R=1 dir. Bu durumda ortalama gerilmenin, gerilme genliğine eşit olduğu durumda R=0 olmaktadır. Sıfırdan farklı bir ortalama gerilmede kullanılan yorulma testinin sonucu Şekil 5.7'de gösterilen Haigh Diyagramı verilmiştir.

Bir Haigh diyagramı genelde X eksenini boyunca çekme ve Y eksenini boyunca oluşan titreşimli gerilme genliğinin grafiğinden söz edilmektedir. Sonsuz ömür çizgileri deneydeki veri noktalarına göre çizilmiştir. Sonsuz ömür bölgesi eğrinin altındaki bölgedir. Sonlu ömür bölgesi eğrinin üzerinde kalan bölgedir. Sonlu ömür hesaplamaları için herhangi bir modelin yorulma limiti, tam değişken yüklemdeki (R=-1) sonlu ömür değerine karşılık gelen gerilme ile değiştirilebilir [15].

Bu kapsamda yapılan analiz ve analiz sonuç değerlendirmelerinde sunulacak iyileştirme çalışmalarında ana hedef makina elemanının hem S-N diyagramında hem de gerilme genliği – ortalama gerilme eğrisinde sonsuz ömür bölgesinde kalmasını sağlamak olacaktır.



Şekil 5.7 Örnek Haigh Diyagramı

Çok sayıda test verisi almak Haigh diyagramını oluşturmak için gerekmektedir ve ortalama ve alternatif gerilmelerin bütün kombinasyonları için eğrileri çıkarmak genellikle gereksizdir. Birçok deney ortalama gerilme ile alternatif gerilmeyi geliştirmek için ilişkilendirilir. Bu yöntemler eksende hesaplanan ortalama gerilmeye gerçek kırılmayı (S_f) akma mukavemetini (S_y) maksimum çekme (Ultimate Strength) S_u için alternatif gerilmeye yorulma limiti bağlantısı kurmak için çeşitli eğriler tanımlanır. Aşağıdaki denklemler Gerilme-Ömür yöntemi için uygun eşitliklerdir;

Goodman;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (5.14)$$

Gerber;

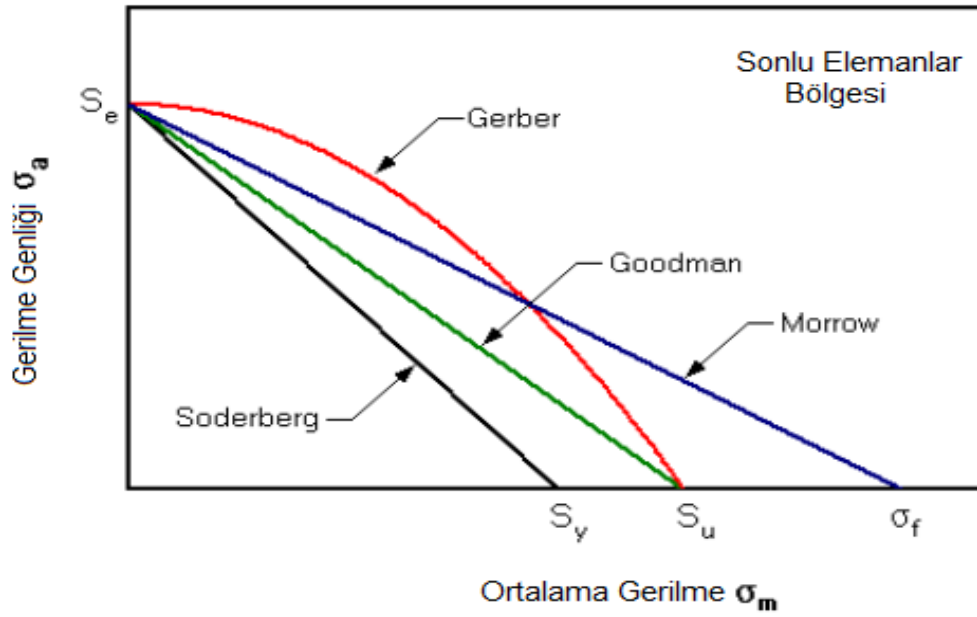
$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (5.15)$$

Soderberg;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \quad (5.16)$$

Morrow;

$$\frac{S_a}{S_e} + \frac{S_m}{S_f} = 1 \quad (5.17)$$



Şekil 5.8 Gerilme-Ömür Teorileri

Şanzıman grup mili yorulma analizi hesaplamalarında Şekil 5.8'de görüldüğü üzere kullanılan malzemenin akma kriteri göz önünde bulundurulmasından dolayı Soderberg yaklaşımı kullanılmıştır.

5.8 Yorulmadaki Gerilme Yığılması

Düzensizliklerin veya süreksizliklerin varlığı; delikler, radyüsler veya çentikler gibi bir bölgedeki süreksizliklerin çevresinde gerilme boyutlarını önemli bir şekilde

artırmaktadır. Yorulma hasarları çoğunlukla bu gibi yüzeylerden kaynaklanır. Bu yüzden yorulma etkileri hesaplanmalıdır. Normal bir şekilde malzeme davranışları sünek olsa bile yorulmaya karşı tasarımı yapılmadığı zaman yorulma gerilmeleri yığılması (K_f) faktörü uygulanmalıdır [16].

Bilindiği gibi sünek malzemeler sadece statik yükleri karşıladıkları zaman gerilme yoğunluğu faktörü sünek malzemelerde kullanılmaması uygun olmaktadır. Çünkü malzemenin akması gerilme yoğunluğunu azaltmaktadır. Fakat yorulma yükleri altında malzemenin üzerindeki etkileri karşılamak için yeterli olmayabilir bundan dolayı K_f faktörü hesaba katılmak zorundadır [16].

K_f faktörü çoğunlukla yorulma mukavemet faktörü olarak isimlendirilir. Normalde k_f faktörü gerilmedeki artışları göstermek için kullanılır. Bundan dolayı k_f faktörü aşağıdaki gibi tanımlanır [16].

$$K_f = \frac{\text{çentiksiz yorulma mukavemet sınırı}}{\text{çentikli yorulma mukavemet sınırı}} \quad (5.18)$$

Diğer kullanım biçimi gerektiği zamanlarda K_e faktörü (çeşitlilik etkisi) yorulma limiti değerinde mukavemet azaltma faktörü olarak uygulanır. Bu yaklaşım aşağıdaki gibi tanımlanır;

$$K_e = \frac{1}{k_f} \quad (5.19)$$

Tanımın bu kısmında Geometrik Gerilme Yığılması Faktörü (K_t) ve Yorulma Mukavemet Faktörü (K_f) her bir malzemenin çentik geometrisinde farklılıklar için mukavemet faktörü değerlendirilmelidir. Fakat veriler basit yaklaşımlarla uygulandığı zaman başlangıçtaki tasarım bölgemizde gerilme yığılması değeri (teorikte) geometrideki mukavemet faktörünü belirlemek için çözümlenmelidir [24].

Ayrıca çentik duyarlılığı (q) aşağıdaki eşitlikle tanımlanır. Anma gerilmeleri üzerindeki gerilmelerin gerçek yoğunluğunun, anma gerilmeleri üzerindeki gerilmelerin teorik yoğunluğuna oranıdır.

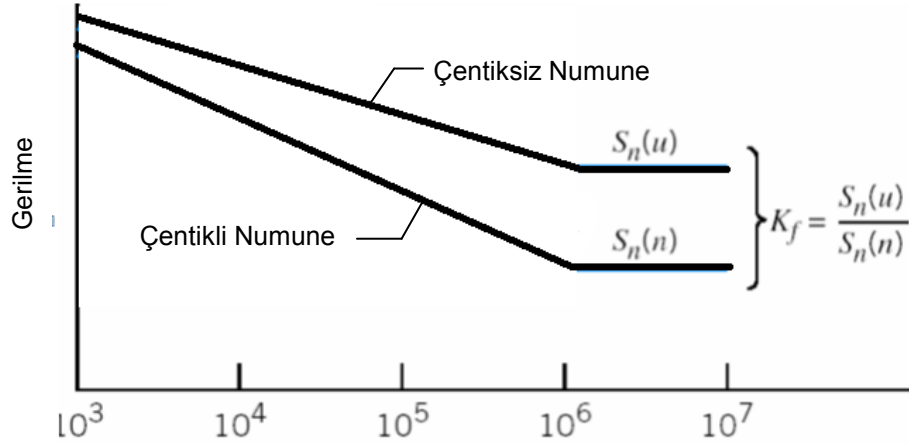
$$q = \frac{k_f - 1}{k'_t - 1} \quad (5.20)$$

'q' değeri sıfır veya 1 arasındaki değer alır. q eğer; q = 0 ise $k_f = 1$ olacaktır. Bu değerler alındığında malzemedeki çentikler için hassas bir yaklaşım olmayacaktır. Diğer taraftan eğer q =1 ise o zaman $k_f = k_t$ olur. Dolayısıyla analizde malzeme çentik hassasiyetine sahiptir [16].

Tasarım çalışmasında veya analizlerde, geometri bölgesinden ilk olarak K_t hesaplanır. Seçilen malzemede q bulunabilmesi için Denklem (5.21)'de K_t yerine yazılır.

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (5.21)$$

Şekil 5.9'da K_f mukavemet faktörünün çentikli ve çentiksiz numunelerdeki grafiksel gösterimi yer almaktadır.



Şekil 5.9 K_f Mukavemet Faktörünün Grafiksel Gösterimi

6. YORULMA – KIRILMA ANALİZİNİN TANIMI

Bu çalışmada; Solid Works 2012 yazılımında modellenen makina elemanının, Ansys Workbench 13.0 yazılımına analiz işlemlerinin gerçekleştirilmesi için aktarılması müteakiben Ansys Workbench 13.0 yazılımının “Static Strctural” modülünde statik analizin yapılması ve “Static Strctural” modülünden “Fatigue Tool” aracı seçilip bu bölümde yorulma analizinin gerçekleştirilmesi ve daha sonra da “Static Strctural” modülü “Fatigue Tool” aracı ile elde edilen verilerin “Fracture Tool” aracı seçilerek kırılma analizinin yapılması esasına dayanan analiz şeklidir.

6.1 Yorulma Analizi Şeklinin Belirlenmesi

Yorulma analizi yapılan küresel modelin muhtemel ömrünün belirlenmesi için kullanılır. Yorulmadan dolayı parçanın kopacağı zamana kadarki çevrim sayılarını gösterir. Genel olarak yorulma sonuçları 5 farklı kriter’ in bağlı olduğu bir analiz yöntemidir. Genel kriterler aşağıdaki gibidir.

- Fatigue Analysis Type (Stress-Strain Life seçimi)
- Loading Type (Yükleme Durumu Seçimi)
- Mean Stress Effects
- Multiaxial Stress Correction
- Fatigue Modification Factor

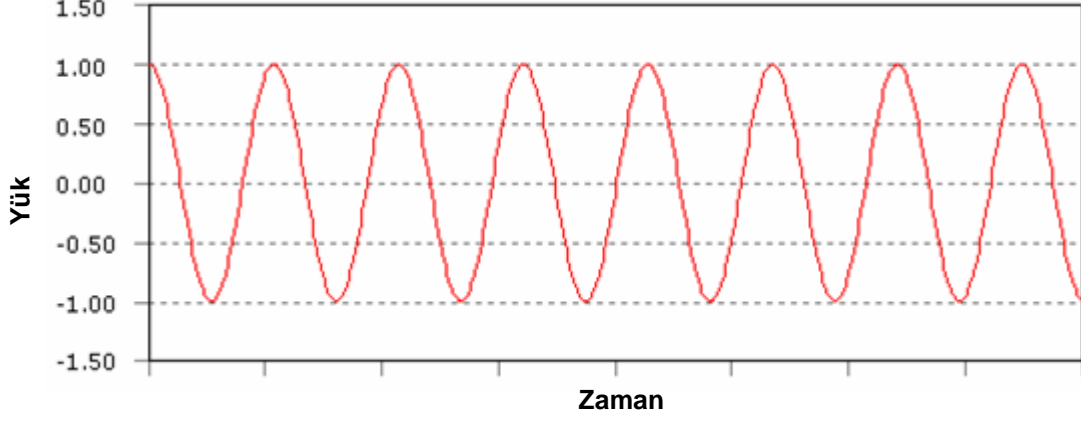
6.2 Yüklem Durumu Belirlenmesi

Bu çalışma parça ömrü ile ilgili olduğu için yorulma analizi, Stress Life metodu ele alınarak yapılacaktır ve aşağıda belirtilen ve Ansys Workbench’in desteklediği yüklem çeşitleri tanıtilip bunlardan makina elamanının maruz kalığı çalışma şartlarına uygun yüklem tipi olan Sabit Genlik Orantılı Yüklem (Constant Amplitude, Propotional Loading) seçimi yapılacaktır.

- Sabit Genlik, Orantılı Yüklem (Constant Amplitude, Propotional Loading)
- Sabit Genlik, Orantisız yüklem (Constan Amlitude, Non-Propotional Loading)
- Değişken Genlik, Orantılı Yüklem (Non-Constant Amplitude, Propotional Loading)
- Değişken Genlik, Orantisız Yüklem (Non-Constant Amplitude, Non-Propotional Loading) [41]

Şekil 6.1’de belirtildiği gibi yorulma tekrarlanan yükler sonucu meydana gelir. Bu durumda parçaya uygulanan maksimum ve minimum gerilmelerin değişmediği yani sabit

kaldığı uygulamalara Sabit Genlikli Yükleme adı verilir. En basit yükleme çeşidi olduğu için ilk önce bu yükleme çeşidi ele alınacaktır [15].



Şekil 6.1 Sabit Genlikli Yükleme [21]

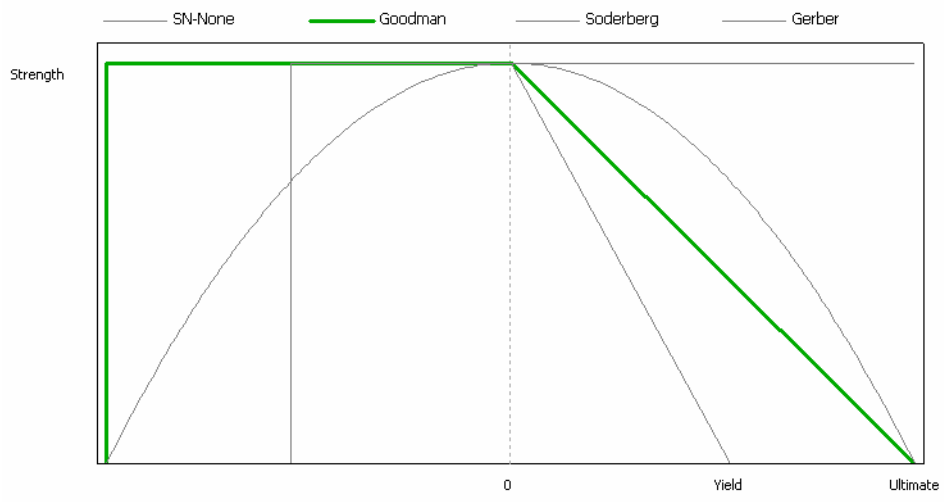
Bu çalışma parça ömrü ile ilgili olduğu için yorulma analizi, Stress Life metodu ele alınarak yapılacaktır ve Ansys Workbench'in desteklediği Sabit Genlik, Orantılı Yükleme (Constant Amplitude, Proportional Loading) durumu için örnekler verilip açıklanacaktır [15].

6.3 Ortalama Gerilme Etkileri (Mean Stress Effects)

Analiz tipi seçimi (*Stress-Strain Life*) ve yükleme şeklini tayin ettikten sonra bir sonraki adım Mean Stress Correction'nun kullanılıp kullanılmamasına karar vermektir. Malzemelerin yorulma ile ilgili özellikleri genellikle tam değişken (*fully reversed*) sabit genlikli (*Constant Amplitude*) testlerde elde edilir [23].

Oysaki (bazı ortalama gerilmeler görülmede) pratikte bu tür yüklemelerin olması oldukça nadirdir. Yükleme tam değişkenden farklı ise o zaman ortalama gerilme mevcuttur ve hesaplanması gereklidir. Ortalama gerilmeleri hesaplamak için Soderberg, Goodman veya Gerber gibi teoriler kullanılır [15]. Goodman gevrek malzemeler için iyi bir tercih olduğu için analizlerde tanımlanmış kriter Goodman kriteridir.(Şekil 6.2)

Ortalama gerilme hesabı Goodman teorisine göre yapılması uygun görülmüştür. Goodman teorisine göre yapılan analizlerde malzemenin maksimum çekme mukavemetine göre hesaplama yapıldığından, Soderberg ve Gerber teorilerine göre daha emniyetli olacaktır. Ayrıca analizi yapılacak şanzıman grup milinden elde edilen malzeme karakteristiklerine (ilerleyen bölümlerde açıklanacaktır) göre gevrek malzemeler tespitinde bulunulmuş ve Goodman teorisinin ortalama gerilmelerinin hesaplanması için iyi bir tercih olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 6.2 Goodman Diyagramı

7. YAPISAL MODELLEME VE SONLU ELEMENLAR ANALİZİ

Yapılan çalışmada şanzıman grup milinin statik ve yorulma analizlerinin belirlenen çalışma koşulları altında hesaplanan kuvvet ve moment değerleri kullanılarak analizleri yapılmıştır. Burada hesaplanan değerler mevcut ve hâlihazırda kullanılan mil için yapılmış olup modelleme işi SolidWorks 2012 yazılımında ve analiz işlemi Ansys Workbench 13.0 yazılımında yapılmıştır.

Şanzıman grup mili, maden ocaklarında çalışan bir ağır iş kamyonuna ait olup kamyonun güç verilerine ait değerler orijinal katalogundan elde edilmiştir. Ayrıca hâlihazırda kullanımda olan şanzıman grup mili üzerinden alınan ölçüler vasıtası ile önce mile ait teknik resim oluşturmuş ve daha sonra SolidWorks 2012 yazılımdan modellemesi yapılmıştır.

Çizelge 7.1 Ağır İş Kamyonu Katalog Verileri



Model	Komotsun SAA12V140E-3
Type	Water-cooled, 4-cycle
Aspiration	Turbo-charged, after-cooled
Number of cylinders	12
Bore x Stroke	140 mm x 165 mm 5.51" x 6.50"
Piston displacement30.48 lt 1,860 in ³
Horsepower	
SAE J1995	Gross 895 kW 1,200 HP
ISO 9249 / SAE J1349	Net 879 kW 1,178 HP
Rated rpm	1,900 rpm
Fan drive type	Mechanical
Maximum torque518 kg•m 3,748 lb. ft
Fuel system	Direct injection
Governor	Electronic control
Lubrication system	
Method	Gear pump, force-lubrication
Filter	Full-flow type
Air cleaner	Dry type with double elements and precleaner, with dust indicator

Kamyona ait katalog değerlerinden tespit edilen motorda üretilen maksimum güç ve moment değerleri herhangi bir verim düşümüne maruz kalmadan direkt şanzımana uygulandığı varsayılarak daha emniyetli bir hesaplama ve analiz sistemi oluşturulmuştur. Ağır iş kamyonuna ait katalog verileri Çizelge 7.1'de verilmektedir. Motorda üretilen maksimum döndürme moment değeri:

$$M_d = 3,748 \text{ lb.ft} = 5081,613 \text{ Nm} \cong 5082 \text{ Nm} \quad (7.1)$$

Çizelge 7.2 Ağır İş Kamyonuna Ait Genel Özellikler

Motor Gücü	895 kW
Maksimum Tork	5082 Nm
Kapasite	85 Ton
Vites Türü	Otomatik

Ağır iş kamyonuna ait genel özellikler Çizelge 7.2’de gösterilmektedir. Analiz esnasında şanzıman grup miline ait yükleme şartları oluşturulurken, makina elemanının şanzıman içerisindeki durumuna göre gerçeğe uygun yataklama şekline göre hesaplanmıştır. Mile gelen döndürme momenti de olası uygulanabilecek maksimum tork değeri olan 5082 Nm değerine göre yapılmıştır.

7.1 Şanzıman Grup Milinin Üç Boyutlu Modellemesi:

Parçanın katı modellemesi SolidWorks 2012 kullanılarak yapılmıştır. Mile ait teknik resim yardımıyla modelleme gerçekleştirilmiştir. Model ve kullanıma hazır miller aynı geometridedir. Mil üzerinde bulunan çok sayıda yağlama deliği ve mili içi yağlama kanalı modele aktarılmıştır. Ayrıca şanzıman grup milinin malzeme kalitesi de modelleme işlemi de tanıtılmıştır. Şekil 7.1’de hasarsız şanzıman grup mili gösterilmektedir.

**Şekil 7.1** Şanzıman grup miline ait görünüşler

Şanzıman grup mili 21CrNiMo2 kalite çelik malzemeden imal edilmiştir. 21CrNiMo2 kalite çelik bir sementasyon çeliği olup yüzeyde sert ve aşınma dayanımı yüksektir, çekirdekte ise daha yumuşak ve tok özelliklerin istendiği, değişken ve darbeli zorlamalara dayanıklı parçaların imalinde kullanılan düşük karbonlu alaşımlı çeliklerdir. Parçaya bu özelliklerin kazandırılması çelik yüzeyine karbon emdirilmesi suretiyle olur. Sementasyon çelikleri, dişliler, miller, piston pimleri, zincir baklavaları, zincir dişlileri ve makaraları, diskler, kılavuz yatakları, rulmanlı yataklar, merdaneler, bir kısım ölçü ve kontrol aletleri, orta zorlamalı veya zorlamalı parçalar, soğuk şişirilerek veya fışkırtılarak (ekstürüzyon) şekillendirilen parçalar, kesici takımlar gibi parçaların imalinde kullanılır. Bu amaçla incelendiğinde yüksek döndürme momentlerine maruz kalan şanzıman grup mili için uygun bir çelik sınıfından yararlanıldığı öngörüsünde bulunulmuştur.

Şanzıman grup milinin katalog bilgileri dışında malzeme analizi yapılarak malzeme kalitesi teyit edilmiştir. Böylelikle gerçekleşecek yorulma ve kırılma analizlerinde malzeme kalitesinden kaynaklanan problemleri ele alınmayacak olduğundan hesaplanmayan etkiler elimine edilmiştir. Kırılan şanzıman grup mili numunesinin kırılan alın yüzeyi taşlanarak spektrometre vasıtası ile malzeme analizi yapılmıştır. Spektrometre analizinin sonuçlarından da anlaşılacağı gibi malzeme kalitesi çeliğe ait katalog değerleri ile uyum sağlamış ve 21CrNiMo2 kalitedir.



Şekil 7.2 Spektrometre analiz numunesi

Çizelge 7.3 Spektrometre Analiz Raporu (21CrNiMo2)**Ölçüm Değerleri**

Tarih: 05.03.2010

No	C	Si	Mn	P	S	Cu	Al	Cr	Mo	Ni	V	Ti	Nb	Co	W	Pb	Ceç
1	1,160	0,253	0,756	<0,001	<0,001	0,083	0,018	0,627	0,132	0,404	<0,001	0,007	<0,001	0,006	<0,001	<0,001	1,470
2	0,832	0,334	0,833	0,013	<0,001	0,089	0,026	0,702	0,148	0,419	0,003	0,005	0,011	0,044	0,054	0,003	1,180
3	0,819	0,335	0,844	0,013	<0,001	0,091	0,023	0,707	0,146	0,425	0,004	0,005	0,012	0,046	0,056	0,004	1,170

Ortalama:

C	Si	Mn	P	S	Cu	Al	Cr	Mo	Ni	V	Ti	Nb	Co	W	Pb	Ceç
0,94	0,31	0,81	0,01	<0,001	0,09	0,02	0,68	0,14	0,42	0	0,01	0,01	0,03	0,04	0	1,27

21CrNiMo2 (8620) Standart Kimyasal Alaşım Oranları

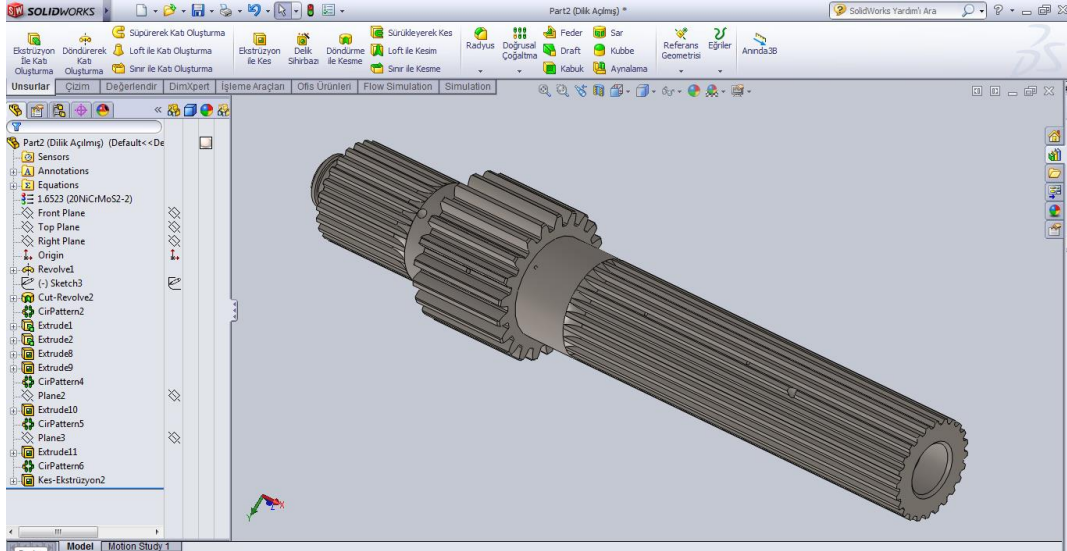
C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni	Mo
0.18 - 0.9	0.70 - 0.90	0.20 - 0.35	< 0.040	<0.040	0.40 - 0.70	0.40 - 0.70	0.14 - 0.25

Mil malzemesinin genel özellikleri literatür araştırması sonucu tespit edilmiş olup Çizelge 7.4'de gösterilmiştir. Yapılan hesaplamalarda malzemenin mekanik özelliklerine ait veriler kullanılırken Çizelge 7.2'den yararlanılmıştır.

Çizelge 7.4 21CrNiMo2 Kalite Malzemenin Mekanik Özellikleri

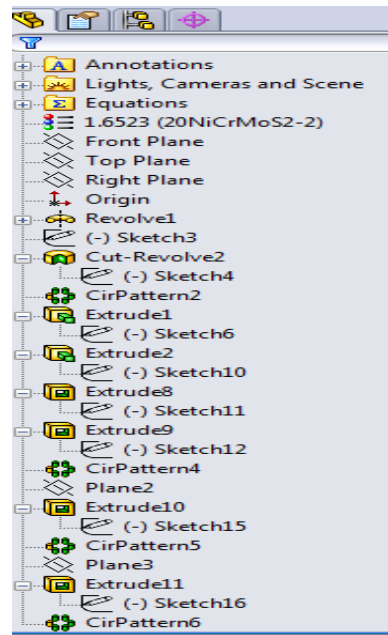
Malzeme Numarası	1.6523
Malzeme Kalitesi-AISI	8620 (21CrNiMo2)
Çekme Mukavemeti	820 N/mm ²
Akma Mukavemeti	585 N/mm ²
Elastisite Modülü	205 kN/mm ²
Kırılma Tokluğu	60 MPa m ^{1/2}
Kopma Uzaması	%28,5
Yoğunluk	7.85 g/cm ³
Poission Oranı	0.29
Isıl İşlem	Sementasyon
Sertlik	84 HRC

Malzeme tanımlama işlemi SolidWorks 2012 yazılımında gerçekleştirilmiş olup modelleme işi Şekil 7.3'te gösterilmektedir.



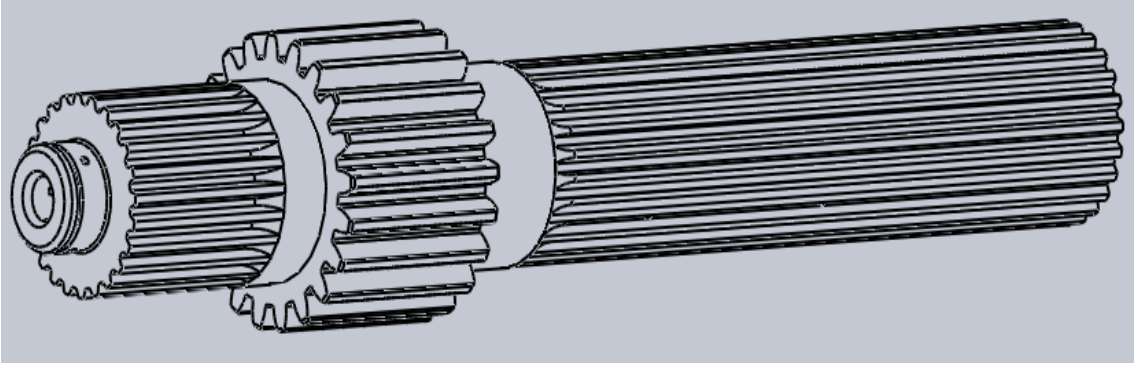
Şekil 7.3 SolidWorks Şanzıman Grup Mili Modeli

Model için oluşturulan modelleme ağacına ait bilgiler Şekil 7.4'te verildiği gibidir. Planlanan iyileştirmeler ve önerilerin değişime uygun bir model ile yapılması tasarımdan kaynaklı problemlerin çözümü için alt yapı hazırlanmıştır [41].

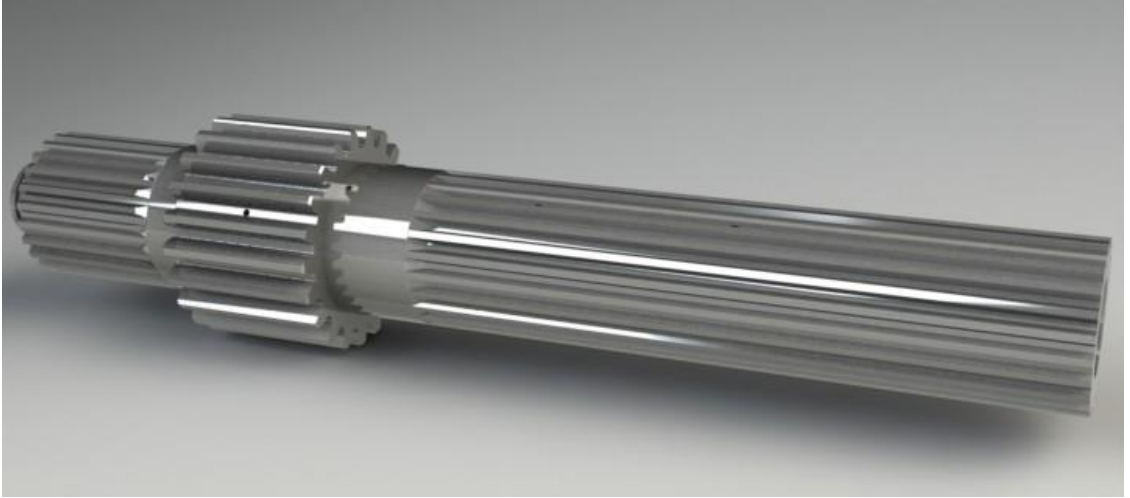


Şekil 7.4 SolidWorks Model Ağacı

Katı model haline getirilen şanzıman grup mili için malzeme tanımlaması da SolidWorks 2012 yazılımında yapılmıştır. 21CrNiMo2 kalitesinde olan parça modeli analiz için uygun hale getirilmiştir. Modelin son hali Şekil 7.5'te gösterilmekte olup şanzıman grup mili malzemesi olan 21CrNiMo2 kalite çeliğin modele atanmış hali ise Şekil 7.6'te gösterilmektedir.



Şekil 7.5 Şanzıman Grup Mili Modeli

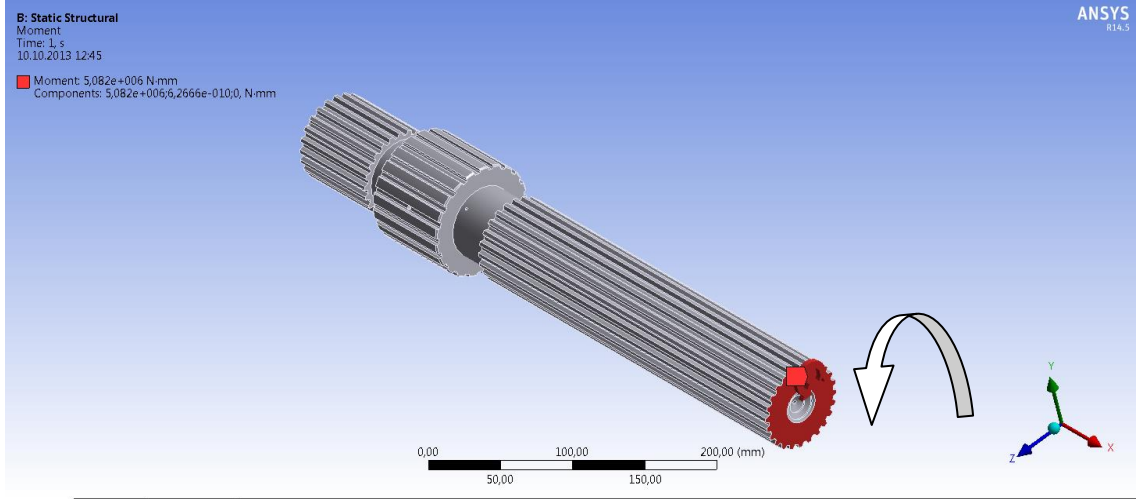


Şekil 7.6 Malzeme Seçilmiş Şanzıman Grup Mili Modeli

7.2 Analiz için Yükleme Durumunun Belirlenmesi

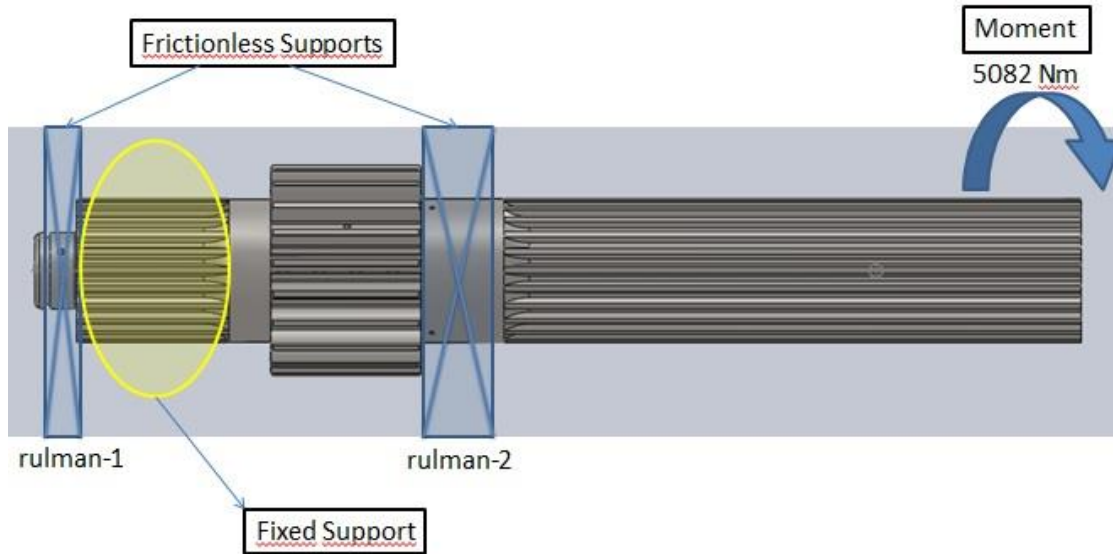
Şanzıman grup milinin analiz şartları, çalıştığı dişli kutusundaki yataklama şartlarına uygun olarak dizayn edilmiştir. İki noktadan yataklanan mil radyal-eksenel yükleri rulman vasıtasıyla karşılamaktadır. Ayrıca maksimum döndürme momenti olan 5082Nm'lik tork dişli kutusu giriş tarafı olan ve Şekil 7.7'de gösterilen milin alın kısmından ve ok işareti ile belirtilen taraftan uygulanmaktadır. Bunun sebebi ise kuvvetin dişli

kutusunda ve dolayısıyla grup miline ulaştığı ilk noktanın bu bölgenin olmasıdır. Ayrıca şanzıman grup mili döndürme momentini giriş tarafındaki alın yüzeyinden aldığı takdirde, milin tüm noktaları döndürme momentinin etkisi altında kalacaktır. Şekil 7.7’de Ansys Workbench 13.0 yazılımında döndürme momentinin uygulanma şekli ile ilgili bilgi verilmektedir.



Şekil 7.7 Döndürme Momenti Şekli ve Uygulama Yeri

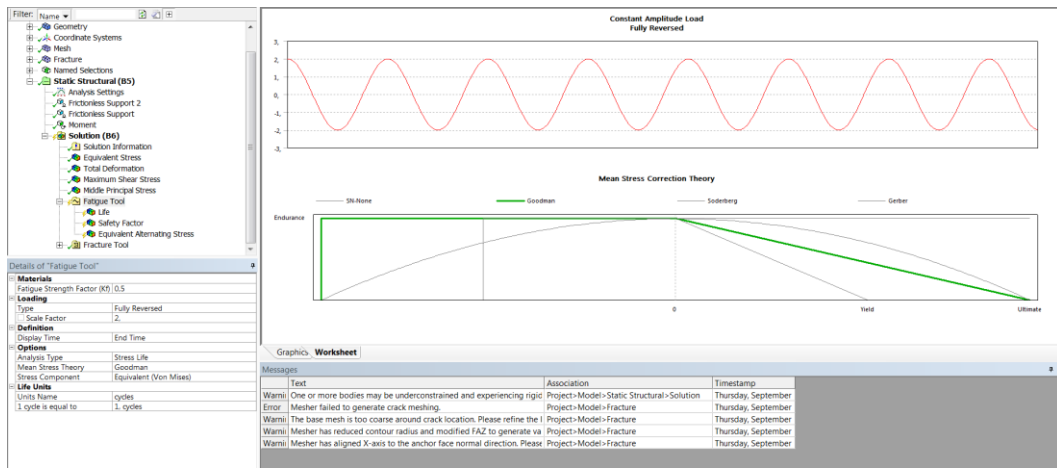
Çalışma şartlarını oluşturulabilmesi için tepki kuvvetleri de hesaba katılmış ve zorlanmanın en yüksek olacağı bölge olan ve Şekil 7.8’de “Fixed Support” olarak tanımlanan bölge sabitlenerek, uygulanan moment dolayısı ile milin zorlanması sağlanmıştır.



Şekil 7.8 Milin Analiz İçin Yükleme Durumu

7.3 Statik Analiz

Ansyes ve Solidworks Simulation yazılımı kullanılarak statik analizleri incelenmiş ve sonlu elemanlar yöntemine uygun bir yazılım kullanılmıştır. Statik analizde Maksimum şekil değiştirme enerjisi (von-mises) hipotezi ve Stress Life analiz metoduna göre, Ansys Workbench 13.0'ın desteklediği Static Structural yöntemi gerçekleştirilmiştir[31]. Statik analizde malzeme üzerinden elde edilen gerilme değeri akma sınırının altında bir değer olarak tespit edilmiştir. Analiz için ön görülen ve Ansys Workbench 13.0'a uygulatılan analiz ayarları Şekil 7.9'da gösterilmiştir.



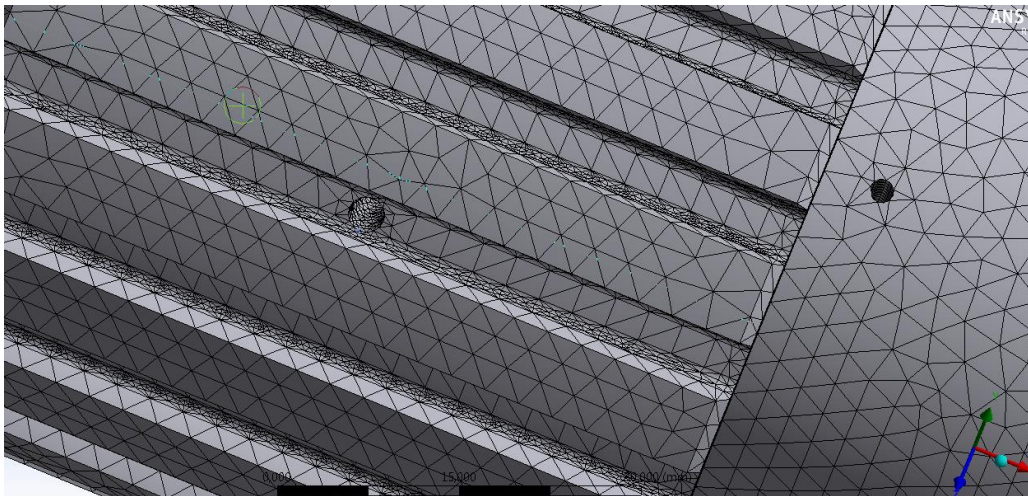
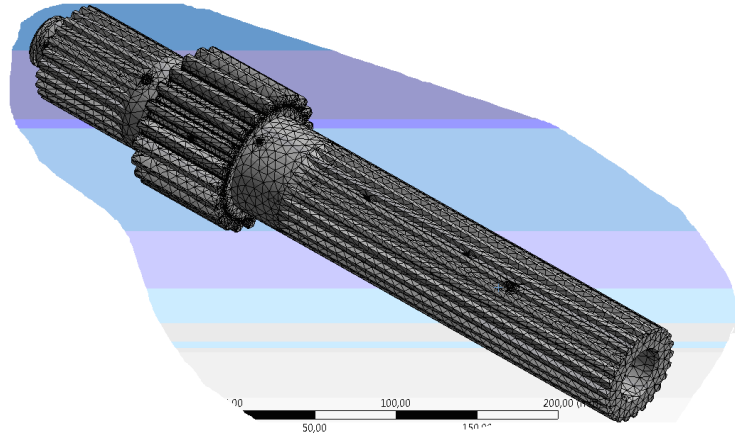
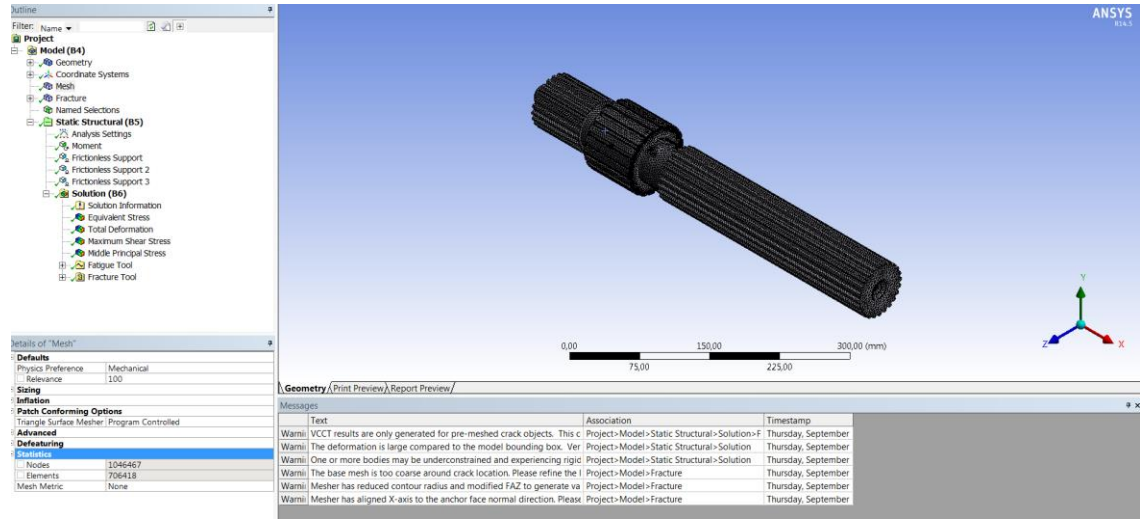
Şekil 7.9 Ansys Workbench Statik Analiz Ayarları

Model için çözüm ağının oluşturulması gerekmektedir. Buna mesh denir. Oluşturulan ağ sistemi ne kadar ince ve düzenli ise alacağımız sonucun doğruluğu o kadar yüksek olacaktır. Atılan mesh yapısı eleman tipine göre değişmektedir. Bu ağ yapısı elle kendimiz düzenleyerek atayabileceğimiz gibi otomatik bir şekilde programın kendisinin atmasına izin verebiliriz.

Analiz için yoğun bir “mesh atma” işlemi gerçekleştirilmiştir. Şanzıman grup mili sonlu elemanlar yöntemi için toplam 1.046.467 adet düğüm ve 706.418 adet elemandan oluşturulmuştur ve “mesh atma” işlemi hassas bölgelerin yüzey durumlarına göre belirlenmiştir. Ansys Workbench 13.0 yazılımında mile ait sonlu eleman oluşturma işlemi Şekil 7.9'da gösterilmiştir.

Şekil 7.10'da gösterildiği gibi “mesh” yüzey durumlarına göre belirlemiş ve “Solid 178 Eleman” ismini verdiğimiz heksahedral ve tetrahedral elemanlar kullanılmıştır. Kırılmaların oluşabileceği bölgelerde ince mesh özellikleri etki ettirilmiş ve süpürme yüzeylerine daha yoğun elemanlardan mesh işlemleri uygulanmıştır. Şekil 7.11'da kritik

nokta olarak tabir edebileceğimiz çentik etkilerinin meydana geldiği bölgelerde oluşturulan mesh şekilleri görülmektedir.



Şekil 7.10 Sonlu Eleman Modeli

Details of "Mesh"	
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
<input type="checkbox"/> Relevance	100
Sizing	
Inflation	
Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Advanced	
Defeaturing	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	536939
<input type="checkbox"/> Elements	357138
Mesh Metric	None

Şekil 7.11 Mesh Detayı

Şekil 7.12'da gösterildiği üzere, mil üzerinde yapılan statik analize göre maksimum eşdeğer gerilme 507,37MPa olarak hesaplanmıştır. 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait akma mukavemet değeri 585MPa'dır. Yapılan analizde emniyet katsayısı $R_{emn} = 1.16$ olarak hesaplanmış ve milin statik yükleme şartlarında mukavim olduğu tespit edilmiştir.

$\sigma_y =$ Akma Mukavemeti (21CrNiMo6)

$\sigma_{max} =$ Maksimum Eşdeğer Gerilme

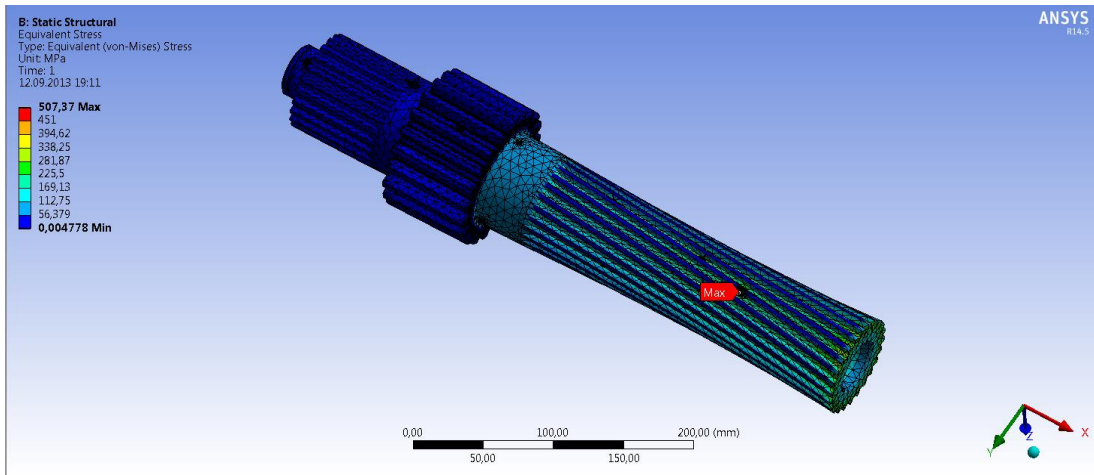
$R_{emn} =$ Statik Emniyet Katsayısı

$\sigma_y = 595\text{MPa}$

$\sigma_{max} = 507,37\text{MPa}$ ise;

$R_{emn} = 585 / 507,37$

$R_{emn} = 1.16$ (Emniyetli)



Şekil 7.12 Maksimum Eşdeğer Gerilme (Statik Analiz)

Ayrıca analiz sonucunda mil üzerindeki kritik noktalar ve maksimum gerilme bölgeleri tespit edilebilmektedir. Statik analiz sonuçları irdelendiğinde şanzıman grup miline ait maksimum gerilmenin mil üzerindeki yağlama kanalı çevresinde oluştuğunu görülmektedir. Fakat statik açıdan incelenen mil; malzeme özelliklerine göre emniyetlidir ve hasarla sonuçlanan bir deformasyona uğramamaktadır. Bu çerçevede, hasar analizinde ortaya konulan tespitite olduğu gibi, kırılma ile kaynaklanan hasarın statik yüklerden kaynaklı olmadığı anlaşılmaktadır.

7.4 Yorulma Analizi Hazırlıkları İçin S-N Diyagramının Oluşturulması

Herhangi bir Sonlu Elemanlar Analiz programında yorulma analizinin yapılabilmesi için Engineering Data kısmını malzemenin gerilme ömür bilgilerinin girilmesi gerekmektedir. Diyagramın oluşturabilmesi için kullanılacak malzemelere ait hesapların yapılması ile ortaya çıkan veriler kullanılabilir. Ansys Workbench yazılımında yorulma analizinin yapılabilmesi için “Stress Life” ve “Strain Life” olmak üzere iki analiz şekli bulunmaktadır. Bu çalışmada yorulma analizinin yapılmasında yukarıdaki bölümlerde bahsedildiği üzere Stress Life yaklaşımı uygulanmaktadır.

“Stress Life” ve “Strain Life” yaklaşımının arasındaki farklılık “Strain Life” yöntemi 10^3 ve altındaki çalışan çevrim oranlarında uygulanan bir analiz çeşididir. “Stress Life” yöntemi ise 10^3 ve sonrası çevrime kadar çalışan ortamlarda analiz çeşitlerinde kullanılan yöntemidir. Bu çalışmada malzeme sonsuz ömür değerlerine göre tasarlanmasından dolayı “Stress Life” yöntemi kullanılmıştır. “Stress Life” analizinde bu işlemi gerçekleştiren 3 ayrı metod bulunur bunlar; “log-log” “Semi-log” ve Lineer’ dir. Sonuçlar seçilen metoda göre değişmez. Ama genellikle S-N eğrisini ve karşılık gelen değerleri görmek açısından log-log metodunun kullanılması daha uygundur.

Bazı metallerin süresiz çevrimlere ve malzemeyi hasara uğratmayacak bir gerilme alt sınırı olarak ifade edilen yorulma dayanma limitine (Endurance Limit) sahiptir. Uygulanan gerilmenin seviyesi malzemenin dayanma limitinin altında ise malzemenin sonsuz bir ömür sahip olduğu söylenir. Birçok demir dışı metaller ve alaşımları yeterli bir yorulma limitine sahip değillerdir. Bu tür metallerde sürekli azalan bir S-N eğrisi gözlenmektedir. Bu gibi durumlarda verilen çevrim sayıları yorulma mukavemeti (Se) belirtilmelidir. Bu metaller için etkili bir dayanma sınırı 10^5 ile 10^8 arasında yük çevrim sayısına hasara sebep olan bir yük gibi tanımlanmalıdır. Dayanma limiti kavramı tasarımda sonsuz ömür veya güvenli gerilme sınırında kalma olarak tanımlanır.

Bu nedenle; tasarım uygulamalarında bir dayanma sınırı uygulandığı zaman dikkatli olunmalıdır. Dayanma sınırı etkiyen durumlar şu şekilde sıralanabilir [20];

- Yüzey pürüzlülüğü;
- Sıcaklık
- Gerilme yığılması ve çentik hassasiyeti
- Boyut faktörü
- Güvenlik faktörü
- Diğer etmenler

Bu etkiler azaltma faktörü (k) ile malzemeye ait döner kiriş yorulma test numunesinin dayanma limitini (S_e') tahmin etmek için kullanılmaktadır. Yapılan analiz çalışmasında iki tip malzeme kullanılmaktadır ve iki tip malzeme için S-N diyagramları oluşturulmuştur. 21CrNiMo2 kalite malzeme şanzıman grup milinin imalat ve tasarımında öngörülmüş ve hasar uğramış malzemedir.

7.4.1 21CrNiMo2 Kalite Çelik için S-N Diyagramının Oluşturulması

7.4.1.1 Dönel Kiriş Test Makinasından Elde Edilen Yorulma Dayanımı (S_e')

Malzemelerin dalgalı yükler altındaki davranışını belirleme yöntemi olan dönel kiriş testinde, numuneye belirli bir ana yük (sıfır olabilir) ve alternatif bir yük uygulanır ve hata oluşturmak için gerekli döngü sayısı (yorulma ömrü) kaydedilir. Genellikle, test, özdeş numuneler ve çeşitli dalgalı yüklerle tekrar edilir. Yükler burulma veya bükülme şeklinde eksenel olarak uygulanabilir. Ana ve döngüsel yükün genliğine bağlı olarak, numunedeki net baskı yükleme döngüsü boyunca bir yönde olabilir veya yön bakımından ters dönebilir. Yorulma testinden gelen veriler, sıklıkla, gelişmiş dairesel baskının genliği karşısında bir numunede hata oluşturma için gerekli döngü sayısının çizimi olan bir B-G diyagramı içinde sunulur. Sunulan dairesel gerilme, gerilme genliği, maksimum gerilme veya minimum gerilme olabilir. Diyagramdaki her bir eğri sabit bir ortalama gerilme gösterir. Çoğu yorulma testi bükülgen, döner kiriş veya titreşimli tür makinelerde yürütülür. Bu çalışmada dönel kiriş testi gerçekleştirilmeyip ampirik formüller ve hesaplama için oluşturulmuş diyagramlardan yararlanılmıştır [25].

$$S_e' = k \cdot S_{ut} \quad (7.1)$$

S_e' : Döner kiriş yorulma test numunesine ait dayanım limiti (endurance limit)

S_{ut} : Çekme mukavemeti

1.6523 kalite çeliğe ait;

$S_{ut} = 820 \text{ MPa} = 119 \text{ ksi}$ ise

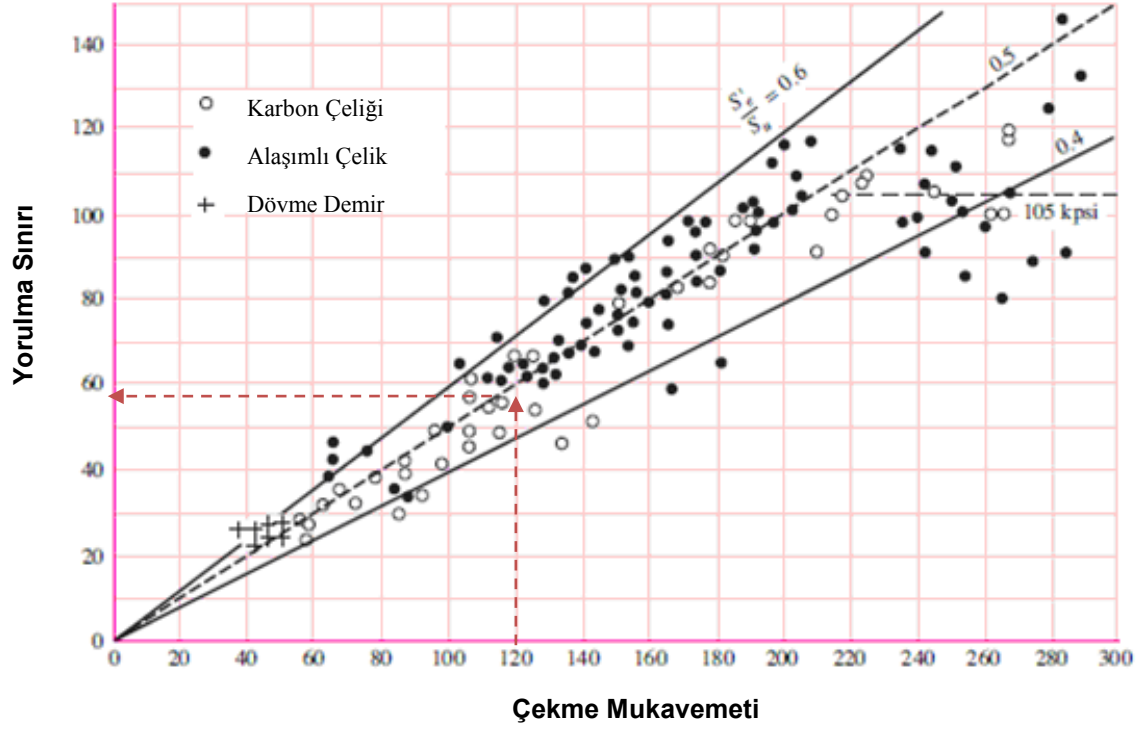
$k=0,5$ 'dir (Şekil 7.6 yardımı ile)

Şekil 7.13'de yer alan diyagram vasıtası ile çekme mukavemetine bağlı olarak malzemeye ait yorulma dayanımı limiti (endurance limit) tespit edilebilmektedir. [17]

$S_e' = k \cdot S_{ut}$ ise;

$S_e' = 0,5.820$

$S_e' = 410\text{MPa}$



Şekil 7.13 Yorulma Dayanım Diyagramı [17]

7.4.1.2 Yorulma Dayanımı (S_f)

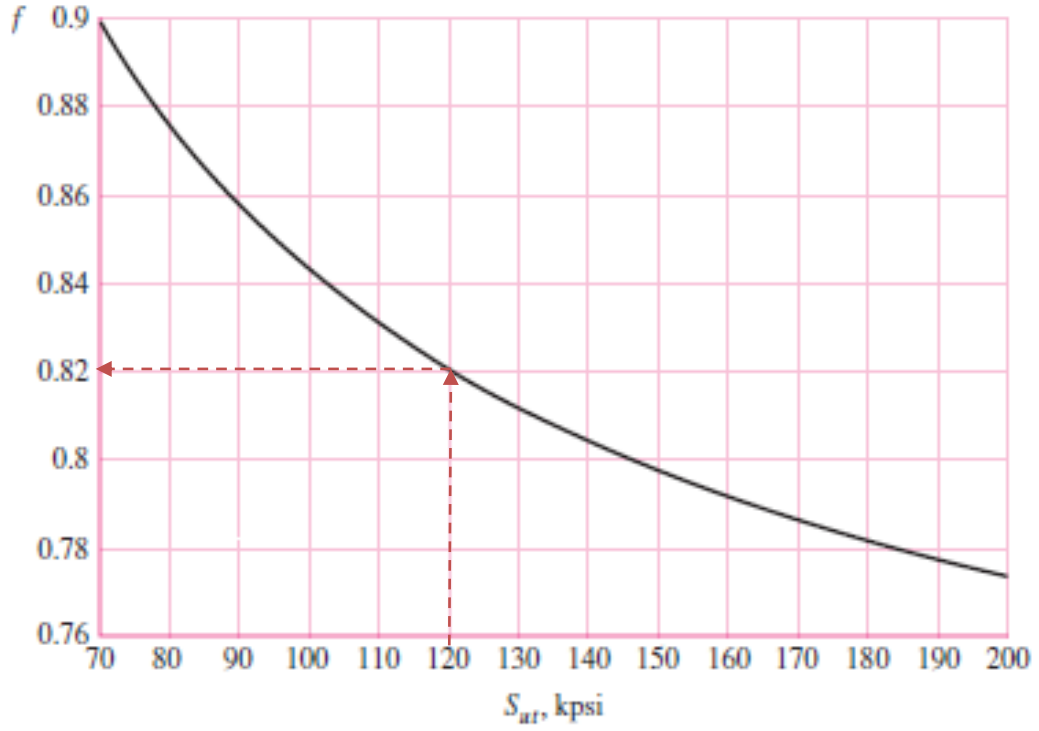
$$S_f = a \cdot N^b \quad (7.2)$$

S_f : Yorulma Dayanımı

N : Çevrim Sayısı

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e'} \quad b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e'} \right)$$

f : Kırılma dayanım fraksiyonu



Şekil 7.14 Kırılma Dayanım Fraksiyonu Diyagramı [17]

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e'} = \frac{(0,82 \cdot 820)^2}{410}$$

$$a = 1103 \text{ MPa}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e'}\right) = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{0,82 \cdot 820}{410}\right)$$

$$b = -0,0716 \text{ ise;}$$

$$S_f = a \cdot N^b$$

$$S_f = 1103 \cdot N^{-0,0716} \text{ ise;}$$

$$N=10^1 \text{ için; } (S_f)_{10^1} = 932 \text{ MPa}$$

$$N=10^2 \text{ için; } (S_f)_{10^2} = 793 \text{ MPa}$$

$$N=10^3 \text{ için; } (S_f)_{10^3} = 570 \text{ MPa}$$

$$N=10^4 \text{ için; } (S_f)_{10^4} = 483 \text{ MPa}$$

$$N=10^5 \text{ için; } (S_f)_{10^5} = 410 \text{ MPa}$$

$$N=10^6 \text{ için; } (S_f)_{10^6} = 294 \text{ MPa}$$

7.4.1.3 Yorulma Sınırı (S_e):

Kullanım şartlarına bağılı olarak modifikasyon faktörleri etkisi ve gerçek kullanım durumuna bağılı dayanım limit (endurance limit) değerinin tespiti aşağıdaki formül ile yapılmıştır:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e$$

S_e : Kritik dayanım limiti

k_a : Yüzey faktörü

k_b : Boyut faktörü

k_c : Yükleme faktörü

k_d : Sıcaklık faktörü

k_e : Güvenlik faktörü

Yüzey Faktörü:

Yüzey modifikasyon katsayısı parametrelerine olan a ve b değerleri Çizelge 7.5'ten yararlanılarak tespit edilmiştir.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Çizelge 7.5 Yüzey Katsayısı [17]

Yüzey İşleme	Faktör a MPa	Katsayı b
Taşlama	1,58	-0,085
Talaşlı / Soğuk Çekme	4,51	-0,265
Sıcak Haddeleme	57,7	-0,718
Dövme	272	-0,995

$$k_a = 4,51 \cdot 820^{-0,265}$$

$$k_a = 0,765$$

Boyut Faktörü:

Boyut faktörü şanzıman grup milinin çapına (d) göre değişim göstermekte olup kapsam aralığına göre Çizelge 7.6'te belirtilen ampirik formüller vasıtası ile hesaplanmıştır.

Çizelge 7.6 Boyut Faktörü Formülleri [17]

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

$\emptyset_{\text{mil}}=65 \text{ mm}$ için $k_b=1,51 \cdot d^{-0,157}$ formülü kullanılmalıdır.

$$k_b=1,51 \cdot d^{-0,157}$$

$$k_b=1,51 \cdot 65^{-0,157}$$

$$k_b=0,784$$

Yükleme Faktörü:

Yükleme durumunda şanzıman grup mili hem eğilme hem de burulmaya zorlandığı için yüklem modifikasyon faktörü Çizelge 7.7' den yararlanılarak.

$K_c=1$ olarak seçilmiştir.

Çizelge 7.7 Yüklem Faktörü Formülleri [17]

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{bending} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsion}^{17} \end{cases}$$

Sıcaklık Faktörü

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 0,843$$

Sıcaklığın yorulma dayanımına etkisi ile ilgili modifikasyonu yapan katsayı şanzıman grup milinin çalışma esnasındaki sıcaklık değerine göre tespit edilmektedir. Şanzıman sıcaklığının tespiti için dişli kutusunda bulunun yağın sıcaklığı ölçülmüş olup yaklaşık 450°C olarak tespit edilmiştir. Çizelge 7.8 yardımı ile sıcaklık faktörü oranı tespit edilmiştir.

Çizelge 7.8 Sıcaklık Faktörü [17]

Sıcaklık	Sıcaklık Faktörü	Sıcaklık	Sıcaklık Faktörü
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Güvenlik Faktörü:

Şanzıman grup milleri gibi yük aktarım elemanları %99,99 güvenlik oranında çalışmaktadır. Güvenlik faktörünün tespiti için aşağıdaki formül kullanılmaktadır:

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_a$$

$$k_e = 0,702$$

Ayrıca Çizelge 7.9 yardımı ile güvenlik faktörü değeri tespit edilebilmektedir. Yüksek güvenliqli yük aktarım elemanları sınıflandırmasına göre Güvenlik yüzdesi 99,99 olarak tespit edilmiştir. [17]

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_e'$$

$$S_e = 0,765 \times 0,784 \times 1 \times 0,843 \times 0,702 \times 410$$

$$S_e = 145 \text{MPa}$$

Çizelge 7.9 Güvenlik Faktörü

Güvenilirlik %	Dönüşüm Değişkeni z_a	Güvenilirlik Faktörü k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

7.4.2 18CrNiMo6 Kalite Çelik için S-N Diyagramının Oluşturulması

7.4.2.1 Dönel Kiriş Test Makinasından Elde Edilen Yorulma Dayanımı (Se')

$$Se' = k \cdot S_{ut} \quad (7.1)$$

S_e' : Döner kiriş yorulma test numunesine ait dayanım limiti (endurance limit)

S_{ut} : Çekme mukavemeti

18CrNiMo6 (1.6587) kalite çeliğe ait;

$S_{ut} = 1100 \text{ MPa} = 160 \text{ ksi}$ ise

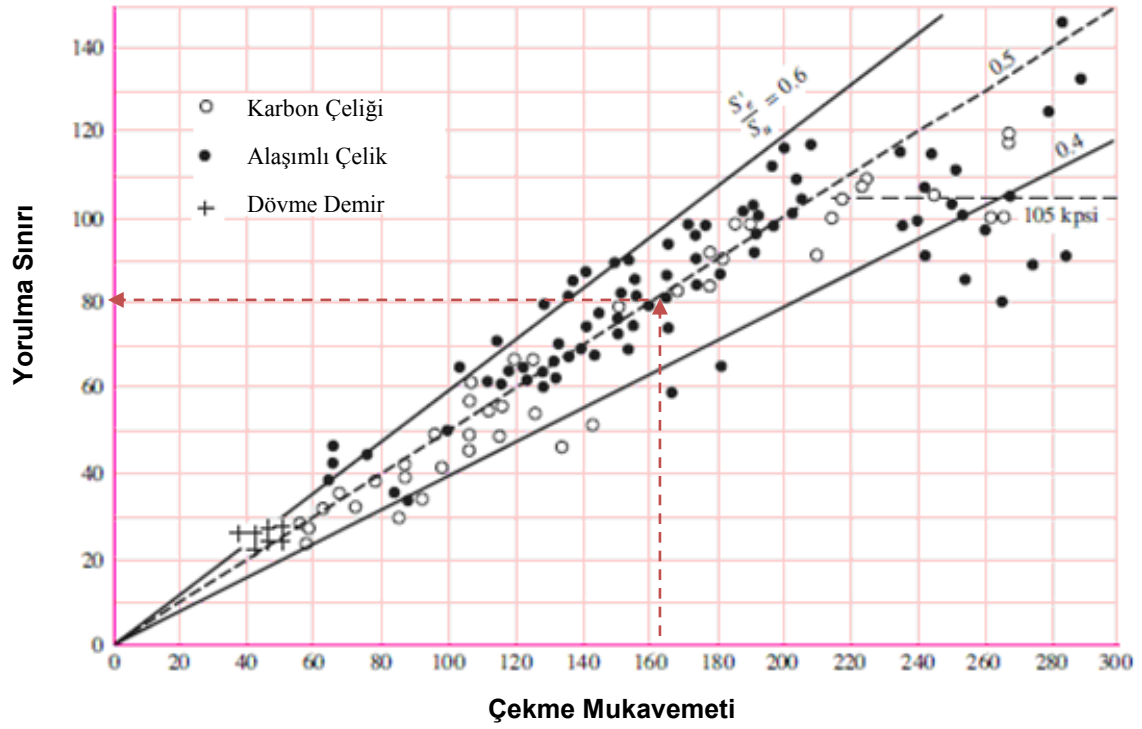
$k=0,5$ 'dir (Şekil 7.6 yardımı ile)

Şekil 7.13'te yer alan diyagram vasıtası ile çekme mukavemetine bağlı olarak malzemeye ait dayanma mukavemeti (endurance limit) tespit edilebilmektedir.

$$Se' = k \cdot S_{ut} \text{ ise;}$$

$$S_e' = 0,5 \cdot 1100$$

$$S_e' = 550 \text{ MPa}$$



Şekil 7.15 Yorulma Dayanım Diyagramı

7.4.2.2 Yorulma Dayanımı (S_f)

$$S_f = a \cdot N^b \quad (7.2)$$

S_f : Yorulma Dayanımı

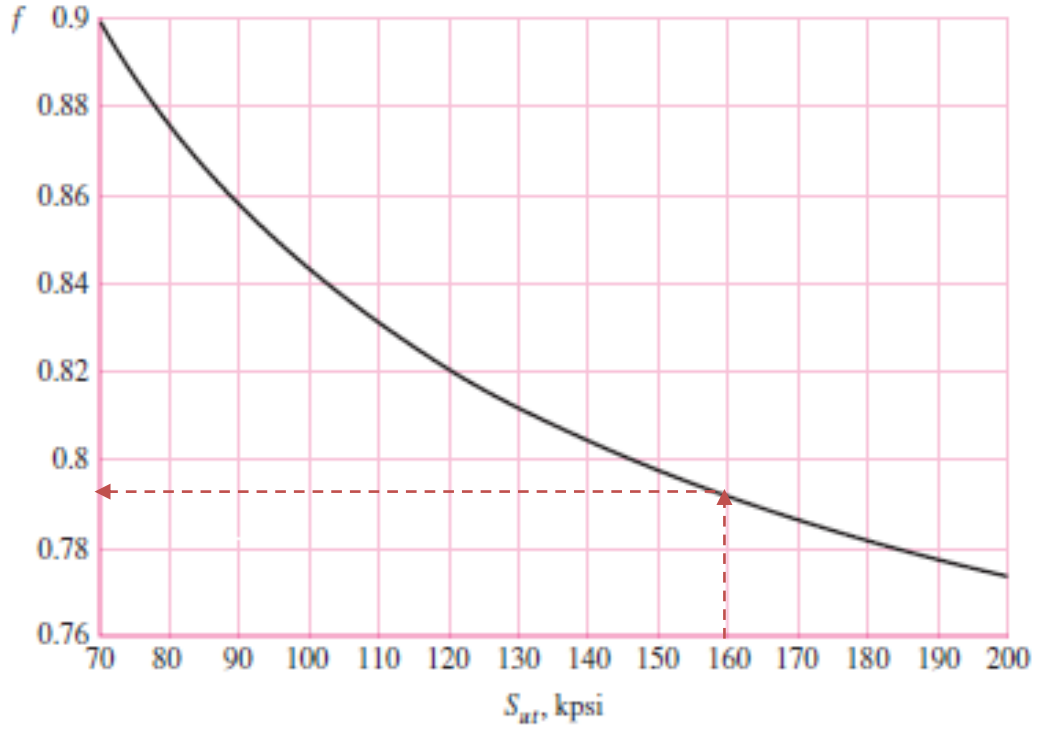
N : Çevrim Sayısı

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S'_{Ee}} \quad b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S'_e} \right)$$

f : Kırılma dayanım fraksiyonu

$$a = \frac{f \cdot S_{ut}}{S'_e} = \frac{(0,79 \cdot 1100)^2}{550}$$

$$a = 1373 \text{ MPa}$$



Şekil 7.16 Kırılma Dayanım Fraksiyonu Diyagramı

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{0,79 \cdot 1100}{550} \right)$$

$b = -0,0662$ ise;

$$S_f = a \cdot N^b$$

$$S_f = 1373 \cdot N^{-0,0662}$$

$$N=10^1 \text{ için; } (S_f)_{10}^1 = 1180 \text{MPa}$$

$$N=10^2 \text{ için; } (S_f)_{10}^2 = 1012 \text{MPa}$$

$$N=10^3 \text{ için; } (S_f)_{10}^3 = 869 \text{MPa}$$

$$N=10^4 \text{ için; } (S_f)_{10}^4 = 746 \text{MPa}$$

$$N=10^5 \text{ için; } (S_f)_{10}^5 = 640 \text{MPa}$$

$$N=10^6 \text{ için; } (S_f)_{10}^6 = 550 \text{MPa}$$

7.4.2.3 Yorulma Sınırı(S_e):

Kullanım şartlarına bağlı olarak modifikasyon faktörleri etkisi ve gerçek kullanım durumuna bağlı dayanım limit (endurance limit) değerinin tespiti aşağıdaki formül ile yapılmıştır:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e \quad (7.3)$$

S_e : Kritik dayanım limiti

k_a : Yüzey faktörü

k_b : Boyut faktörü

k_c : Yükleme faktörü

k_d : Sıcaklık faktörü

k_e : Güvenlik faktörü

Yüzey Faktörü:

Yüzey modifikasyon katsayısı parametrelerine olan a ve b değerleri Çizelge 7.5'ten yararlanılarak tespit edilmiştir.

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

$$k_a = 4,51 \cdot 1100^{-0,265}$$

$$k_a = 0,705$$

Boyut Faktörü:

Boyut faktörü şanzıman grup milinin çapına (d) göre değişim göstermekte olup kapsam aralığına göre Çizelge 7.6'da belirtilen ampirik formüller vasıtası ile hesaplanmıştır. \emptyset mil=65 mm için $k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157}$ formülü Çizelge 7.6 yardımı ile tespit edilmiştir.

$$k_b = 1,51 \cdot d^{-0,157}$$

$$k_b = 1,51 \cdot 65^{-0,157}$$

$$k_b = 0,784$$

Yükleme Faktörü:

Yükleme durumunda şanzıman grup mili hem eğilme hem de burulmaya zorlandığı için yükleme modifikasyon faktörü Çizelge 7.7' den yararlanılarak.

$K_c = 1$ olarak seçilmiştir.

Sıcaklık Faktörü

Sıcaklığın yorulma dayanımına etkisi ile ilgili modifikasyonu yapan katsayı şanzıman grup milinin çalışma esnasındaki sıcaklık değerine göre tespit edilmektedir. Şanzıman sıcaklığının tespiti için dişli kutusunda bulunan yağın sıcaklığı ölçülmüş olup yaklaşık 450°C olarak tespit edilmiştir. Çizelge 7.8 yardımı ile sıcaklık faktörü oranı tespit edilmiştir.

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} = 0,843$$

Güvenlik Faktörü:

Şanzıman grup milleri gibi yük aktarım elemanları %99,99 güvenlik oranında çalışmaktadır. Güvenlik faktörünün tespiti için aşağıdaki formül kullanılmaktadır:

$$k_e = 1 - 0,08 \cdot z_a$$

$$k_e = 0,702$$

Ayrıca Çizelge 7.9 yardımı ile güvenlik faktörü değeri tespit edilebilmektedir. Yüksek güvenilirlikli yük aktarım elemanları sınıflandırmasına göre Güvenlik yüzdesi 99,99 olarak tespit edilmiştir.

Kritik Dayanım Limiti:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,705 \times 0,784 \times 1 \times 0,843 \times 0,702 \times 550$$

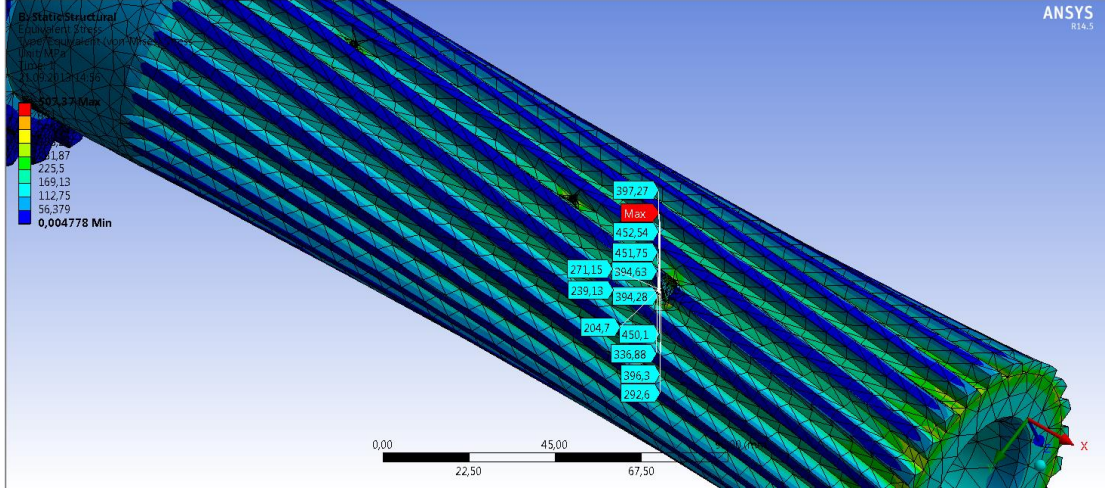
$$S_e = 184 \text{MPa}$$

7.4.3 Ortalama Gerilme

Ortalama gerilme hesabında statik analiz sonuçlarından yararlanılmıştır. Statik analizde oluşan maksimum gerilmeye ait elementin etrafında bulunan komşu düğüm gruplarından minimum ve maksimum gerilmeye sahip düğümlerin tespiti ve daha sonra da ortalama gerilme formülü yardımıyla hesaplama yapılmaktadır.

$$S_m = \frac{(\sigma_1)_{\max} + (\sigma_2)_{\min}}{2} \quad (7.4)$$

Kırılma maksimum eşdeğer gerilmenin olduğu düğümde başlamaktadır ve bu noktaya kritik nokta denilmektedir. Fakat söz konusu kritik nokta daima maksimum gerilmeye maruz kalmamaktadır. Bu çerçevede, ortalama gerilmenin tespit edilmesi gerekmektedir. Maksimum eşdeğer gerilmenin olduğu düğümün etrafında bulunan, komşu düğümlerdeki en büyük ve en küçük gerilmelerin ortalaması ile ortalama gerilme tespit edilebilmektedir. Şekil 7.17 ve 7.18'da maksimum gerilmenin olduğu düğüm ve komşu düğümlerdeki gerilmeler gösterilmektedir.

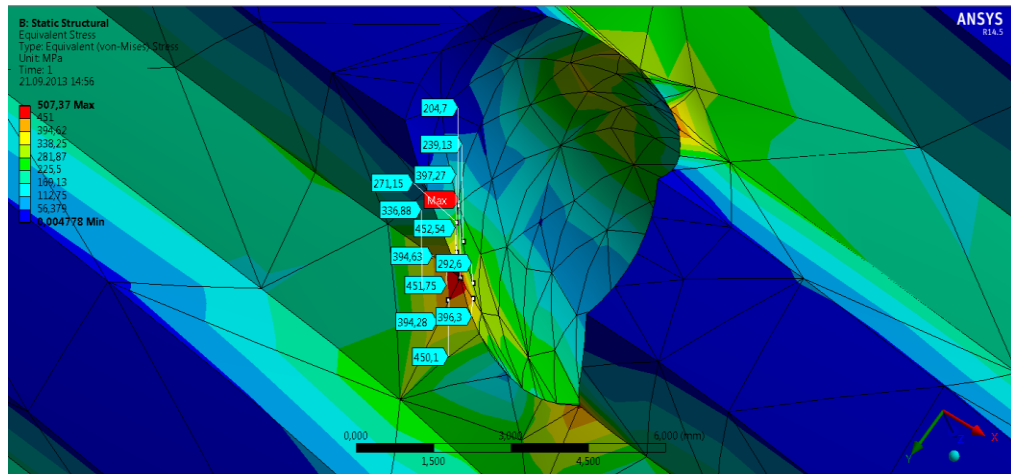


Şekil 7.17 Eşdeğer Gerilme

$(\sigma_1)_{\max} = 347 \text{ MPa}$ olarak maksimum ve minimum gerilmeler tespit edilmiştir.
 $(\sigma_2)_{\min} = 200 \text{ MPa}$

$$S_m = \frac{(347)_{\max} + (200)_{\min}}{2}$$

$$S_m = 273,5 \text{ MPa}$$

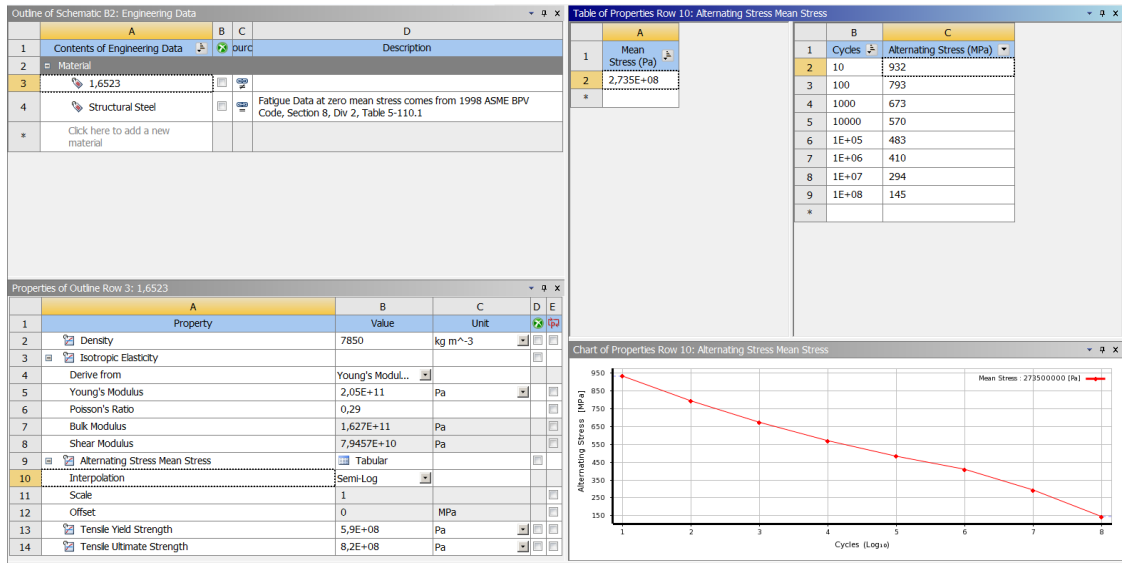


Şekil 7.18 Maksimum Gerilme Noktası ve Komşu Düğüm Gerilme Noktaları

7.4.4 21CrNiMo2 için S-N Eğrisi

Tespit edilen verilerin ANSYS Workbench yazılımına girilmesi ve S-N diyagramının oluşturulması işlemi gerçekleştirilmiştir. Hesaplamalar ile aşağıdaki veriler tespit edilmiştir:

- 10^1 . çevrimdeki Yorulma Dayanımı
- 10^2 . çevrimdeki Yorulma Dayanımı
- 10^3 . çevrimdeki Yorulma Dayanımı
- 10^4 . çevrimdeki Yorulma Dayanımı
- 10^5 . çevrimdeki Yorulma Dayanımı
- 10^6 . çevrimdeki Yorulma Dayanımı
- Endurance Limit değeri (10^8 . çevrimdeki Yorulma Dayanımı)
- Ortalama Gerilme (Mean Stress)
- Malzeme Yoğunluğu
- Young's Modülü
- Poission Oranı
- Hacimsel Modül
- Kayma Modülü
- Akma Mukavemeti
- Çekme Mukavemeti
- Malzeme Kalitesi

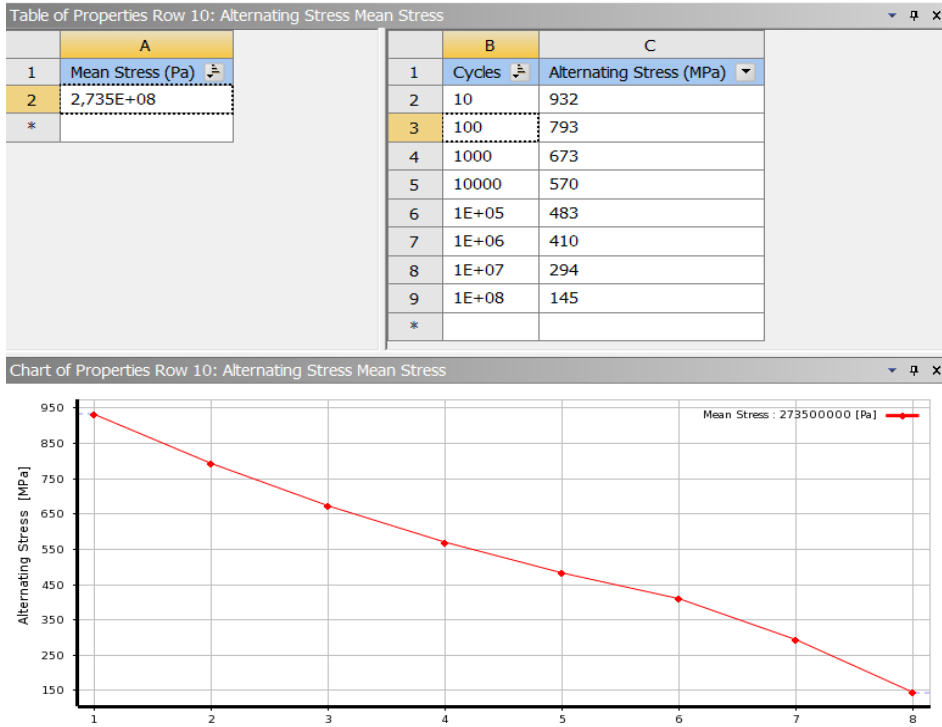


Şekil 7.19 S-N Diyagramının Oluşturulması için Hazırlık (21CrNiMo2)

Hesaplanan değerler Ansys Workbench yazılım programına işlenerek S-N diyagramı oluşturulmuştur. Şekil 7.19 – 7.20’ de gösterilmiş olan diyagram ve gerilim-çevrim tablosu elde edilen sonuçlardır.

Bazı metallerin süresiz çevrimlere ve malzemeyi hasara uğratmayacak bir gerilme alt sınırı olarak ifade edilen yorulma dayanım limitine (Endurance Limit) sahiptir. Uygulanan gerilmenin seviyesi malzemenin dayanım limitinin altında ise malzemenin sonsuz bir ömür sahip olduğu söylenir. Birçok demir dışı metaller ve alaşımları yeterli bir yorulma limitine sahip değildir. Bu tür metallerde Şekil 20’de sürekli azalan bir S-N eğrisi gözlenmektedir. Bu gibi durumlarda verilen çevrim sayıları yorulma mukavemeti (S_e) belirtilmelidir. Bu metaller için etkili bir dayanım sınırı 10^5 ile 10^8 arasında yük çevrim sayısına hasara sebep olan bir yük gibi tanımlanmalıdır. Dayanım limiti kavramı tasarımda sonsuz ömür veya güvenli gerilme sınırında kalma olarak tanımlanır. Yapılan analiz çalışmaları doğrultusunda sonsuz ömür veya güvenli gerilme bölgelerinde kullanıma müsaade eden malzeme ve mekanik iyileştirmeler sunulmuştur.

Bu kapsamda 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait S-N diyagramı Ansys Workbench 13.0 yazılımı vasıtası ile hesaplanmıştır. Yorulma analizlerinin tamamı eşdeğer yorulma gerilmesi ve ömür analizi üzerine yapıldığından S-N diyagramlarının oluşturulması yapılan analizler için öncelikli gereksinimdir. 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait hesaplanarak oluşturulan S-N eğrisi Şekil 7.20’de verilmektedir. 10^5 - 10^8 çevrim aralığında malzemeye ait yorulma dayanımları hesaplanmış ve yazılım ile diyagram haline getirilmiştir.



Şekil 7.20 S-N Diyagramı (21CrNiMo2)

7.4.5 18CrNiMo6 Mekanik Özellikleri ve S-N Eğrisi

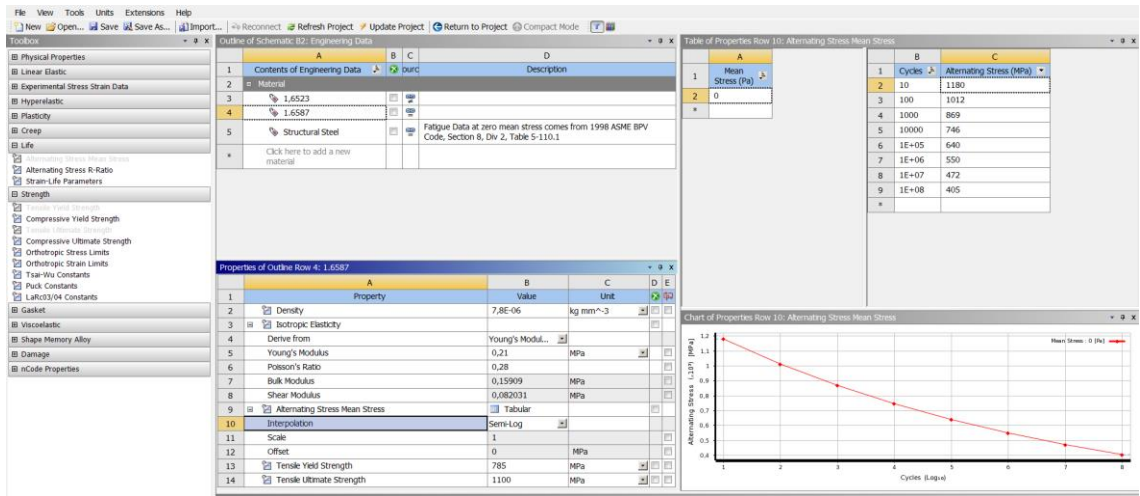
Şanzıman grup milini ait malzeme olan 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait S-N diyagramı oluşturulduktan sonra öneriler bölümünde yer alan 18CrNiMo6 çeliğinin kullanılması ile ilgili iyileştirme önerisinin gereksinimi olarak 18CrNiMo6 kalite çeliğe ait S-N diyagramı da hesaplanıp Ansys Workbench yazılı vasıtasıyla eğrisi oluşturulmuştur.

Çizelge 7.10'da 18CrNiMo6 kalite çeliğe ait genel mekanik özellikler verilmektedir. Söz konusu çelik 21 CrNiMo6 kalite çeliğe göre akma ve çekme mukavemeti bakımından daha yüksek gerilme değerlerine dayanabilmektedir. Böylece 18CrNiMo6 kalite çeliğin S-N eğrisi de 21 Cr NiMo2 kalite çelikten farklılık göstermektedir. Şekil 7.21'da analiz için kullanılan veriler vasıtası ile S-N diyagramı çizilmesi için yapılan hazırlık gösterilmektedir.

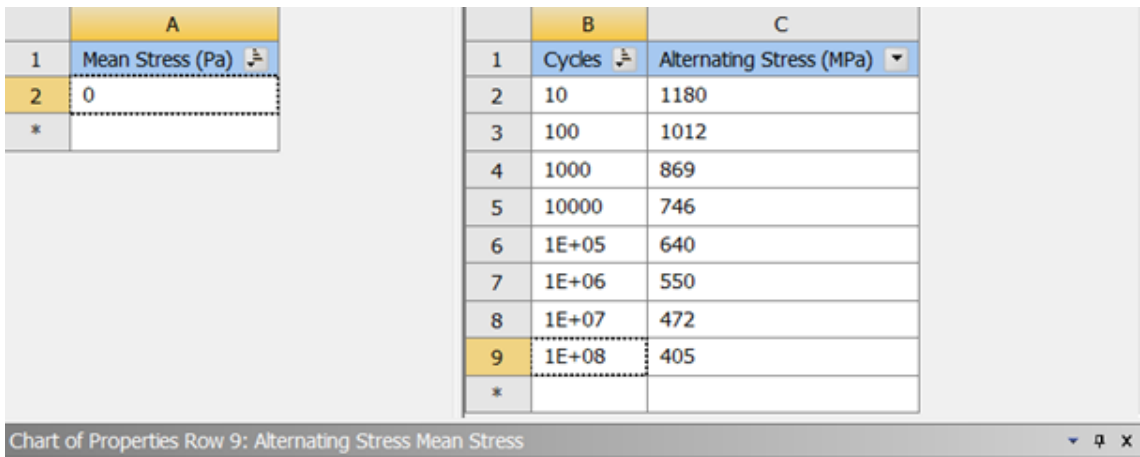
Çizelge 7.10 18CrNiMo7-6 Mekanik Özellikler

Malzeme Numarası	1.6587
Malzeme Kalitesi-AISI	4820 (18CrNiMo7-6)
Çekme Mukavemeti	1100 N/mm ²
Akma Mukavemeti	800 N/mm ²
Elastisite Modülü	210 kN/mm ²
Kırılma Tokluğu	60 MPa m ^{1/2}
Kopma Uzaması	%12
Yoğunluk	7.85 g/cm ³
Poisson Oranı	0.29 N/mm ²
Isıl İşlem	Sementasyon
Sertlik	60 HRC

Şekil 7.22'de çevrim sayılarına bağlı yorulma dayanım değerleri verilmiş olup S-N diyagramı oluşturulmuştur. İlerleyen bölümlerde yapılan yorulma analizleri için S-N diyagramı hazır hale getirilmiştir.



Şekil 7.21 Diyagramının Oluşturulması için Hazırlık (18CrNiMo6)

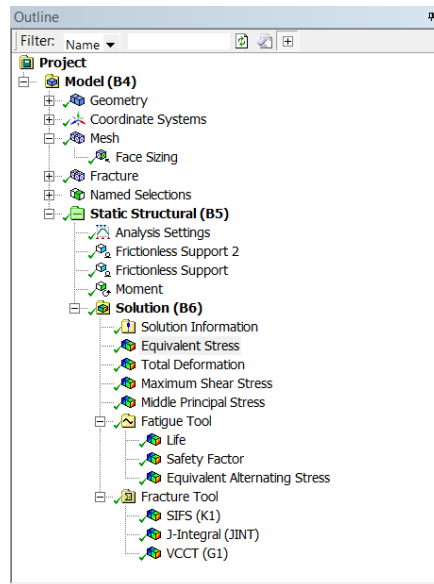


Şekil 7.22 S-N Diyagramı (18CrNiMo6)

7.5 Yorulma Analizi

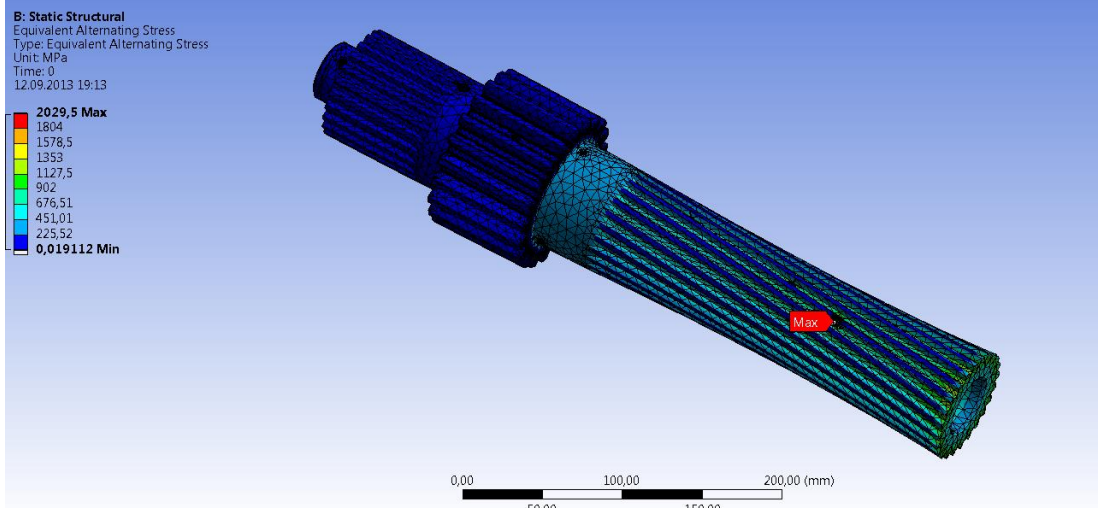
Şanzıman grup milin uygulanan kuvvet ve moment değerleri kullanılarak, tasarımın statik gerilmelerine hesaplanmıştır. Statik gerilmeler ve yapılan hesaplamalar sonucu ortaya çıkarılan S-N diyagramı doğrultusunda yorulma değerleri karşılaştırılmış ve üretime uygun statik gerilmeler ve yorulma ömürleri incelenmiştir. Yorulma analizinde kullanılan yaklaşım Goodman yaklaşımı malzemenin çekme sınırını temel aldığından dolayı tercih sebebi olarak kullanılmıştır. Yorulma analizinin yapılmasında yorulma mukavemet faktörü k_f literatür araştırmalarında gevrek malzemeler için yaklaşık olarak 0,5 değeri kullanılarak analiz adımları uygulanmıştır. Engineering Data kısmında belirlediğimiz değerler girilerek gerilme genliği ve yorulmadaki etkilerinin bulunması istenmektedir. Yorulma hasarlarının belirlenmesi için Yorulma Eşdeğer Gerilmesi göz önünde bulundurulmuştur.

Çalışmada tercih edilen; yorulma çevrim oranlarının yüksek olması nedeniyle Stress Life yaklaşımından faydalanılmıştır. Tasarım çalışmalarında farklı geometrik çalışmalar yapılması nedeniyle analizler bu çalışmalarda elde edilen değerler sonucunda ilk ve son tasarım olmak üzere elde edilen değerler karşılaştırılarak üretim ve mukavemet açısından en uygun olan tasarım üretime verilmiştir. İlk ve son çalışmanın yorulma eşdeğer gerilmeleri, statik eşdeğer (Von Mises) gerilmeleri, yorulma emniyet faktörü (Safety Factor) yorulma ömrü sonuçları elde edilmiştir. Şekil 7.23'de verilen Ansys Workbench analiz algoritmasına göre; statik, yorulma ve kırılma analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca yorulma analizi çıktıları, Şekil 7.24 – 7.26'da gösterilmiştir.



Şekil 7.23 Ansys Workbench Analiz Ağacı

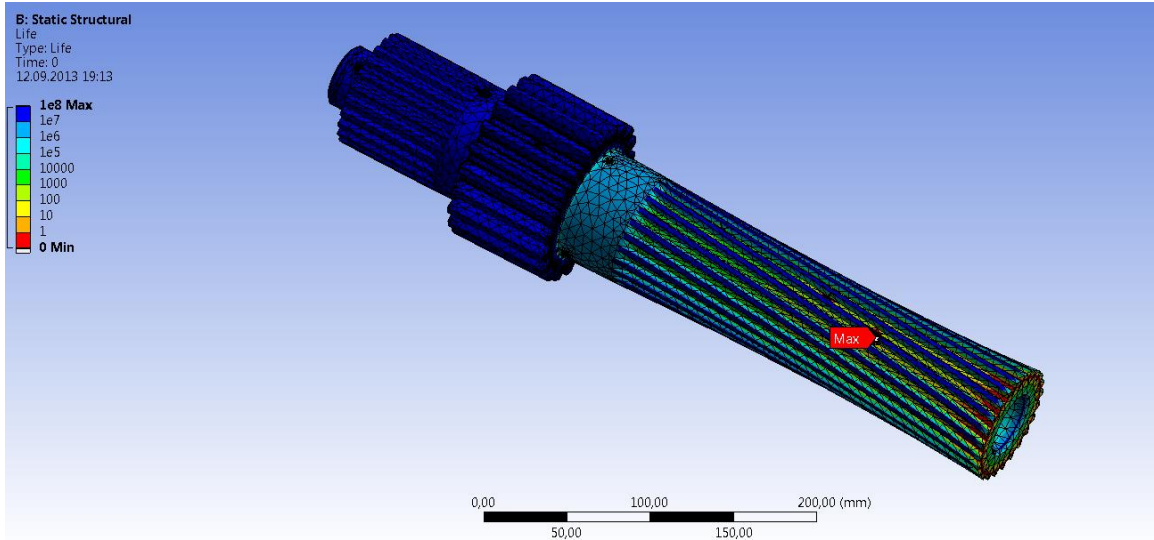
Yorulma analizi sonucunda Şekil 7.22'de görüldüğü üzere maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi, statik analizde olduğu gibi mil üzerinde bulunan yağlama kanalında ortaya çıkmıştır. Analiz sonucunda yorulma eşdeğer gerilmesi bu bölgede 2029,5 MPa olarak hesaplanmıştır.



Şekil 7.24 Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

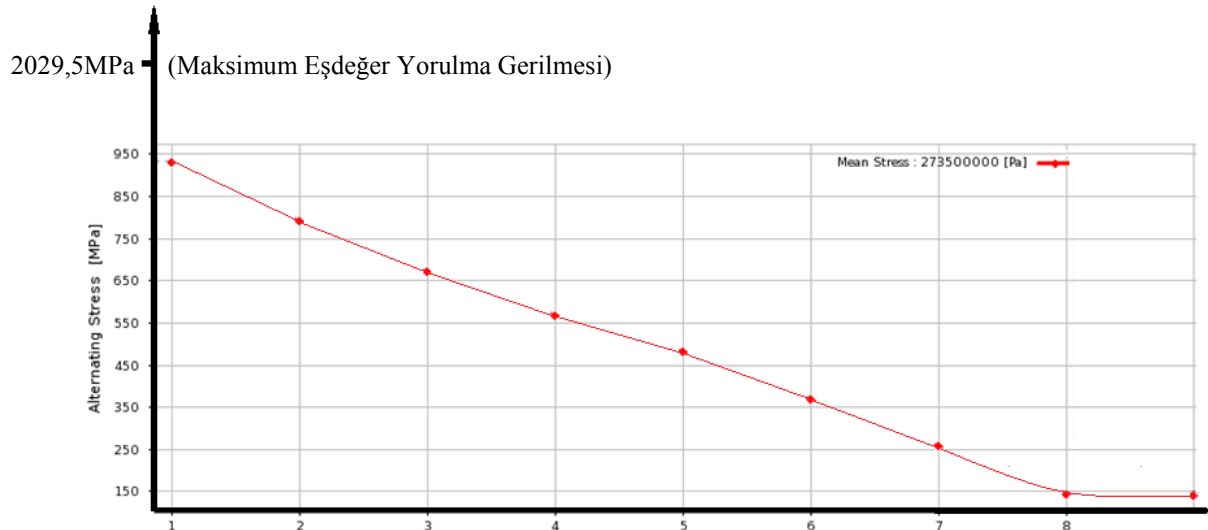
Yorulma ömür analiz değerleri incelendiğinde mevcut çalışma şartlarında şanzıman grup mili yükleme durumu için tespit edilen milin maruz kalacağı maksimum yük ile yüklendiği an hasar görmektedir. Yani net bir çevrim gerçekleştirilmeden çalışmaya başladığı ilk anlarda hasara uğramaktadır. Momentin gelmediği ve Şekil 7.24'te koyu mavi renk ile gösterilen bölge ise 10^8 çevrime kadar hasar görülmemektedir. Fakat daha öncede tespit edildiği gibi yağlama deliklerinin bulunduğu yerde yorulmadan kaynaklı kırılma meydana gelmektedir. Analizlerde ve iyileştirmelerdeki asıl amaç şanzıman grup milinin kullanım şartlarında yorulmaya karşı mukavim bir yapı kazandırmaktır. Bu sebeple yapılan mevcut durum tespitleri, sunulacak öneri ve iyileştirmeler için temel oluşturmaktadır.

Maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi ve ömür analizi sonuçları Şekil 7.24 – 7.25'te görülmektedir. Şanzıman grup mili malzemesi olan 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait ve oluşturulmuş S-N diyagramından hatırlanacağı gibi, 2029,5MPa gerilmeye maruz kalan eleman yorulmaya karşı mukavim olmayıp kırılacaktır. Bununla birlikte yorulma için ele alınan iki analiz tipinden birisi olan ömür analizi sonuçları (Şekil 7.26) incelendiğinde kritik nokta olarak öngördüğümüz yağlama kanallarının bulunduğu bölge yine en emniyetsiz bölge olarak karşımıza çıkmaktadır. Yapılan analizlere göre maksimum döndürme momenti tam değişken yükleme durumunda uygulanırsa kırılma oluşmakta ve mil ömürsüz çıkmaktadır.



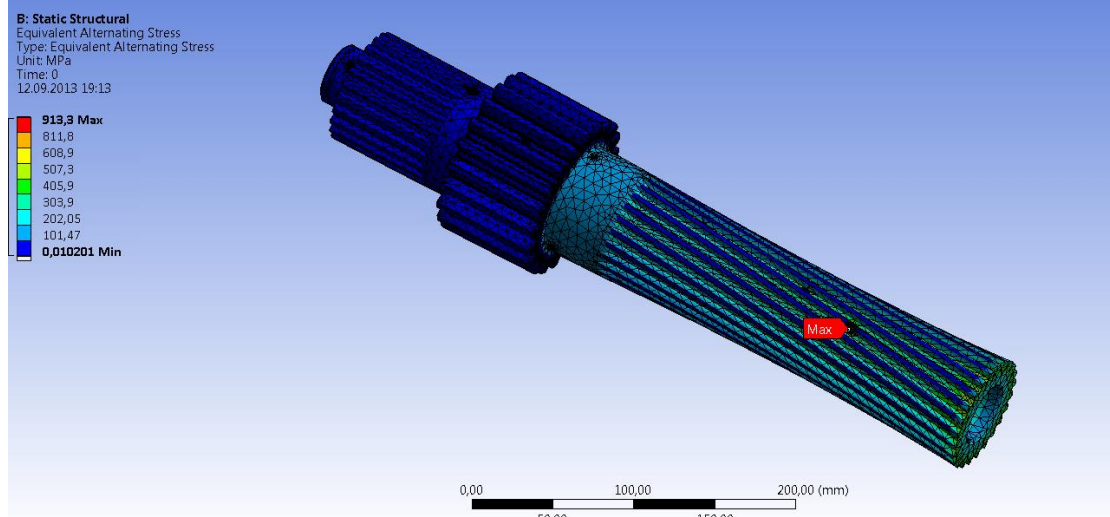
Şekil 7.25 Yorulma Ömür Analizi

Ayrıca, Şekil 7.24'te görüldüğü gibi analiz sonucunda ortaya çıkan maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi $\sigma_{r,max}$ 2029,5 MPa olarak tespit edilmiştir ve mil malzemesi olan 21CrNiMo2 ait S-N diyagramı dışında yer almaktadır. Bu durum bize milin yorulmadan kaynaklı kırıldığını göstermektedir. Ayrıca maksimum yorulma gerilmesi mile ait yağlama kanalında oluşmaktadır. Gerçek kırılma şartlarında tıpkı analizde olduğu gibi yağlama kanalında çekirdeklenen kırılma sonucu hasara oluşmaktadır. Çentik etkisi sonucu gerilme yoğunluğunun artışı ve dinamik yüklemeler sonucu yorulmaya bağlı kırılma milin hasar sebebidir.



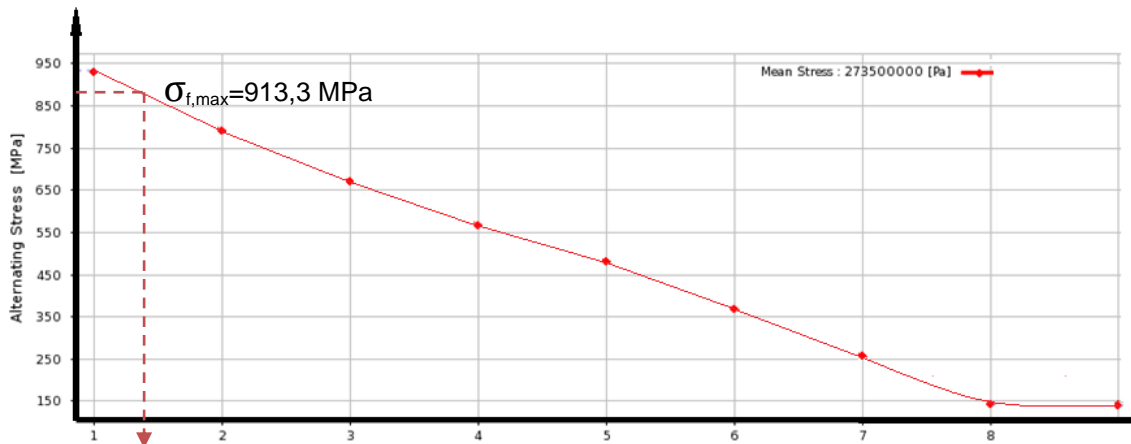
Şekil 7.26 21CrNiMo2'nin S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde ilk çevrimde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Ayrıca gerçekleştirilen ömür analizinde bu durumu destekleyici bir sonuç ortaya koyularak ilk çevrimde hasar oluştuğunu anlaşılmaktadır. Bu yüzden uygulanan moment değeri 1/3 oranında tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlanmıştır. 1694Nm moment uygulandığı durumda maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi ve S-N diyagramı üzerindeki analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 7.27 1/3 Moment Uygulama Durumunda Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

Maksimum momentin 1/3 oranında yani 1694Nm olarak tatbik edilen moment sonucunda gerçekleştirilen yorulma analizinde elde edilen maksimum yorulma gerilmesi, S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlenerek yorulma ömrü çevrim sayısı tespit edilmiştir. Bu durumda 1694Nm moment tatbik ettirilmesi suretiyle mil üzerindeki maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 913,3MPa olarak analiz edilmiş ve bu değer S-N diyagramında gerilme skalasında işaretleyerek yorulma ömrü çevrim değeri 10^1 - 10^2 çevrim aralığında olduğu anlaşılmıştır.



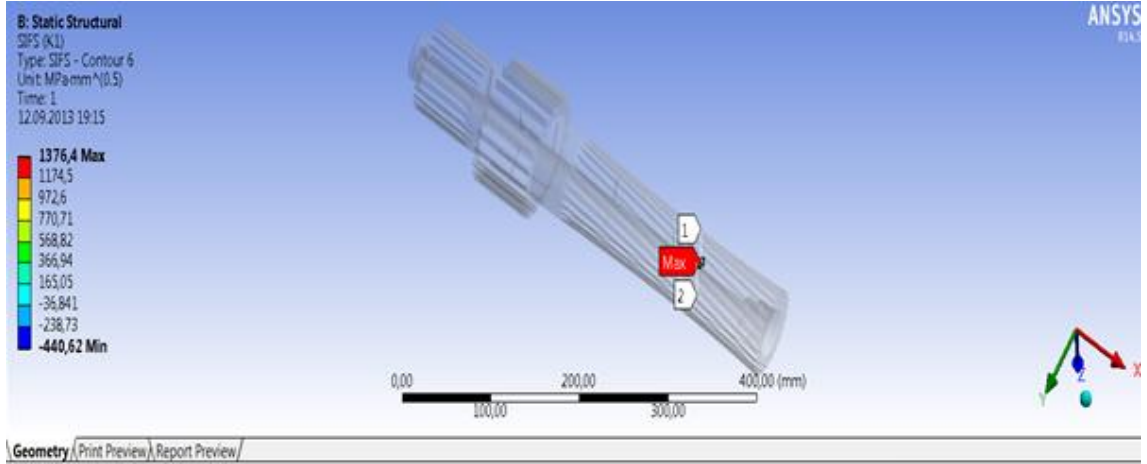
Şekil 7.28 1/3 Moment Uygulama Durumunda S-N Diyagramı ve Max. Yorulma Gerilmesi

7.6 Kırılma Analizi

Kırılma analizi sonucu Şekil 7.27'de görüldüğü gibi kırılma faktörü hesabı yapılmıştır. Burada yine kırılma faktörünün yağlama deliği çevresinde maksimum değere ulaştığı görülmektedir.

Kırılma faktörü değerinin yanı sıra çatlak oluşumunu sonlu elemanlar metoduna göre incelenmesi de yapılmıştır. Çatlağın boyut ve şiddetinin tespitinde kullanılan K faktörü hesabı Ansys Workbench yazılım programı ile gerçekleştirilmiştir. Irwin teorisinden yararlanılarak, oluşan gevrek kırılmanın analizi çatlağın başlangıç ve uç kısımlarındaki gerilmeler 6 noktada ele alınmıştır. Çatlak gelişimi ve ilerlemesi bir geometrik faktörün fonksiyonu olarak Çizelge 7.9'da görüldüğü gibi K1, K2, K3, K4, K5 ve K6 olarak hesaplanmıştır. K yani gerilme şiddet faktörünün oluşumuna ait boyut verileri Çizelge 7.9'da verilmiştir.

Ayrıca çatlağın gelişimi, kırılmaya kadar geçen süreç Çizelge 7.9'da incelenmiştir. Kırılma tokluk değerine bağlı olarak çatlak başlangıcı olan noktadan itibaren 0-10 mm'lik kısım incelenmiştir. Bu aşamada çatlağın 6 düğüm noktasında gözlenmesine dayanan bir sonlu eleman metodu oluşturulmuştur. Çizelge 7.9'de görüldüğü üzere 27 kademede 0-10 mm'lik çatlak kısmı ele alınmış ve 6 düğüm noktasına tanımlanan sensörler vasıtası ile kırılma tokluk değerinin çatlak boyunca değişimi irdelenmiştir.



Şekil 7.29 Kırılma Faktörü

Ayrıca çatlağın gelişimi, kırılmaya kadar geçen süreç Çizelge 7.9'da incelenmiştir. Kırılma tokluk değerine bağlı olarak çatlak başlangıcı olan noktadan itibaren 0-10 mm'lik kısım incelenmiştir. Bu aşamada çatlağın 6 düğüm noktasında gözlenmesine dayanan bir sonlu eleman metodu oluşturulmuştur. Çizelge 7.9'de görüldüğü üzere 27 kademede 0-10 mm'lik çatlak kısmı ele alınmış ve 6 düğüm noktasına tanımlanan sensörler vasıtası ile kırılma tokluk değerinin çatlak boyunca değişimi irdelenmiştir.

Çizelge 7.9 Çatlağa Ait K Faktörü

Tabular Data						
	Length [mm]	✓ SIFS (K1) Contour 1	✓ SIFS (K1) Contour 2	✓ SIFS (K1) Contour 3	✓ SIFS (K1) Contour 4	✓ SIFS (K1) Contour 5
1	0,	3,9933	36,049	289,56	734,49	1079,5
2	0,3709	-10,875	-13,423	-13,423	-13,423	-13,423
3	0,74183	-4,5724	-0,6087	2,7879	19,013	20,034
4	1,1127	-8,4509	-16,314	-0,2949	98,217	108,46
5	1,4836	-13,348	-2,4325	-2,4325	-2,4325	-2,4325
6	1,8546	-3,4879	-3,1899	-3,7694	-18,621	-20,866
7	2,2255	1,1259	-0,29057	-5,4163	-6,2396	0,81113
8	2,5964	5,3101	-25,219	-40,149	-45,216	-42,408
9	2,9673	-2,4747	2,4565	10,332	37,28	70,412
10	3,8484	0,71167	3,4265	35,715	92,259	151,99
11	4,6795	-11,998	-13,289	-4,9314	5,7022	40,129
12	5,5772	-13,751	-61,158	-56,345	-13,611	43,71
13	6,3913	-30,663	-37,598	-14,288	2,1147	34,914
14	6,8914	37,961	80,883	12,157	20,577	22,465
15	7,3915	79,313	77,353	172,2	198,31	215,54
16	7,8917	48,028	219,88	261,31	360,2	413,22
17	8,3918	65,255	96,665	167,59	198,25	235,35
18	8,8919	46,127	186,06	215,04	311,56	339,52
19	9,392	70,056	101,71	167,48	177,35	176,14
20	9,8921	35,685	54,25	48,877	112,99	145,88
21	10,392	316,57	751,14	814,06	848,77	881,95

Çatlak başlangıcında K kırılma faktörü küçük değerlerde iken kırılma esasına yaklaşıldıkça büyük bir artış gösterdiği görülmektedir. Bu durum bize hasar analizinde ele alınana gevrek türde kırılmalarda en çok rastlanan ve geniş bir gerilme genliğinde görülen kırılma tiplerinden biri "yorulma kırılması" veya "gevrek kırılma" durumunu göstermektedir. Çatlağın oluşumu ve gelişimi gözlemsel olarak düz ve parlak yüzey karakteri gösterir ve dereceli çatlak büyümesi aşaması olarak gözlemlenir. Kaba kristal görünümlü görüntü veren bölge ise hızla ve son kırılma bölgesidir ve ani kırılma aşaması olarak adlandırılır.

7.7 Analiz Değerlendirmesi

Şanzıman grup milini hasar analizinde; literatür bilgileri kullanılarak meydana gelen kırılmanın şekli ve kırılma yüzeyi incelendiğinde gevrek bir kırılmaya olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca kırılan aynı tip makina elemanları incelendiğinde kırılma başlangıcının mil üzerinde tasarım aşamasında oluşturulmuş bir yağlama kanalında olduğu görülmüştür. Ayrıca milin ömrü incelendiğinde kullanıma başladığı andan itibaren belli bir süre sonunda olduğu anlaşılmıştır. Ağır iş kamyonlarına ait şanzımanlarda kullanılan grup mili değişken dinamik yüklere maruz kalmakta ve aynı noktada çekirdeklenen çatlak ile kırılma ile son bulan hasar oluşmaktadır. Tüm bu tespitler sonucu şanzıman grup milinde, yağlama kanalından kaynaklı çentik etkisi ile oluşan gerilme yığılmaları, gelen dinamik yükler sonucu oluşan yorulma gerilmesinden kaynaklandığı ve sonuç olarak yorulma ve çentik faktörü etkisi ile kırıldığı öngörülmüştür.

Hasar tespitlerinin doğrulanması için analiz işlemleri gerekmektedir. Bu işlemler için önce, şanzıman grup mili modellemesi SolidWorks 2012 yazılımında gerçekleştirilmiştir. Daha sonra malzemelere ait S-N diyagramları Ansys Workbench 13.0 yazılımı ve yapılan hesaplamalar sonucu oluşturulmuştur. Tüm bu işlemler sonrası şanzıman grup milinin çalışma şartlarına uygun yükleme ve yataklama durumu simüle edilerek analiz işlemlerine geçilmiştir. Ansys Workbench 13.0 yazılımı kullanılarak sırasıyla; statik, yorulma ve kırılma analizi gerçekleştirilmiştir. Yapılan statik analiz sonucunda; maksimum eşdeğer gerilme 507,37MPa olarak hesaplanmıştır. Ayrıca 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait akma mukavemet değeri 585MP olduğu bilinmekte ve buradan yola çıkarak mil malzemesini akma mukavemetinin mil üzerinde oluşan maksimum eşdeğer gerilmeden büyük olduğu anlaşılmaktadır. Maksimum eşdeğer gerilmenin olduğu yer yağlama kanalı bölgesinde olup geometri ve tasarıma bağlı çentik etkisi olduğu anlaşılmıştır. Her ne kadar yağlama kanalı çevresinde gerilme yoğunluğuna bağlı maksimum eşdeğer gerime oluşsa da, statik analiz sonucunda milin statik yüklere bağlı hasar görmediği tespit edilmiştir. Statik analiz sonucu emniyet katsayısı $R_{emn} = 1.16$ olarak hesaplanmış ve milin statik yüklemeye mukavim olduğu tespit edilmiştir.

Statik analiz sonucunda mukavim çıkan şanzıman grup mili gerçek şartlarda kırılma ile son bulan hasara uğramaktadır. Bu da analizin dinamik yükler altında yeniden yapılması gerekliliğini doğurur. İkinci analiz aşaması olan yorulma-ömür analizi ile kırılma yeniden incelenmiştir. Yorulma analizi sonuçlarına bakıldığında maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi $\sigma_{f,max} = 2029,5$ MPa olarak tespit edilmiştir. Maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi değeri ($\sigma_{f,max} = 2029,5$ MPa) mil malzemesi olan 21CrNiMo2 ait S-N diyagramına bakıldığında ise 10^{-10} çevrimleri arasında malzemeye ait yorulma dayanım gerilmelerinden oldukça büyük bir değerdir. Ayrıca maksimum yorulma gerilmesi mile ait yağlama kanalında oluşmaktadır. Gerçek kırılma şartlarında tıpkı analizde olduğu gibi yağlama kanalında çekirdeklenen kırılma sonucu oluşmaktadır. Çentik etkisi sonucu gerilme yoğunluğunun artışı ve dinamik yüklemeler sonucu yorulmaya bağlı kırılma milin hasar sebebidir.

Kırılmanın yorulmadan kaynaklı olduğu analizler sonucu tespit edildikten sonra kırılma analizi yapılmış ve kırılma çatlakının çok kısa bir süre içerisinde olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca mile ait kırılma tokluk değeri $1376 \text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ olarak analiz edilmiştir.

8. İYİLEŞTİRME ÖNERİLERİ VE ANALİZ SONUÇLARININ KARŞILAŞTIRMASI

Şanzıman grup mili üzerinde metalürjik ve tasarımsal iyileştirme çalışmaları yapılarak milin yorulmaya karşı dayanımı artırılmaya çalışılmıştır. Bilindiği üzere yapılan analiz sonuçlarında; şanzıman grup milinin statik yükleme durumunda çalışma şartları emniyetli olmasına karşın tekrarlı yüklemelerde yorulma dayanımı yetersiz çıkmaktadır. Yapılan iyileştirme çalışmaları sonucunda, tasarım değişikliği yapıldığı için statik yükleme durumunu gösteren eşdeğer gerilme analizi yeniden tekrarlanmış ve ayrıca eşdeğer yorulma gerilmesi analizi ve yorulma ömür analizi ANYS Workbench 13.0 yazılımı vasıtası ile gerçekleştirilmiştir.

8.1 Malzeme İyileştirmesi

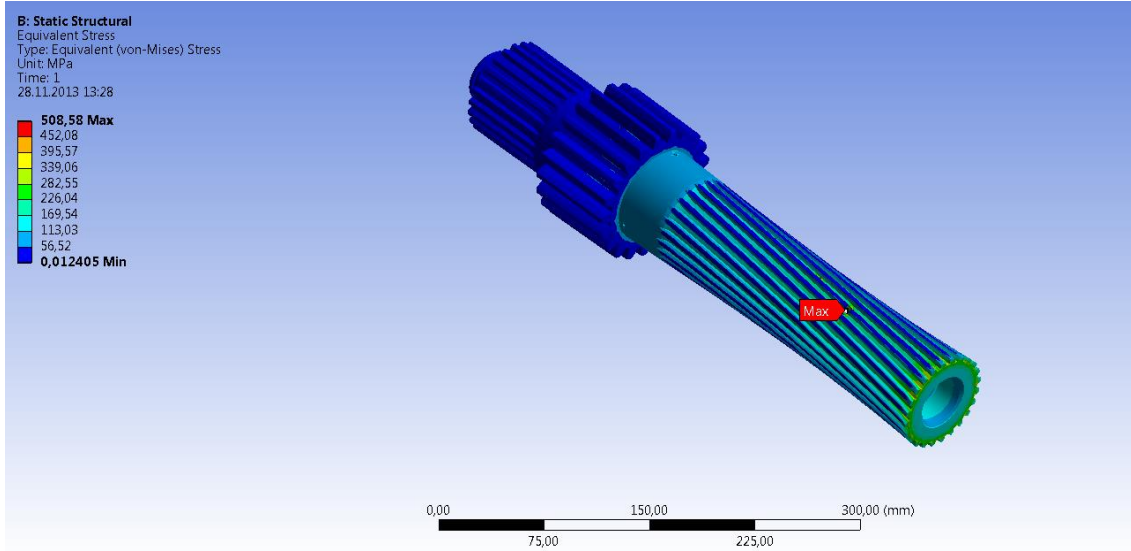
İmalat şartlarında 21CrNiMo2 kalite çelik malzemeden üretilen şanzıman grup milinin malzeme değişikliği yapılarak sementasyon çeliklerinden olmak kaydı ile daha yüksek mekanik dayanıma sahip 18CrNiMo6 kalite çelik seçilmiştir. Çizelge 8.1'de malzemelere ait mekanik özellikler gösterilmektedir.

Çizelge 8.1 Malzeme Karşılaştırma Tablosu

Malzeme Numarası	1.6523	1.6587
Malzeme Kalitesi-AISI	8620 (21CrNiMo2)	4820 (18CrNiMo7-6)
Çekme Mukavemeti	820 N/mm ²	1100 N/mm ²
Akma Mukavemeti	590 N/mm ²	785 N/mm ²
Elastisite Modülü	205 kN/mm ²	210 kN/mm ²
Kırılma Tokluğu	60 MPa m ^{1/2}	60 MPa m ^{1/2}
Kopma Uzaması	%28,5	%12
Yoğunluk	7.85 g/cm ³	7.85 g/cm ³
Poission Oranı	0.29	0.29
Isıl İşlem	Sementasyon	Sementasyon
Sertlik	84 HRC	60 HRC

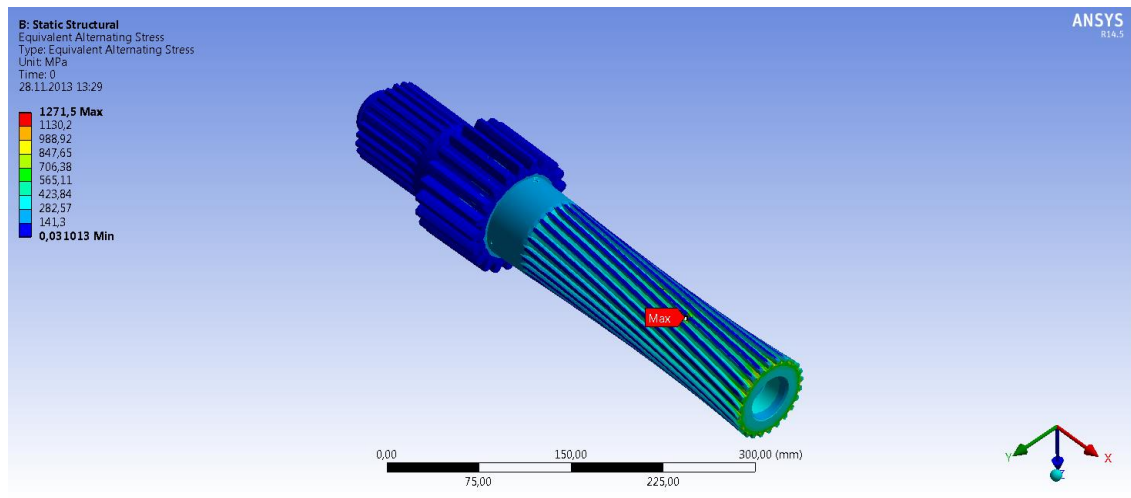
Şanzıman grup mili üzerinde 5082Nm moment uygulandığı durumda yapılan statik, yorulma ve ömür analiz çalışmaları Şekil 8.1'de gösterilmiştir. Mevcut durum ve sunulan malzeme değişikliği önerisine göre eşdeğer maksimum gerilme değerinde bir değişiklik olmamıştır. Şekil 8.1'de görüldüğü gibi şanzıman grup miline ait maksimum eşdeğer gerilme

değeri 508,58 MPa'dır. Söz konusu değer malzemeye ait akma mukavemetinin altındadır. Bu öneride şanzıman grup mili statik yükler altında emniyetli çalışma durumunu korumuştur.

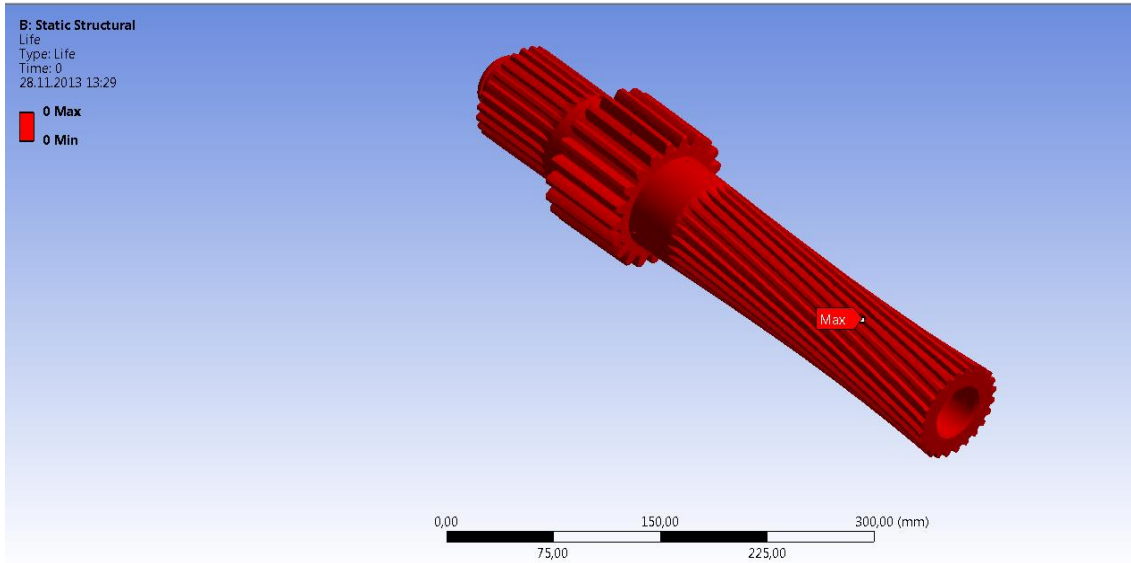


Şekil 8.1 Eşdeğer Gerilme Analizi

Şekil 8.2'de şanzıman grup miline ait yorulma analiz sonuçları incelenmiştir. Anlaşıldığı gibi hem maksimum yorulma gerilmesi hem de yorulma ömrü açısından olumlu bir iyileştirme sunulmaktadır. Şekil 8.2'te verilen analiz sonucuna göre şanzıman grup miline ait maksimum yorulma dayanımı yaklaşık 1271,5 MPa'dır. Ayrıca Şekil 8.3'te verilen yorulma ömür analizi sonucuna göre ise, kritik noktada hasar oluşmaktadır.

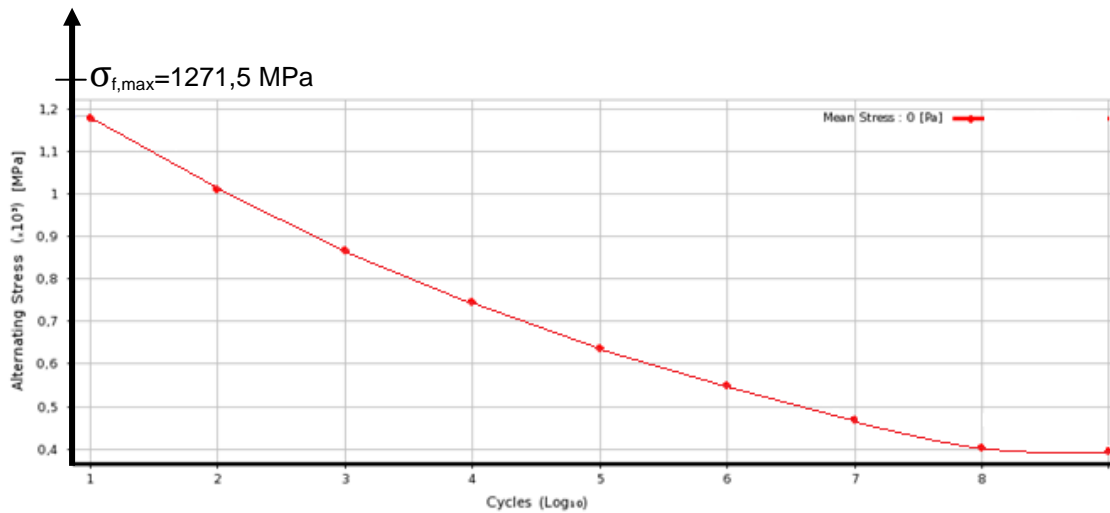


Şekil 8.2 Eşdeğer Yorulma Gerilmesi Analizi



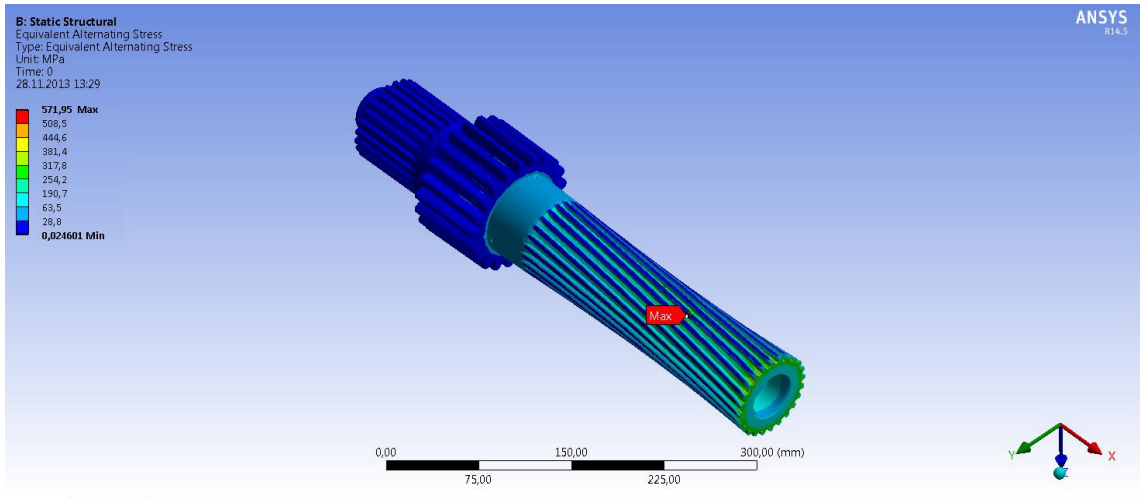
Şekil 8.3 Yorulma Ömür Analizi

İmalat durumuna göre daha iyi yorulma dayanım değeri elde edilse de 18CrNiMo6 malzemeye ait S-N diyagramı üzerinde bir gerilmeye maruz kalmaktadır. Maksimum yorulma gerilmesinin mil malzemesine ait S-N diyagramında işaretlediği ve Şekil 8.4'te görüldüğü üzere yapılan iyileştirme yorulma dayanımı için yeterli görünmemektedir. İyileştirmelerin uygulanması durumunda şanzıman grup mili yorulmaya bağlı kırılma hasarıyla karşılaşmaya devam edecektir. Yapılan iyileştirmeler maksimum yorulma gerilmesi değerini düşümüne sebep olsa da şanzıman grup mili ömründe bir değişiklik oluşturmamaktadır. Mil çalışmaya başladığı anlarda maksimum döndürme momentine maruz kaldığı takdirde kırılacaktır.

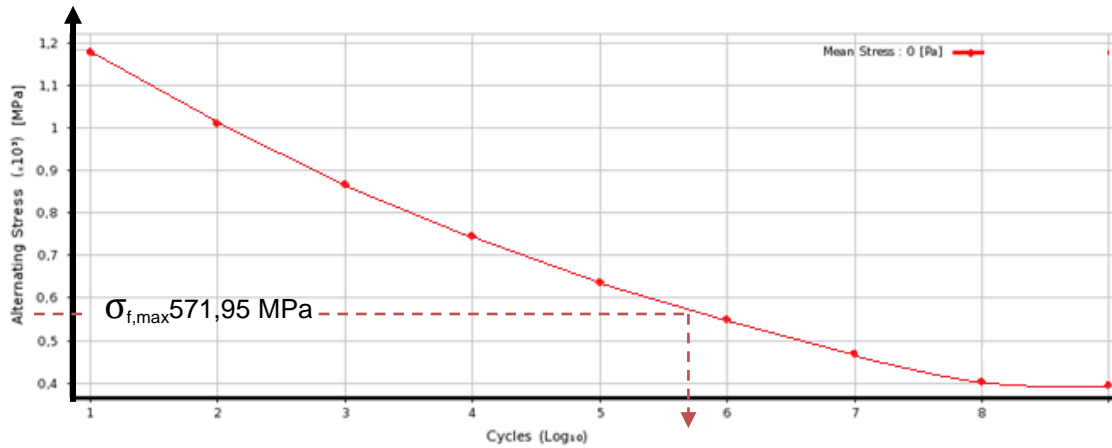


Şekil 8.4 18CrNiMo6'nın S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde ilk çevrimde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Ayrıca gerçekleştirilen ömür analizinde bu durumu destekleyici bir sonuç ortaya konularak ilk çevrimde hasar oluştuğu anlaşılmaktadır. Bu yüzden uygulanan moment değeri 1/3 oranında tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlanmıştır. 1694Nm moment uygulandığı durumda maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi ve S-N diyagramı üzerindeki analizi gerçekleştirilmiştir. Şekil 8.5'de ve Şekil 8.6'de ilgili analiz sonuçları gösterilmiştir.



Şekil 8.5 1/3 Moment Uygulama Durumunda Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi



Şekil 8.6 1/3 Moment Uygulama Durumunda S-N Diyagramı ve Max. Yorulma Gerilmesi

Maksimum momentin 1/3 oranında yani 1694Nm olarak tatbik edilen moment sonucunda gerçekleştirilen yorulma analizinde elde edilen maksimum yorulma gerilmesi, S-N

diyagramında gerilme skalasında işaretlenerek yorulma ömrü çevrim sayısı tespit edilmiştir. Bu durumda 1694Nm moment tatbik ettirilmesi suretiyle mil üzerindeki maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 571,95MPa olarak analiz edilmiş ve bu değer S-N diyagramında gerilme skalasında işaretleyerek yorulma ömrü çevrim değeri 10^5 - 10^6 çevrim aralığında olduğu anlaşılmıştır.

Çizelge 8.2 Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu

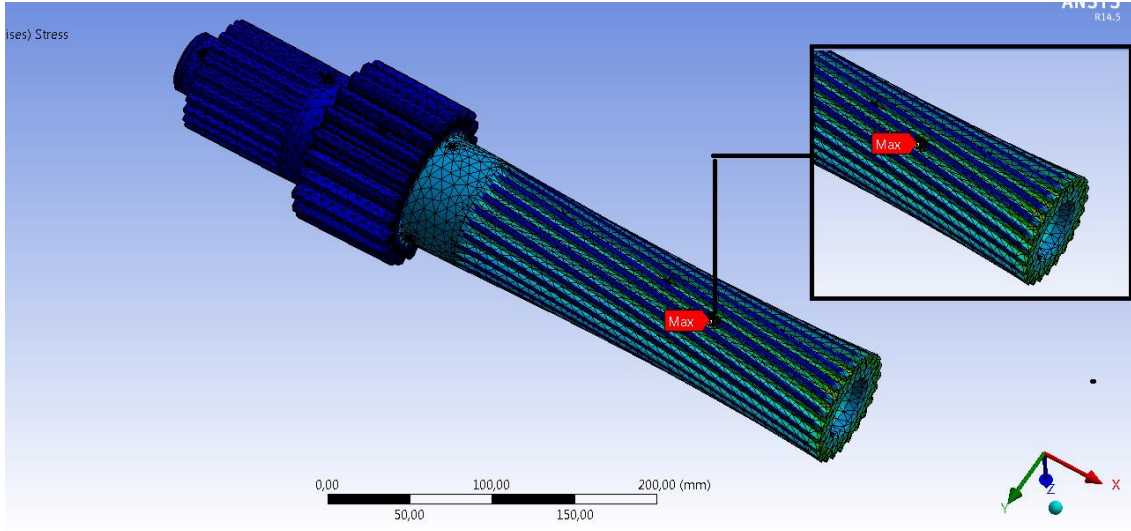
	İmalat Şartları Analiz Sonuçları	Malzeme İyileştirmesi Sonrası Analiz Sonuçları
Maksimum Eşdeğer Gerilme (5082Nm - Statik Yükleme Durumu)	507,37 MPa	508,58 MPa
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	2029,50 MPa	1271,5 MPa
Min. Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (ANSYS) (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	0	0
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	913,30 MPa	571,95 MPa
Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	10^1 - 10^2	10^5 - 10^6

8.2 Tasarımsal İyileştirmeler

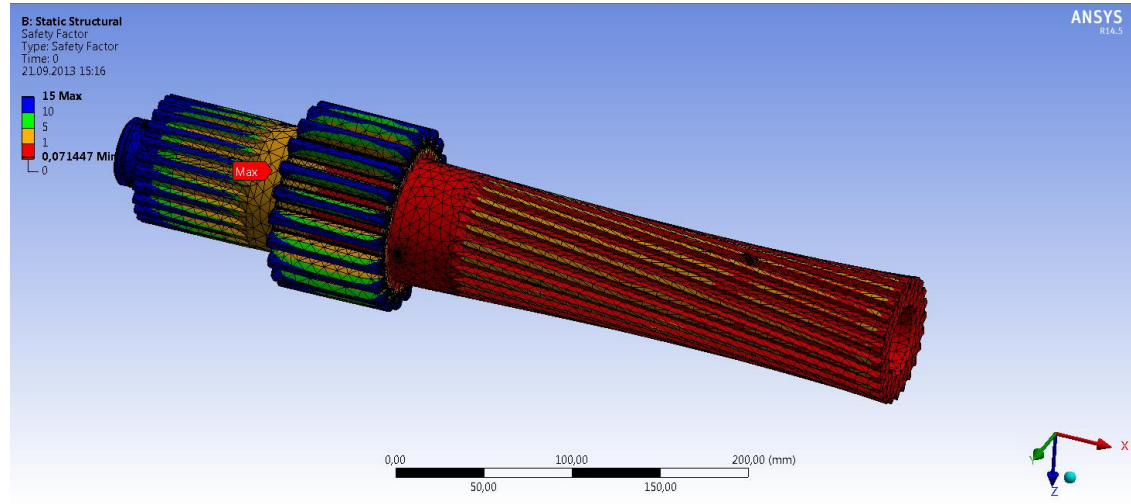
8.2.1 Gerilme Yığılmasını Önleme Amaçlı Tasarım İyileştirmeleri

Şanzıman grup mili üzerinde yapılan analizlere göre yağlama kanalının ve yağlama deliklerinin bulunduğu yer maksimum gerilmenin olduğu kritik bölge olarak tanımlanmıştır. Şekil 8.7'de kritik bölge detaylı olarak gösterilmektedir. Hasar kritik bölgede oluşmakta ve mukavemeti en düşük bölge olarak tespit edilmiştir.

Şanzıman grup mili çalışma esnasında yağlanmaktadır. Yağlama sistemi mekanik olarak mil içerisindeki kanal vasıtasıyla yağın yağlama deliklerine ilerlemesi prensibine dayanarak gerçekleştirilmektedir. Ana yağlama kanalı mil içerisinde bulunmakta olup yağın yağlama deliklerine ulaşmasını sağlayan ana arterdir. Ana yağlama kanalı dışında, şanzıman grup milinin üzerinde toplam 12 adet yağlama deliği bulunmaktadır. Kritik bölge içerisinde polar olarak çap boyunca dağılmış 3 adet yağlama deliği vardır. Kritik olarak adlandırılan bölge güvenlik faktörünün en düşük olduğu bölgedir. Söz konusu bölgenin güvenlik faktörü analizi yapılmış olup Şekil 8.8'da gösterilmektedir. Gerilme yığılmaların arttığı bölgenin dayanımının düşük olmasının sebebi yağlama deliklerinin tasarımsal hatadan dolayı çentik etkisi yaratmasıdır.

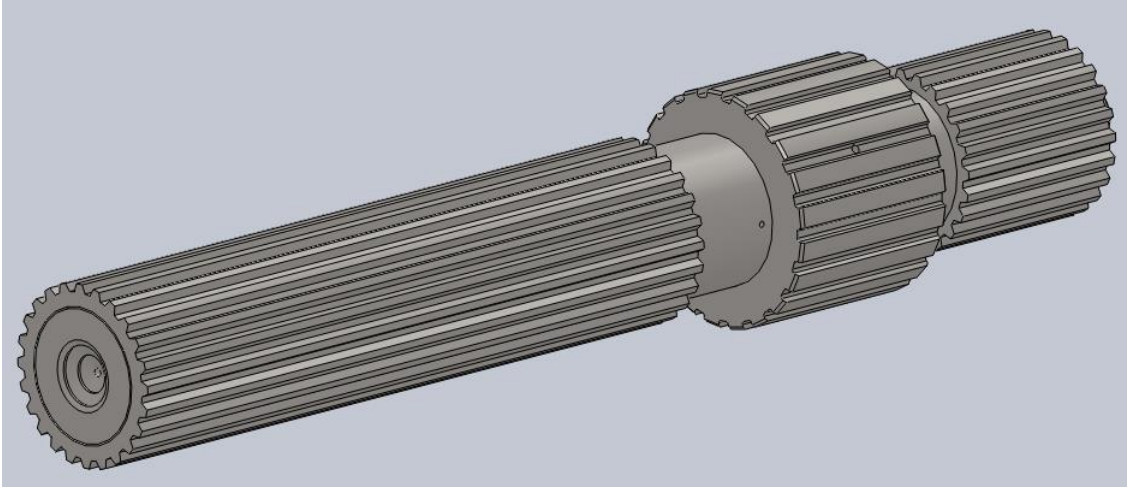


Şekil 8.7 Kritik Bölge Tasarım Modifikasyonu



Şekil 8.8 Şanzıman Grup Milinin Güvenlik Faktörü Analizi

Yapılan yeni tasarımda mil içi kanal çapı 3mm olarak tasarlanmıştır. Ana yağlama kanalı dışında yer alan 12 adet yağlama deliğinden kritik bölge içerisinde yer alan 3 adet yağlama kanalı yeni tasarımda iptal edilmiş olup diğer kanalların tasarımında kritik bir gerilme değeri analiz edilmediği için değişiklik ön görülmemiştir. Milin yorulma mukavemeti açısından daha dayanıklı bir tasarım oluşturmak adına yapılan iyileştirme Şekil 8.9'da gösterilmektedir. Yapılan tasarımsal değişiklikler sonucunda milin yağlama sisteminde de değişim meydana gelmiştir. Bu çerçevede, iyileştirme önerisi sonucu değişen konstrüksiyonun işletme şartlarına olan etkisi göz önünde bulundurularak mevcut yağlama sistemi değiştirmiş ve iyileştirilmiştir.



Şekil 8.9 Kritik Bölge Tasarım Modifikasyonu

Yağlama deliği çapında meydana gelen değişiklik ile milin mevcut şartlardaki çalışma durumunda bir değişiklik meydana gelmemesi için yağ seçiminin yeniden yapılması öngörülmüştür. Yağlama kanal çapı, yeni tasarımda küçültüldüğünden dolayı mevcut şartlarda kullanılan şanzıman yağı değiştirilerek düşük viskoziteli seçilmesi öngörülmüştür. Bu kapsamda, şanzıman grubunun mevcut yağ cinsi tespit edilmiş olup Çizelge 8.2'de gösterilen karakteristik özelliklere sahiptir. Anlaşıldığı gibi mevcut şanzıman yağı yüksek viskozite (14,7) değerine sahiptir. Yağlama kanal çapının küçültülmesi olarak sunulan öneri sonucunda ise dişli yüzeylerindeki yağlamanın eski duruma göre daha az olmaması için Çizelge 8.3'te verilen ve düşük viskozite (7.0) değerine sahip yağ seçilmiştir. Böylece şanzıman yağının viskozitesi düşürülerek debi miktarı korunmuştur.

Çizelge 8.3 Mevcut Şanzıman Yağı Tipik Özellikleri [26]

Mobiltrans MBT	
SAE Sınıfı	SAE 75W-90
Viskozite, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	96.3
cSt @ 100°C	14.7
Brookfield Viskozitesi @ -40°C, cP maks.59000	
Akma Noktası, °C, ASTM D 97	-45
Parlama Noktası, °C, ASTM D 92, min.	179
Viskozite İndeksi, ASTM D 2270	159

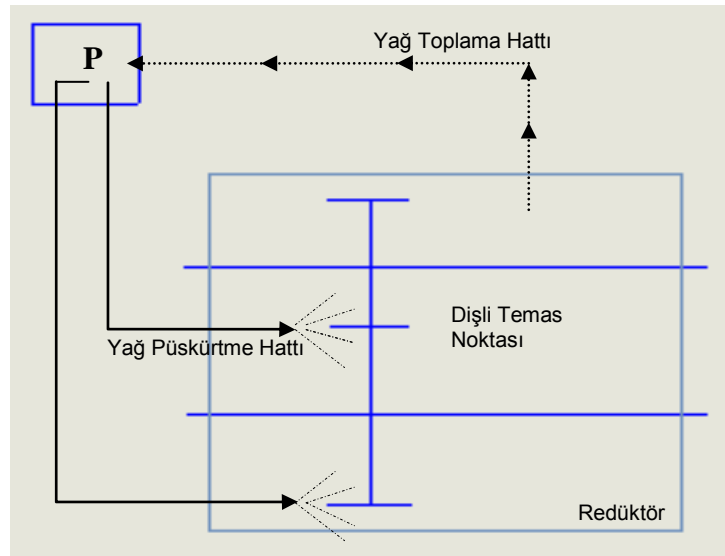
Viskozitesi düşük şanzıman yağı kullanımı ile daha küçük çaplı yağlama kanallarından da gerekli yağlama işlemi gerçekleştirilecektir. Tasarım durumunda 6mm olarak öngörülen yağlama kanalları birinci öneri sonucu 3mm'ye düşürülmüştür. Mevcut durumda %14,7 viskozite değerine sahip şanzıman yağı yeni tasarıma göre yeniden seçilmiş ve Çizelge 8.3'te

yeni yağa ait genel özellikler verilmiştir. Aynı kullanım alanına sahip yeni şanzıman yağının viskozite değeri %7,0'dır.

Çizelge 8.4 Önerilen Şanzıman Yağı Tipik Özellikleri [26]

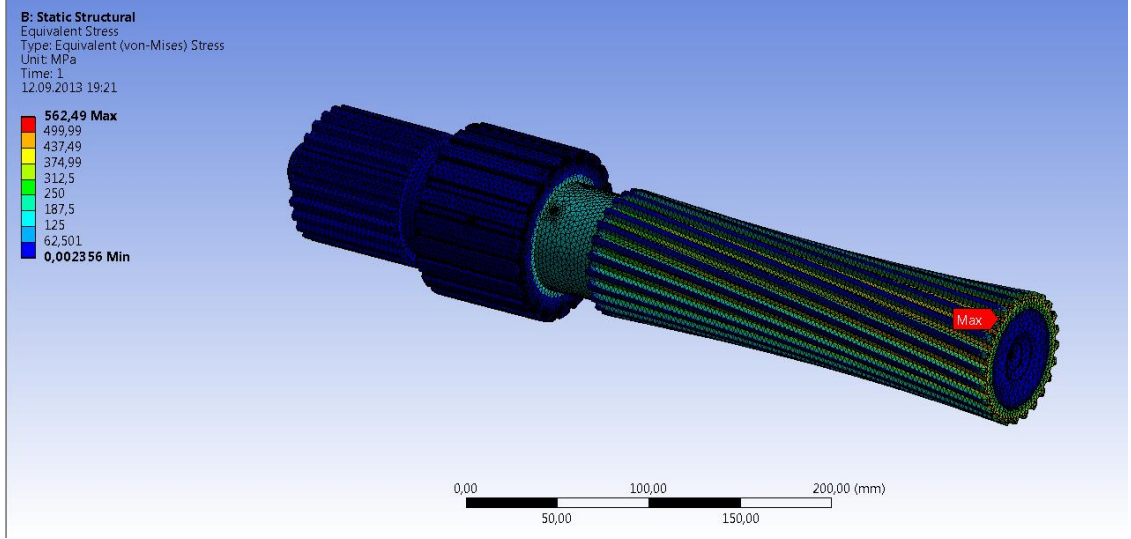
Mobil ATF 220	
Viskozite, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	37
cSt @ 100°C	7.0
Brookfield Viskozitesi, ASTM D 5293 -cP @ -40°C33,000	
Viskozite İndeksi, ASTM D 2270	153
Akma Noktası, °C, ASTM D 97	-44
Parlama Noktası, °C, ASTM D 92	200
Yoğunluk @15°C kg/l, ASTM D 4052	0.870
Renk	Kırmızı

Söz konusu kritik bölgede çevresel olarak yer alan yağlama kanallarının kapatılması ile birlikte işletme şartlarında yağlama problemi oluşabilmektedir. Yağlama ile ilgili yeni bir iyileştirme gerekliliği; şanzıman grubunun yağlama sisteminin değiştirilmesi ile çözülebilir. Yağ püskürtme sistemi olarak adlandırılan ve redüktörlerde kullanılan teknoloji ile dişli kutusu içerisindeki birikmiş yağ hidrolik bir pompa vasıtası ile emilip direkt olarak istenilen temas noktasına püskürtülme prensibi ile çalışmaktadır. Şekil 8.10'de şematik olarak gösterilen çalışma prensibine göre şanzıman grubu daha etkin bir şekilde yağlanabilmektedir. Çizelge 8.3'te karakteristik özellikleri verilen düşük viskozitede şanzıman yağı kullanılması durumunda yağlama gerçekleşebilmektedir. Hidrolik pompa mevcut ağır yük kamyonu üzerinden tahrik edilebilmektedir.

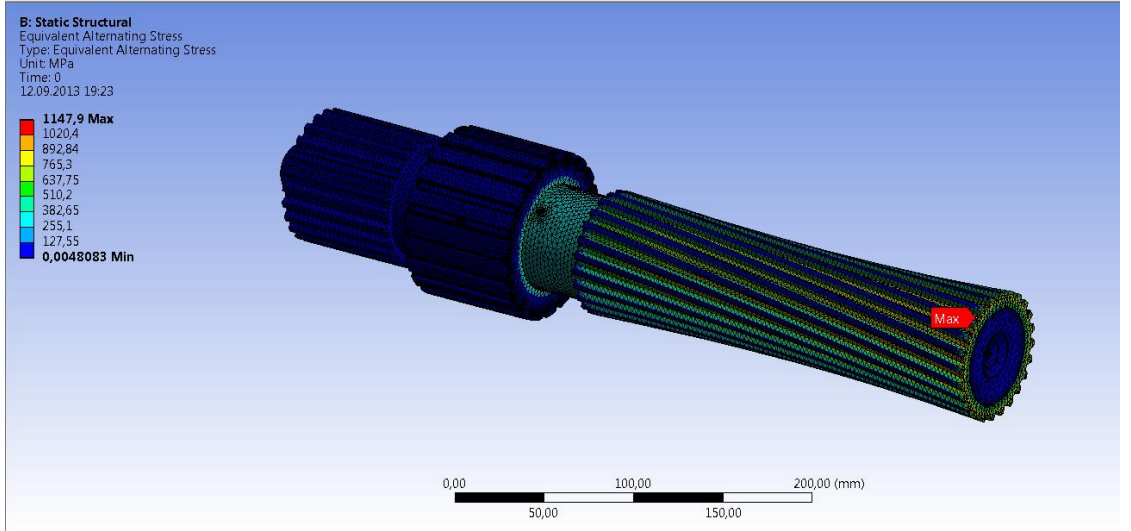


Şekil 8.10 Püskürtmeli Hidrolik Yağlama Sistemi

Bu şartlar altında, yeni tasarıma ait analizler gerçekleştirilmiştir. Öncelikle statik yükler altında eşdeğer gerilme analizi yapılmış ve daha sonra tekrarlı yükler altındaki dayanımı tespit edebilmek için eşdeğer yorulma analizi ve yorulma ömür analizi ANSYS Workbench 13.0 yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.



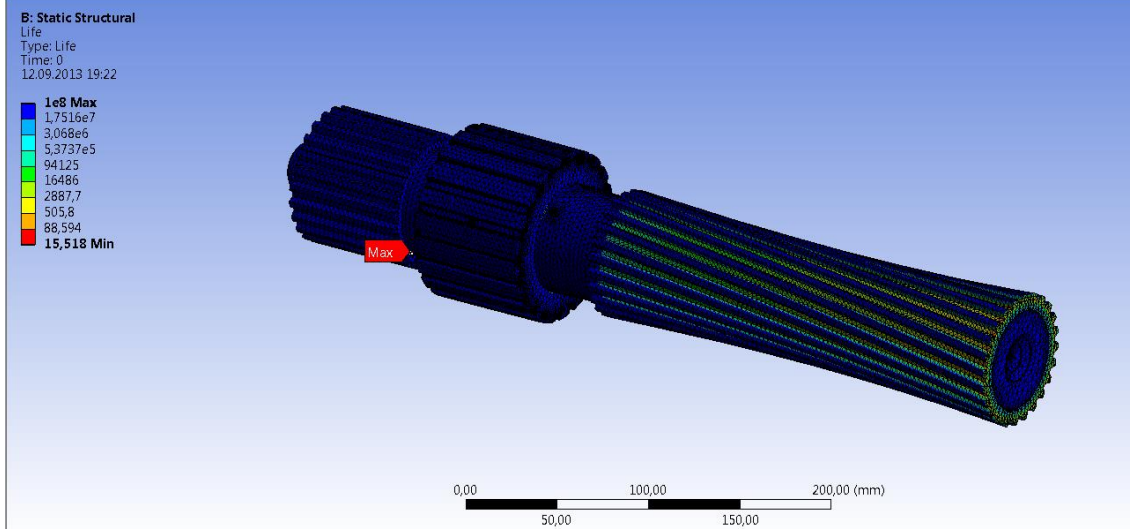
Şekil 8.11 Eşdeğer Gerilme Analizi



Şekil 8.12 Eşdeğer Yorulma Analizi

Yapılan iyileştirmeler sonucunda, Şekil 8.11'de görüldüğü üzere statik analizde maksimum eşdeğer gerilme 562,49 MPa olarak hesaplanmıştır. İmalat şartlarına göre (507,37MPa) maksimum eşdeğer gerilme bir miktar artış göstermesine karşın her iki durumda da maksimum eşdeğer gerilme malzemenin akma mukavemetinin altındadır. Söz konusu

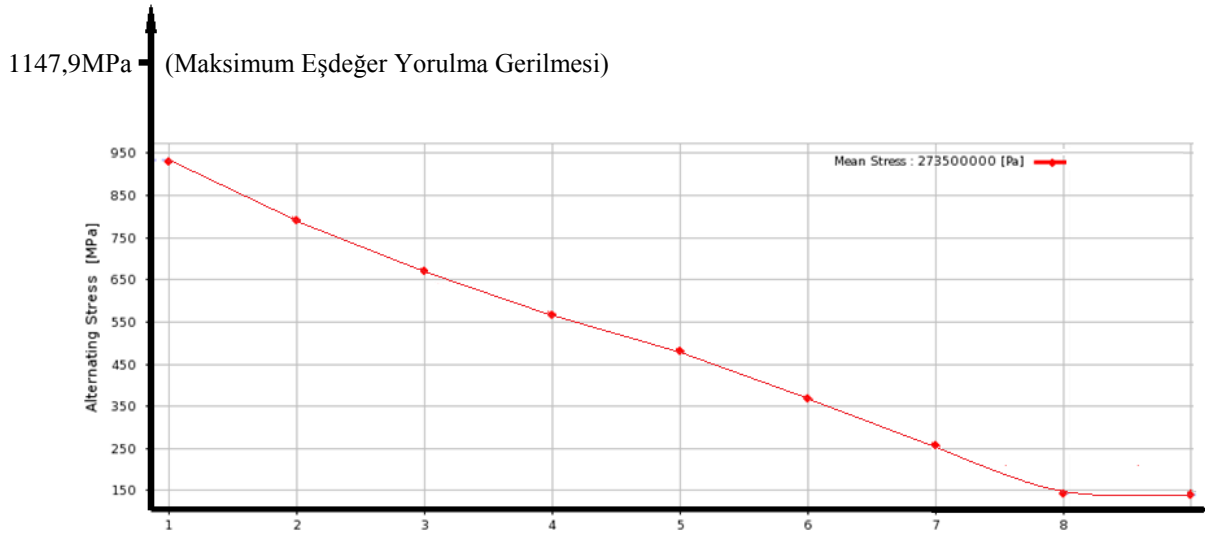
maksimum eşdeğer gerilmede meydana gelen artış, mil içi boşluğun azalması sonucu burulmaya bağlı yüzey gerilmelerinin artmasından kaynaklanmaktadır.



Şekil 8.13 Yorulma Ömür Analizi

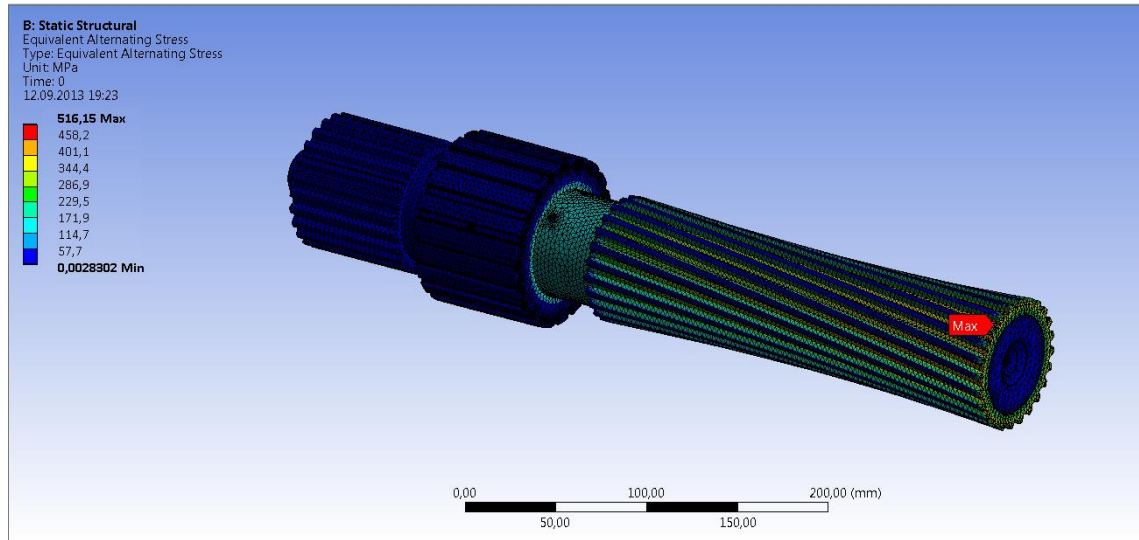
Yorulma analizi sonuçları incelendiğinde, Şekil 8.12'de görüldüğü gibi, maksimum yorulma dayanımında (1147,9 MPa) mevcut duruma göre azalma meydana gelmiştir. Hatırlanacağı gibi imalat şartları analizine göre maksimum yorulma dayanımı 2029,5 MPa'dır. Bu durumun sebebi ise mil içi boşluğun azalması sonucu vibrasyonun azalması dolayısıyla yüzey yorulma dayanımının artmasıdır. Mevcut durumda şanzıman grup mili yorulmadan kaynaklı 0. çevrimde hasara uğramakta iken, ikinci öneri sonucu yapılan iyileştirme vasıtası ile 15. çevrimde maksimum yüklerle maruz kalması durumunda hasara uğramakta olduğu anlaşılmıştır. Ömür analizi ile ilgili durum Şekil 8.13'da gösterilmektedir. Aslında kullanım için çok uygun bir durum olmasa da mil tasarımında yapılan iyileştirme mevcut duruma göre yorulma dayanımında olumlu bir öneri oluşturmuştur. Fakat yapılan iyileştirme mil ömrü analizine göre milin mevcut şartlarda kullanımı için tek başına yeterli mukavemeti sağlayan bir öneri olmamaktadır.

Maksimum yorulma gerilmesinin mil malzemesine ait S-N diyagramına Şekil 8.14'deki gibi yerleştirildiği durumda görüldüğü üzere yapılan iyileştirme yorulma dayanımı için yeterli görünmemektedir. İyileştirmelerin uygulanması durumunda şanzıman grup mili yorulmaya bağlı kırılma hasarıyla karşılaşmaya devam edecektir. Yapılan iyileştirmeler maksimum yorulma gerilmesi değerinin düşmesine sebep olsa da şanzıman grup mili ömründe bir değişiklik oluşturmamaktadır. Mil çalışmaya başladığı anlarda maksimum döndürme momentine maruz kaldığı takdirde kırılacaktır.

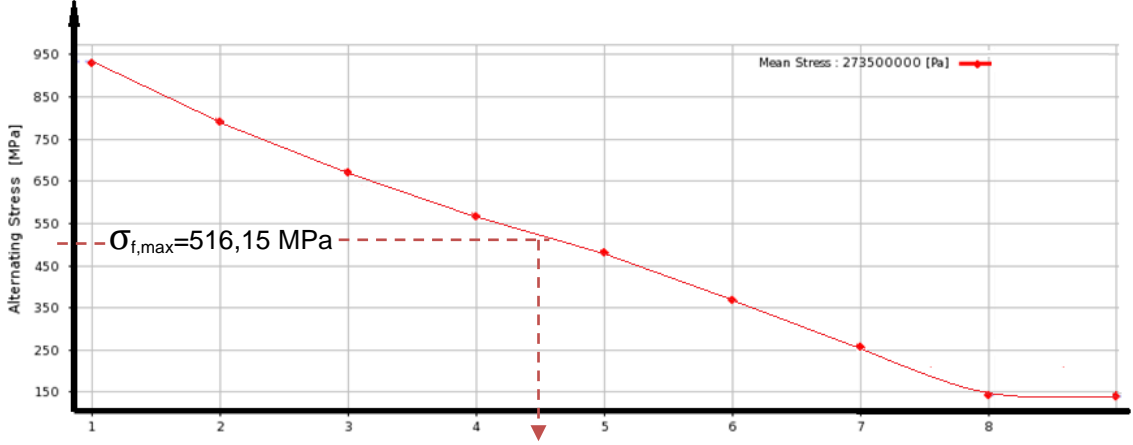


Şekil 8.14 21CrNiMo2'nin S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde ilk çevrimde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Ayrıca gerçekleştirilen ömür analizinde bu durumu destekleyici bir sonuç ortaya koyularak ilk çevrimde hasar oluştuğunu anlaşılmaktadır. Bu yüzden uygulanan moment değeri 1/3 oranında tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlanmıştır. 1694Nm moment uygulandığı durumda maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi ve S-N diyagramı üzerindeki analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 8.15 1/3 Moment Uygulama Durumunda Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi



Şekil 8.16 1/3 Moment Uygulama Durumunda S-N Diyagramı ve Max. Yorulma Gerilmesi

Maksimum momentin 1/3 oranında yani 1694Nm olarak tatbik edilen moment sonucunda gerçekleştirilen yorulma analizinde elde edilen maksimum yorulma gerilmesi, S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlenerek yorulma ömrü çevrim sayısı tespit edilmiştir. Bu durumda 1694Nm moment tatbik ettirilmesi suretiyle mil üzerindeki maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 516,15MPa olarak analiz edilmiş ve bu değer S-N diyagramında gerilme skalasında işaretleyerek yorulma ömrü çevrim değeri 10^4 - 10^5 çevrim aralığında olduğu anlaşılmıştır.

Şanzıman grup milinin imalat durumu ile iyileştirme yapılması durumunda karşılaştırmasını gösteren analiz sonuçları tespit edilmiştir. Eşdeğer gerilme analizi, yorulma gerilmesi analizi ve yorulma ömrü analizi ile ilgili tespitler ANSYS Workbench 13.0 yazılımı vasıtası ile gerçekleştirilmiştir.

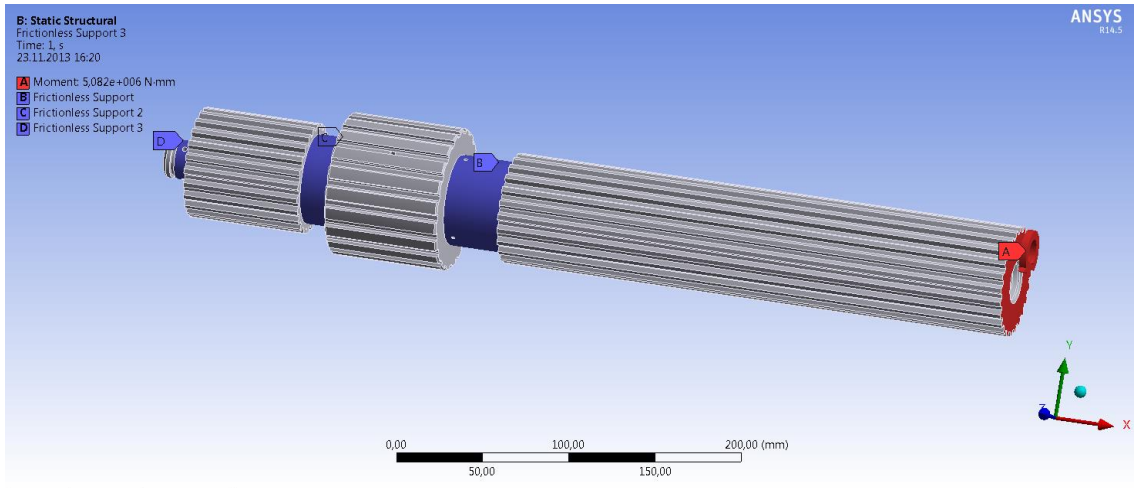
Çizelge 8.5 Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu

	İmalat Şartları Analiz Sonuçları	1.Tasarım İyileştirmesi Sonrası Analiz Şartları
Maksimum Eşdeğer Gerilme (5082Nm - Statik Yükleme Durumu)	507,37 MPa	562,49 MPa
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	2029,50 MPa	1271,5 MPa
Min. Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (ANSYS) (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	0	15,518
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	913,30 MPa	516,15 MPa
Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (S-N) (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	10^1 - 10^2	10^4 - 10^5

8.2.2 Mukavemet Artırmaya Yönelik Tasarım İyileştirmeleri

Şanzıman grup mili desteklemesinde (yataklamasında) iyileştirme önerisi ve mil boyunun uzatılması bu bölümün ana düşüncesidir. Bir önceki bölümde yer alan analiz sonuçlarında elde edilmiş iyileştirmeler tek başına yeterli olmadığı için bu kısımda da uygulanmıştır. Yani yataklamada ve mil boyunda yapılan iyileştirme yanı sıra Şekil 8.7’de gösterilen kritik nokta geometrisinde yapılan değişiklikler dâhil edilmiştir. Şekil 8.17’de gösterilen yataklama durumunda, “C” olarak belirtilen kısma yataklama yapılması durumunda şanzıman grup miline ait eşdeğer yorulma analizlerinde oluşacak sonuçlar irdelenecektir. İmalat durumunda sadece “D” ve “B” ile gösterilen yerlerde yataklama yapılmış iken yapılan iyileştirmeye yönelik tasarımda üçüncü yataklama ile mil daha mukavim bir yapı kazanmıştır. Yapılacak yataklama şanzıman (dişli kutusu) tasarımında bir takım değişikliklere sebep olabilmektedir. Mil tasarımı dışında milin çalışacağı sistemin yani şanzımanın tasarımında yapılabilecek iyileştirmeler de mühendislik yaklaşımı içerisinde sunulmakta ve tasarımcı konuyla ilgili yönlendirilmektedir.

Ayrıca, şanzıman grup mili boyunda 90mm uzatma yapılarak tüm analizler yenilenmiştir. Söz konusu tasarım değişikliği Şekil 8.17’de verilmektedir. Mil boyunda uzatılan miktar Ansys Workbench 13.0 yazılımı ile en iyi boyut optimizasyonu yapılarak tespit edilmiştir. Mil boyundaki uzama milin çalıştığı dişli kutusunda birtakım tasarım değişikliklerine yol açabilmektedir. Bu konuda önemli olan hususun mühendislik yaklaşımı ile şanzıman grup milinin yorulmaya karşı mukavim bir konstrüksiyona ulaştırmak olduğu için, çözüm odaklı iyileştirmeler düşünülmüştür. Yapılan iyileştirme sadece mili değil tüm şanzımanı etkileyen entegre bir tasarım anlayışını zorunlu kılmaktadır.



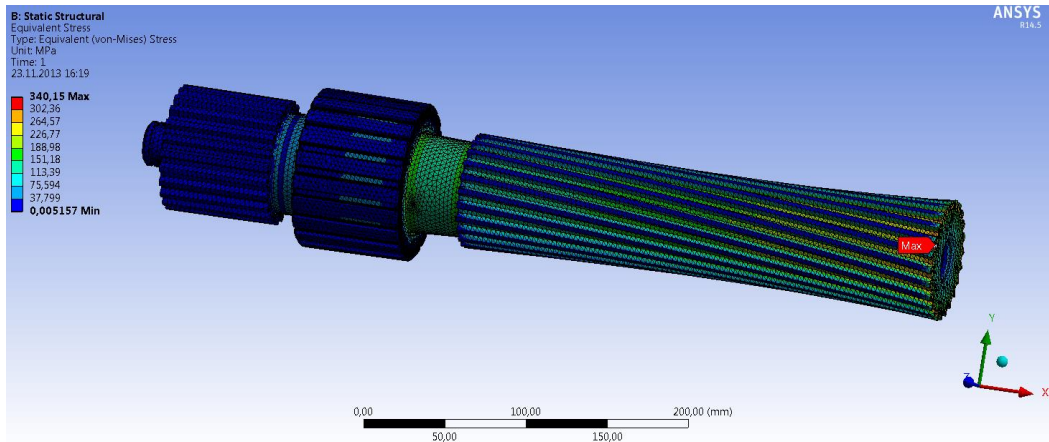
Şekil 8.17 Şanzıman Grup Mili Yataklama Durumu

Mil boyunun imalat durumuna göre 90mm uzatılması ile mil üzerindeki gerilme yoğunluğunun artış gösterdiği bölgelerin tahrik noktasına (moment uygulama) olan uzaklığı artırılarak momentin olumsuz etkisinin tesiri azaltılmaktadır.

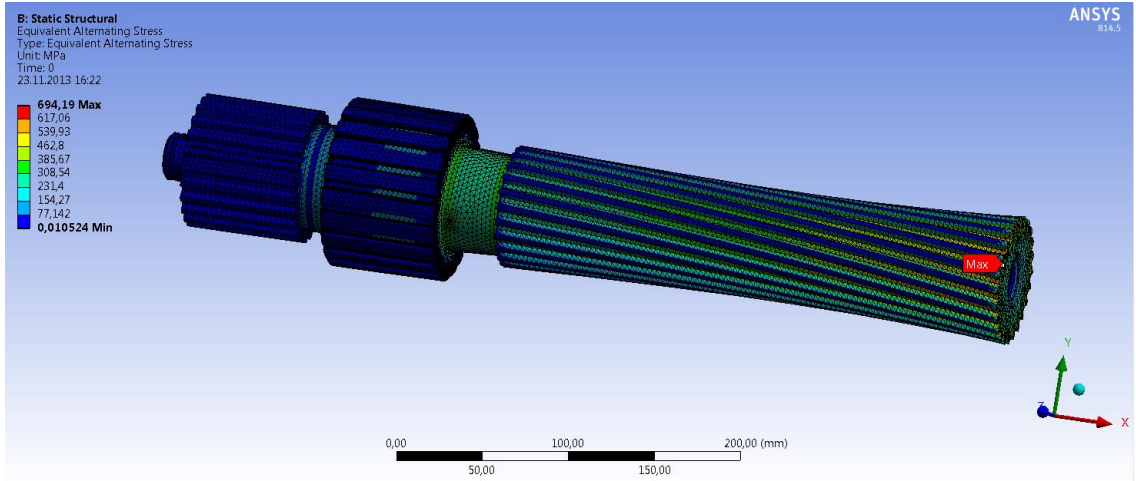
Şanzıman grup mili üzerinde yapılan statik analiz çalışmaları Şekil 8.18'de gösterilmiştir. Mevcut durum ve sunulan önerilere göre eşdeğer maksimum gerilme değeri oldukça düşmüştür. Görüldüğü gibi şanzıman grup miline ait maksimum eşdeğer gerilme değeri yaklaşık 340,15 MPa'dır. Söz konusu değer malzemeye ait akma mukavemetinin oldukça altındadır. Bu öneride de şanzıman grup mili statik yükler altında emniyetli çalışma durumunu korumuştur.

Şanzıman grup milinin boyundaki artış sonucunda burulma açısına bağlı olarak moment noktası uzaklaşacağından dolayı gerilme değerlerinde azalma olacağı öngörülmüştür. Kritik noktalarda oluşan gerilme ve deformasyon miktarı bu sebeple azalmıştır. Şekil 8.19-20'de şanzıman grup miline ait yorulma analiz sonuçları incelenmiştir. Anlaşıldığı gibi hem maksimum yorulma gerilmesi hem de yorulma ömrü açısından olumlu bir iyileştirme sunulmaktadır. Şekil 8.18'de verilen analiz sonucuna göre şanzıman grup miline ait maksimum yorulma dayanımı yaklaşık 694,19 MPa'dır Şekil 8.20'da verilen yorulma ömür analizi sonucuna göre ise, kritik noktada ömür 665,88 çevrim olarak hesaplanmıştır. Bir önceki öneriye göre daha iyi bir yorulma dayanımı ve daha uzun bir yorulma ömrü elde edilmiştir.

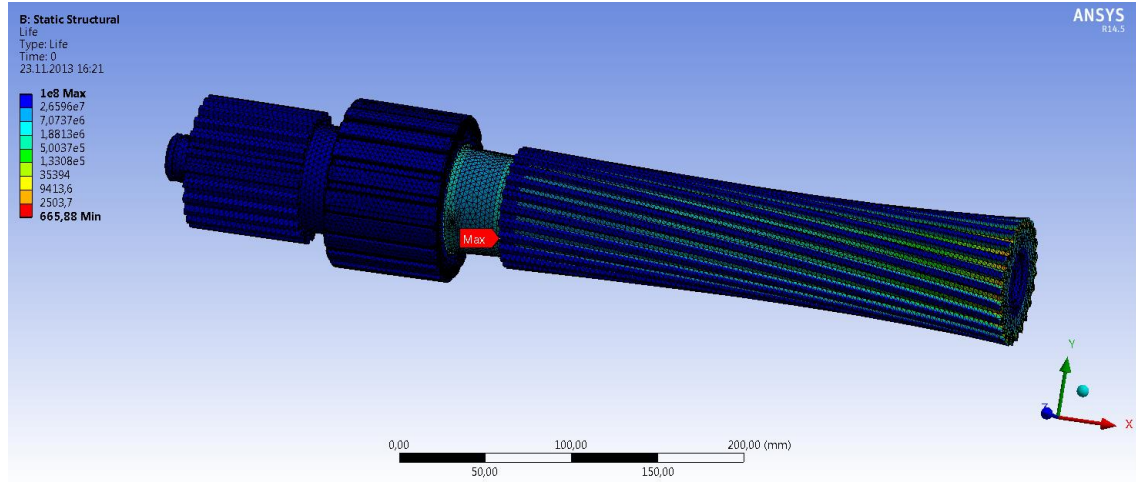
Şekil 8.21'de görüldüğü üzere maksimum yorulma gerilmesi değeri mil malzemesine ait S-N diyagramında işaretlendiği durumda mil yaklaşık 10^3 çevrimde hasara uğramaktadır. Bu çevrim aralığı altında çalıştığı süre boyunca yorulmaya karşı emniyetli bir seyir izleyecektir. Malzemeye ait Endurance Limit değeri ve/veya altında bir maksimum gerilme dayanımı ile karışılması söz konusu olsaydı şanzıman grup mil sonsuz ömre sahip olacaktı. Sunulan tasarımsal iyileştirme metal malzemeden imal edilmiş miller için yeterli olmamaktadır. Bilindiği üzere metal malzemeden imal edilen miller için sonsuz ömür özelliği gösteren bir yorulma dayanım değeri sağlanamaz ise, en azından 10^5 - 10^8 çevrim aralığında yorulma ömrüne sahip olması daha etkin kullanım sağlayabilmektedir.



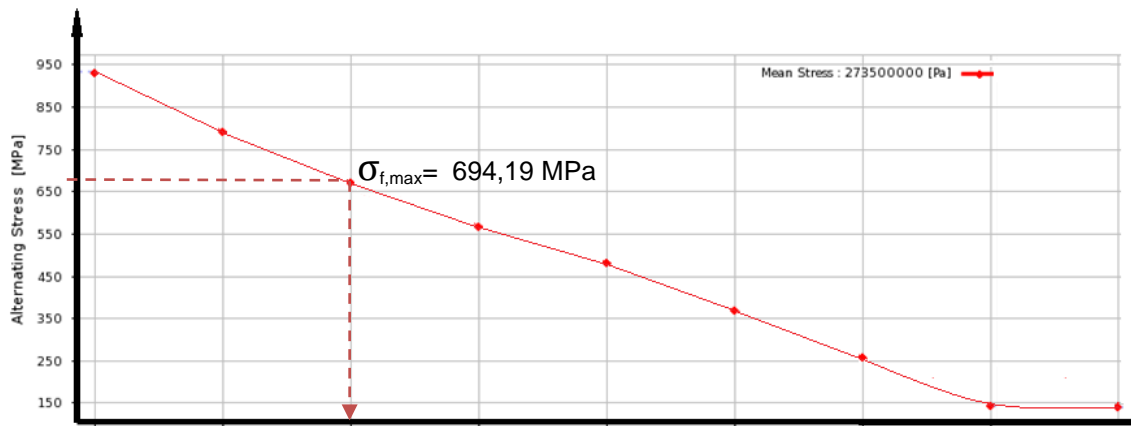
Şekil 8.18 Eşdeğer Gerilme Analizi



Şekil 8.19 Eşdeğer Yorulma Gerilmesi Analizi



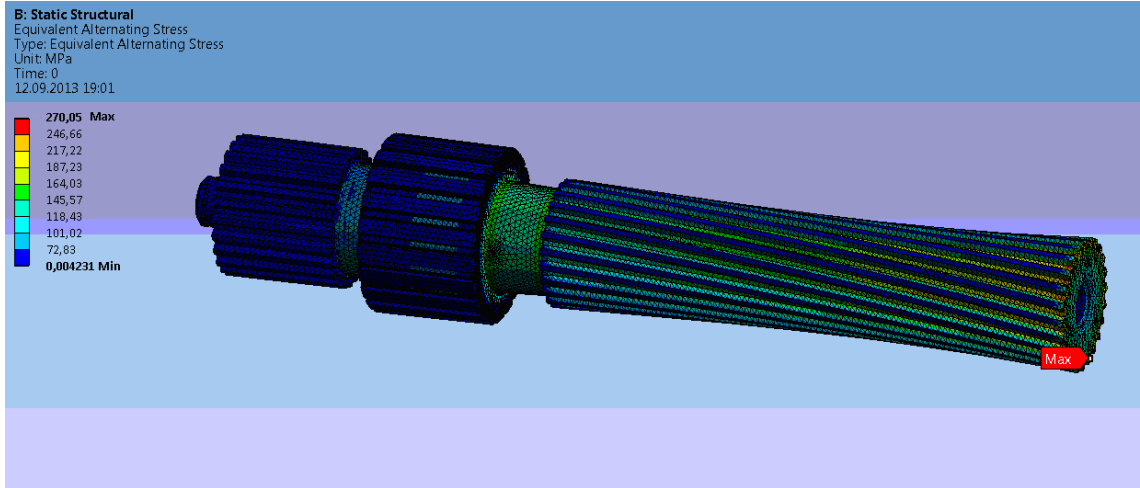
Şekil 8.20 Yorulma Ömür Analizi



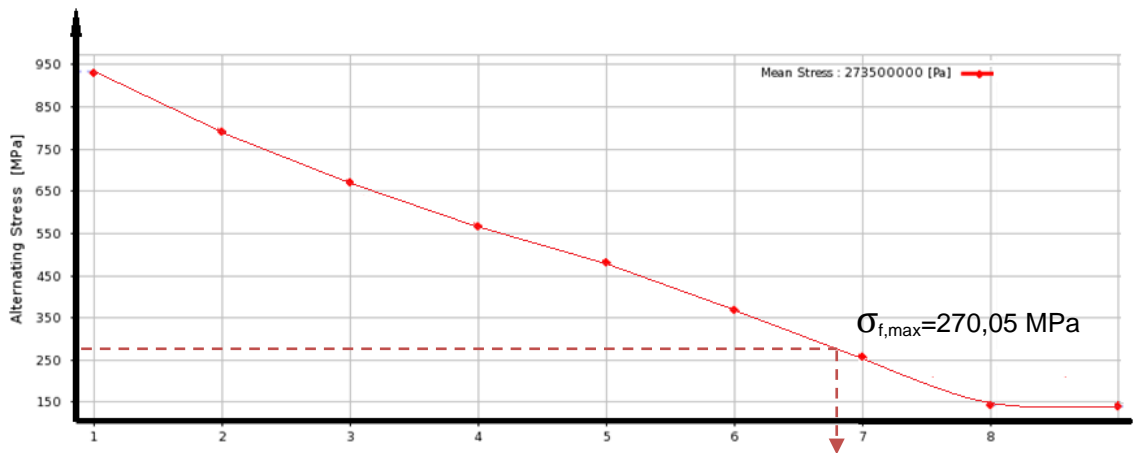
Şekil 8.21 21CrNiMo2'nin S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

Bu kapsamda Şekil 8.19'de gösterildiği üzere, yorulma analizi sonuçlarında elde edilen maksimum yorulma gerilmesi, 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait S-N diyagramında eğrinin altında kalmakta ve diyagram incelendiğinde yaklaşık 10^3 çevrim civarında hasarsız kullanım sağlanabilmektedir. Şanzıman grup milinin imalat durumu ile sunulan iyileştirmenin gerçekleştirilmesi durumunda karşılaştırmasını gösteren analiz sonuçları tespit edilmiştir. Eşdeğer gerilme analizi, yorulma gerilmesi analizi ve yorulma ömrü analizi ile ilgili tespitler ANSYS Workbench 13.0 yazılımı vasıtası ile gerçekleştirilmiştir.

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde 10^3 çevrimde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Bu yüzden uygulanan moment değeri 1/3 oranında tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlanmıştır. 1694Nm moment uygulandığı durumda maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi ve S-N diyagramı üzerindeki analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 8.22 1/3 Moment Uygulama Durumunda Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi



Şekil 8.23 1/3 Moment Uygulama Durumunda S-N Diyagramı ve Max. Yorulma Gerilmesi

Maksimum momentin 1/3 oranında yani 1694Nm olarak tatbik edilen moment sonucunda gerçekleştirilen yorulma analizinde elde edilen maksimum yorulma gerilmesi, S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlenerek yorulma ömrü çevrim sayısı tespit edilmiştir. Bu durumda 1694Nm moment tatbik ettirilmesi suretiyle mil üzerindeki maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 270,05MPa olarak analiz edilmiş ve bu değer S-N diyagramında gerilme skalasında işaretleyerek yorulma ömrü çevrim değeri 10^6 - 10^7 çevrim aralığında olduğu anlaşılmıştır.

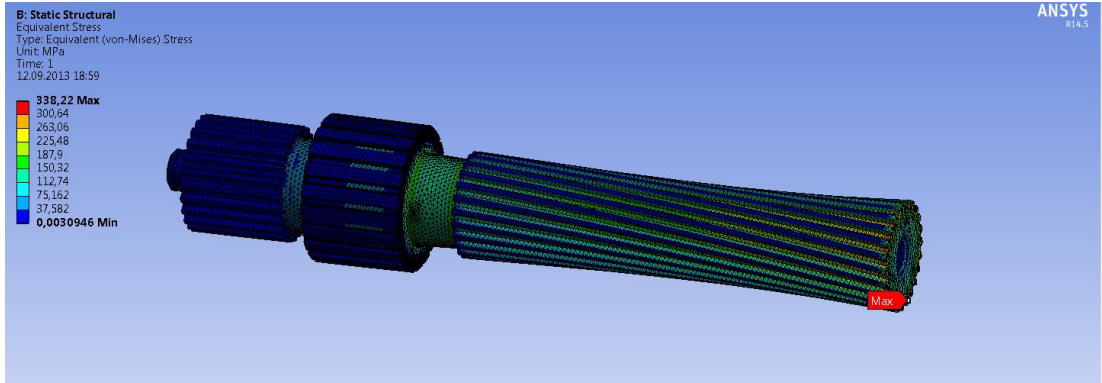
Şanzıman grup milinin imalat durumu ile iyileştirme yapılması durumunda karşılaştırmasını gösteren analiz sonuçları tespit edilmiştir. Eşdeğer gerilme analizi, yorulma gerilmesi analizi ve yorulma ömrü analizi ile ilgili tespitler ANSYS Workbench 13.0 yazılımı vasıtası ile gerçekleştirilmiştir

Çizelge 8.6 Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu

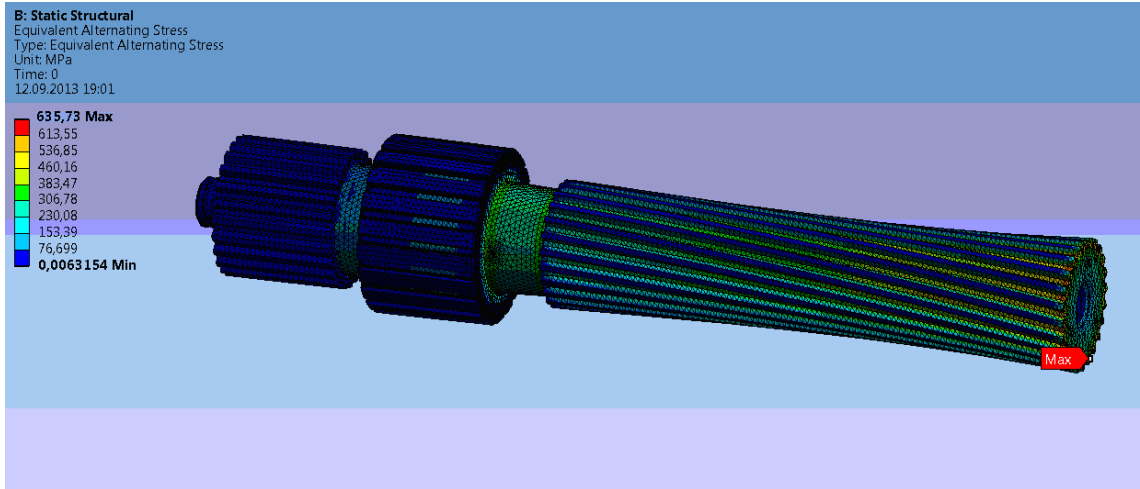
	İmalat Şartları Analiz Sonuçları	2.Tasarım İyileştirmesi Sonrası Analiz Şartları
Maksimum Eşdeğer Gerilme (5082Nm - Statik Yükleme Durumu)	507,37 MPa	562,49 MPa
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	2029,50 MPa	1271,5 MPa
Min. Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (ANSYS) (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	0	665,88
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	913,30 MPa	270,05 MPa
Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (S-N) (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	10^1 - 10^2	10^6 - 10^7

8.3 Malzeme ve Tasarım İyileştirmelerinin Birlikte Uygulanması

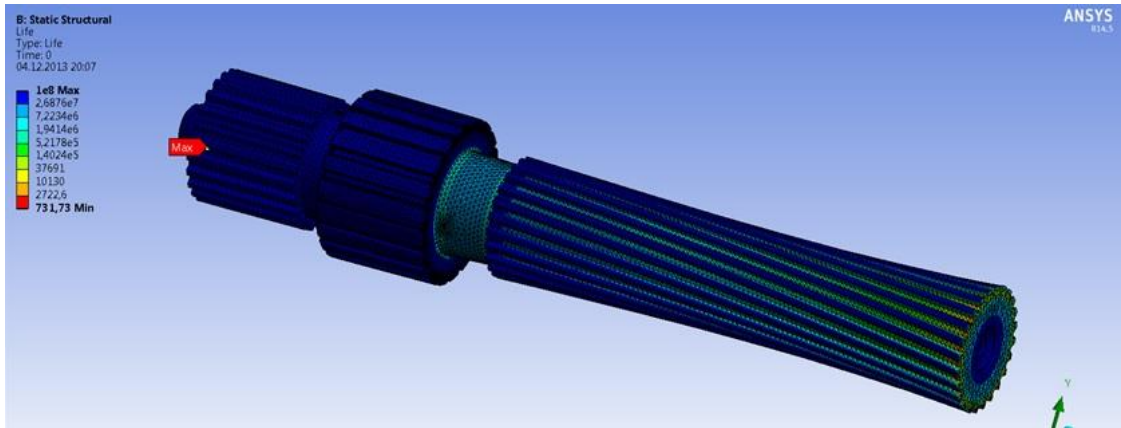
Malzeme ve tasarım iyileştirmelerinin uygulanarak eşdeğer gerilme analizi, eşdeğer yorulma gerilmesi analizi, yorulma ömrü analizi ve kırılma analizi sonuçlar tespit edilmiştir.



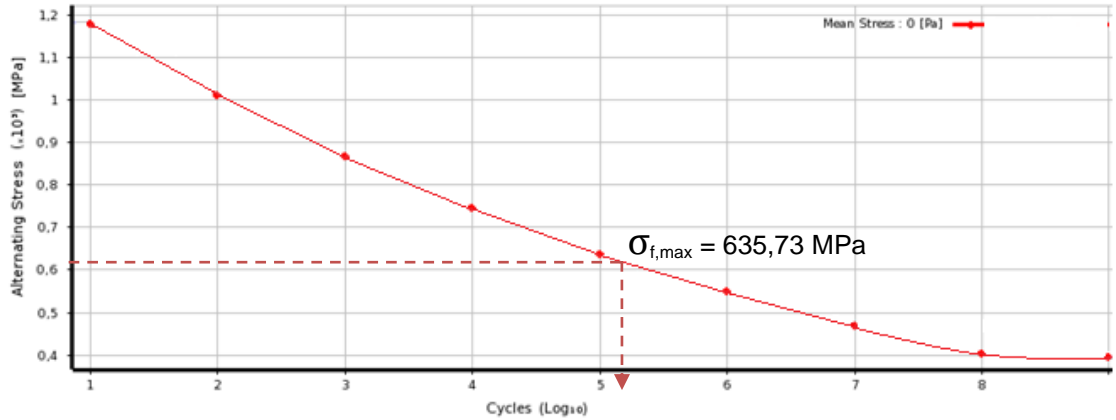
Şekil 8.24 Eşdeğer Gerilme Analizi



Şekil 8.25 Eşdeğer Yorulma Gerilmesi Analizi



Şekil 8.26 Yorulma Ömrü Analizi

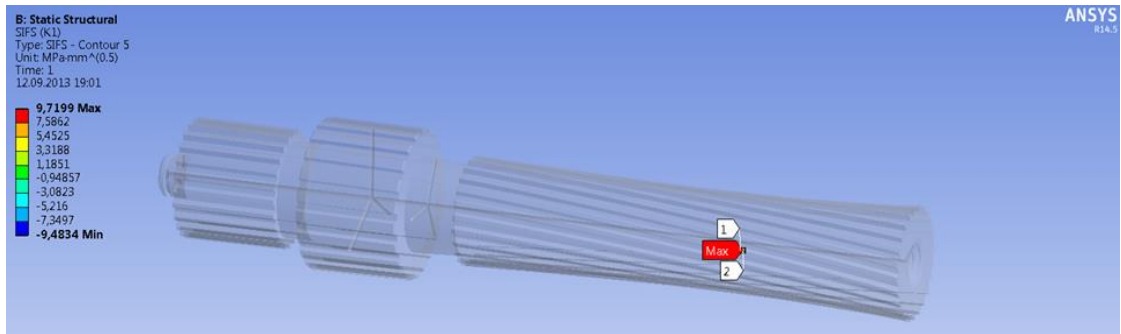


Şekil 8.27 18CrNiMo6'nın S-N Diyagramı ve Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

Bu durumda şanzıman grup mili iyileştirmeler sonucunda hem statik hem de dinamik yükler altında daha mukavim bir duruma gelmiştir. Yapılan tüm analiz sonuçları mevcut durma göre iyileştirme sunmuştur. Çizelge 8.5'te görüldüğü üzere yorulma analizi sonuçları yapılan tasarımsal değişikliklerin yorulmaya karşı daha mukavim bir yapı oluşturduğunu ve ayrıca yorulma ömrünü artırdığını göstermektedir.

Çizelge 8.7 Gerilme Şiddet Faktörü (K Faktörü) Analizi

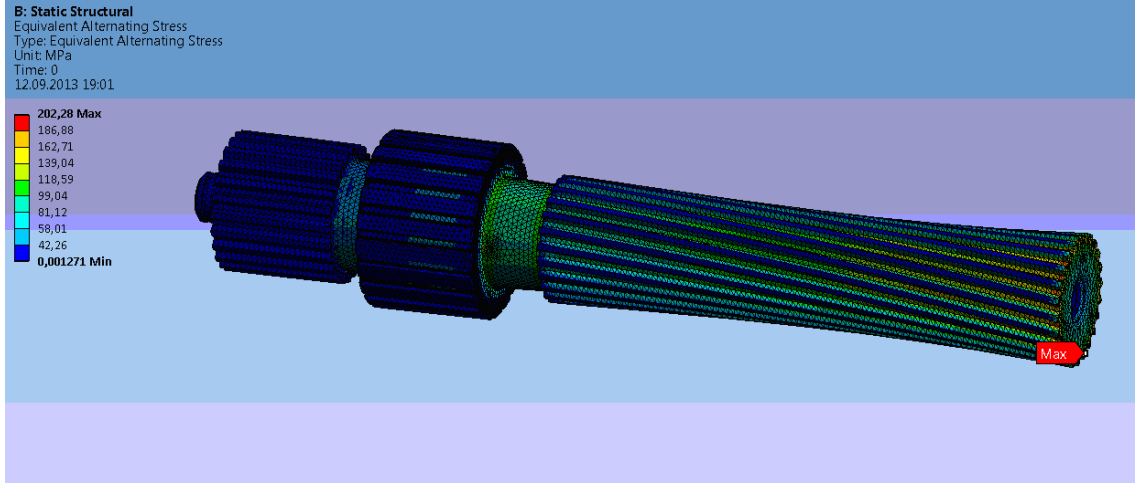
Length (mm)	SIFS (K1) Contour 1 [MPa·mm ^{0.5}]	SIFS (K1) Contour 2 [MPa·mm ^{0.5}]	SIFS (K1) Contour 3 [MPa·mm ^{0.5}]	SIFS (K1) Contour 4 [MPa·mm ^{0.5}]	SIFS (K1) Contour 5 [MPa·mm ^{0.5}]
1	0	-3,8132	-7,4322	-8,7976	-9,6349
2	7,9637e-002	-3,6097	-5,6205	-5,3844	-5,0953
3	0,15926	-5,3116	-7,4183	-6,864	-5,9252
4	0,23996	-3,7333	-5,2953	-5,0423	-4,8735
5	0,32054	-3,7553	-5,049	-4,6491	-4,4517
6	0,40127	-2,7536	-4,0288	-3,9639	-3,9377
7	0,48194	-2,7593	-3,6312	-3,53	-3,4879
8	0,56269	-1,9236	-3,0002	-2,9953	-3,0128
9	0,64339	-1,9945	-2,6529	-2,6025	-2,6036
10	0,72413	-1,4346	-2,1507	-2,1622	-2,1882
11	0,80485	-1,2751	-1,7981	-1,7788	-1,7926
12	0,88558	-0,91031	-1,3794	-1,3912	-1,4121
13	0,9663	-0,7242	-1,0463	-1,0805	-1,0943
14	1,047	-0,43307	-0,65779	-0,66255	-0,67243
15	1,1278	-0,22315	-0,31222	-0,30762	-0,31047
16	1,2085	2,7117e-002	4,2211e-002	4,6014e-002	4,864e-002
17	1,2892	0,26327	0,3989	0,40141	0,40818
18	1,37	0,49238	0,74351	0,75461	0,76908
19	1,4507	0,7715	1,1342	1,1734	1,1893
20	1,5314	0,98088	1,4665	1,4813	1,5042
21	1,6121	1,3193	1,8885	1,8719	1,8847
22	1,6929	1,5215	2,2439	2,2551	2,2806
23	1,7736	1,9592	2,7564	2,7062	2,7049
24	1,8543	2,0194	3,1077	3,1011	3,1176
25	1,9351	2,4918	3,7691	3,6396	3,5968
26	2,0157	2,766	4,1348	4,062	4,0305
27	2,0965	3,7547	5,0947	4,7178	4,5015
28	2,177	3,6312	5,3523	5,0663	4,8743
29	2,2577	5,2257	7,4361	6,8147	5,9117
30	2,3374	3,6519	5,6112	5,3281	4,9963
31	2,417	3,9124	7,6343	9,0221	9,8758



Şekil 8.28 Kırılma Tokluğu Analizi

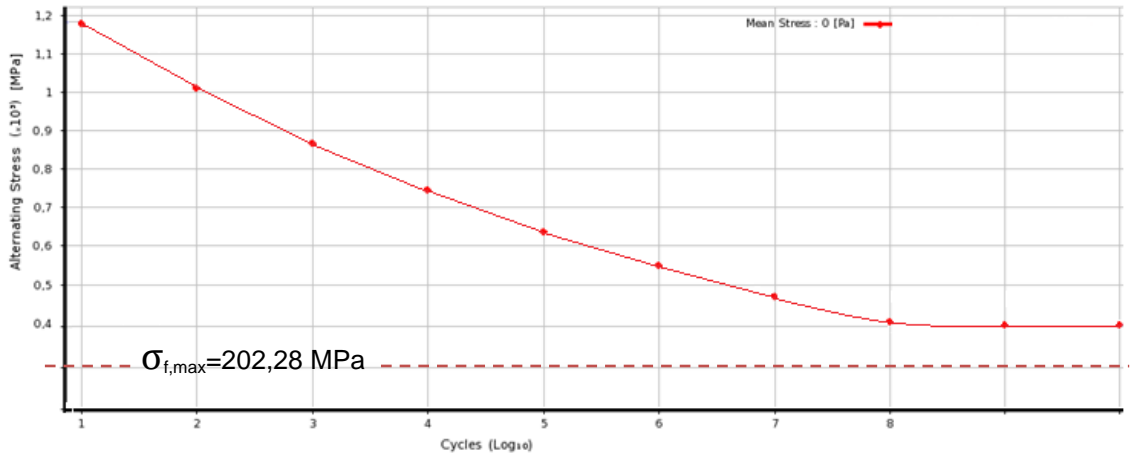
Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde 10^5 - 10^6 çevrim aralığında hasara uğradığı tespit edilmektedir. Bu yüzden uygulanan moment değeri 1/3 oranında tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlanmıştır. 1694Nm moment

uygulandığı durumda maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi ve S-N diyagramı üzerindeki analizi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 8.29 1/3 Moment Uygulama Durumunda Oluşan Max Eşdeğer Yorulma Gerilmesi

Maksimum momentin 1/3 oranında yani 1694Nm olarak tatbik edilen moment sonucunda gerçekleştirilen yorulma analizinde elde edilen maksimum yorulma gerilmesi, S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlenerek yorulma ömrü çevrim sayısı tespit edilmiştir. Bu durumda 1694Nm moment tatbik ettirilmesi suretiyle mil üzerindeki maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 270,05MPa olarak analiz edilmiş ve bu değer S-N diyagramında gerilme skalasında işaretleyerek yorulma ömrü çevrim değeri 10^8 'den büyük olmaktadır. Bu durumda; söz konusu malzeme 1694Nm momentin sabit genlikli tam değişken yüklenmesi durumunda, malzeme değişikliği ve tasarımsal iyileştirmelerin yapılması durumunda sonsuz ömürlü olarak çalışabilmektedir.



Şekil 8.30 1/3 Moment Uygulama Durumunda S-N Diyagramı ve Max. Yorulma Gerilmesi

Çizelge 8.8 Analiz Sonuçları Karşılaştırma Tablosu

	İmalat Şartları Analiz Sonuçları	Malzeme Değişikliği ve Tasarım İyileştirmesi Sonrası Analiz Sonuçları
Maksimum Eşdeğer Gerilme (5082Nm - Statik Yükleme Durumu)	507,37 MPa	338,22 MPa
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	2029,50 MPa	635,73 MPa
Min. Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (ANSYS) (5082Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	0	731,73
Maksimum Eşdeğer Yorulma Gerilmesi (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	913,30 MPa	202,28 MPa
Yorulma Ömrü Çevrim Sayısı (S-N) (1694Nm - Sabit Genlik Orantılı Yükleme)	10^1 - 10^2	$> 10^8$

9. ANALİZ SONUÇLARININ DEĞERLENDİRMESİ

Bu çalışmada ele alınan konu olan; değişken yükler altında çalışan şanzıman grup milinde oluşan hasarın incelenmesi hususunda;

- hasara uğramış şanzıman grup mili üzerinde inceleme,
- üç boyutlu modelleme,
- analiz için mile ait çalışma şartlarının simülasyon çalışmaları gerçekleştirilmiştir.

Bu konular kapsamında şanzıman grup milinin imalat şartlarındaki çalışma durumu analiz edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda hasar sebebi araştırılmıştır. Öncelikle yapılan incelemeler aynı tip şanzıman grup millerinin hasar tiplerinin incelenmesi şeklinde olmuştur. 20 adet milde yapılan hasar analizinde kırılma yüzeyleri, kırılma bölgeleri ve kırılma mekanizmasının gelişimi detaylıca incelenmiştir. Yorulmaya bağlı gevrek kırılma tespitinde bulunulmuş ve kırılma mekanizması kademeli olarak ortaya konulmuştur.

Daha sonra, kırılan bir şanzıman grup mili ve hasara uğramamış ve kullanılmamış bir şanzıman grup mili yardımı ile üç boyutlu modelleme yapılmıştır. Geometri detayları birebir modele aktarılmıştır.

Modeli oluşturulan şanzıman grup milinin malzeme kalitesi katalog verileri üzerinden tespit edildikten sonra malzeme kalitesinden kaynaklı bir hatayı göz önünde bulundurarak spektrometre analizi gerçekleştirilmiştir. Spektrometre analiz sonuçları katalogda yer alan malzeme kalitesi ile aynı olduğu doğrulanmıştır. Hasara uğrayana şanzıman grup milinin malzeme kalitesi 21CrNiMo2'dir.

Tüm bu çalışmalar sonucunda analiz için gerekli olan şanzıman grup milinin, şanzıman ve dolayısıyla ağır iş kamyonu üzerindeki çalışma şartları analiz ortamına uyarlanmıştır. Bu nedenle mile ait;

- yataklama tipi ve yeri
- maruz kaldığı kuvvetlerin yeri ve miktarı
- tepki kuvvetlerinin yeri
- sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.

Tüm bu girdi niteliğindeki çalışmalar sonucunda hasar analizinin nedeni araştırılmıştır. Yapılan araştırmalar için SolidWorks ve Ansys Workbench 13.0 yazılımları kullanılmıştır. Söz konusu analizler, statik yükleme ve değişken yükleme şartları altında gerçekleştirilmiş olup bu analizler;

- eşdeğer gerilme analizi
- eşdeğer yorulma gerilmesi analizi

- yorulma ömür analizi
- kırılma tokluğu analizidir

Statik analizde Maksimum şekil değiştirme enerjisi (von-mises) hipotezi ve Stress Life analiz metoduna göre, Ansys Workbench 13.0'ın Static Structural yöntemi uygulanmıştır. Maksimum eşdeğer gerilme 507,37 MPa olarak analiz edilmiş olup mil malzemesi akma mukavemeti değeri ele alınarak 1.16 emniyet katsayısı ile statik yükler altında emniyetli çalıştığı tespit edilmiştir.

Yorulma analizinde ise, Stress Life metodu ele alınarak ve Sabit Genlik Orantılı Yükleme (Constant Amplitude, Proportional Loading) durumunda gerçekleştirilmiştir. Yorulma dayanım değeri 2029,5MPa olarak analiz edilmiş olup yorulma ömrü analizi sonucu Life metoda göre gerçekleştirilmiştir. Analiz sonucunda yorulma ömrü 0 çevrim olarak hesaplanmıştır. Yani mil değişken yükler altında emniyetsiz olup çalışmaya başladığı zaman hasara uğramaktadır.

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde ilk çevrimlerde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Uygulanan moment değeri 1/3 oranında; 1694Nm olarak tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlandığında ise maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 913,13MPa olarak analiz edilmiştir. 913,13MPa gerilmeye karşılık malzemeye ait S-N diyagramında 10^1 - 10^2 çevrim aralığında ömür tespit edilmektedir.

Kırılma analizinde ise mile ait kırılma tokluk değeri hesaplanmıştır. Kırılma tokluk değerinin yanı sıra çatlak oluşumunu sonlu elemanlar metoduna göre incelenmesi de yapılmıştır. Çatlağın boyut ve şiddetinin tespiti Irwin teorisinden yararlanılarak ve gevrek kırılma çatlağının başlangıç-bitiş kısımlarındaki gerilmelerin 6 noktada tespit edilerek oluşturulmuştur.

Özellikle yorulma analiz sonuçlarının irdelenebilmesi için malzemeye ait S-N diyagramlarının bulunması gerekmektedir. Bundan dolayı Ansys Workbench 13.0 yazılımı ve yorulma dayanımı hesapları vasıtası ile S-N diyagramı oluşturulmuştur. Mevcut milin malzemesi ve öneriler kısmında yer alan iyileştirme önerisi olarak sunulan malzemenin S-N eğrileri çizilmiştir. S-N eğrileri oluşturulan malzemeler sementasyon çelikleri olup;

- 21CrNiMo6-7
- 18CrNiMo2

9.1 Şanzıman Grup Mili Üzerindeki Malzeme İyileştirmesi Sonuçları

Şanzıman grup mili malzemesi 21CrNiMo6 kalite bir sementasyon çeliğidir. Yapılan analizlerde grup milinin statik yükleme durumunda maksimum eşdeğer gerilme 507,37 MPa

olarak hesaplanmıştır. 21CrNiMo2 kalite çeliğe ait akma mukavemet değeri 590 MPa'dır. Bu çerçevede, statik yükleme durumunda emniyet katsayısı $R_{emn}= 1.16$ olarak hesaplanmış ve milin statik yükleme şartlarında mukavim olduğu tespit edilmiştir. Bununla birlikte imalat şartlarında şanzıman grup milinin yorulma gerilmesi 2029,5 MPa olup hasara uğramaktadır çevrimdir. Bu kapsamda şanzıman grup milinin imalat şartlarında metalürjik değişimler öngörülmüş olup 21CrNiMo2 malzemeye sahip olan milin malzemesi değiştirilerek 18CrNiMo6-7 olarak seçilmiştir. Bu durumda şanzıman grup milinin emniyet katsayısını bir miktar daha artırmıştır ve statik durum analiz sonucunda elde edilen maksimum eşdeğer gerilme değeri değişmemekle birlikte malzemeye ait akma mukavemet değeri değiştiği için emniyet katsayısı $R_{emn}= 2$ olmuştur.

Her iki malzeme ile gerçekleştirilen yorulma analizleri sonucunda malzeme kalitesinin değişiminin yorulma dayanımını artırdığı tespit edilmiştir. İmalat şartlarında, 21CrNiMo2 kalite malzeme ile yapılan eşdeğer yorulma gerilmesi analizinde; 2029,5 MPa gerilme elde edilirken, imalat ve tasarım şartları sabit kalmak kaydıyla mil malzemesi 18CrNiMo2 kalite malzeme seçilmesi durumunda yorulma gerilmesi 1271,5 MPa değerine düşmektedir. Yorulma gerilmesi düşmesine rağmen malzeme yeterli yorulma dayanımını gösterememektedir. Malzemeye ait oluşturulan S-N diyagramı üzerinde yapılan tespite göre elde edilen analiz sonuç değeri 18CrNiMo6-7 malzemeye ait eğrinin üzerinde bir noktada çıkmaktadır.

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde ilk çevrimlerde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Uygulanan moment değeri 1/3 oranında; 1694Nm olarak tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlandığında ise maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 516,15MPa olarak analiz edilmiştir. 913,13MPa gerilmeye karşılık malzemeye ait S-N diyagramında 10^4 - 10^5 çevrim aralığında ömür tespit edilmektedir.

Tasarımsal değişiklik yapılmadan sadece malzeme değişimi yapılması durumunda statik yükleme durumu için imalat malzemesinin akma mukavemeti değiştiği için emniyet katsayısı artış göstermektedir. Yorulma genlik değeri düşmesine rağmen malzemeye ait S-N diyagramında yer alan eğrinin altında bir değere sahip olmadığı için dayanımda yeterli bir değişiklik gözlemlenmemiştir. Bundan dolayı da yapılan yorulma ömür analizleri incelendiğinde şanzıman grup milinin ilk çevrimde hasara uğradığı tespit edilmişti. Yüksek mukavemet özelliklerini gösteren sementasyon çeliği seçilerek yapılan malzeme değişikliğine rağmen bu durumda bir değişiklik olmamış ve mil yine ilk çevrimde hasara uğramıştır.

Yorulmadan kaynaklı hasarın statik yüklerden kaynaklı olmadığı aksine tekrarlı yüklere bağlı gerçekleştiği bilinmektedir. Bu bağlamda şanzıman grup mili malzemesi değiştirilerek şanzıman grup miline dayanım sağlayacak olumlu bir etki gözlenmemiştir. Böylece sadece 18CrNiMo6 kalite malzeme seçilmesi şanzıman grup miline yorulma dayanımı sağlamamakta

ve yorulma dayanımını etkileyen diğer parametreler üzerinden bir değişiklik öngörülmektedir. Bu kapsamda tasarımsal değişiklikler ile şanzıman grup mili revize edilmiş ve analizler yeniden gerçekleştirilmiştir.

9.2 Şanzıman Grup Mili Üzerindeki Tasarımsal İyileştirme Sonuçları

9.2.1 Çentik Etkisini Önlemeye Yönelik Tasarım Çalışmaları Sonuçları

Şanzıman grup milinin iyileştirmesi ve yorulma mukavemetinin artırılması için tasarımsal bir takım öneriler sunulmuştur. Söz konusu öneriler öncelikle kritik bölge olarak tabir edilen maksimum gerilmenin olduğu bölgede yapılmıştır. Kritik bölgede mil içi yağlama kanalı ve yağlama delikleri bulunmaktadır. Ayrıca mil hasarı bu bölgede çekirdeklenmektedir. Bunun sebebi de yağlama deliğinin çentik etkisi yaratmasına bağlı bölgesel gerilme yığılması oluşmasıdır. İyileştirme aşamasında mil içi yağlama kanalı ve yağlama delikleri yeniden tasarlanmış ve daha mukavim bir tasarım oluşturulmuştur.

İmalat şartlarında mil içi yağlama kanalı 14,5 mm çapında ve kritik bölgedeki çentik etkisi yaratan yağlama delikleri de 6 mm çapında tasarlanmıştır. Tasarımda mil içi yağlama kanal çapı 3 mm'ye düşürülmüş ve sadece kritik bölgedeki yağlama delikleri kapatılmıştır. Milin yağlama sistemi değiştirilip püskürtmeli hidrolik yağlama sistemi öngörülmüş ayrıca şanzıman yağ tipi de değiştirilerek mevcut yağlama durumu desteklenmiştir. Böylece çentik etkisi yaratan yağlama deliğinin kapatılması ile şanzıman grubu olumsuz bir etki altında kalmaması ve yağlamanın düzenli bir şekilde devam ettirilmesi sağlanmıştır.

İmalat şartlarına göre milin maksimum eşdeğer gerilmesi 507,37 MPa olarak tespit edilmiştir çentik etkisine engel olma amacıyla yapılan iyileştirmeler sonucunda maksimum eşdeğer gerilme 562,49 MPa olmuştur. Statik analiz sonucunda elde edilen eşdeğer gerilmede bir miktar artış görülmesine karşın her iki durumda da maksimum eşdeğer gerilme değerine göre mil, statik yüklemeler altında emniyetli çıkmaktadır. Bu kapsamda statik yüklenme durumunda şanzıman grup miline ait emniyet katsayısı imalat şartlarında $R_{emn} = 1.16$ iken, tasarım değişikliği sonucu $R_{emn} = 1.04$ olmuştur. Söz konusu emniyet katsayısının artma sebebi eşdeğer gerilmenin artmasıdır. Maksimum eşdeğer gerilmede meydana gelen artış ise; iyileştirmede öngörülen mil içi yağlama kanalının çapının 3 mm'ye indirilmesi sonucu mil içi boşluğun azalması ve buna bağlı olarak burulma etkisinin artarak yüzey gerilmelerinin artmasından kaynaklanmaktadır.

Yorulma analizi sonuçlarına göre maksimum yorulma dayanımda 1147,9 MPa olup imalat şartlarına göre yorulma dayanımında azalma meydana gelmiştir. Hatırlanacağı gibi imalat şartları analizine göre maksimum yorulma dayanımı 2029,5 MPa'dır. Bu durumun sebebi ise mil içi boşluğun azalması sonucu çalışma şartlarında oluşan vibrasyonun azalması ve buna bağlı olarak yüzey yorulma dayanım direncinin artmasıdır. Mevcut durumda şanzıman grup mili

yorulmadan kaynaklı ilk çevrimde hasara uğramakta iken, ikinci öneri sonucu yapılan iyileştirme vasıtası ile 15'inci çevrimde maksimum yüklere maruz kalması durumunda hasara uğramakta olduğu anlaşılmıştır.

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde ilk çevrimlerde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Uygulanan moment değeri 1/3 oranında; 1694Nm olarak tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlandığında ise maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 516,15MPa olarak analiz edilmiştir. 913,13MPa gerilmeye karşılık malzemeye ait S-N diyagramında 10^4 - 10^5 çevrim aralığında ömür tespit edilmektedir.

9.2.2 Mukavemeti Artırmaya Yönelik Tasarım Çalışmaları Sonuçları

Şanzıman grup milinin iyileştirmesi ve yorulma mukavemetinin artırılması için sunulan diğer bir tasarım çalışması ise şanzıman grubunun tümünü ilgilendiren bir çalışmadır. Söz konusu öneriler grup milinin yataklama sistemi üzerinde başlamıştır. İki adet yataklama yapılan imalat tasarımında şanzıman grup miline üçüncü bir yataklama dişli kutusunun müsaade ettiği ölçülerde tasarlanmıştır. Bu sayede mile ait destekleme üç noktadan gerçekleştiği için statik ve mukavemet dayanımı artırılmıştır. Ayrıca mil boyu 90 mm kadar uzatılmıştır. Böylece, şanzıman grup milinin boyundaki artış sonucunda, maksimum eşdeğer yorulma gerilmesine maruz kritik bölge, burulma açısına bağlı olarak, moment uygulama noktası uzaklaşacağından dolayı gerilme değerlerinde azalma olacağı öngörülmüştür. Söz konusu uzama miktarı dişli kutusunun tasarımın müsaade ettiği ölçülerde ve ANSYS Workbench 13.0 yazılımında yapılan optimisasyon çalışması sonucunda tecrübe edilmiştir.

Statik yükler altında daha emniyetli bir tasarım oluşmuş ve imalat şartları ile kıyaslandığında şanzıman grup miline ait emniyet katsayısı $R_{emn} = 1.16$ iken, tasarım değişikliği sonucu $R_{emn} = 1.73$ olmuştur.

Ayrıca şanzıman grup miline ait yorulma analiz sonuçları incelendiğinde maksimum yorulma gerilmesi imalat şartlarında 2029,5 MPa iken tasarımsal iyileştirme sonucu 694,19 MPa'a kadar azalmıştır. Böylece yorulma dayanımı ve yorulma ömrü açısından olumlu bir iyileştirme sunulmaktadır. Yorulma ömür analizi sonucuna göre ise, kritik noktada ömür 665,88 çevrim olarak hesaplanmıştır. Bilindiği üzere imalat şartlarında ve maksimum yükleme durumunda şanzıman grup mili henüz ilk çevrimde hasara uğramaktadır. Böylece, öneriye göre daha iyi bir yorulma dayanımı ve daha uzun bir yorulma ömrü elde edilmiştir.

Maksimum yorulma gerilmesi değeri mil malzemesine ait S-N diyagramı vasıtası ile analiz edildiğinde, yaklaşık 10^3 - 10^4 çevrimlerde hasara uğramaktadır. Bu çevrim aralığı altında çalıştığı süre boyunca yorulmaya karşı emniyetli bir seyir izlemektedir. Malzemeye ait Endurance Limit değeri ve/veya altında bir maksimum yorulma gerilmesi ile karışılması söz

konusu olsaydı şanzıman grup mil sonsuz ömre sahip olacaktı fakat yapılan tasarımsal iyileştirmeler sonucu sonsuz ömür bölgesinde yer alan bir sonuç elde edilememektedir.

Mile uygulanan 5082Nm maksimum moment tatbik edildiği durumda elde edilen maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi S-N diyagramında gerilme skalasında işaretlendiğinde yaklaşık 10^3 çevrimde hasara uğradığı tespit edilmektedir. Uygulanan moment değeri 1/3 oranında; 1694Nm olarak tatbik ettirilerek yorulma analizi tekrarlandığında ise maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi 270,05MPa olarak analiz edilmiştir. 913,13MPa gerilmeye karşılık malzemeye ait S-N diyagramında 10^6 - 10^7 çevrim aralığında ömür tespit edilmektedir.

9.3 Malzeme ve Tasarım İyileştirmelerinin Sonuçlarının Değerlendirilmesi

Şanzıman grup mili üzerinde malzeme ve tasarımsal iyileştirmeler ayrı ayrı sunulmuş ve imalat şartları ile karşılaştırılmıştır. Analiz sonuçları irdelendiğinde dayanımın arttığı yönünde tespitler ortaya konulmuştur. Bu kapsamda çalışmalar birleştirilerek analizler yeniden gerçekleştirildiğinde daha mukavim bir yapı elde edildiği anlaşılmıştır.

Bu çerçevede;

- şanzıman grup mili malzemesi 21CrNiMo2 kalite yerine mekanik özellikleri daha iyi olan 18CrNiMO6-7 kalite çelik seçilmiş
- çentik etkisi oluşturan maksimum gerilmenin meydana geldiği kritik noktadaki mil içi yağlama kanlı çapı küçültülerek 3mm olarak tasarlanmış ve ayrıca kırılmanın çekirdeklendiği ve gerilme yoğunluğunun maksimum olduğu kritik noktadaki tasarım değiştirilmiştir
- yağlamanın etkin bir şekilde gerçekleşmesi için hidrolik püskürtmeli yağlama sistemi uygulaması öngörülmüş ve böylece yağlama istenen bölgeler direkt olarak püskürtmeli sistem ile yağlanmaya maruz kalabilmektedir ve ayrıca yeni yağlama sistemi ve mil tasarımı için şanzıman yağı cinsi değiştirilmiştir.
- şanzıman grubunun tasarımı değiştirilerek yorulma gerilmesine karşı dayanımı artırılmıştır, bu kapsamda; iki yataklı şanzıman grup milinin yataklama sistemi değiştirilerek üçüncü bir yataklama tasarlanmıştır. Bununla birlikte; şanzıman grup milinin boyu dişli kutusu tasarımı müsaade ettiği çerçevede 90mm uzatılarak 474mm'den 564mm'ye uzatılarak kritik bölgenin döndürme momenti etkisinden daha az etkilenmesi sağlanmıştır.

Tüm bu iyileştirme önerileri uygulanması durumunda şanzıman grup milinin statik, yorulma ve kırılma analizleri gerçekleştirildiğinde imalat şartlarına göre değişken yükler altında dayanımı artmıştır. Elde edilen analiz sonuçları;

- Statik analiz sonucu maksimum eşdeğer gerilme – Sa= 338,22 MPa
- Statik analiz sonucu emniyet katsayısı – R= 2,36

- Max. Moment (5082Nm) Sabit Genlik Tam Değişken Yükleme Durumunda Yorulma analizi sonucu Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi – Sf= 635,73MPa
- Max. Moment (5082Nm) Sabit Genlik Tam Değişken Yükleme Durumunda ANSYS ömür analizi sonucu – N= 731,7 çevrim
- Max. Moment (5082Nm) Sabit Genlik Tam Değişken Yükleme Durumunda S-N Diyagramına göre Çevrim Sayısı – N= 10^5 - 10^6
- 1/3 Moment (1694Nm) Sabit Genlik Tam Değişken Yükleme Durumunda Yorulma analizi sonucu Max. Eşdeğer Yorulma Gerilmesi – Sf= 202,28MPa
- 1/3 Moment (1694Nm) Sabit Genlik Tam Değişken Yükleme Durumunda S-N Diyagramına göre Çevrim Sayısı – N > 10^8

Şanzıman grup milinin statik ve değişken yükler altında yorulmaya ve kırılmaya karşı dayanımı artırılmış ve emniyetle bir yapı kazandırılmıştır. Yorulma analizinin tamamlanabilmesi için mil malzemesine ait S-N diyagramı ile birlikte maksimum eşdeğer yorulma gerilmesini ele almak gerekmektedir. Maksimum moment tatbik ettirilmesi durumunda yapılan analiz sonucunda elde edilen maksimum yorulma gerilmesi 635,73 MPa olup 18CrNiMo2 kalite çeliğe ait S-N eğrisinin altında kalmakta ve diyagram incelendiğinde 10^5 - 10^6 çevrim aralığında hasarsız kullanım sağlanabilmektedir. Maksimum momentin 1/3'ü oranında moment tatbik ettirilmesi durumunda yapılan analiz sonucunda elde edilen maksimum yorulma gerilmesi 202,28 MPa olup 18CrNiMo2 kalite çeliğe ait S-N eğrisinin altında kalmakta ve diyagram incelendiğinde 10^8 çevrim üzerinde çalışabilmektedir. Bu durumda Endurance Limit değerinin altında bir gerilme değerine karşılık geçen çevrim sayısı olup sonsuz ömürlü bir kullanım olanağı tespit edilmektedir. Sonuç olarak maksimum moment olan 5082Nm moment sabit genlik tam değişken yükleme tipinde tatbik ettirilmesi durumunda eşdeğer yorulma dayanımı Endurance Limit değeri veya altında bir değerde olmadığı için şanzıman grup mili sonsuz ömürlü olmayacaktır. Fakat yapılan iyileştirme çalışmaları ile şanzıman grup mili 10^5 ile 10^8 çevrim aralığında hasara uğrayacaktır. Elde edilen yorulma ömür aralığı metal malzemeler için etkili bir dayanma sınırı olup şanzıman grup mili yapılan iyileştirmeler sonucunda, mevcut kullanım şartlarına göre daha iyi mekanik özelliklere sahip olabilmektedir.

10. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Yapılan çalışmada şanzıman grup mili modelin geometrik özelliklerine bağlı olarak modellenmiştir. İmalat süreci ve çalışma koşulları dikkate alındığında; yapılan çalışmada statik analiz, yorulma analizi ve kırılma analizi çalışmaya tamamlayıcı olarak eklenmiştir. Öncelikle çalışmada statik analiz yapılarak elde edilen sonuçlar yorulma analizi içerisinde ve optimizasyon' da kullanılmıştır.

Statik analizde çalışma koşullarına bağlı olarak sistem üzerine kuvvet ve momentler uygulanmıştır. Analizde kullanılan ANSYS Workbench 13.0 yazılımın 'da gerçekleştirilmiş yorulma analizi de Fatigue Tool kullanılarak aynı yazılımda gerçekleştirilmiş olup Fatigue Tool içerisinde Stress Life analizine kullanılmıştır. Statik analiz sonuçlarında Von-Mises ve Tresca Kriterleri değerlendirilmiştir..

Bu çalışmada kullanılan şanzıman grup milinin spektral analize göre bir sementasyon çeliği olduğu anlaşılmıştır. Isıl işlem gören çeliğin Rockwell Sertlik Ölçme Yöntemine göre dış yüzey sertlik değeri 60HRC, çekirdek sertlik değeri 35 HRC'dir. Motor test ünitesi değerlerine göre şanzıman grubuna giriş güç değeri olan aracın motorunda üretilen güç 895HP ve tork 5082Nm'dir.

Şanzıman grup milinin statik yük altında emniyet katsayısı 1,16 olarak tespit edilmiştir. Şanzıman grup mili değişken yükler altında dinamik zorlanmaya maruz kalmakta ve akma sınırının altında hasara uğramaktadır. Yağlama deliği, şanzıman grup mili üzerinde çentik faktörü etkisi yaratan bir süreksizliktir. Bu süreksizlik hasarı hızlandırıcı etki yapmaktadır. Geometri etkisi çatlağı başlatan gerilme yığılımlarının oluşumuna sebep olmuştur.

Malzeme cinsi, artık gerilme, tane büyüklüğü, sıcaklık ve çevre etkisinin yorulma ömrünü azaltan ana etken olmadığı anlaşılmıştır. Milde kullanılan malzeme olan 21CrNiMo2 kalite çeliği şanzıman grup mili için mukavemet özellikleri yetersizdir. Mil için kullanılan malzemenin yorulma dayanımı daha yüksek bir çelik olan 18CrNiMo6 kalite çelik seçildiğinde milin yorulma dayanımı artmakta maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi düşmektedir.

Malzeme değişikliğinin statik emniyet katsayısını oldukça artırdığı fakat yorulma dayanımına büyük bir etki etmediği görülmüştür. Milin tasarımı yorulma gerilmesi yoğunluğu göz önünde bulundurularak yeniden tasarlanmalıdır. Tasarımsal değişik yapılarak mil üzerindeki kritik bölge olarak nitelendirilen yağlama kanalı bölgesinde, çentik etkisi gösteren yağlama kanalı tasarımdan kaldırıldığında ve 1/3 oranında (1694Nm) sabit genlikli orantılı yükleme yapılması durumunda mil ömrü imalat şartlarında 101-102 çevrim aralığında iken tasarım değişikliği sonrası 104-105 çevrim aralığına çıkmaktadır.

Milin boyutunda ve yataklama durumunda değişiklik yapıldığı takdirde imalat şartlarına göre daha mukavim bir yapı göstermektedir. Mil boyu 90mm uzatılması ve üçüncü bir yataklama eklenmesi ve 1/3 oranında (1694Nm) sabit genlikli orantılı yükleme yapılması

durumunda mil ömrü imalat şartlarında 101-102 çevrim aralığında iken tasarım değişikliği sonrası 106-107 çevrim aralığına çıkmaktadır.

Malzeme ve tasarımsal iyileştirmelerin birlikte uygulanması durumunda ise; maksimum moment ve statik yükleme durumunda maksimum eşdeğer gerilme değeri azalma gözlemlenmektedir. Maksimum yükleme durumu olan 5082Nm momentin sabit genlikli orantılı yükleme tipinde uygulanması durumunda, mevcut iyileştirmeler sonrası maksimum eşdeğer yorulma gerilmesi düşmekte ve yorulma dayanımı artmaktadır. 1/3 oranında (1694Nm) sabit genlikli orantılı yükleme yapılması durumunda ise, mil ömrü imalat şartlarında 101-102 çevrim aralığında iken tasarım değişikliği sonrası 108 çevrimin üzerine çıkmaktadır. Söz konusu çevrim sayısı endurance limit değerinin altında bir gerilme değerinde oluşmakta olup sonsuz ömürlü bir yapı oluşmaktadır.

KAYNAKLAR

1. Kağnıcı F., Ulaş B., Araç Yorulma Analizi Sonucuna Göre Hasar Görülen Parçanın Dayanım Ve NVH Açısından İyileştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, 6. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa, 2012
2. Menon,A., “Structural Optimization Using Ansys And Regulated Multiquadric Response Surface Model”, Master Of Science In Mechanical Engineering, The University of Texas at Arlington, 2005.
3. Temiz V., Makine Elemanları Ders Notları – Miller ve Akşar Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2012.
4. Lee S. G., Estimation Fatigue Crack Initiation and Propagation Life of Cast Steel Under Variable Loading History”, Doktora Tezi, The University of IOWA, Des Moines, 1982.
5. Yaşar M., Dizel Otomobil Pompa Milinin Yorulma Kırılması Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Proceedings of 8th International Fracture, İstanbul, 15-16 Haziran 2007.
6. Colengo V.J., Heiser F.A., Analysis of Metallurgical Failures, 2. Edition, John Wiley & Sons., Inc., 1987.
7. Ay İ., Metallerde Kırılma, Balıkesir Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi Yayını, Balıkesir, 2003.
8. Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, Cilt: 7, No:1, 119:129, Dişli Çarklarda Meydana Gelen Hasar Türleri, İstanbul, 2010.
9. Akkurt, M., Makine Elemanları, Cilt I-II, Bölüm 14, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2010.
10. Başaran B., Helisel Dişli Çarklarda Pitting Oluşumunun Deneysel İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2011.
11. Aslantaş, K., Ostemperlenmiş Küresel Grafitli Dökme Demirden İmal Edilen Düz Dişlilerde Yüzey Yorulma Hasarlarının Analizi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 2003.
12. Özdemir A., Seramik Malzemelerin Kırılma Tokluğu Değerlerinin 3 Boyutlu Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Teorik Olarak Belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, 9 Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir, 2006.
13. Korkmaz S., Methodology Predict Fatigue Life Of Cast Iron Uniform Material Law For Cast Iron, Journal Of Iron And Steel Research, Swiss Federal Institute of Technology 42:45, 2010,
14. Roylance D., Fatigue Analysis Of Wind Turbine Hub , Department Of Materials Science And Engineering , University of Cambridge, London, 12-13 Mart 2001.
15. http://www.wermac.org/flanges/flanges_general_part1.html, 24 Temmuz 2013.

16. http://www.claasguss.de/html_e/pdf/THBI2_engl.pdf, 24 Temmuz 2013
17. Budynas R. G., Nisbett K., Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition, McGraw-Hill Primis, ABD, 2006.
18. KUMRU R., Metal Malzemelerde Yorulma Dayanımı İncelemek için Kullanılan Deney Makinaları, Celal Bayar Üniversitesi, Soma Meslek Yüksek Okulu, Manisa, 2011
19. Norman E. Dowling., Mean Stress Effects in Stress-Life and Strain-Life Fatigue, Society of Automotive Engineers, 2004.
20. Shirani M., Harkegard G., Fatigue life distribution and size effect in ductile cast iron for wind turbine components, Engineering Failure Analysis, 2010, 127, 1350-1358.
21. ANSYS Workbench Product Release 13.0 Documentation (2010) [Online], <http://www.kxcad.net/ansys/ANSYS/workbench/index.htm>,
22. Singiresu, S. R., "Engineering Optimization Theory and Practice", John Wiley & Sons, Inc., 2009
23. Chaush, Y., "Ansys Workbench ile yorulma analizi", Çalışma Notları, www.ansys bilgi havuzu .com, İzmir, 2008
24. Esen Ö., Balıkoğlu F., Arslan N., Yaprak Yaylarda Kompozit Malzeme Uygulama Ve Yorulma Analizi, Yüksek Lisans Tezi, 3. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, Balıkesir, 2012
25. TW Test ve Ölçüm Hizmetleri Yorulma Deneyi Katalogu [Online] <http://www.instron.com.tr/wa/glossary/Fatigue-Test.aspx>
26. Mobil Dişli Yağları Kataloğu / Şanzıman Yağları [Online] http://www.mobil.com/Turkey-Turkish-LCW/heavydutyoils_products_transmission.aspx
27. Dağ S., Fıçıcı F., Geniş K., İş Makinalarında Kırılma ve Yorulma Problemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi, Mühendislik ve Makine c:48 s:571, Ankara, 2012
28. As, K. S., "Fatigue Assesment of Aluminium Automotive Structures", Technical Report, Norwegian Univ. of Science and Technology. 2002
29. Rabb, R., "Fatigue Failure of a Connecting Rod", Engineering Failure Analysis, c. 3, s.13-28., 1996
30. Kaya N., Karamangil İ., Bozkurt R., Biyel Üzerine Açılan Yağlama Deliklerinin Yorulma Dayanımına Etkisinin İncelenmesi, Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 2008, Bursa.
31. Makaracı M., Demir S., Bahçacı O., Direksiyon Aksonlarının Statik Hasar Analizi, Akademik Platform, Kocaeli, 2013.
32. Mo, K. H., Suh K. W., Hong S. G., "New Approach in Vehicle Durability Evaluation, Virtual Proving Ground", FISITA Dünya Otomobil Kongresi, Seoul, Korea, Haziran 2002.
33. Kim, H. S., Hwang, Y. S., Yoon, H. S., "Dynamic Stress Analysis of a Bus Systems", , 2.

Dünya Otomobil Konferansı, , Dearborn, Eylül 2000.

34. Kim, H. S., Yim, H. J., Kim, C. B., Computational Durability Prediction of Body Structures in Prototype Vehicles, International Journal of Automotive Technology, s.129-135, 2002,.
35. Chiba, S., Aoyama K., Yanabu, K., Tachibana, H., Matsuda, K., Uchikura, M., Fatigue Strength Prediction of Truck Cab by CAE, Journal of Mitsubishi Motors Technical Review, c.15, s. 54-60, 2003.
36. Amin K. F. M., Fatigue Analysis of Welding Seams in Commercial Vehiclesy, Yüksek Lisans Tezi, RWTH Aachen, Aachen, 2007.
37. Wannenburg, J., A Study of Fatigue Loading on Automotive and Transport Structures, Doktora Tezi, Pretoria Üniversitesi, Pretoria, 2007.
38. Chinnaraj K., Mangalaramanan S. P., Lakshmana Rao C., Dynamic Response Analysis of a Heavy Commercial Vehicle Subjected to Extreme Road Operating Conditions, 7th International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis, Cambridge, Kasım 2009.
39. Wang X., Zhao G., Tang C., Analysis of Frequency Response and Fatigue of Car Body by Random Loading, 3rd IEEE International Conference on Computer Science and Information Technology, Chengdu, China, Haziran 2010.
40. Savunma Sanayi Gündemi Dergisi, Savunma Sanayi Müsteşarlığı, Ankara, 2014
41. ANSYS Release 13.0 Documentation, ANSYS Structural Analysis Guide
42. Solid Works 2012 Documentation, Solid Works Guide Book
43. E.S. Kayalı, "Hasar Analizine Giriş", Bölüm 1, Hasar Analizi Seminer Notları, TMMOB Metalurji Mühendisleri Odası, İstanbul, 1997.
44. W.O. Alexander, G.J. Davies, S. Heslop, K.A. Reynolds, V.N. Whittaker, Essential Metallurgy for Engineers, Ed. E.J. Bradbury, The Thetford Press, Norfolk, 1985.
45. M.K. Şeşen, H. Çimenoğlu, Bir Kule Vincinde Çalışma Esnasında Kırılan Civata Hasar Analizi Raporu, İTÜ Kimya Fakültesi Metalurji Mühendisliği Bölümü, İstanbul, 1999.
46. 5. E.S. Kayalı, H. Çimenoğlu, Dişli Çarklara Ait Hasar Analizi Raporu, İTÜ Kimya Metalurji Fakültesi Metalurji ve Malzeme Mühendisliği Bölümü, İstanbul, 2001
47. Orta Doğu Teknik Üniversitesi Laboratuvarı [Online]
<http://labs.mete.metu.edu.tr/fal/>