

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**DIŞLI ÇARKLARDA YÜZEY HASARININ VE ETKİLİ PARAMETRELERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

AHMET İPEKÇİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
Doç. Dr. MEHMET BOZCA**

İSTANBUL, 2015

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİŞLİ ÇARKLARDA YÜZEY HASARININ VE ETKİLİ PARAMETRELERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Ahmet İPEKÇİ tarafından hazırlanan tez çalışması 09.06.2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Mehmet BOZCA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Mehmet BOZCA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Ahmet SAĞIRLI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İ. Mehmet PALABIYIK
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Tez konumu belirlemem dahil tüm çalışma sürecinde değerli desteğini, bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman esirgemeyen danışmanım, Doç. Dr. Sayın Mehmet BOZCA'ya en derin saygı ve teşekkürlerimi sunarım.

Deney düzeneği, ekipmanların kullanımı ve deneylerin yapılışında sağladıkları maddi yardımlardan dolayı Yılmaz Redüktör A.Ş.'ye teşekkürlerimi sunarım.

En son olarak da, kazandığım her başarıda en az benim kadar, hatta benden fazla hak sahibi olan sevgili annem, ablam ve babama gösterdikleri sevgi, sabır, anlayıştan ve sağladıkları destekten ötürü teşekkürü borç bilirim.

Haziran, 2015

Ahmet İPEKÇİ

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	ix
KISALTMA LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET.....	xv
ABSTRACT	xvi
BÖLÜM 1	
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	10
1.3 Hipotez	11
BÖLÜM 2	
YAN YÜZEY BASINCI (HERTZ BASINCI) ve PITTING OLUŞUMU	12
2.1 Pitting Oluşum Mekanizması	12
2.2 Yan Yüzey Basıncı Oluşumu (Hertz Basıncı)	16
2.2.1 Eş Çalışan Diş Yüzeylerinde Kayma Olayı.....	16
2.2.2 Hertz Basıncının Değişen Helisel Dişli Temas Çizgisi Uzunluğuyla Değişimi	18
2.3 Yan Yüzey Basıncı Kontrolü (Pitting)	22
2.3.1 Müsaade Edilen Yüzey Gerilmesi (σ_{HP})	23
2.3.2 Müsaade Edilen Referans Yüzey Gerilmesi (σ_{Hlim})	24
2.3.3 K Faktörleri.....	25
2.3.3.1 Uygulama Faktörü (K_A)	25
2.3.3.2 Dinamik Yük Faktörü (K_V)	25
2.3.3.3 Helis Yönünde Yük Dağılım Faktörü (K_{HB}).....	27
2.3.3.4 Profil Yönünde Yük Dağılım Faktörü ($K_{H\alpha}$)	28

2.3.4	Z Faktörleri	29
2.3.4.1	Tek Dişli Temas Faktörü (Z_B)	29
2.3.4.2	Bölge Faktörü (Z_H)	29
2.3.4.3	Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)	29
2.3.4.4	Kavrama Oranı Faktörü (Z_ϵ)	30
2.3.4.5	Helis Açısı Faktörü (Z_β)	30
2.3.4.6	Ömür Faktörü (Z_{NT})	31
2.3.4.7	Yağlama Faktörü (Z_L)	31
2.3.4.8	Hız Faktörü (Z_V)	31
2.3.4.9	Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)	32
2.3.4.10	Malzeme Eşleşme Faktörü (Z_W)	33
2.3.4.11	Büyüklik Faktörü (Z_X)	33
2.4	Dişli Hasar Bölgeleri (Pitting Bölgesi)	34
BÖLÜM 3		
DİŞLİLERDE SERTLEŞTİRME		36
3.1	Dişli Çarklara Uygulanan Isıl İşlemler	36
3.1.1	Islah İşlemi	36
3.1.2	Alevle Sertleştirme İşlemi	37
3.1.3	İndüksiyonla Sertleştirme İşlemi	40
3.1.4	Nitrasyonla Sertleştirme İşlemi	41
3.1.4.1	Gaz İle Nitratlama İşlemi	41
3.1.4.2	Banyoda Nitratlama İşlemi	41
3.1.5	Sementasyonla Sertleştirme İşlemi	42
3.2	Sertlik Ölçümü	46
BÖLÜM 4		
DENEYSEL ÇALIŞMA		49
4.1	Deney Düzenegi	49
4.1.1	Numune Özellikleri	52
4.1.2	Kullanılan Dişli Malzemesi	53
4.1.3	Uygulanan Isıl İşlem	55
4.1.4	Deney Dişlisinde Hesaplamalar ve Deneylerdeki Çalışma Koşulları ..	57
4.1.5	Yüzey Pürüzlülüğü	59
4.1.5.1	Profil Sapmaları	61
4.1.5.2	Helis Sapmaları	61
4.1.5.3	Birleşik Adım Sapmaları	62
4.1.5.4	Adım Sapmaları	62
4.1.5.5	Radyal Salgı	63
4.1.6	Sıcaklık ve Vizkovize İlişkisi	63
4.1.7	Hasar Oluşumları ve Fotoğrafları	64
BÖLÜM 5		
SONUÇ VE ÖNERİLER		69

KAYNAKLAR	70
EK-A	
NORMAL ÇALIŞMA DEĞERLERİ	73
A-1 Genel Değerler	73
A-2 Mukavemet Değerleri	73
A-3 Diş Dibi Dayanımı	74
A-4 Yan Yüzey Dayanımı	75
EK-B	
1. DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER	76
B-1 Genel Değerler	76
B-2 Mukavemet Değerleri	76
B-3 Diş Dibi Dayanımı	77
B-4 Yan Yüzey Dayanımı	78
EK-C	
2. DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER	79
C-1 Genel Değerler	79
C-2 Mukavemet Değerleri	79
C-3 Diş Dibi Dayanımı	80
C-4 Yan Yüzey Dayanımı	81
EK-D	
3. DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER	82
D-1 Genel Değerler	82
D-2 Mukavemet Değerleri	82
D-3 Diş Dibi Dayanımı	83
D-4 Yan Yüzey Dayanımı	84
EK-E	
4. DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER	85
E-1 Genel Değerler	85
E-2 Mukavemet Değerleri	85
E-3 Diş Dibi Dayanımı	86
E-4 Yan Yüzey Dayanımı	87
EK-F	
5. DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER	88
F-1 Genel Değerler	88
F-2 Mukavemet Değerleri	88
F-3 Diş Dibi Dayanımı	89

F-4 Yan Yüzey Dayanımı	90
ÖZGEÇMİŞ	91

SİMGE LİSTESİ

a	Eksenler arası mesafe
a	Kaydırmalı mekanizmalarda eksenler arası mesafe
a	Temas alanı yarı genişliği
a_0	Sıfır ve sıfır kaydırmalı mekanizmalarda eksenler arası mesafe
B	Silindir geometrisi sabiti
b_1	Pinyon diş genişliği
b_2	Çark diş genişliği
d_1	Taksimat dairesi çapı
d_b	Baş dairesi çapı
d_g	Temel dairesi çapı
E	Elastisite modülü
e	Kavrama uzunluğu
F_d	Dinamik kuvvet
F_n	Normal kuvvet
F_r	Normal kuvvetin radyal bileşeni
F_t	Normal kuvvetin teğetsel bileşeni
F_t	Teğetsel dişli yükü
GS	Demir döküm
h	Diş yüksekliği
h_b	Dişin baş yüksekliği
h_c	Çalışma yüksekliği
h_t	Dişin taban yüksekliği
K_A	Uygulama faktörü
$K_{H\alpha}$	Profil yönündeki yük dağılım faktörü
$K_{H\beta}$	Helis yönündeki yük dağılım faktörü
K_V	Dinamik yük faktörü
l_c	Temas çizgisi uzunluğu
m	Modül
m_1	Silindir malzeme sabiti
m_n	Normal modül
M_t	Burulma momenti
n_1	Giriş devir sayısı
n_2	Çıkış devir sayısı

N_L	Yük tekrar sayısı
P_H	Yan yüzey basıncı
S	Emniyet katsayısı
S_b	Diş boşluğu
S_{Hmin}	Gerekli yan yüzey gerilmesi emniyet katsayısı
St	Genel imalat çeliği
t	Taksimat
t_g	Temel dairesi üstünde taksimat
t_k	Kavrama doğrusu üzerinde taksimat
z_1	Pinyon dişli diş sayısı
z_2	Çarkın diş sayısı
Z_B	Tek dişli temas faktörü
Z_E	Elastisite modülü faktörü
Z_H	Bölge faktörü
Z_L	Yağlama faktörü
Z_{NT}	Ömür faktörü
Z_R	Yüzey pürüzlülük faktörü
Z_V	Hız faktörü
Z_W	Malzeme eşleşme faktörü
Z_X	Büyüklik faktörü
Z_β	Helis açısı faktörü
Z_ϵ	Kavrama oranı faktörü
α	Yuvarlanma dairesine ait kavrama açısı
α_0	Taksimat dairesine ait kavrama açısı
α_{a0}	Alın kesitte taksimat dairesine ait kavrama açısı
α_n	Normal kavrama açısı
α_t	Taksimat dairesindeki kavrama açısı
β	Helis açısı
β_0	Eğim açısı (Taksimat dairesinde)
β_B	Temel dairesi helis açısı
β_g	Eğim açısı (Temel dairesinde)
ϵ	Kavrama oranı
ϵ_v	Kavrama oranı
ζ	Çalışma bölgesi eni
v	Dönüş hızı
ν	Poisson oranı
ρ	Yüzeyin eğrilik yarıçapı
σ_H	Yüzey basıncı
σ_{H0}	Nominal yüzey basıncı
σ_{HG}	Müsaade edilen düzeltilmiş yüzey gerilmesi
σ_{Hlim}	Müsaade edilen referans yüzey gerilmesi
σ_{HO}	Nominal yüzey gerilmesi
σ_{HP}	Müsaade edilen yüzey gerilmesi
τ_0	Maksimum kayma gerilmesi
Ψ_d, Ψ_m	Genişlik faktörü

KISALTMA LİSTESİ

AGMA	American Gear Manufacturers Association
BS	British Standards
DIN	Deutsches Institut für Normung
HB	Hardness Brinell
HRC	Hardness Rockwell
HV	Hardness Vickers
ISO	International Organization for Standardization

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 Diş temas yüzeyinde basma ve eğilme gerilmelerinin dağılımı	13
Şekil 2. 2 Eş çalışan diş çiftinin yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler	13
Şekil 2. 3 Birbiri üzerinde yuvarlanan ve/veya kayan iki sert yüzeyin temas noktasının tam altındaki farklı derinliklerde kayma gerilmesi büyüklüğünün değişimi	14
Şekil 2. 4 Eş çalışan dişlerin temas bölgesindeki gerilmelerin değişimi	15
Şekil 2. 5 Kayma hızlarının dağılımı	17
Şekil 2. 6 Eş çalışan diş yüzeyleri üzerinde yuvarlanma ve kayma yönleri	17
Şekil 2. 7 Temas halindeki silindirlerin meydana getirdiği temas alanı.....	18
Şekil 2. 8 Silindirik temas sırasında, elipsoidal prizma şeklinde meydana çıkan basınç dağılımı ve dikdörtgensel temas alanı	18
Şekil 2. 9 Helisel diş yüzeyinde temas çizgisi ve temas alanı (diş boyutları abartılarak çizilmiştir)	20
Şekil 2. 10 Eş çalışan diş yüzeylerinin meydana getirdiği çalışma bölgesi ve temas çizgileri	21
Şekil 2. 11 Müsaade edilen yüzey basıncı ve çevrim sayısı grafiği	23
Şekil 2. 12 Yüzey sertleştirme işlemi görmüş dişliler için müsaade edilen referans yüzey gerilmesi seçim grafiği	24
Şekil 2. 13 Dişli hasar bölgeleri.....	34
Şekil 3. 1 Özel sertleştirme beki	37
Şekil 3. 2 Alevle sertleştirme diyagramı	38
Şekil 3. 3 Sementasyon.....	39
Şekil 3. 4 Alevle sertleştirme	39
Şekil 3. 5 Alevle sertleştirme, özel bek	39
Şekil 3. 6 Sementasyonla sertleştirme işlemi akışı.....	43
Şekil 3. 7 Çember dişli çarklar	44
Şekil 3. 8 Dolu dişli çarklar	45
Şekil 3. 9 İki tarafı oyulmuş dişli çarklar.....	45
Şekil 3. 10 Tek tarafı oyulmuş dişli çarklar.....	45
Şekil 4. 1 Deney düzeneği	49
Şekil 4. 2 Deney düzeneği şeması.....	51
Şekil 4. 3 Numune teknik resmi	52
Şekil 4. 4 Yan yüzey basıncı σ_H (N/mm ²) ve numune dişlide hasar oluşma çevrim sayısı grafiği	59
Şekil 4. 5 Eğilme gerilmesi σ_F (N/mm ²) ve numune dişlide hasar oluşma çevrim sayısı	

grafiği	59
Şekil 4. 6 Profil sapmalarının şematik gösterimi	61
Şekil 4. 7 Helis sapmalarının şematik gösterimi	61
Şekil 4. 8 Birleşik adım sapmalarının şematik gösterimi	62
Şekil 4. 9 Adım sapmalarının şematik gösterimi	62
Şekil 4. 10 Radyal salgının şematik gösterimi	63
Şekil 4. 11 Çalışma sıcaklığına göre viskozitenin değişimi	64
Şekil 4. 12 İlk deney sonucunda numune dişlide oluşan hasar.....	64
Şekil 4. 13 İkinci deney sonucunda numune eğilme gerilmesinden dolayı dişdibi kırılma hasarı.....	65
Şekil 4. 14 Üçüncü deney sonucunda numune dişlide oluşan eğilme gerilmesinden dolayı dişdibi kırılma hasarı.....	66
Şekil 4. 15 Üçüncü deney sonucunda numune dişlinin karşılık dişlisi olan çarkta oluşan hasar.....	66
Şekil 4. 16 Dördüncü deney sonucunda numune dişlide oluşan yan yüzey basıncı sonucu pitting hasarı.....	67
Şekil 4. 17 Dördüncü deney sonucunda numune dişlinin karşılık dişlisi olan çarkta oluşan hasar	67
Şekil 4. 18 Beşinci deney sonucunda numune dişlide oluşan yan yüzey basıncı sonucu pitting hasarı.....	68
Şekil 4. 19 Beşinci deney sonucunda numune dişlide oluşan yan yüzey basıncı sonucu pitting hasarı.....	68

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Uygulama faktörü seçim tablosu.....	25
Çizelge 2. 2 K_v 'nin hesaplanması için K_1 faktörünün değerleri.....	26
Çizelge 3. 1 Çekme mukavemeti ile Brinell, Vickers ve Rockwell sertliği.....	47
Çizelge 4. 1 Test redüktörü çalışma değerleri.....	51
Çizelge 4. 2 Numune dişlinin özellikleri.....	52
Çizelge 4. 3 Malzemenin kimyasal bileşimi.....	54
Çizelge 4. 4 Hammadde ısıt işlemleri.....	54
Çizelge 4. 5 Sertleştirilmiş ve yaklaşık 200 ^o de menevişlemiş sonrasında 20 ^o de ki dayanım değerleri.....	54
Çizelge 4. 6 Sementasyon uygulaması sonrasında 20 ^o de ki dayanım değerleri.....	54
Çizelge 4. 7 Malzemenin 100 ^o – 600 ^o sıcakları arasındaki bilinen dayanım değerleri....	55
Çizelge 4. 8 Malzemenin ısıt işlem parametreleri.....	55
Çizelge 4. 9 Numune dişlinin gördüğü ısıt işlemler.....	56
Çizelge 4. 10 Sementasyon uygulanmış dişlide standart dayanım değerleri.....	56
Çizelge 4. 11 Test dişlileri için hesaplanan σ_H ve σ_F değerleri.....	57
Çizelge 4. 12 Hasara uğrama süreleri ve hasar tipi.....	58
Çizelge 4. 13 DIN 3961'e göre ölçümde uyulan sapma değerleri.....	60
Çizelge 4. 14 Çalışma esnasında çıkılan maksimum sıcaklıklara karşılık gelen viskozite değerleri.....	63

**DİŞLİ ÇARKLARDA YÜZEY HASARININ VE ETKİLİ PARAMETRELERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

Ahmet İPEKÇİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mehmet BOZCA

Helisel dişlilerde de tüm dişli çarklarda olduğu gibi dişli hasarlarından biri olan, yüzey yorulması hasarı olarak pitting gözlenmektedir. Oluşum mekanizması her ne kadar bilinsede karmaşıktır ve birçok parametreye bağlı olarak değişken durumlar ve sonuçlar altında çok farklı şekillerde ortaya çıkmaktadır. Bu çalışma bünyesinde seçilen bir adet prototip redüktör içerisinde normal işletme koşulları simüle edilerek, gözlemlenen giriş pinyon dişlisi üzerinde makro pitting oluşumu gözlemlenmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde yalnızca gözlemlenen dişlide eş çalışan dişlere etkiyen kuvvetlerin yani, aktif profilin maruz kaldığı Hertz basıncının değişimi ile oluşan hasarın dişlideki etkileri gözlemlenmiştir. Farklı ve sabit Hertz basıncı altında yapılan deneylerde malzeme, yağlayıcı, yüzey pürüzlülüğü, profil öteleme faktörü, eğim açısı gibi şekil bağlı tasarım parametreleri dahil olmak üzere diğer tüm parametreler sabit tutulmuştur. Yapılan hesaplamalar ve deney sonuçları ışığında, incelenen parametrenin pitting hasarı oluştuğu çevrim sayısı ve etkisi görülmeye çalışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Pitting, yüzey yorulması, dişli hasarı, yorulma

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF SURFACE FATIGUE AND OPERATIVE
PARAMETERS ON GEARS**

Ahmet İPEKÇİ

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Associate Prof. Dr. Mehmet BOZCA

Pitting is observed in helical gears because of surface fatigue as also in all other gears. Although development mechanism is known it's caplicated and depends on many parameters however under different situations and results. Shape dependent design parameters like profile correction factor, pitch angle and other parameters and also occurance of macropitting was observed in preface pinion gear. Keeping the material, lubricant and surface texture parameters constant, and having gears with different working moments provided altered Hertzian contact pressures. Shape dependent design parameters like profile correction factor, pitch angle and other parameters were established in observations under different and stable Hertzian pressure. In light of the foregoing calculations and observation results, we tried to review pitting damagei its results and cycle number which is occurs according to parameters.

Keywords: Pitting, surface fatigue, gear failure, fatigue

1.1 Literatür Özeti

Dişli çarklar değişik ortam ve koşullarda çalışan, aynı zamanda endüstride önemli bir yer tutan makine elemanlarıdır. Dolayısıyla makineciliğin bu önemli unsurunda oluşan hasarların bilinmesi, oluş nedenlerinin tespiti gerekmektedir. Bu hasarlardan olan pitting hasarı, dişlilerde son derece sık rastanılan bir yüzey hasarı olması sebebiyle 1930'lu yıllardan bu yana bir çok deneysel ve teorik çalışmaya konu olmuştur. Çeşitli malzemelerden imal edilmiş, farklı özelliklere sahip diskler vasıtasıyla yapılan basınç, aşınma, çatlama ve yüzey yorulması deneylerinin sonuçları, geometrik benzeşim kurularak dişlilere aktarılmaya çalışılmıştır. Sonraları geliştirilen dişli çark deney düzenekleri ile daha detaylı incelemeler de yürütülmüştür.

Yıllar boyunca yapılan deneylerde pitting oluşumuna etkisi incelenen başlıca parametreler; yüzey basıncı, yükleme durumu (servis şartları, dişe etkiyen kuvvetler), malzeme cinsi (mikro yapı özellikleri), yüzey pürüzlülüğü (imalat özellikleri), ısıtma işlemi, yağlama rejimi cinsi, yağlayıcı özellikleri, dişli çarkların geometrilerinde yapılan değişiklikler (profil kaydırma ve özel düzeltmeler) olarak ifade edilebilir.

İncelemeye tabi tutulan bu parametrelerin mümkün olduğu oranda tek te ve kombinasyonlar halinde meydana getirdikleri etkiler belirlenerek, pitting hasarının kesin oluşum sebebi ve mekanizmasının ortaya çıkarılmasına gayret edilmiş, alınabilecek muhtemel tedbirler denenmiş, dişliler yüzey hasarları bakımından emniyetli çalışma sunabilmesi için ömür tahminleri yapılmaya çalışılmıştır.

Keer ve Bryant [1] üzerinde inceleme yaptıkları yüzeyde, sürtünmenin de hesaba katıldığı Hertz temasının ve belli bir açığa sahip yüzey çatlaklarının birbirleriyle etkileşimini, dolayısıyla meydana gelen pitting çukurcuklarının oluşum mekanizmalarını incelemişlerdir. Söz konusu çatlakların çevrimsel yüke maruz kalması durumunu, üzerindeki basınç dağılımının Hertz basınç dağılımına uygun gerçekleştiği varsayılan disklerle simüle etmişlerdir. Oluşan çatlakların boyunun arttırılması ve basınç yoğunluk faktörünün hesaplanması ile yuvarlanan yüzeylerin yorulma ömrü için bir tahminde bulunmuşlardır.

Dawson [2] birbiri üzerinde yuvarlanan yüzeylerde, yüzey pürüzlülüğünün yağ filmi kalınlığına oranı olarak tanımlanan metalik temasın pitting oluşumunda oynadığı rolü araştırmıştır. Diskler vasıtasıyla yaptığı deneyler sonucunda, aşırı yük altında meydana gelen yüksek yüzey gerilmelerinin metalik temas ile beraber pitting oluşumunu hızlandırdığını tespit etmiştir.

Glodez vd. [3] dişli yüzeylerinin pitting mukavemeti için kırılma mekaniği yaklaşımıyla bir model geliştirmeye çalışmışlardır. Eş çalışan düz dişli yüzeylerinin temas alanındaki gerilme dağılımı ile gerilme yoğunluk faktörü ve çatlak boyu arasındaki bağıntı, silindir geometrisi üzerinde sonlu elemanlar metoduyla hesaplanarak benzeşim yoluyla dişlilere uygulanmış, bulunan bu nümerik sonuçlar dişliler üzerinde yapılan deneylerden elde edilenlerle mukayese edilmiştir.

Winter ve Weiss [4] ısıtılma tabii tutulan dişlilerde yüzey sertliği ve sertleştirme derinliğinin diş yüzeyinin yük taşıma kapasitesine etkisini, dolayısıyla pitting mukavemetinin değişimini araştırmışlardır. Ayrıca, yağlayıcı, malzeme cinsi, yüzey pürüzlülüğü parametrelerini de incelemişlerdir.

Kubo vd. [5] temas eden makine elemanlarının yüzey mukavemeti hakkında veri toplamak amacıyla birbiri üzerinde yuvarlanan yüzeyi pürüzlü ya da pittinge uğramış disklerle deneyler yapmışlardır. Artan yüzey pürüzlülüğü ve çukurcuk sayısının temas basıncı yoğunluğu etkisini araştırmışlardır.

Venkatesh ve Krishnamurty [6] kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği ile yaptıkları deneyler sonucunda, mikro fotografik analizler vasıtasıyla pittinge uğramış alanların mikro yapısındaki değişiklikleri, çukurcuk oluşumuna sebep olan yüzey ve

yüzey altı çatlaklarının gelişim mekanizmasını tespit etmeye çalışmışlardır. Belli tur sayılarının ardından deneyi durdurarak, pitting derinliklerinin çevrim sayısı ile değişimini de kontrol etmişlerdir.

Bartz ve Krüger [7] çalışmalarında pittingin ortaya çıkış mekanizmasını, oluşan çukurcukların tiplerine göre meydana geliş sebeplerini ve günümüze dek yeterli bir açıklama getirilememiş olan yağlayıcıların pitting oluşumuna etkisini araştırmış, hasarın önlenmesi için alınabilecek etkili önlemleri tartışmaya açmışlardır.

Krishnamurty [8] dişli çark imalatında çok önemli yer tutan profil öteleme olayının yüzey mukavemetine etkisini, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla gerçekleştirdiği deneyler ile araştırmıştır. Kullandığı dişliler 0, 0.2, 0.5 ve 1.0 profil kaydırma faktörlerine sahip çelik dişlilerdir. Yağlayıcı cinsi, yağlama şartları, yüzey pürüzlülüğü, devir hızı parametreleri sabit tutulmuştur. Belirli tur sayılarından sonra deneyleri durdurarak önceden belirlediği diş yüzeylerini incelemiş, aynı pitting oluşumuna ait derinliğin artan tur sayısı ile değişimini kaydetmiştir. Ayrıca, ortaya çıkan çukurcukların mikro fotoğraflarını da çekerek araştırmasını iç yapıya kadar detaylandırmıştır. Çalışmalarının sonucunda Krishnamurthy; artan pozitif profil kaydırma faktörüyle eş çalışan diş yüzeyleri arasındaki temas çizgisi uzunluğunun arttığını, buna bağlı olarak temas halindeki bu dişler tarafından paylaşılan efektif yükün, dolayısıyla da basıncın azaldığını görmüştür. Profil kaydırmayla yağ filmi kalınlığının arttığını da tespit etmiştir. Sözü edilen tüm bulguların ışığında birkaç özlü grafik ve basit bir bağıntı ile pozitif profil kaydırma faktörü arttıkça, dişli yüzeylerinde görülen %'ce pitting hasar oranının azaldığını ortaya koymuştur.

Bartz ve Krüger [9] kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla, ısıtıl işlem görmüş (semente edilmiş) çelik dişliler üzerinde pitting oluşumunun yağlayıcılar ve katkı maddeleriyle değişimini incelemişlerdir. Katkı maddelerini pitting oluşumunu geciktirmede başarılı olduğunu tespit etmişlerdir.

Breen [10] daha çok günümüz literatürünün bir derlemesi olan çalışmada gerilme/mukavemet ilişkisine dayalı dişli ömrünü, karbürizasyonla sertleştirilmiş dişlilerde meydana gelen yüzey hasarları açısından irdelemektedir.

Cheng vd. [11] düz ve helisel dişli çarklardaki pitting mukavemeti ömrünü tahmin amacıyla pitting morfolojisine dayanarak, yüzey ve yüzey altı çatlakların oluşum ve gelişimini modellemeye çalışmışlardır. Deneylerini diskler yardımıyla gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sırasında yüzey çatlaklarının beklenenden erken çevrim sayılarında ortaya çıkmalarına rağmen yüzeyden içeriye doğru ilerlemelerine hızlandırıcı etki yapacak, diş temas (aktif) yüzeyinin düşük kayma gerilmeleri bölgesinde bir yüzey inklüzyonu olmadıkça çok yavaş ilerledikleri tespit edilmiştir. Yazarlar bu fenomenin, dişlilerde sıkça rastlanan tek, derin pitting çukurcuğu oluşumunda rol oynayan başlıca mekanizma olduğunu düşünmektedir. Çevrimsel kayma gerinimi ve ortalama normal gerilmenin bileşke etkisi ile meydana gelen çatlak başlangıcı için, kaç çevrim yapılması gerektiği hakkında bir kriter geliştirilmesine çalışılmıştır.

Venkatesh ve Krishnamurty [12] yüzey pürüzlülüğü, kesici takım izlerinin yönlenişi ve yağlayıcı cinsinin gri dökme demirden imal edilmiş düz dişli çarklardaki pitting oluşumuna etkisini araştırmışlardır. Deney sonuçlarına göre, artan yüzey pürüzlülüğü değeriyle birlikte %'ce pitting oranı da artmaktadır. Düşük yüzey pürüzlülük değerine sahip dişli yüzeylerinde, bunlara göre kaba (görelî olarak daha pürüzlü) yüzeylere nazaran pitting oluşumunun daha erken ortaya çıkması, fellow ile imal edilmiş daha az pürüzlü yüzeye sahip çarklardaki kalıcı çekme gerilmelerinin, pitting oluşumu üzerinde işletmeden önceki yüzey pürüzlülük durumundan daha etkili olduğunu göstermektedir. Çelikler için S-N diyagramındaki dirsek noktasının ötesinde, pitting oluşumu işletmeden önceki yüzey pürüzlülüğü değerlerinden bağımsızdır. Yüzeylerindeki kesici takım izleri mekanizmanın dönüş yönüne paralel olan dişlilerde, takım izleri mekanizmanın dönüş yönüne dik olanlara göre daha fazla pitting görülmüştür. Yağlayıcı kullanılmaksızın yapılan deneylerde, pittinge sebep olan çatlakların eş çalışan yüzeylerin kayma yönünde geliştiği saptanmıştır. Ayrıca, kuru çalıştırılan dişlilerde meydana gelen pitting hasarı, yağlayıcıların pitting oluşumunda muhakkak rol alan bir faktör olmadığını da kanıtlamıştır. Başlangıç pittingini takip eden hasar verici pittingin, yağlayıcının viskozitesiyle direkt olarak ilgili olduğu gözlenmiştir.

Venkatesh ve Krishnamurty [13] çelik düz dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde devir hızının, yağlayıcı

tipinin, işletmeden önceki yüzey pürüzlülüğü değerinin, talaşlı imalat sırasında farklı kesme hızlarından doğan kalıcı gerilmelerin, kesici takım izlerinin yönlenişinin ve profil kaydırma faktörünün pitting oluşumuna etkisini araştırmışlardır. 0, 0.2, 0.5 ve 1.0 kaydırma faktörüne sahip sıfır kaydırmalı mekanizmalar üzerinde gerçekleştirdikleri kapsamlı deneylerin sonucunda:

Artan pozitif profil kaydırma faktörüyle beraber pitting başlangıcının geciktiğini ve %'ce pitting oranının azaldığını, $x=1,0$ kaydırma faktörüne sahip dişlilerde sadece (başlangıç) düzeltici pitting oluşumuna rastlandığını fakat, bu dişlilerin ağır çizilme (scoring) ile harap edildiğini, Fellow ile imal edilmiş dişlilerde işletmeden önceki yüzey pürüzlülüğü arttıkça pitting oranının arttığını, düşük (görelî olarak daha pürüzlü) yüzeylere nazaran pitting oluşumunun daha erken ortaya çıktığını, fellow ile imal edilmiş (azdırma ile açılmış çarklara göre) daha az pürüzlü yüzeye sahip çarklardaki kalıcı çekme gerilmelerinin, pitting oluşumu üzerinde işletmeden önceki yüzey pürüzlülük durumundan daha etkili olduğunu, kalıcı çekme gerilmelerinin dişlilerin pitting ömrünü azalttığını, yüksek katkı oranına sahip yağlayıcıların kullanıldığı deneylerde pitting oluşumunun daha erken olduğunu, pitting başlangıcının yağın kimyasal tepkimesi ve pitting yüzdesinin de yağın viskozitesi işe değiştiğini, artan çevrim hızı ile toplam pitting yüzdesinin düştüğünü fakat, pitting oluşumunun daha erken meydana geldiğini tespit etmişlerdir.

Rao vd. [14] ısıtılmış uygulanmış profil kaydırmalı düz dişli çarklar üzerinde kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde temas basınçlarının, eş çalışan yüzeylerin kayma hızlarının, yağ filmi kalınlığının ve temas çizgisi üzerinde yüzey altı maksimum kayma gerilmesinin yerinin değişiminin pitting oluşumuna etkisini araştırmışlardır. Profil kaydırmaya sahip dişlilerin daha iyi pitting ve aşınma mukavemeti sergiledikleri, ısıtılmış tabi tutulanlarında ise neredeyse hiç çizilme (scoring) hasarına rastlanmadığı rapor edilmiştir.

Venkatesh ve Krishnamurty [15] kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla 4 ve 5 mm modüle sahip çelik düz dişli çarklar üzerinde yaptıkları deneylerde pitting oluşumunun mekanizmasına açıklık getirmeye çalışmışlardır. Mikro yapı incelemesine ağırlık verdikleri araştırmaları sonunda; temas bandındaki yüksek

basınca maruz bölgelerin yorulma çatlaklarına başlangıç teşkil ettiğini ve klasik yelpaze şekilli çukurcuklara sebep olan tanecikler arası ve tanecik içi çatlakların oluşumunu gözlemlemiş, bu çatlakların uçlarındaki çevrimsel kapanığ açılma işleminin daha derin çatlakların gelişimine zemin hazırladığını tespit etmişlerdir. Yüksek yük altında, eş çalışan yüzeylerdeki kayma ve yuvarlanma olaylarının meydana getirdiği aşırı yüzey ve yüzey altı sıcaklıklarının iç yapıda yeniden kristalleşmeye (gerinime) ve tane irileşmesine sebep olduğunu ve mikro sertlik değerlerini düşürdüğünü, azalan sertlikle beraber absorbe edilmiş yağ filminin etkisiyle yüzey enerjisinin düştüğünü ve yüzey yorulması kaynaklı hasarların meydana geldiğini belirtmişlerdir.

Patki [16] yaptığı çalışmada evolvent dişli çark profili üzerindeki pitting dağılımını incelemeye yönelik bir değerlendirme metodu önermiştir. Çalışmasında genel olarak, çukurcukların diş yüzeyinde kapladığı alan dişin uğradığı hasarın ölçüsü olarak alınmıştır. Bir dişli çarkın hizmet ömrünü de, diş profilinin çalışan (aktif) bölgesinin alanca belli bir yüzdesini kaplayan hasarlı kısmın bir sınır değeri aşmasıyla son bulduğunu ileri sürmüştür. Bunlara ek olarak, çalışma sırasında aşınmadan kaynaklanan ağırlık kaybını da pitting hasarı için başka bir ölçü değeri olarak belirlemiştir. Çelik düz dişliler kullanarak yaptığı deneylerin sonucunda Patki:

Diş profili boyunca pitting hasarının belli bir dağılıma uyacak genel bir eğilim gösterdiğini ve çukurcuk dağılımının artan çevrim süresiyle pek değişmediğini, test pinyonuna ait dişlilerde yuvarlanma noktasına yakınlarında yoğun çukurcuk oluşumu gözlemlendiğini ve bunların toplam hasarın büyük kısmını teşkil ettiğini, meydana gelen pittingin, yükün aktif diş profili boyunca kötü dağıldığına işaret eder biçimde farklılıklar gösterdiğini, ilerleyen işletme işe aktif temas bölgesi ve hasarlı alan genişliklerinin pek değişmediğini fakat hasarlı bölgenin merkezinin diş profili boyunca bir miktar kaydığını, pitting hasarının diş profili boyunca en azından bir maksimum nokta sergileyerek değişmesinin beklenmesi gerektiğini ve bu kritik temas noktasındaki hasar yoğunluğunun, dişlilerin hizmet ömrünü tanımlayan kriteri geliştirmek üzere gerçekçi bir ölçü olduğunu, temas çizgisindeki hasar miktarının lineer ölçümünün daha kolay olup, profil eğriliklerinin etkisinden muaf kabul edilebileceğini ortaya koymuştur.

Dawson [17] pitting gelişimi hakkında veri toplamak amacıyla çelik diskler kullanarak bir seri deney yapmış, 1935 yılında Way tarafından ileri sürülen çatlak oluşum mekanizmasını, yine Way'in yapmış olduğu deneyleri tekrarlayarak açıklamaya çalışmıştır.

Weck vd. [18] dişlerin temas bölgesindeki efektif diş yükünün hesaplanmasına dönük olarak, Hertz yüzey basıncı oluşumuna kayma olayının ve çevresel hızların etkisi üzerine çalışmışlardır. Deneyisel araştırmalarını diskler üzerinde yürütmüşler, hesaplamalarda diskler ve dişliler arasındaki benzeşimden yararlanmışlardır.

Dawson [19] % 0,3 karbon içeren sünek eçlik malzemeden imal edilmiş diskler üzerinde yaptığı deneylerle, eş çalışan dişli yüzeylerindeki kayma olayının pitting oluşumuna etkisini araştırmıştır. Sonuç olarak; kaymanın pitting üzerinde pek az bir etkisinin bulunduğunu, dişli yüzeyinde kayma yönünün pozitif olduğu bölgede yağlayıcı basıncını ortaya çıkaran mekanizmanın aksaması ile pitting oluşumunun zorlaştığını tespit etmiştir. Büyükçe bir çukurcuk etrafında mikro sertlik ölçümleri almış, aynı çukurcuğun farklı bölgelerindeki derinlik seviyelerini de belirlemiştir.

Blake ve Cheng [20] dişlilerde yuvarlanma / kayma temas şartları altında yüzey çatlağı oluşumunu esap alıp, kırılma mekaniği yaklaşımıyla bir analiz yaparak, pitting oluşumuna kadarki hizmet ömrü ve arıza olasılığı hesabına yönelik bir model ortaya koymuşlardır. İşletmeden önceki yüzey pürüzlülüğünün muhtemel yüzey hasarlarına etkisini de araştırmışlardır.

Coy vd. [21] daha önce yuvarlanmalı yataklar için istatistiksel yaklaşım kullanarak yapılmış yüzey yorulması ömrü hesabını dişli çarklara uygulamışlardır. Özellikle, helisel dişlilerin değişen temas çizgisi uzunluğunu formülasyonları dikkate değer bir çalışma ortaya koyduklarının kanıtıdır. Yaptıkları teorik hesaplamaları, düz dişliler üzerinde gerçekleştirdikleri deneylerin sonuçlarıyla mukayese etmişlerdir.

Ichimaru vd. [22] diskler üzerinde yuvarlanma ve kayma teması şartları altında yaptıkları deneylerde, temas eden yüzeyler arasında yağ filminin oluşumundan önce meydana gelen metal metale temasın pitting oluşumundaki etkisini araştırmışlardır.

Jiajun vd. [23] bir adhesiv aşınma türü olan yemne (scuffing) ile yorulma aşınması pittingin oluşum mekanizmalarını karşılaştırmışlardır. Bir kam ve izleyici üzerinde yaptıkları deneylerin sonucunda:

Yemne (scuffing) hasarına neden olan asıl bozulma mekanizmasının adhesiv aşınmadan çok gerinim yorulması kaynaklı yorulma aşınması olduğunu, temas eden yüzeylerdeki adhesiv etkileşimin yağlayıcı tarafından büyük oranda engellenebileceğini, gerinim yorulması ömrünün kontrol faktörünün çatlak oluşum oranı olduğunu ve malzeme ne kadar sertse çatlak oluşumunun (yemne hasarının) o kadar hızlı ortaya çıkacağını, pitting gerilme kaynaklı bir hasar türü olduğunu ve gerilme yorulması ömrünü kontrol eden faktörün malzeme mukavemeti tarafından belirlendiğini, aşınma tipinin, yüzey pürüzlülüğünün artmasıyla yemnedan (scuffing) pittinge dönüşebileceğini tespit etmişlerdir.

Tribology Data Handbook, Ch. 84 [24] de dişli çarklarda rastlanılan tüm hasar türleri ve bunlara karşı alınabilecek mevcut tedbirler açıklamalı olarak, fotoğraflarla desteklenmiş şekilde sunulmuştur.

Terauchi [25] dişlilerde en çok rastlanılan hasar türlerinden birisi olan çizilme (scoring)i incelediği çalışmasında, eş çalışan yüzeyler arasındaki yerel kaynak oluşumdan yola çıkarak, “flash temperature” ölçümleriyle çizilme (scoring) oluşması ihtimalini belirlemeye çalışmıştır. Diş sayısı, profil kaydırma faktörü, modül, malzeme ve yağlayıcının mekanik-termal özellikleri gibi parametrelerin çizilme (scoring) oluşumundaki rolünü tespit etmiştir.

Yokoyoma vd. [26] sementasyonla sertleştirilmiş çelik düz dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde, temas sırasında ortaya çıkan maksimum yüzey sıcaklığı hesaplamışlardır. Artan profil kaydırma faktörüyle çizilme (scoring) mukavemetinin de arttığını tespit etmişlerdir.

Matsunaga [27] karbürizasyonla sertleştirilmiş çelik helisel dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptığı deneylerde, profil kaydırma faktörünün ve yağlayıcı viskozitesinin çizilme (scoring) oluşumuna etkisini araştırmıştır.

Onions vd. [28] yüzey pürüzlülüğünün yağlayıcı filmi kalınlığına oranının pitting oluşumuna etkisini, hem dişliler hem de diskler üzerinde yaptıkları deneyler işe ortaya çıkartmaya çalışmışlardır. Kaba diş yüzeyleri üzerinde, dönüş yönüne dik olarak yönelmiş kesici takım izlerinin aşınmayı hızlandırdığını, disklerle yapılan deneylerde elde edilen pitting ömrü sonuçlarının benzeşimle dişlilere uygulanmasının pek güvenilir sonuçlar vermediğini bunun da dişlilerde ortaya çıkan dinamik yüklerden kaynaklandığını tespit etmişlerdir.

Yamashita ve Mura [29] pittinge yol açan çatlakların gelişim mekanizması hakkında daha fazla bilgi edinmek üzere yaptıkları deneysel çalışmada, sabit çizgisel temas şartları altında tekrarlı ve tek yönlü teğetsel yük uygulanan diskler üzerinde, iki farklı tür çatlak tespit etmişlerdir. Söz konusu çatlakların gelişimi için, disk yüzeyine belli bir açı yapan yarım daire şeklinde gerilme düzlemi boyunca ortaya çıkan ortalama kayma gerilmesi ve ortalama normal gerilme büyüklükleri cinsinden ifade edilmiş bir model önermişlerdir.

Terauchi ve Nadano [30] çelik düz dişliler üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptıkları deneylerde profil kaydırma faktörünün çizilme (scoring) oluşumuna etkisini araştırmışlardır. Artan profil kaydırma faktörüyle dişlilerin çizilme (scoring) mukavemetinin arttığını saptamışlardır. Çizilme (scoring) oluşumu için, kritik yüzey sıcaklığı değerini de tespit etmişlerdir.

Smith ve Liu [31] gerçekleştirdikleri teorik çalışmada, Hertz'in elastik cisimler temas problemi üzerine iki boyutlu yaklaşımla çözüm getirmeye gayret etmişlerdir. Normal ve teğetsel yüklerin temas alanı üzerindeki dağılımını Hertz tipi gerilme dağılımı olarak kabul etmişler, düzlem gerilme ve düzlem gerinme hesap metodlarıyla, maksimum kayma gerilmesinin mutlaka yüzey altında değil de, tam yüzeyde ortaya çıkabileceğini, bu sonunun malzeme yorulma mukavemetine etkisini anlatmışlardır.

Cram [32] eş çalışan silindirik yüzeylerde meydana gelen elastik temasın doğası, Hertz basınçlarının formülasyonu ve yüzey altında gerilme dağılımının derinlikle değişimi üzerine deneysel bir çalışma yürütmüştür.

Grover [33] metallerdeki yorulma fenomeninin detaylı bir açıklamasını yapmanın yanı sıra, yüzey ve yüzey altı başlangıçlı bozulma olaylarına ışık tutmaya çalışmıştır. Bu

sebeple, yüzey ve yüzey altı gerilmelerinin ve bunlarla işbirliği içindeki iç yapı kusurlarının doğasını araştırmış, ısıtılmanın etkileri üzerinde durmuştur.

Graham [34] dişli çarklarda görülen tüm hasar çeşitlerine değinmekle beraber yaptığı çalışmada, dişli çark geometrisi (profil kaydırma ve özel düzeltmeler), dişler arasındaki kayma ve yuvaranma olayı, yüzeydeki ve yüzey altındaki Hertz basıncı dağılımları gibi pitting oluşum mekanizmasını aydınlatmaya yönelik bir çok konuyu derinlemesine incelemiştir.

Shingley [35] yaptığı çalışmada dişli deneylerinde kullanılan deney düzenekleri ve yük uygulama yöntemlerini sunmuştur.

Belevi [36] demir döküm düz dişli çarklar üzerinde, kapalı devre güç dolaştıran dişli yorulma test düzeneği vasıtasıyla yaptığı deneylerde; diş yüzeyinde %'ce pitting bozulması oranını ve bunun artan çevrim sayısı ile değişimini, kaymanın pitting oluşumuna etkisini ve değişen yüzey basıncının pitting oluşumuna etkisini araştırmıştır.

1.2 Tezin Amacı

Dişli çarklar, eski zamanlardan beri en çok bilinen ve en çok kullanılan makine elemanlarından biridir. Kullanım alanları endüstrinin gelişimiyle artmış, ileri teknoloji ile son derece hassas ve dayanıklı dişlilerin üretilmesi hedeflenmiştir. Yıllardır süregelen araştırmalar, dişlilerin mukavemetini arttırmak üzere uğradıkları hasar çeşitlerini ve nedenlerini de kapsamaktadır.

Diş kırılması, aşınma gibi dişli hasarlarının oluşum mekanizmaları büyük doğrulukla modellenmiş ve tasarımlar bunlara göre yönlendirilmiştir. Pitting vb yüzey hasarları ise meydana çıkmalarına sebep olan mekanizmanın tam olarak anlaşılmasının zorluğu ve etkili parametrelerin çokluğu bakımından, araştırmacılar için hala üzerinde çalışılan bir problemdir.

Şimdiye kadar pitting hakkında yapılan deneysel çalışmaların büyük çoğunluğu, diskler ya da düz dişliler ile yürütülmüştür. Helisel dişliler gibi endüstride çok önemli kullanım alanı olan bir makine elemanı üzerinde imalat zorlukları, tolerans hassaslıkları, ölçü kontrol gereksinimleri gibi sebeplerden dolayı göreceli olarak daha az araştırma yapıldığı görülmektedir.

Pitting hakkında güvenilir bilgi birikimi elde etmek maksadıyla yapılacak en güzel yöntem deneysel çalışmalardır ve bu çalışmalar için mümkün olduğunca çok sayıda dişli numunesinin ve pitting oluşumuna etki ettiği ispatlanmış ya da düşünülen parametrelerin incelenmesi ve mukayese edilmesi gerekmektedir.

1.3 Hipotez

Bu çalışmada, bir prototip redüktör üzerinde seçilen 18CrNiMo6 malzemesinden giriş pinyon helis dişlisi, gerçek çalışma ortamı simüle edilerek değişik yük (Hertz basıncı) şartları altında diğer tüm parametreler sabit tutularak oluşan hasar ve hasar oluşumundaki çevrim sayıları incelenmiştir. Bu parametrelerde oluşan pitting olayı gözlemlenmeye çalışılmıştır.

YAN YÜZEY BASINCI (HERTZ BASINCI) ve PITTING OLUŞUMU

Birbirleri üzerinde yuvarlanan veya yuvarlanarak kayan, çevrimsel olarak etkiyen aşırı yük altında yüksek temas basınçlarına maruz eş çalışan diş yüzeylerinde, çukurcuklar halinde ortaya çıkan yüzey hasarına pitting adı verilir. Pitting, diş yüzeylerindeki malzemenin yorulması sonucu meydana gelir.

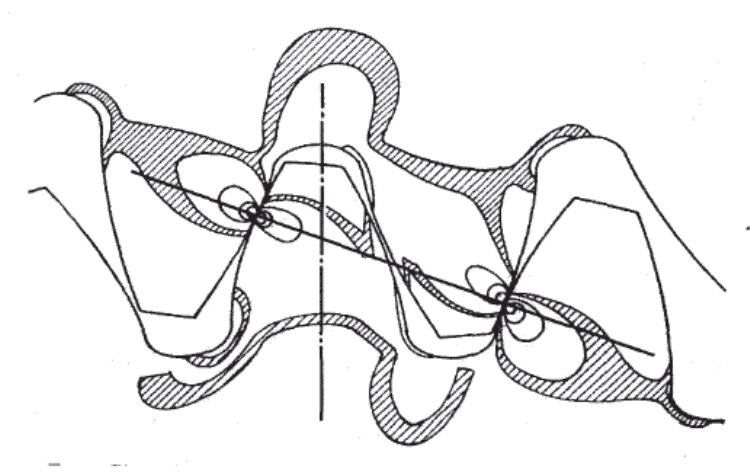
2.1 Pitting Oluşum Mekanizması

Pitting oluşum mekanizması hakkında bir çok teori ileri sürülmüştür. Diş yüzeylerinin yorulması ile ilgili gerilmeler, eş çalışan dişlerin bağıl yuvarlanma ve kayma olaylarından doğar. Bu olaylar, diş teması kendi süreci içinde ilerledikçe değişir ve farklı tasarıma sahip dişlilerde farklı şekillerde ortaya çıkar. Söz konusu gerilmelerin analizini yaparken kullanılan tekniklerden biri de fotoelastik gerilme analizidir. Polarize ışık altında, yüke maruz plastik dişli modellerin eşit gerilime sahip alanları, koyu çizgilerle sınırlı görünür. Şekil 2.1' de temas yüzeyindeki basma gerilmeleri ile diş kökü kavisindeki eğilme gerilmelerinin yer ve dağılımı görülmektedir.



Şekil 2. 1 Diş temas yüzeyinde basma ve eğilme gerilmelerinin dağılımı

Şekil 2.2' de ise, yüzeydeki gerilmeler daha detaylı olarak verilmiştir. Maksimum kayma gerilmeleri yüzeyin biraz altında ortaya çıkmaktadır.

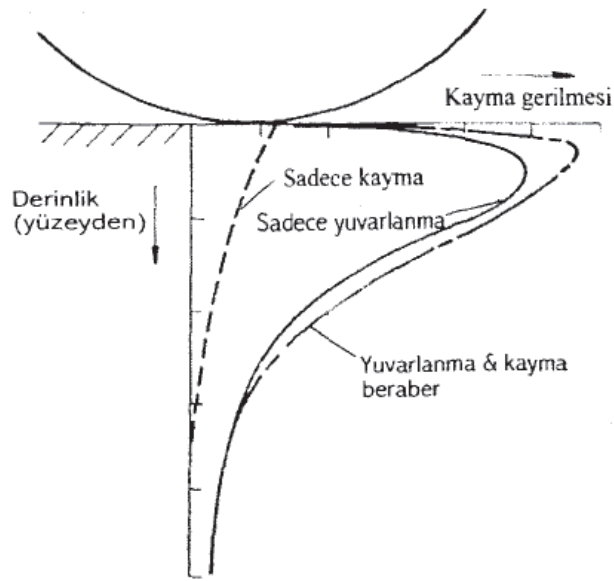


Şekil 2. 2 Eş çalışan diş çiftinin yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler

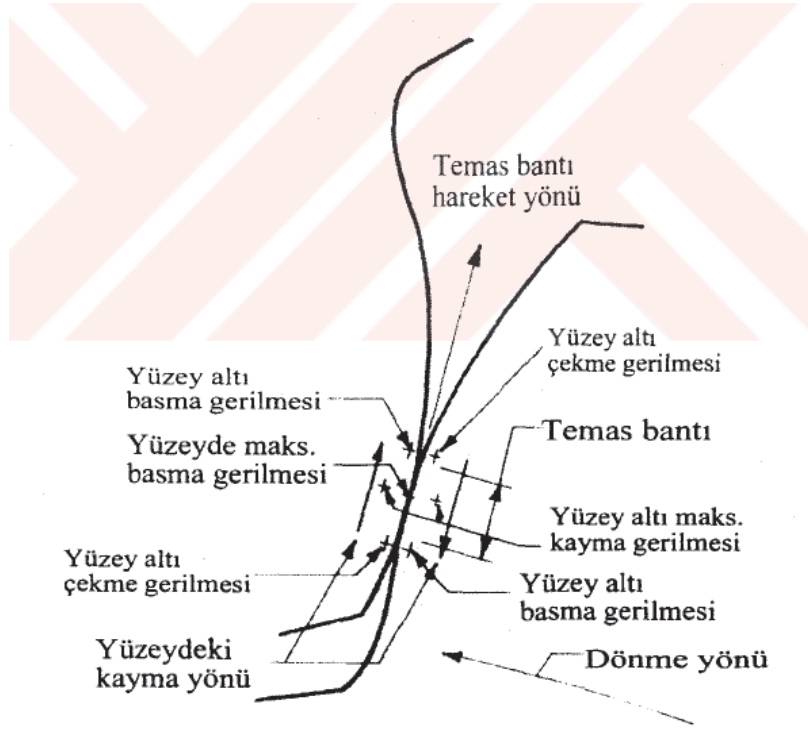
Diş yüzeyinin hemen yanındaki kayma gerilmelerinin dağılımı, hem müstakil hem de kayma kuvvetlerinin etkisi de hesaba katılarak Şekil 2.3'de grafik olarak gösterilmiştir. Bu grafik, 1881' de Hertz tarafından elde edilen formülün bir temsilidir. Dişli çarkların temas gerilmelerini hesaplamakta bu gerilme dağılımından yararlanılır.

Basma gerilmeleri, hiç şüphesiz, yüzeyde maksimum değere sahiptir. Fakat, metaller sadece basma ile hasar görmez. Standart dişlilerde maksimum kayma gerilmesi yüzeyin yaklaşık 0,254 ile 0,3048 mm altında ortaya çıkar. (Şekil 2.3)

Diş profilinin büyük kısmı üzerinde, bazen tüm profil boyunca yuvarlanmaya eşlik eden kayma olayı, kayma temasından önce ve sonra ortaya çıkan basma gerilmeleri şeklinde ilave gerilmelere sebep olur. Şekil 2.4' de bu gerilmeler ve bunlara etki eden faktörler gösterilmiştir.



Şekil 2. 3 Birbiri üzerinde yuvarlanan ve/veya kayan iki sert yüzeyin temas noktasının tam altındaki farklı derinliklerde kayma gerilmesi büyüklüğünün değişimi



Şekil 2. 4 Eş çalışan dişlerin temas bölgesindeki gerilmelerin değişimi

Bir başka gerilme etkeni de, başlangıçta temas alanına öncülük eden ve daha sonra temas alanını takip eden elastik dalgadır. Bu dalga, yüzeylerin kendilerine bitişik basınç altındaki bölgeden etkilenecek kabarmasına sebep olur. Söz konusu kabarmalar yüzeyi, temas alanı yüzey üzerinde ilerledikçe yönü aksi istikamete değişen tekrarlı eğilme gerilmelerine maruz bırakır.

Yüzey malzemesine etkiyen tüm bu faktörlerin göreceli etkileri dişli tasarımına (geometrisine), devir sayısına, yüke, yağlama rejimine, yüzey pürüzlülük durumuna ve diğer parametrelere göre farklılık gösterebilir.

Hertz gerilmeleri, maksimum kayma gerilmesinin yüzey altında (temas bandı genişliğinin yaklaşık %40' ı kadar derinlikte) kendi büyüklüklerinin %30' una eşit olacak büyüklükte ortaya çıkmasına sebep olur. Bazı şartlar altında maksimum kayma gerilmesi malzemenin mukavemet sınırını aşar ve tekrarlı yük etkisiyle yüzeye paralel bir yorulma çatlak meydana gelir. Bu çatlak zamanla ilerler ve nihayet yüzeye ulaşır. Böylece, izole edilmiş küçük malzeme parçası kırılır ve ardında bir çukurcuk bırakarak yüzeyden kopar. Çukurcuk oluşumu, yorulma bozulmasının bir sonucu olduğundan dişliler pitting belirtisi göstermeden bir süre çalışmaya devam edebilir.

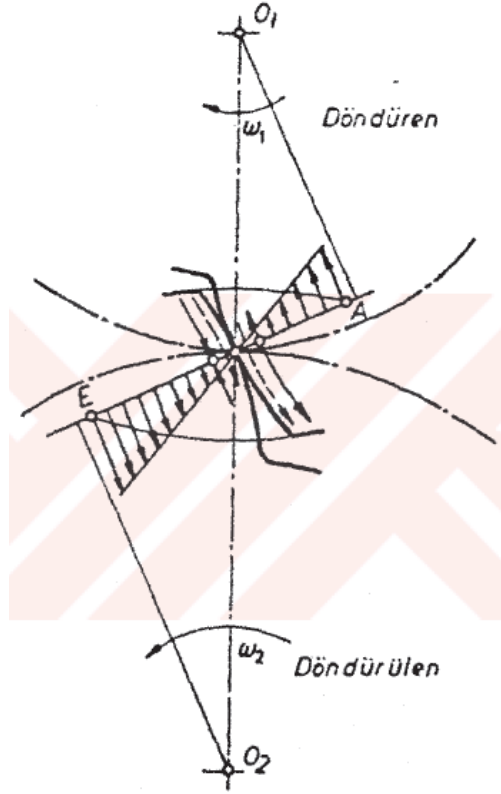
Yüzey akması, sementasyonla sertleştirilmiş çekirdeği yumuşak dişli yüzeylerinde görülen plastik akma bozulmasıdır. Deneyler sonucu, aşırı yük altında, etkileri hemen ortaya çıkmasa dahi sertleştirilmiş yüzeyler dahil, her türlü diş yüzeyinde bir dereceye kadar plastik akmaya rastlanılacağı anlaşılmıştır.

Yüzeyde meydana gelen akma, pittingi ters yönde etkileyebilir. Bu tip deformasyon, diğer gerilmelerle birleşen yoğun bir gerilme oluşumuna zemin hazırlayarak, yüzey altında çeşitli derinliklerde yorulmaya sebep olabilir. Aynı zamanda, söz konusu yüzey deformasyonunun yorulma çatlaklarının kendisine dik olarak meydana çıktığı yüzeyin hemen altında, bir kalıcı basma gerilmesi alanı oluşturarak pittingi önleyebileceği veya gelişimini durdurabileceği ileri sürülmüştür [6], [7], [10], [11], [12], [15], [17], [20], [21], [22], [23], [33], [34].

2.2 Yan Yüzey Basıncı Oluşumu (Hertz Basıncı)

2.2.1 Eş Çalışan Diş Yüzeylerinde Kayma Olayı

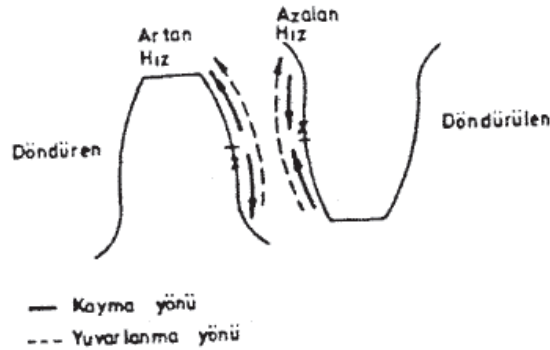
Eş çalışan dişlerin profillerinin her ikisine de teğet olan hayali doğru üzerindeki hız bileşenleri birbirinden farklıdır. Bu sebeple söz konusu profiller birbirleri üzerinde yuvarlanırken, aynı zamanda kayarlar. Sadece C yuvarlanma noktasında kayma olmaz. Kavrama doğrusu üzerindeki hız dağılımı Şekil 2.5 ile verilmiştir.



Şekil 2. 5 Kayma hızlarının dağılımı

Kavrama olayının başladığı A noktası ve bittiği E noktasında kayma hızları en yüksek değerine ulaşır. Her iki noktadan, yuvarlanma noktası C' ye doğru yaklaştıkça e kavrama uzunluğu ile orantılı olarak azalarak, nihayet sıfıra varmaktadır.

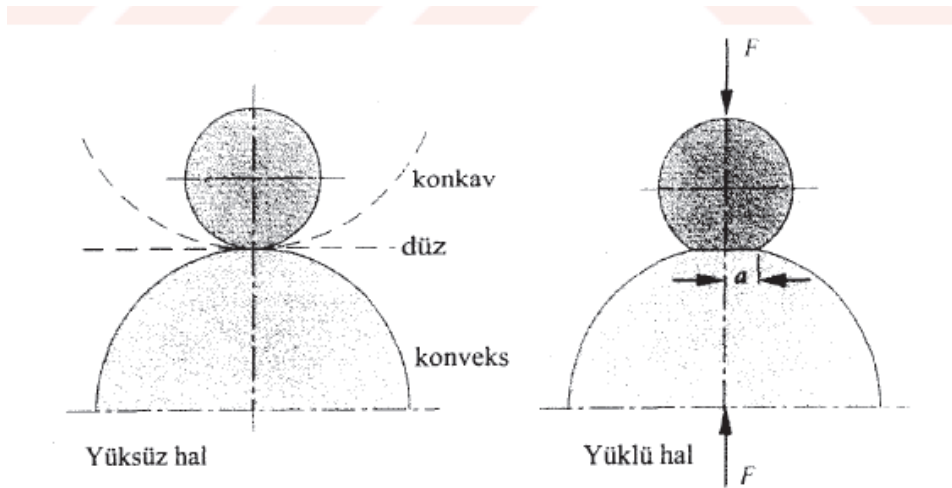
Kayma hareketi yuvarlanma noktasında yön değiştirir. Kayma olayı, yüzey bozulmalarını arttırıcı bir etkidir.



Şekil 2. 6 Eş çalışan diş yüzeyleri üzerinde yuvarlanma ve kayma yönleri

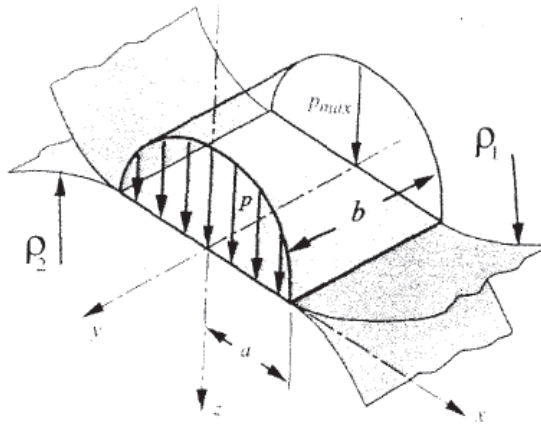
2.2.2 Hertz Basıncının Değişen Helisel Dişli Temas Çizgisi Uzunluğuyla Değişimi

Helisel diş yüzeylerinde ortaya çıkan Hertz basıncının tespiti için, (çizgisel) temas halinde bulunan iki silindir arasında meydana gelen gerilmelerin benzeşiminden hareket edilir (Şekil 2.7).



Şekil 2. 7 Temas halindeki silindirlerin meydana getirdiği temas alanı

Yük altındaki iki silindir birbiri üzerinde yuvarlanırken meydana gelen temas alanı, dikdörtgensel kesite sahip olur. Basınç dağılımı ise, yarıçapı a olan yarı eliptik bir prizma şeklindedir (Şekil 2.8).



Şekil 2. 8 Silindirik temas sırasında, elipsoidal prizma şeklinde meydana çıkan basınç dağılımı ve dikdörtgensel temas alanı

Temas basıncı, merkezde maksimum değerine ulaşır. Temas alanına etkiyen F uygulama kuvveti, basınç dağılımını simgeleyen yarı prizmanın hacmine eşittir.

$$F = \frac{1}{2} \pi a b p_{max} \quad (2.1)$$

Burada b, silindir eksenine boyunca temas uzunluğudur. Maksimum temas basıncı;

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi a b} \quad (2.2)$$

olarak elde edilir.

Silindirlerin yarıçapları ρ_1 ve ρ_2 cinsinden bir silindir geometrisi sabiti tanımlanarak;

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (2.3)$$

yazılabilir.

Temas alanı yarı genişliği a ise;

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} \left(\frac{m_1 + m_2}{B} \right) \frac{F}{b}} \quad (2.4)$$

olur. Burada, E elastiklik modülü ve ν Poisson Oranı olmak üzere;

$$m_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad (2.5)$$

ve,

$$m_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.6)$$

silindirlere ait malzeme sabitleridir.

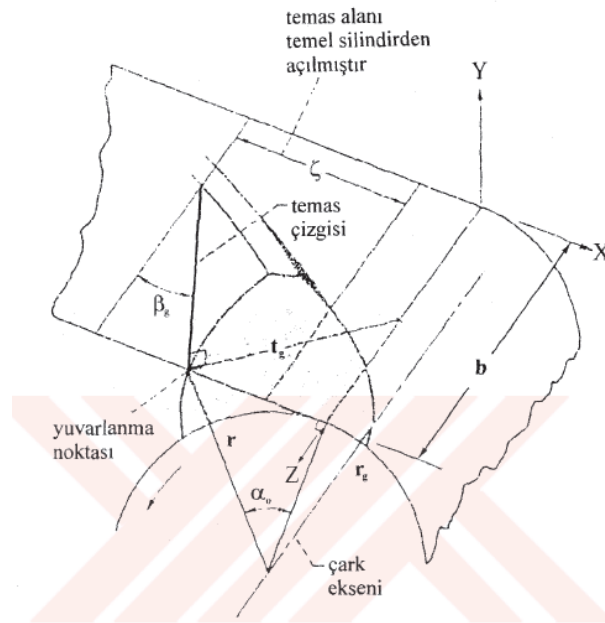
Şekil 2.9, helisel dişli çark üzerinde maksimum Hertz basıncını tayin için gerekli geometriyi göstermektedir. Eş çalışan helisel diş yüzeyleri arasında çizgisel temas olduğu kabulünden yola çıkarak (2.2) denkleminde;

$$p_{max} = \frac{2F_n}{\pi ab} \quad (2.7)$$

elde edilir. Şekil 2.9 yardımıyla;

$$p_{max} = \frac{2}{\pi a \cos \beta_g \cos \alpha_0} \frac{F_t}{L_c} \quad (2.8)$$

Yazılabilir. Burada L_c helisel dişlerin temas çizgisi boyudur.



Şekil 2. 9 Helisel diş yüzeyinde temas çizgisi ve temas alanı

Yüzeylerin eğrilik yarıçapları için toplam ifadesi;

$$\sum \rho = \frac{\cos \beta_g}{\sin \alpha_0} \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \right) \quad (2.9)$$

Ve son olarak temas alanı yarı genişliği;

$$a = \sqrt{\frac{8}{\pi \sum \rho L_c \cos \beta_g \cos \alpha_0} \left(\frac{1 - \nu^2}{E} \right)} \quad (2.10)$$

olarak yazılabilir.

Kritik basıncın meydana gelme derinliği yüzeyden takriben

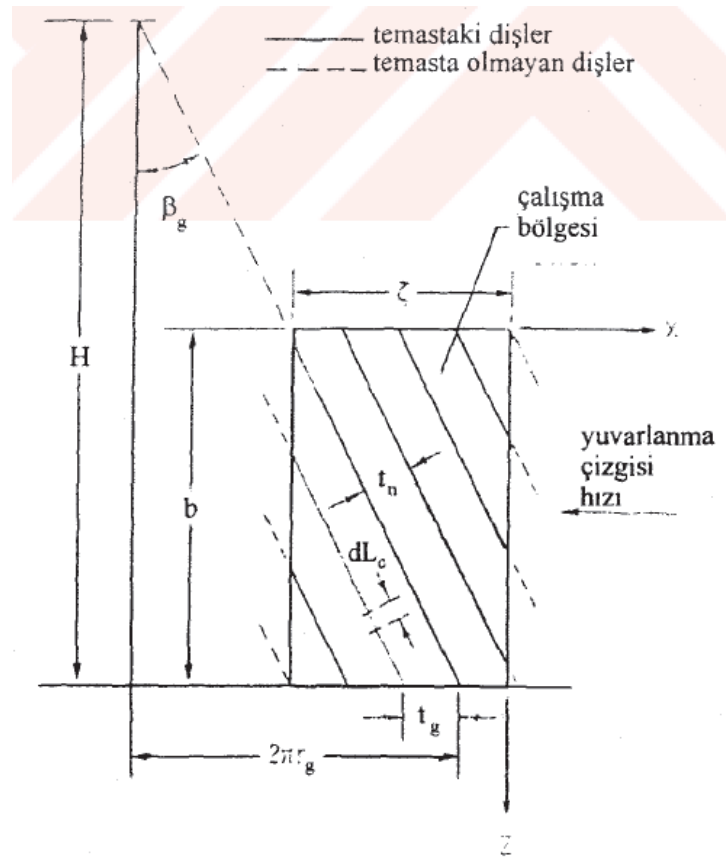
$$z_0 = 0,5a \quad (2.11)$$

kadardır.

Maksimum kayma gerilmesinin büyüklüğü ise;

$$\tau_0 = 0,25p_{max} \quad (2.12)$$

olarak verilebilir.



Şekil 2. 10 Eş çalışan diş yüzeylerinin meydana getirdiği çalışma bölgesi ve temas çizgileri

Şekil 2.10' da çalışma bölgesi gösterilmiştir. Çalışma bölgesi içinde birçok ktemas çizgisi ortaya çıkar. Bu olayı, sabir bir gözlem karesi (çalışma bölgesi) içerisinde geçen bir seri kayan çizgi (temas çizgileri) olarak canlandırmak mümkündür. Temas çizgilerinin boyu, belirli bir anda, grafik veya analitik metodlarla hesaplanabilir. İyi tasarlanmış dişlilerde temas çizgisinin minimum boyunun hesaplanan teorik boyun %95'i uzunluğunda olduğu saptanmıştır. Bu durumda;

$$L_c = 0,95b \frac{\zeta}{t_g \cos \beta_g} \quad (2.13)$$

yazılabilir [21], [32], [37].

2.3 Yan Yüzey Basıncı Kontrolü (Pitting)

Yan yüzey basıncı kontrolünde referans olarak ISO 6336:2006 – 2 alınmıştır. Bu bölümde ilgili kontrolün hesaplaması açıklanacaktır.

$$\sigma_H = Z_B \sigma_{HO} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (2.14)$$

$$\sigma_{HO} = Z_H Z_E Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (2.15)$$

Yukarıdaki denklemlerde geçen simgeler aşağıda açıklanmıştır ve ayrı birer başlık olarak incelenektir;

σ_{HO} : Nominal yüzey basıncı

K_A : Uygulama faktörü

K_V : Dinamik yük faktörü

$K_{H\beta}$: Helis yönünde yük dağılım faktörü

$K_{H\alpha}$: Profil yönünde yük dağılım faktörü

F_t : Teğetsel dişli yükü

d_1 : Taksimat dairesi çapı

b : Dişli genişliği

u : Çevrim oranı

Z_B : Tek dişli temas faktörü

Z_H : Bölge faktörü

Z_E : Elastisite modülü faktörü

Z_{ϵ} : Kavrama oranı faktörü

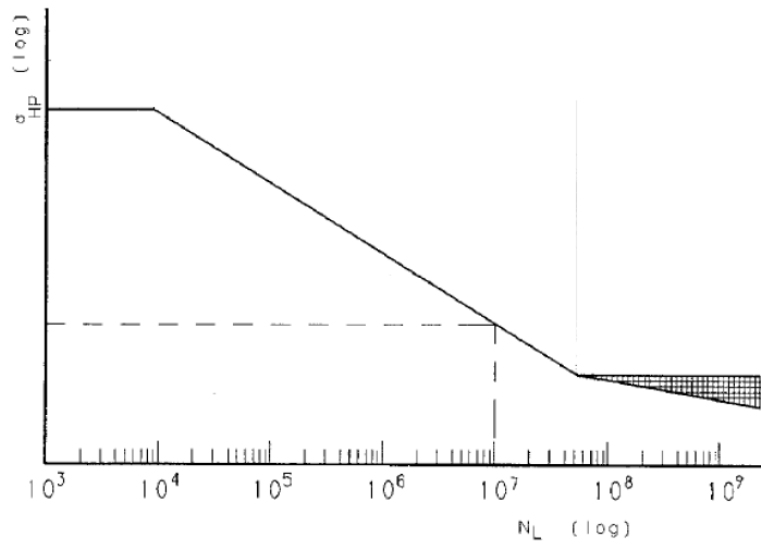
Z_{β} : Helis açısı faktörü

σ_H : Yüzey gerilmesi

σ_{HO} : Nominal yüzey gerilmesi

σ_{HP} : Müsaade edilen yüzey gerilmesi

2.3.1 Müsaade Edilen Yüzey Gerilmesi (σ_{HP})



Şekil 2. 11 Müsaade edilen yüzey basıncı ve çevrim sayısı grafiği

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT}}{S_{Hmin}} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (2.16)$$

S_{Hmin} : Gerekli emniyet katsayısı

Z_X : Dişli büyüklük faktörü

Z_W : Dişli malzeme eşleşme faktörü

Z_R : Yüzey pürüzlülük faktörü

Z_V : Hız faktörü

Z_L : Yağlama faktörü

Z_{NT} : Ömür faktörü

σ_{HG} : Müsaade edilen düzeltilmiş yüzey gerilmesi

σ_{Hlim} : Müsaade edilen referans yüzey gerilmesi

σ_{HP} : Emniyetli yüzey gerilmesi

2.3.2 Müsaade Edilen Referans Yüzey Gerilmesi (σ_{Hlim})

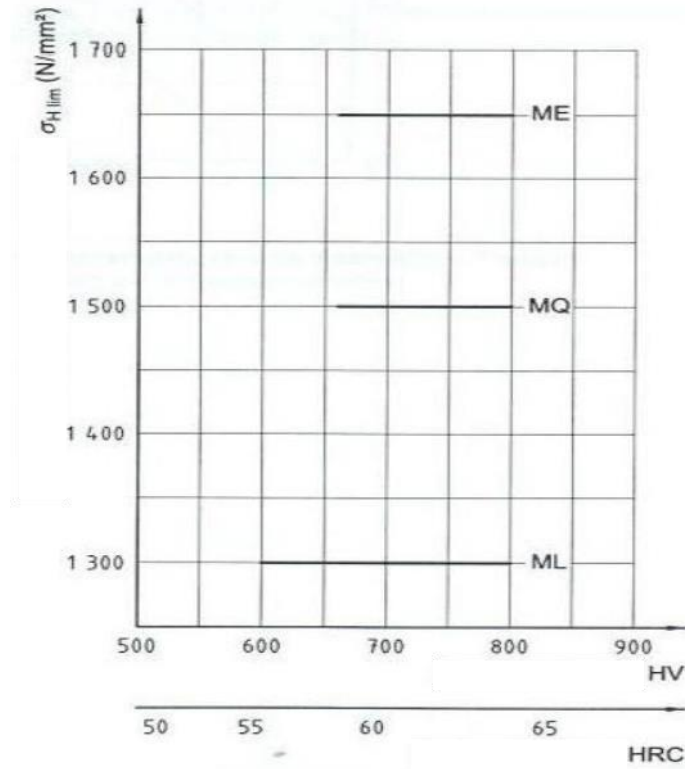
Malzemeye bağlı σ_{Hlim} değerleri ISO6336:2006 – 5’ de verilmiştir. Yüzey sertliği ve malzeme kalitesine bağlı olarak referans gerilme değeri okunabilir.

Malzeme kalite grupları ilgili standartta 3’e ayrılmıştır;

ME : Yüksek güvenilirlik gereksinimi

MQ : Genel endüstriyel uygulamalar ve orta düzey güvenilirlik gereksinimi

ML : Düşük seviye güvenlik gereksinimi



Şekil 2. 12 Yüzey sertleştirme işlemi görmüş dişliler için müsaade edilen referans yüzey gerilmesi seçim grafiği

2.3.3 K Faktörleri

2.3.3.1 Uygulama Faktörü (K_A)

Çizelge 2. 1 Uygulama faktörü seçim tablosu

Tahrik eden makinenin yük sınıfı	Tahrik edilen makinenin yük sınıfı			
	Düzgün	Hafif Darbeli	Orta Darbeli	Ağır Darbeli
Düzgün	1,0	1,25	1,50	1,75
Hafif Darbeli	1,1	1,35	1,60	1,85
Orta Darbeli	1,25	1,50	1,60	2,0
Ağır Darbeli	1,50	1,75	2,0	>2,25

2.3.3.2 Dinamik Yük Faktörü (K_V)

Dinamik yük faktörü, K_v , çark ve pinyonların titreşimlerinden doğan dinamik yükleri göz önüne alır.

Dinamik yük faktörü, dışardan uygulanan maksimum yükün oranıdır.

Faktör temelde; iletim hatalarına (adım ve profil hatalarına dayalı olarak), çark ve pinyon kütlelerine, dişli dişinin birbirine geçme döngüsünden geçerkenki dişli geçiş değişimine, uygulama faktörünü içeren iletilmiş yüke, adım hat hızına, mil ve dişlilerin dinamik dengesizliklerine, mil ve yatak katılığına ve dişli sisteminin sönüm karakteristiklerine bağlıdır.

Dinamik yük faktörü, aşağıdaki gibi de hesaplanabilir:

Bu metot sadece aşağıdaki tüm koşullar karşılandığı durumlarda uygulanabilir:

Alt kritik aralıkta çalışma hızları;

$$\frac{v z_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1 + u^2}} < 10 \text{ m/s}$$

(2.17)

Düz dişliler ($\beta=0^\circ$) ve helisel dişliler ($\beta\leq 30^\circ$) olmalı, göreceli olarak düşük sayıda diş sayısı olan pinyonlar ($z_1<50$) ve disk tekerlekleri ya da ağır çelik dişli çemberlerinde uygulanabilir.

Bu yöntem, aşağıdaki formülün sağlandığı tüm tipten dişlilere ve $\beta>30^\circ$ olan helisel dişlilere uygulanır.

$$\frac{vz_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} < 3 \text{ m/s} \quad (2.18)$$

Yukarıda belirtilen dışındaki dişliler için ISO 6336-1'de belirtilen Metot B uygulanacaktır.

Metot B'ye göre kavrama oranı $\varepsilon_\beta \geq 1$ olan dişliler ve helisel dişliler için:

$$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \frac{F_t}{b}} + K_2 \right) \cdot \frac{vz_1}{100} \cdot K_3 \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (2.19)$$

Eğer $K_A F_t/b$ değeri 100 N/mm'den küçükse, bu değer 100 N/mm'ye eşit kabul edilecektir.

K_1 katsayısı için sayısal değerler aşağıdaki çizelgede belirtilmiştir.

Çizelge 2. 2 K_v 'nin hesaplanması için K_1 faktörünün değerleri

	ISO dişli kalitelerine göre K_1 değerleri			
	4	5	6	7
Düz dişliler	3,9	7,5	14,9	26,8
Helisel dişliler	3,5	6,7	13,3	23,9

Tüm doğruluk dereceleri için K_2 faktörü aşağıdakine göre olacaktır;

Düz dişliler için, $K_2=0,0193$

Helisel dişliler için, $K_2=0,0087$

K_3 faktörü için aşağıdaki formüller kullanılmalıdır;

Eğer

$$\frac{vz_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \leq 0,2 \text{ m/s} \quad (2.20)$$

ise $K_3=2$,

Eğer

$$\frac{vz_1}{100} \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} > 0,2 \text{ m/s} \quad (2.21)$$

ise,

$$K_3 = 2,071 - 0,357 \cdot \frac{v \cdot z_1}{100} \cdot \sqrt{\frac{u^2}{1+u^2}} \quad (2.22)$$

kullanılmalıdır.

2.3.3.3 Helis Yönünde Yük Dağılım Faktörü ($K_{H\beta}$)

Dişli genişliği boyunca olan yük dağılım değişimini göz önüne alır.

Yük dağılım bozukluğunun sebepleri; dişli, mil, rulman, gövde ve benzeri yük alan elemanların deformasyona uğraması, dişli ve millerin konum toleransı ve imalat hatalarıdır.

Yan yüzey basıncı $K_{H\beta}$ genişlik yük dağılım faktörü ISO 6336-1 standardında özetlenen C metoduna göre hesaplanması aşağıda gösterilmiştir.

Helisel ve düz dişliler için;

$$C_{KH\beta} = \frac{b \cdot F_{\beta y} \cdot C_y}{2 \cdot F_t \cdot K_A \cdot K_y \cdot K_v} \quad (2.23)$$

$C_{KH\beta} < 1$ iken

$$K_{H\beta} = 1 + C_{KH\beta} < 2 \quad (2.24)$$

$C_{KH\beta} \geq 2$ iken

$$K_{H\beta} = \sqrt{4 \cdot C_{KH\beta}} \geq 2 \quad (2.25)$$

kullanılır.

Burada,

$$K_V = F_t \cdot K_A \cdot K_Y \quad (2.26)$$

ve

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} - y_{\beta} \quad (2.27)$$

veya

$$F_{\beta y} = F_{\beta x} \cdot x_{\beta} \quad (2.28)$$

olmalıdır.

2.3.3.4 Profil Yönünde Yük Dağılım Faktörü ($K_{H\alpha}$)

Kavrama oranına bağlı olarak dişlilerin kavramaya giriş ve çıkış yük paylaşımlarını düzenlemeye yarar.

$\varepsilon_v \leq 2$ ise;

$$K_{H\alpha} = \frac{\varepsilon_v}{2} \left[0,9 + 0,4 \frac{C_v (f_{pb\beta} - y_{\alpha}) b}{F_{tH}} \right] \quad (2.29)$$

$\varepsilon_v > 2$ ise;

$$K_{H\alpha} = 0,9 + 0,4 \sqrt{\frac{2(\varepsilon_v - 1)}{\varepsilon_v} \frac{C_v (f_{pb\beta} - y_{\alpha}) b}{F_{tH}}} \quad (2.30)$$

Burada silindirik dişliler için;

$$F_{tH} = F_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \quad (2.31)$$

ve

$$F_{pb\beta} = f_{pb} \cdot \cos(\alpha_t) \quad (2.32)$$

2.3.4 Z Faktörleri

2.3.4.1 Tek Dişli Temas Faktörü (Z_B)

Çift diş temas faktörü, pinyonlar için Z_B ve çarklar için Z_D adını alır ve helisel dişlilerde $\epsilon_\beta \geq 1$ iken;

$Z_B=1$ kabul edilir.

2.3.4.2 Bölge Faktörü (Z_H)

Bölge faktörü, Z_H , adım noktasındaki diş yan eğimi üzerindeki Hertzian basıncı üzerindeki etkiyi açıklar ve referans silindirdeki teğetsel yükü ile adım silindirindeki normal kuvvete aktarır. Bölge faktörü, Z_H helisel dişliler için aşağıdaki gibi hesaplanacaktır:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos(\beta_b)}{(\cos(\alpha_t))^2 \tan(\alpha_{tw})}} \quad (2.33)$$

kullanılmalıdır.

2.3.4.3 Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)

Elastisite modülü faktörü, Z_E , malzeme özellikleri E (elastisite modülü) ve ν (Poisson oranı)'nın temas gerilmesi üzerindeki etkisini açıklar. Bölge faktörü, Z_E aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - v_1^2}{E_1} + \frac{1 - v_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.34)$$

Poisson oranı 0,3 ve pinyon ve çark için aynı E ve v ile, Z_E aşağıdaki gibi elde edilebilir:

$$Z_E = \sqrt{0,715 \cdot E} \quad (2.35)$$

Burada E Young modülü malzemenin elastisitesine karşılık gelir. Çelik dişliler için elastisite faktörü, Z_E ($E = 206000 \text{ N/mm}^2$, $v=0,3$) aşağıdaki değere eşittir:

$$Z_E = 189,8 (\text{N}^{1/2}/\text{mm})$$

2.3.4.4 Kavrama Oranı Faktörü (Z_ϵ)

Kavrama oranı faktörü, Z_ϵ , dişlilerin özel yüzey yükleri üzerindeki yan temas ve çakışma temas oranı etkisini çıkar. Kavrama oranı faktörü Z_ϵ aşağıdaki gibi hesaplanacaktır:

Helisel dişliler için $\epsilon_\beta \geq 1$ için;

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \quad (2.36)$$

kullanılır.

2.3.4.5 Helis Açısı Faktörü (Z_β)

Helis açısı faktörü, Z_β , yüzey dayanımı üzerindeki helis açının etkisini açıklar ve temas hattı üzerindeki yük dağılımı gibi değişkenlerin kullanımına olanak verir. Z_β sadece helis açısı üzerinde bağımsızdır. Helis açısı faktörü, Z_β aşağıdaki gibi hesaplanacaktır:

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\cos \beta}} \quad (2.37)$$

kullanılır.

2.3.4.6 Ömür Faktörü (Z_{NT})

Ömür faktörü, Z_{NT} , sınırlı bir ömür (döngü sayısı) zorunlu tutulduğu durumlarda daha yüksek müsaade edilebilir temas gerilmesine karşılık gelir.

Ömür faktörü, Z_{NT} , ISO 6336-2 standardında özetlenen metod B'ye göre belirlenecektir.

Genel amaçlı kullanım için standarda göre 0,85 ile 1,0 arasında değerler alınabilmektedir. Fakat standardın önerisine göre sonsuz ömür için $Z_{NT}=1$ seçilmesi önerilmektedir.

2.3.4.7 Yağlama Faktörü (Z_L)

Yağlama faktörü, Z_L , aşağıdaki denklemden hesaplanacaktır:

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{\left(1,2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2} \quad (2.38)$$

Burada;

$\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ ise $C_{ZL}=0,83$

$850 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{Hlim} < 1200 \text{ N/mm}^2$ ise

$$C_{ZL} = 0,83 + 0,08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) \quad (2.39)$$

$\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ ise $C_{ZL}=0,91$ seçilmelidir.

Burada; v_{40} , 40°C'deki yağın nominal kinematik viskozitesi, mm^2/s olarak alınmalıdır.

2.3.4.8 Hız Faktörü (Z_V)

Hız faktörü, Z_V , aşağıdaki denklem ile hesaplanacaktır:

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + \frac{32}{v}}} \quad (2.40)$$

Burada;

$\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ ise $C_{ZV}=0,85$

$850 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{Hlim} < 1200 \text{ N/mm}^2$ ise,

$$C_{Zv} = 0,85 + 0,08 \left(\frac{\sigma_{Hlim} - 850}{350} \right) \quad (2.41)$$

$\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ ise $C_{Zv}=0,93$ seçilmelidir.

2.3.4.9 Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)

Yüzey pürüzlülük faktörü, Z_R , aşağıdaki denklem ile hesaplanmalıdır.

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{Z10}} \right)^{C_{ZR}} \quad (2.42)$$

Pinyon; R_{Z1} ve çark; R_{Z2} için belirlenen pik-çukur değeri, çeşitli diş yanlarında ölçülen R_z pik – çukur pürüzlülüklerinin ortalama değerleridir.

$$R_z = \frac{R_{Z1} + R_{Z2}}{2} \quad (2.43)$$

R_{Z10} değeri aşağıdaki gibi verilebilir;

$$R_{Z10} = R_z \cdot \sqrt[3]{\frac{10}{\rho_{red}}} \quad (2.44)$$

ve ρ_{red} eğimin yarıçapı aşağıdaki gibi verilir. Silindirik dişliler için,

$$\rho_{red} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad (2.45)$$

Burada;

$\sigma_{Hlim} < 850 \text{ N/mm}^2$ ise $C_{ZR}=0,15$

$850 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{Hlim} < 1200 \text{ N/mm}^2$ ise

$C_{ZR}=0,32-2,0 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{Hlim}$

$\sigma_{Hlim} > 1200 \text{ N/mm}^2$ ise $C_{ZR}=0,08$ seçilmelidir.

2.3.4.10 Malzeme Eşleşme Faktörü (Z_w)

Dişli malzeme eşleşme faktörü, aşağıdaki durumlarda Z_w bir yumuşak çelik dişlisinin, düz bir yüzeyde sertleşmiş bir dişli yüzeyi ile birleşirken yüzey dayanımının artmasını açıklar. Yüzeyi sertleştirilmiş pinyon için;

Eğer $HB < 130$ ise,

$$Z_w = 1,2 \cdot \left(\frac{3}{R_{zH}} \right)^{0,15} \quad (2.46)$$

Eğer $130 \leq HB \leq 470$ ise,

$$Z_w = \left(1,2 - \frac{HB - 130}{1700} \right) \cdot \left(\frac{3}{R_{zH}} \right)^{0,15} \quad (2.47)$$

Eğer $HB > 470$ ise,

$$Z_w = \left(\frac{3}{R_{zH}} \right)^{0,15} \quad (2.48)$$

Burada;

HB = Dişli çiftinin yumuşak dişlisine ait yan yüzey Brinell sertlik değeri.

R_{zH} = Denk pürüzlük, (μm)

$$R_{zH} = \frac{R_{z1} \cdot \left(\frac{10}{\rho_{red}} \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{R_{z1}}{R_{z2}} \right)^{0,66}}{\left(\frac{v \cdot v_{40}}{1500} \right)^{0,33}} \quad (2.49)$$

ρ_{red} = Eğrilik bağlı yarıçapı

Her türlü durumda, eğer hesaplanmış Z_w değeri < 1 ise $Z_w = 1,0$ değeri kullanılacaktır.

2.3.4.11 Büyüklük Faktörü (Z_x)

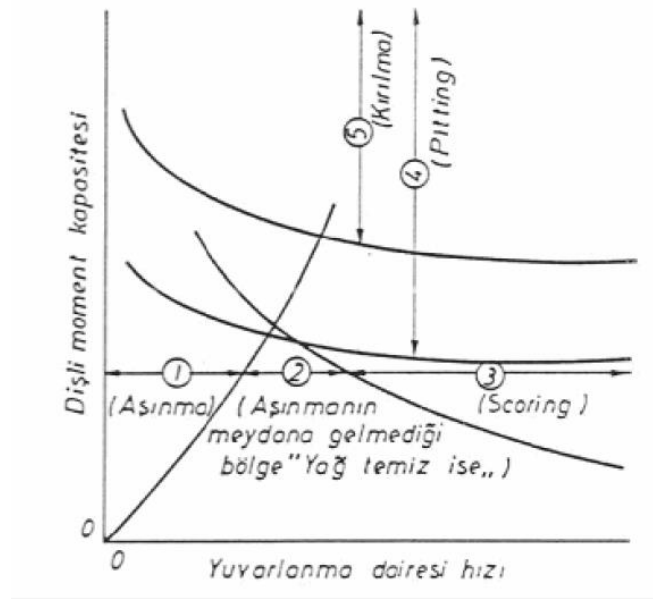
Dişli büyüklük faktörü, Z_x müsaade edilebilir temas gerilmesi üzerindeki diş boyutlarının etkisini açıklar ve malzeme özelliklerinin düzensizliğini gösterir.

Sertleşmiş dişliler ve yüzey sertleşmiş dişliler için, diş boyutuna 1,14 mm. göreceli olarak kök içeren minimum gerekli etkin tabaka kalınlığı ve yarıçap eğimi var ise $Z_x = 1$

seçilmelidir. Tabaka kalınlığı oldukça sığ olduğunda, daha küçük bir Z_x değeri seçilmelidir.

2.4 Dişli Hasar Bölgeleri (Pitting Bölgesi)

Dişli çark mekanizmalarının meydana gelen hasar tiplerinin yük ve çevresel hız ile olan ilişkisi Şekil 2.15' de gösterilmiştir. Grafik beş ayrı bölgeye bölünmüştür ve her bir bölge bir çeşit hasar eğrisiyle sınırlıdır.



Şekil 2. 13 Dişli hasar bölgeleri

Birinci bölgede dişli bir hidrodinamik yağ filmi oluşturabilecek kadar hızlı dönmemektedir. Kalkan malzeme değerlendirildiğinde aşınma hızlıdır. Bu bölgenin büyüklüğü daha kalın veya yüzeye daha iyi yapışmayı sağlayan katkı maddeleri içeren yağ kullanılarak azaltılabilir. Çok ince bir yağ veya çok pürüzlü bir yüzey bu bölgenin genişlemesine neden olmaktadır.

İkinci bölge bir dişli çiftinin çalışması için idealdir. Hız iyi bir yağ filmi oluşturabilecek kadar yüksektir. Eğer yağ aşındırıcı yabancı maddelerden arınmış ise, korozyon değilse ve yüzeye yapışması düzgün ise bu bölgede dişli aşınmaya uğramadan çok uzun bir süre çalışabilir.

Üçüncü bölgede hasar hızlı bir şekilde meydana gelmektedir. Hız bir yağ filmi oluşturacak kadar yüksektir, fakat yüksek hız yüzünden yağ filmi çok çabuk parçalanmaktadır. Bu nedenle çok yüksek ısı ortaya çıkmaktadır. Yağ filmi bozulduğunda çizilme (scoring) ve kaynama meydana gelmektedir.

Dördüncü bölgede pitting oluşmaktadır. Pitting' in bir yorulma hasarı olmasından dolayı, bu bölgenin büyüklüğü zamanla artma eğilimindedir. Ayrıca zayıf yağlama koşulları da bu bölgeyi genişletmektedir. Zayıf yağlama sonucu oluşan aşınma, diş profilinin bozulmasına ve yükün yuvarlanma dairesi yakınında toplanmasına neden olur.

Ayrıca bu aşınmanın meydana geldiği bölgelerde sürtünme katsayısı dolayısıyla sürtünme kuvveti artmaktadır. Sürtünme kuvvetindeki artma ise pitting oluşmasına neden olacak çizgilerin oluşmasına neden olmaktadır.

Beşinci bölgede diş kırılması meydana gelmektedir. Bu bölgenin büyüklüğü çalışma zamanının uzunluğuna bağlı bir fonksiyon olarak arttırılabilir. Aşınma meydana geldiğinde bu bölgenin büyüklüğü artmaktadır. Aşınma dişlilerin daha fazla darbeleri ve titreşimli çalışmasına neden olmaktadır. Aşınma ayrıca diş dibinden malzeme kaldırarak dişleri güçsüzleştirir ve kök bölgesindeki gerilme yoğunluğunu arttırır. Dişlide bir hasar meydana geldikten sonra, dişli çalışmaya devam ettiğinde diğer hasar türlerine karşı giderek azalan bir mukavemet göstermektedir. Bu durum dişli hasarlarının tespitini güçleştirmektedir.

DİŞLİLERDE SERTLEŞTİRME

Fazla zorlanan dişli çarkların yüzeyleri sertleştirilir. Sertleştirilmiş olan yüzeyler çok daha yavaş aşındıktan başka bunlarda pittingde hayli azalır. Darbeli çalışmaya karşı da yüzeyleri sertleştirilmiş dişliler çok daha dayanıklıdır. Dişliler derinliğine kadar sertleştirilirse, çok fazla eğilmelerinden başka kırılğan olurlar. Bu nedenle dişlilerin ancak yüzeyleri belirli bir derinlikte sertleştirilir ve dişlerin içi yumuşak kalır. Sertleştirme derinliği fazla olursa diş çekirdeğinin yumuşaklığı kaybolur ve daha az elastik ve kırılğan bir diş elde edilir. Aksine sertleştirme derinliği az olursa çalışma sırasında büyük yüklerden ezilmeler meydana gelir.

3.1 Dişli Çarklara Uygulanan Isıl İşlemler

Eldeki sertleştirme imkanlarına ve kullanılan dişli çark malzemesine göre çeşitli sertleştirme metodları vardır.

3.1.1 Islah İşlemi

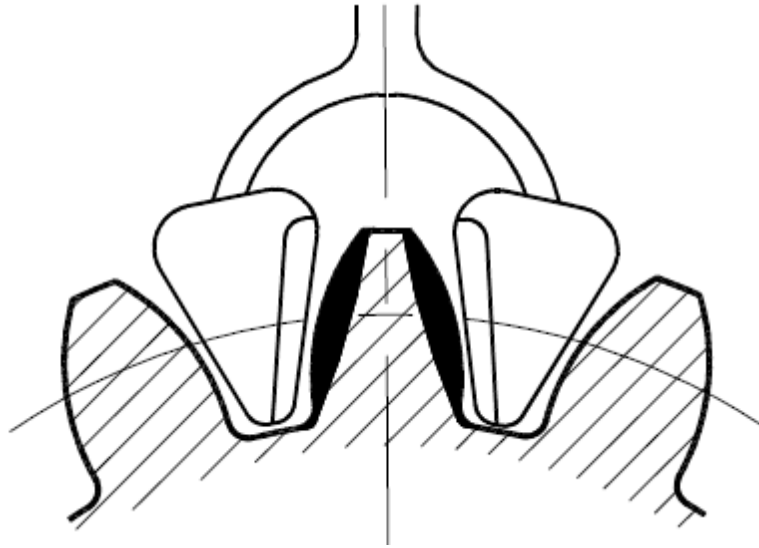
Dişli çark suda veya yağda 800-900°C tavlânır ve 540-680°C aralarında soğutularak islah edilir. Islah etme diş çekilmeden önce yapılır. Böylece malzemedede boyut değişikliği olmadığından çoğu zaman ek taşlama gereksizdir.

3.1.2 Alevle Sertleştirme İşlemi

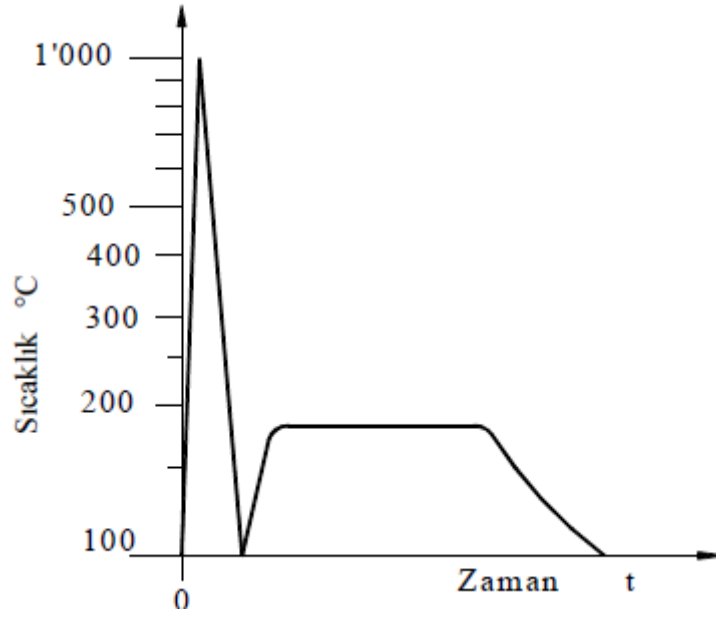
Dişli çarkın yüzeyleri gas-oksijen karışımı alevle sertleştirme ısısına getirilir ve ısı malzemenin iç tarafını etkilemeden su ile soğutulur. Malzeme boyutları çok az değiştiğinden çoğu zaman ek taşlama gereksizdir.

Alevle sertleştirme gaz-oksijen alevi ile yapılır. «alevle sertleştirme» ismi de buradan gelmektedir. Asetilen ve tabii gaz, bütan gazı vb bu işleme uygundur. Tabii gaz veya bütan gazı ile yapılan sertleştirmelerde çok daha kısa süreler elde edildikten başka daha küçük diş bölüm hataları oluşur. Alevle sertleştirmede çekirdek ısınmaya vakit bulmadan dişli yüzeyi sertleştirme sıcaklığına ulaşır ve dişler hemen “sulanırlar”. Sertleştirme için yangın tehlikesini önlemek amacıyla sadece su kullanılır.

Modülü $m < 4$ mm olan dişliler dönerek çevresel olarak ısıtılırlar ve sonra sertleştirme banyosuna daldırılarak birden “sulanırlar”.



Şekil 3. 1 Özel sertleştirme beki



Şekil 3. 2 Alevle sertleştirme diyagramı

Modülü $m > 4$ mm olan dişlilerde ise özel beklerle (Şekil. 3.1) dişler teker teker gerekli sıcaklığa kadar ısıtılırlar ve ufak bir dönüşten sonra hemen yanındaki su musluğundan fışkırtılan su ile “sulanırlar”. Alevin dişleri çok çabuk olarak gerekli sertleştirme sıcaklığına ısıtması, bu sertleştirme işleminin hayli hızlı yapılmasını sağlar.

Alevle sertleştirmenin başlıca özellikleri şunlardır:

- Bütün dişli çark ısıtılmaz, yalnız sertleştirilecek dişler ısıtılır.
- Sertleştirme süresi çok kısadır (Şekil 3.2).
- Dişli çarkta çekme ve eğilmeler olmaz ve düzgünlüğü bozulmaz.
- Diş yan yüzeylerinde tufallar meydana gelmez.
- Genel olarak taşlanmak gibi ikinci bir işlem gerekmez.
- Ufak veya büyük serilerde ekonomik imalat işlemidir.
- Yüksek verimine göre alevle sertleştirme aparatı göreceli ucuzdur.

Alevle sertleştirmede dişlerin yüzeyinde meydana gelen sert tabaka, semente ile sertleştirmeye göre değişiktir. Semente ile sertleştirmede diş üstü, diş tabanı ve diş yan yüzeyleri aynı derinlikte sertleşir (Şekil. 3.3). Buna karşı alevle sertleştirmede yükü taşıyan evolvent diş yüzeylerinde daha derin olan sert bir tabaka meydana gelir (Şekil. 3.4, Şekil 3.5). Ancak alevle normal olarak yapılan sertleştirmede diş taban kavisi

kisimlarında ince bir sertlik tabakası oluşur. Şekil. 3.5 de görüldüğü gibi özel beklerle diş tabanındaki sertliği daha derinletmek mümkündür.



Şekil 3. 3 Sementasyon



Şekil 3. 4 Alevle sertleştirme



Şekil 3. 5 Alevle sertleştirme, özel bek

Şekil 3.3; Semente ile sertleştirmede sert tabakanın derinliği her yerde eşittir.

Şekil 3.4; Alevle sertleştirmede dişlerin yan yüzeylerindeki sertlik daha derindir. Normal metotta taban kavisindeki sertlik derinliği yan yüzeylere göre daha azdır.

Şekil 3.5; Özel beklerle yapılan alevle sertleştirmede diş tabanındaki sert tabaka daha derin yapılabilir.

Alevle sertleştirilmeye elverişli olan çelikler genel olarak % 0,35 ... % 0,55 arası karbonları vardır ve bunlardan bir kaçı örnek olarak verilmiştir:

Genel imalat çelikleri : St 42, St 50, St 60, St 70

İslah çelikleri : C 22, C 45, C 60, 42CrMo4, 50CrMo4

Sementasyon çelikleri : C 10, C 15, 16CrMo5, 20MnCr5, 15CrNi6

Çelik dökümler : GS 52, GS 60

3.1.3 İndüksiyonla Sertleştirme İşlemi

Dişli çarkın yüzeyleri yüksek frekans bobini ile indüklenerek sertleştirme ısısına getirilir ve bir banyo yardımıyla soğutularak tavlınır, yani sertleştirilir.

İndüksiyonla sertleştirmenin prensibi alevle sertleştirmedeki gibidir. Ancak induksiyonla sertleştirmede ısıtma alev yerine elektrikle yapılır. Üzerinden dalgalı bir akım geçmekte olan iletken bir kangalın içerisine yerleştirilmiş olan dişli çark endüksiyon akımıyla ısınır.

Isı dişli çarkın derinliğine geçmeye vakit bulamadan yüzeyi ısıtılır ve dişli suya daldırılarak “sulanır”. Akımın frekansı ne kadar yüksekse akım o oranda dişlinin yüzeyinde konsantre olur. Isınmanın ve bunun sonucu olarak sertleşmenin derinliği frekansa göre ayarlanabilir. Orta frekanslı cihazlarda sertlik derinliği 1 ...3 mm, yüksek frekanslılarda ise 0,1...0.9 mm arasındır.

İndüksiyonla sertleştirilmeğe elverişli olan çelikler için aşağıda bir kaç örnek verilmiştir:

İslah çelikleri : C 60, Ck45, 42CrMo4, 50CrMo4

Sementasyon çelikleri : 16CrMo5, 20MnCr5, 15CrNi6

Çelik dökümler : GS 60

Gerek alevle ve gerekse induksiyonla yapılan sertleştirmelerle 520...680 HB sertliğine ulaşılır. Sementasyonla yapılan sertleştirme ise biraz daha yüksek olup 660...720 HB kadardır.

3.1.4 Nitrasyonla Sertleştirme İşlemi

Nitrasyonla sertleştirilecek çelikler azot gazında 500. ..530 °C de uzun bir süre tutulurlarsa yüzeylerinde cam sertliğine yakın sertlikte nitrit tabakaları oluşur ve sertlik dereceleri çok yüksektir. Oluşan sert tabaka en çok 0,5 mm kalınlığında olup bunu elde edebilmek için çelikleri 50 saate yakın yukarıda belirtilen sıcaklıkta tutmak gereklidir. Azotu verebilmek için ısıtılmış çeliklerin üzerinden amonyak gazı geçirilir.

3.1.4.1 Gaz İle Nitratlama İşlemi

Dişli çark 500...530°C de amonyak gazında uzun zaman tutulur. Örneğin: 0,6 mm sertlik derinliği için 100 saate kadar.

3.1.4.2 Banyoda Nitratlama İşlemi

Dişli çark 2...3 saat sıvı amonyak tuzlu (Siyanürlü) banyoda 520...580°C de ısıda tutulur.

Nitrasyonla sertleştirmenin sakıncaları:

- Çok uzun nitrasyon süreleri, ortalama 50 saat
- Çok sert olan nitrit tabakasının darbeye dayanmayıp kırılğan olması.

Nitrasyonla sertleştirmenin yararları:

- Çok büyük sertliğe karşın çekmenin ve şekil değiştirmenin hemen hemen hiç denecek kadar az olması ve bu yüzden çok düzgün imal edilmiş dişlilerin sertleştir-medden sonra taşlanmaya gerek kalmaması.
- Aşınmaya karşı son derece dayanıklı oluşu.
- 500°C ye kadar yüksek sıcaklıkta çalışmada sertliğini ve aşınmaya karşı direncini koruması.

Ölçü aletlerinin dişlileri genel olarak nitrasyonla sertleştirilir. Bu gün bir çok büyük redüktör fabrikaları, dişli çarklarını çok düzgün olarak imal ettikten sonra nitrasyonla sertleştirmektedirler. Böylece taşlama işlemini yapmalarına gerek kalmamaktadır.

Nitrasyona uygun özel çeliklerden başka, alaşımsız düşük karbonlu adi çeliklerde nitrasyon uygulanıp, temas yüzeylerine iyi bir kayma niteliği kazandırılır.

3.1.5 Sementasyonla Sertleştirme İşlemi

Alaşımlı ve alaşımsız sementasyon çelikleri karbon yüzdesi düşük çeliklerdir ($C < 0,3\%$). Alaşımsız sementasyon çelikleri çok büyük güçler ileten ve fazla zorlanan dişler için çok iyi sonuçlar verdiklerini ve çok daha pahalı olan alaşımlı sementasyon çeliklerinin kullanılmasına ender hallerde gerek duyulduğu zamanla pratikte görülmüştür. Sementasyonla sertleştirmede sertlik derinliği, sementasyon zamanına bağlıdır. Traktör dişlerinde yapılan deneylerde $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ de 9...10 saatlik sementasyon sürelerinde dişlerin 0,9...1,1 mm derinliğe kadar sertleştiği görülmüştür. Sementasyon maddesi olan kömür tozu karışımı içindeki dişli çarklar sertleştirme makinasının büyüklüğüne uygun saç kutulara konur ve $900\text{ }^{\circ}\text{C}$ ye ısıtılır. Dişli çarklar kutular içinde her tarafta kömür karışımına tam çevre olarak gömülmüş olmalıdırlar.

Sementasyon süresinin sonunda saç kutular içerisindeki dişlilerle birlikte sertleştirme makinasından dışarıya çıkarılır ve $100\text{...}200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ye soğumaları beklenip bundan sonra dişliler kutulardan çıkarılır ve $840\text{...}850\text{ }^{\circ}\text{C}$ de normal ocaklarda 30 dakika tavlınırlar. Havada soğumalarına imkan vermeden, bir yağ içerisinde «sulanarak» sertleştirilir. Elde edilen sertlik derecesi 58...64 HRC kadardır.

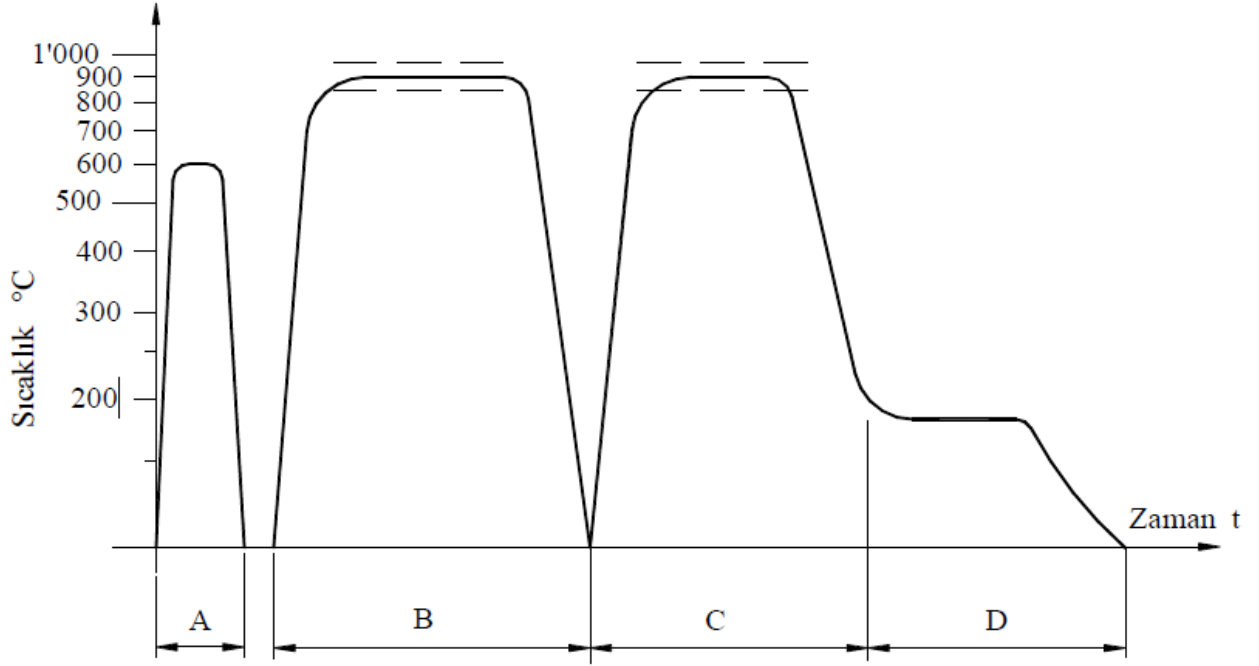
Sertleştirme yağların özelliklerinde önemlidir. Genelde rafine edilmiş saf madeni yağların kullanılması önerilir.

Diğer bir metotda dişlileri $600\text{ }^{\circ}\text{C}$ lik bir tuz banyosuna 10 dakika asılı olarak bıraktıktan sonra toz, sıvı veya gas halinde karbon verici madde içinde $850\text{...}950^{\circ}\text{C}$ arası ısıda karbonca zenginleştirip, sonra hareketli bir yağ banyosu içinde “sulayarak” da sertleştirmek mümkündür.

Sertleştirme işleminden sonra dişli çarklar yağ ve başka yabancı maddelerden iyice temizlenir ve $150\text{...}200\text{ }^{\circ}\text{C}$ ye ısıtılarak bir saat bu sıcaklıkta tutulurlar, böylelikle meydana gelmiş olan iç gerilmeler kaybolur. Meneviş diye adlandırılan bu işlem sertleştirmeden hemen sonra yapılmalıdır.

Sementasyon ile sertleştirme ve meneviş işlemlerinin akışı, Şekil 3.6’ daki ısı grafiğinde görülmektedir.

Menevişten sonra dişliler özel ince çelik taneleriyle “kumlanırlar” ve tufallar temizlenir.



Şekil 3. 6 Sementasyonla sertleştirme işlemi akışı

A: Tuz banyosunda temizleme

B: Sementasyon, 850...950°C arası ısıda karbonca zenginleştirme

C: Yağda 850...950°C arası ısıda sulama

D: 150...200 °C arasında menevişleme

Sertleştirilmiş dişlilerin %5 i sertlik ölçme aletiyle kontrol edilmelidir. Bundan başka diş yan yüzeylerine ince bir eğe sürmekle sertleşip sertleşmediğine bakılır.

Yağda sertleştirme sırasında dişlilerin birden soğumalarından ötürü sementasyon kömürünün etki ettiği ince tabakada “martenzit” oluşur. Martenzitin hacmi biraz daha büyük olduğundan bu, dişli çarkta iç gerilmelerin oluşmasına sebep olur. Bu nedenle dar dişlilerde eğilmeler meydana gelir. Bunlar sertleştirme sırasında birden soğuma sonucunda meydana gelen eğilmelere eklenirler. Ancak ön ısı işlemi görmüş sementasyon çelikleri (DIN 17210) ön ısı işlemi görmüş çeliklere göre sertleştirmede çok daha az çekerler.

Sertleştirmeden ötürü meydana gelen çekmeleri gidermek için, yeniden merkezleme, pres altında doğrultma, ısıtarak doğrultma veya çekiçe doğrultma ile hatalar

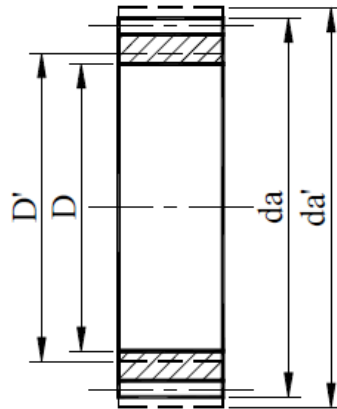
giderilebilir. Çark göbeğini tekrar taşıyarak dişli çarkı yeniden merkezleme en iyi düzeltme şeklidir. Ancak bu eğilmenin çok az olduğu zaman yapılabilir.

Pres altında düzeltmeden kaçınmalıdır. Zira üst semente tabakaları çatlar ve hatta dişlide kırılabilir. Isıtılarak doğrultma her ne kadar sertlikten kayba sebep olursada önerilen bir işlemdir. Çekiçle doğrultmada presle doğrultmadaki mahzurlar vardır. Bu metod ancak dişli millerin düzeltilmesinde uygulanabilir.

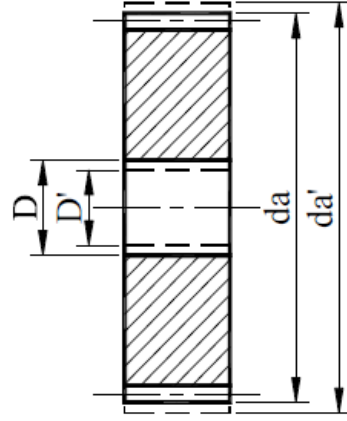
Görüldüğü gibi sertleştirme sırasında meydana gelen eğilmelerin giderilmesi zordur ve zaman alıcı işlemler gerektirir. Ayrıca dişli çarkların kaliteleri de önemli şekilde bozulur. Bu amaçla bu eğilmeleri önleyen veya son derece azaltarak dişlinin kalitesinin bozulmamasını sağlayan sertleştirme tezgahları yapılmıştır.

Sementasyon ile sertleştirme sırasında dişli çarklarda meydana gelen eğilmeler kısmen veya büsbütün önlenbilse bile diş üstü çaplarında ve göbek çaplarında bazı değişimler olur. Bu değişimler dişli çarkların biçimlerine de bağlıdır. Diş üstü çapı ile dişlinin göbek çapı arasındaki fark az, yani dişli ince bir çember ise hem diş üstü çapı hem de göbek çapı büyürler (Şekil 3.7). Dişli çark malzemesinde düzgün olarak dışarıya ve içeriye doğru etki eden sertleştirme gerilmelerinde, çember şeklindeki dişlide (Şekil 3.7) ortadaki yumuşak malzeme basma gerilmelerini karşılayamadığından iç çapta da büyüme meydana gelir.

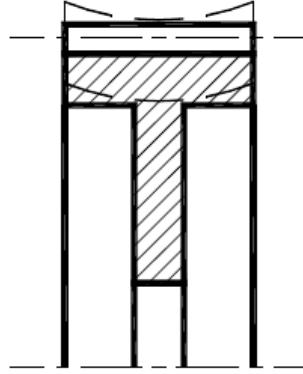
Göbek çapı diş üstü çapından çok ufaksa (Şekil 3.8) diş üstü çapı yine büyür, fakat göbek çapı küçülür. Çekmenin miktarı sertleştirme ile ilgili ısı işleminin şekline bağlı olmadığı deneylerle belirlenmiştir. Çekme oranı daha çok semente derinliğine bağlıdır.



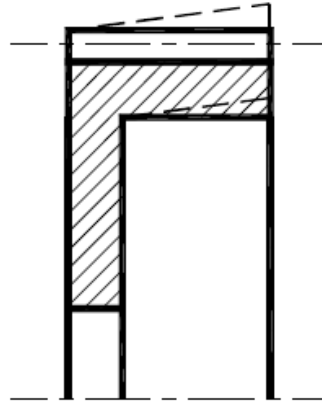
Şekil 3. 7 Çember dişli çarklar



Şekil 3. 8 Dolu dişli çarklar



Şekil 3. 9 İki tarafı oyulmuş dişli çarklar



Şekil 3. 10 Tek tarafı oyulmuş dişli çarklar

Tek veya iki tarafı oyulmuş dişli çarklarda ise bu iki durum etkili olduğundan dişlide ya tek taraflı eğik deformasyon veya orta basık iki uç büyümüş bir deformasyon ortaya çıkar.

Büyük dişli çarklarda sertleştirmeden sonraki çap büyümeleri 1 mm ye ulaştığı, bazen de bu değeri aştığı görülmüştür. Bu nedenle seri imalata geçmeden evvel bir kaç dişli imal ederek bunlar kontrol edilip sertleştirme çap farkları hesaba katılmalı ve oldukça az bir taşlama payı bırakılmalıdır.

Sertleştirmeden ötürü meydana gelen çap farklarını taşlama ile almak mümkündür. Ancak bu işlem pahalı olduğundan oldukça ufak taşlama paylarıyla imalatı yapmak ekonomiktir. En iyisi dişliyi hiç taşlamadan imal etmeye çalışmaktır. Böylece bu gibi düzeltmeler yapılarak, sertleştirme işleminden sonra taşlamaya ihtiyaç kalmadan oldukça yüksek kaliteli dişliler imal edilebilir.

3.2 Sertlik Ölçümü

Yapılışının basit olması ve malzemeye hasar vermemesi nedeniyle malzeme üzerinde yapılan en genel mekanik deneylerden biri sertlik deneyidir. Ayrıca, bir malzemenin sertliği ile diğer mekanik özellikleri arasında paralel bir ilişki de bulunmaktadır ve bu sayede diğer bazı özellikler hakkında fikir edinilebilmektedir. Örneğin çeliklerde, çekme mukavemeti sertlik değeri ile orantılıdır. Dolayısıyla yapılan basit bir sertlik deneyi sonucunda o malzemenin mukavemet değerleri hakkında da fikir edinilebilir.

Sertlik izafi bir ölçü olup, malzemelerin sürtünmeye, kesilmeye, çizilmeye ve plastik deformasyona karşı gösterdiği direnç olarak tarif edilir. Bilimsel anlamda ise malzemelerin dislokasyon hareketine karşı gösterdiği direnç olarak tarif edilir. Sertlik ölçme genellikle, konik veya küresel standart bir ucun malzemeye batırılmasına karşı malzemenin gösterdiği direnci ölçmekten ibarettir. En genel sertlik ölçme deneyleri aşağıda verilmiştir. Bu ölçüler arsında matematiksel ilişkiler mevcut olup bir değerden diğerine geçiş yapılabilir. Sertlik ölçümleri yapılırken, yöntem ne olursa olsun numune üzerinde birkaç ölçüm yapıp bunların ortalaması alınmalıdır.

Sertlik ölçüm yöntemleri aşağıda sıralanmıştır;

- Brinell sertlik ölçme yöntemi.
- Vickers sertlik ölçme yöntemi.
- Rockwell sertlik ölçme yöntemi.

- Mikro-sertlik ölçme deneyi.

Çizelge 3. 1 Çekme mukavemeti ile Brinell, Vickers ve Rockwell sertliği

Çekme Dayanımı N/mm ²	Brinell HB	Vickers HV 30	Rockwell HRB	HRC	Çekme Dayanımı N/mm ²	Brinell HB	Vickers HV 30	Rockwell HRB
370	109	115	66,7	-	900	266	280	27,1
385	114	120	66,7	-	915	271	285	27,8
400	119	125	66,7	-	930	276	290	28,5
415	124	130	71,2	-	950	280	295	29,2
430	128	135	71,2	-	965	285	300	29,8
450	133	140	75,0	-	995	295	310	31,0
465	138	145	78,7	-	1030	304	320	32,2
480	143	150	78,7	-	1060	314	330	33,3
495	147	155	78,7	-	1095	323	340	34,4
510	152	160	81,7	-	1125	333	350	35,5
530	156	165	81,7	-	1155	342	360	36,6
545	162	170	85,0	-	1190	352	370	37,7
560	166	175	87,1	-	1220	361	380	38,8
575	171	180	87,1	-	1255	371	390	39,8
595	176	185	87,1	-	1290	380	400	40,8
610	181	190	89,5	-	1320	390	410	41,8
625	186	195	89,5	-	1350	399	420	42,7
640	190	200	91,5	-	1385	409	430	43,6
660	195	205	92,5	-	1420	418	440	44,5
675	199	210	93,5	-	1455	428	450	45,3
690	204	215	94,0	-	1485	437	460	46,1
705	209	220	95,0	-	1520	447	470	46,9
720	214	225	96,0	-	1555	456	480	47,7
740	219	230	96,7	-	1630	475	500	49,1

Çizelge 3. 1 Çekme mukavemeti ile Brinell, Vickers ve Rockwell sertliği (devamı)

755	223	235	98,1	20,3	1700	494	520	50,5
770	228	240	98,1	20,3	1775	513	540	51,7
785	233	245	98,1	21,3	1845	532	560	53,0
800	238	250	99,5	22,2	1920	551	580	54,1
820	242	255	99,5	23,1	1995	570	600	55,2
835	247	260	101,5	24,0	2070	589	620	56,3
850	252	265	102,0	24,8	2145	608	640	57,3
865	257	270	102,0	25,6	2145	608	660	58,3
880	261	275	102,0	26,4	2145	608	680	59,2

HB; Küre, ϕ 10 mm ϕ apında uç ile 29420 N basma kuvvetiyle ölçülür.

HV 30; elmas piramit 136 derece tepe açılı uç ile 294 N basma kuvvetiyle ölçülür.

HRB; Küre ϕ 1/16 in ϕ apında uç ile 980 N basma kuvvetiyle ölçülür.

HRC; elmas piramit 120 derece tepe açılı uç ile 1471 N basma kuvvetiyle ölçülür.

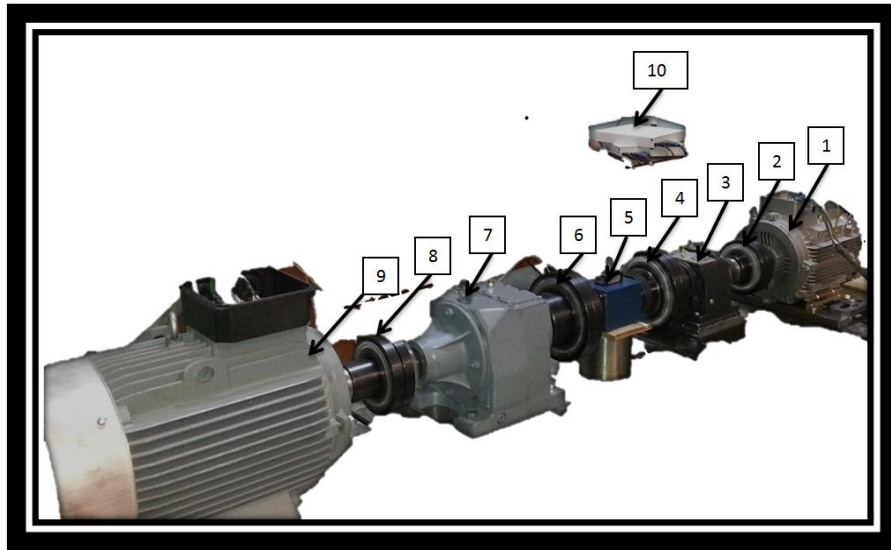
Burada HB = 0,95.HV olarak kabul edilmiştir.

Örnek: 350 HB, 640 HV 30 , 45 HRC gibi sertlik büyüklükleri gösterilir.

DENEYSEL ÇALIŞMA

Bu çalışmanın amacı, dişli çarklarda yüzey hasarının ve etkili parametrelerinin deneysel olarak incelenmesidir. Bu amaçla endüstride yaygın olarak kullanılan helisel alın dişli çarklarda görülen hasar türlerinden pitting hasarı deneysel olarak incelenmiştir. Deneylerde dişli malzemesi olarak sementasyon çeliğinden yapılmış çekirdek sertleştirilmiş ve yüzeye sementasyon uygulanmış dişliler kullanılmıştır. Yüzey sertliği 58-62 HRC'ye yükseltilmiştir. Bu çalışma da, farklı çalışma koşullarında oluşan, yüzey yorulması (pitting) hasarı incelenmiştir. Yüzey yorulmasına sebep olan Hertz basıncı σ_H yük tekrar sayısına bağlı olarak gösterilmiştir. Yağlama yağının ve sıcaklığın yüzey yorulması (pitting) hasarına etkisi gösterilmiştir.

4.1 Deney Düzeneği



Şekil 4. 1 Deney düzeneği

Deney Düzeneği kurulumda kullanılan ekipmanlar ve Şekil 4.1' de gösterilen numaraları aşağıda sıralanmıştır.

- 1: Elektrik Motoru
- 2: Elastik Kaplin
- 3: Test Redüktörü
- 4: Elastik Kaplin
- 5: Torkmetre
- 6: Elastik Kaplin
- 7: Zorlayıcı Redüktör
- 8: Elastik Kaplin
- 9: Elektrik Motoru
- 10: Data Kaydedici

Deneyler Şekil 4.1' de gösterilen düzeneğe ile yapılmıştır. Deney cihazı; kontrol ünitesi ve deney ünitesi olarak iki kısımda gruplandırılabilir. Kontrol ünitesi ile devir hızı ayarlanabilmekte ve tork değeri okunan değere göre düzeltilebilmektedir. Alınan yol çevrimsel olarak takip edilebilmektedir. Çalışma esnasında, numune dişlinin takılı olduğu redüktörün çıkış momenti takip edilirken kayıt altına alınabilmekte ve düzeltilmektedir. Bunlar ile birlikte çalışma esnasında yağ sıcaklığı ve titreşim değeri kayıt edilebilmektedir.

Deney, gerçek uygulamadaki çalışma koşullarını simüle etmektedir. Zorlayıcı yük, test ettiğimiz redüktörün çıkışına bağlanmış olan bir redüktörün bağıl olarak çalışma şartlarının (moment ve devir değerleri) değiştirilmesi ile elde edilmektedir. Bir diğer uygulama olarak zorlayıcı yük test redüktörünün çıkışına bağlanmış olan bir fren ile de uygulanabilmektedir fakat deney düzeneğimizde bunun uygulanmamasının sebebi, uzun çalışma saatlerinde fren ile uygulanan zorlayıcı yükün sıcaklık artışı oluşturması konusundaki dezavantajdır. Ayrıca fren uygulamalarında bir diğer dezavantaj ise sıcaklık artışı altında kayma oluşması ve uygulanmak istenen zorlayıcı yükte düşüştür.

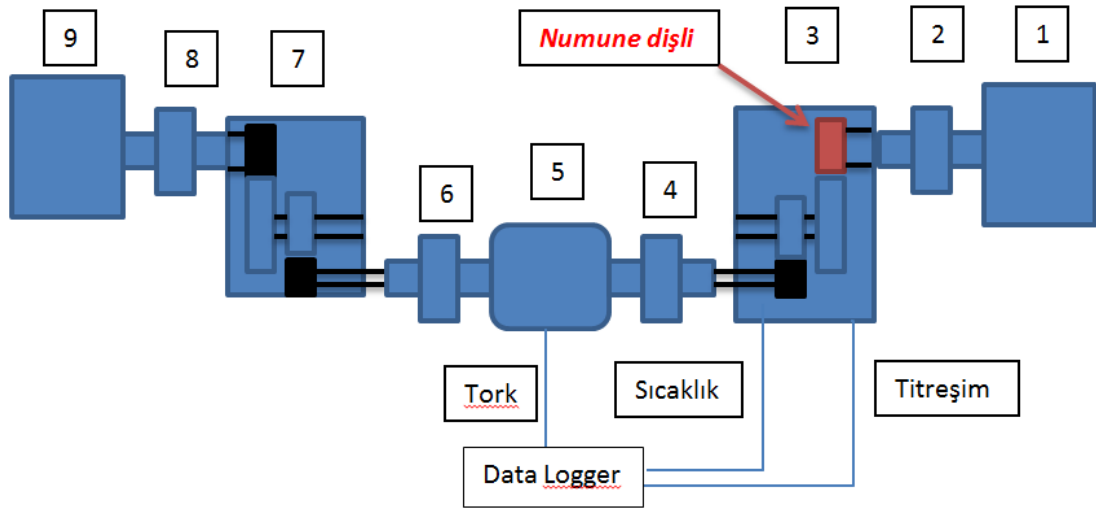
Ayrıca elemanlar arasındaki bağlantı hatalarından dolayı oluşabilecek eksenel yükleri engellemek için bağlantılarda elastik kaplin kullanılmıştır.

Deney için seçilmiş olan iki kademeli helisel dişli redüktörün normal uygulamada çalışma verileri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Çizelge 4. 1 Test redüktörü çalışma değerleri

Giriş Deviri (d/d)	1480
Motor Gücü (kW)	1,716
Çıkış Deviri (d/d)	185
Çevrim Oranı (-)	8
Giriş Momenti (N.m)	10,742
Çıkış momentı (N.m)	83,888

Çizelge 4.2’de çalışma değerleri verilen redüktörün deney düzeneğinde şeması ve numune olarak kullanılan, hasara uğratılan dişlinin yeri aşağıda gösterilmiştir. Numaralandırma Şekil 4.1’de olduğu gibi aktarılmıştır.

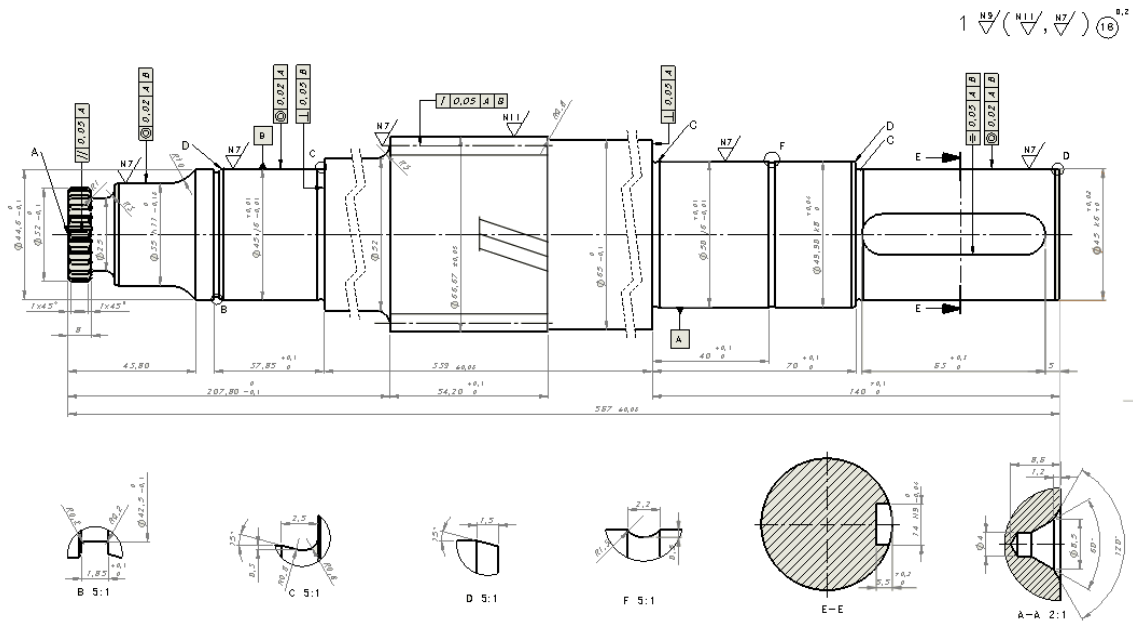


Şekil 4. 2 Deney düzeneği şeması

4.1.1 Numune Özellikleri

Şemadanda görüldüğü gibi deneylerde test edilen redüktörün giriş dişlisi numune olarak seçilmiştir. Bu seçimin yapılmasındaki neden deney süresini mümkün olduğunca kısa tutmak ve pitting hasarının ortaya çıkma olasılığını artırmaktır.

Giriş pinyon dişlisi mile yekpare olup, faturalı mil üzerindedir. Şekil 4.3’de gösterilmiştir. Açılan dişli helisel dişli olup aşağıda özellikleri Çizelge 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4. 3 Numune teknik resmi

Çizelge 4. 2 Numune dişlinin özellikleri

Tanımı	Semb	Değeri	Birimi
Giriş veya pinyonun devir sayısı	n_1	1480	[d/d]
Toplam çevrim oranı	u	1,4783	[-]
Çıkış veya çarkın devir sayısı	n_2	1001,15	[d/d]
Pinyon milindeki burulma momenti	M_t	10,742	[N.m]
Yağlama yağının kinematik viskozitesi (40°C)	ν_{xx}	220	[mm ² /s]
Pinyonun diş sayısı	z_1	23	[-]
Çarkın diş sayısı	z_2	34	[-]
Kademenin normal modülü	m_n	1,25	[mm]

Çizelge 4. 2 Numune dişlinin özellikleri (devamı)

Diş kalitesi	-	DIN 6	[-]
Normal kavrama açısı	α_n	20°	[°]
Pinyon diş genişliği	b_1	39	[mm]
Çark diş genişliği	b_2	52	[mm]
Helis açısı	β	30°	[°]
Helis yönü, pinyon	-	Sol	[-]
Helis yönü, çark	-	Sağ	[-]
Eksenler arası mesafesi	a	42	[mm]
Referans profili	-	DIN 867	[-]
Yüklemeye sayısı	N_L	$3 \cdot 10^6$	[yük]
Eğilme gerilmesine göre emniyet katsayısı	S_{Flim}	1,25	[-]
Yan yüzey basıncına göre emniyet katsayısı	S_{Hlim}	0,8	[-]
Dişli malzemesi	-	18CrNiMo6	[-]
Elastiklik modülü, pinyon	E_1	206000	[N/mm ²]
Poisson sayısı	ν_1	0,3	[-]
Dişlinin eğilme dayanımı	σ_{Flim1}	430	[N/mm ²]
Dişlinin yan yüzey basıncı	σ_{Hlim1}	1500	[N/mm ²]
Dişliye uygulanan ısıtma işlemi	-	Sementle edilmiş	[-]
Dişlinin yüzey sertliği	-	58-62	[HRC]
Dişlinin sertlik derinliği	-	0,22	[mm]

4.1.2 Kullanılan Dişli Malzemesi

Kullanılan dişli malzemesi 18CrNiMo6 sementasyon çeliğidir. Bu malzemenin numaralandırılması ise 1.6587'dir. EN 10084 standardına göre üretilir. Kimyasal yapısı Çizelge 4.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 4. 3 Malzemenin kimyasal bileşimi

Element	(C)	(Si)	(Mn)	(P)	(S)	(Cr)	(Mo)	(Ni)
Kütlece[%]	0,15-0,21	≤0,4	0,5-0,9	≤0,025	0,02-0,04	1,5-1,8	0,25-0,35	1,4-1,7

Yuvarlak çubuk halinde alınmış hammaddenin teslimatından önce gördüğü ısı işlemleri ve değerleri aşağıda çizelgede verilmiştir.

Çizelge 4. 4 Hammadde ısı işlemleri

Isıl İşlem Durumu	HB (Brinel Sertlik)
Yumuşak Tavlanmış	Maksimum 229 HB
Sertlik Aralığına Göre Isıl İşlem Yapılmış	179-229 HB
Feritik Perlitik yapı için Isıl İşlem Yapılmış	159-207 HB

Bunlarla birlikte malzemenin mekanik olarak sıcaklığa bağlı sağlaması gereken dayanım değerleri aşağıda çizelge olarak verilmiştir.

Çizelge 4. 5 Sertleştirilmiş ve yaklaşık 200° de menevişlemiş sonrasında 20° de ki dayanım değerleri

Çap[mm]	Çekme Dayanımı [N/mm ²]	Akma Dayanımı[N/mm ²]
≤16	≥1200	≥ 900
16 – 40	≥1100	≥750
40 – 100	≥900	≥650

Çizelge 4. 6 Sementasyon uygulaması sonrasında 20° de ki dayanım değerleri

Çap [mm]	Çekme Dayanımı[N/mm ²]	Akma Dayanımı[N/mm ²]	Uzama [%]	Kırılma Enerjisi[J]	Kesit Daralması[%]
----------	------------------------------------	-----------------------------------	-----------	---------------------	--------------------

Çizelge 4. 6 Sementasyon uygulaması sonrasında 20°'de ki dayanım değerleri (devamı)

≥11	1180-1420	≥ 835	≥ 7	≥ 41	≥ 30
≥30	1080-1320	≥ 785	≥ 8	≥ 41	≥ 35
≥63	980-1270	≥ 685	≥ 8	≥ 41	≥ 35

Çizelge 4. 7 Malzemenin 100° – 600° sıcakları arasındaki bilinen dayanım değerleri

Isı	T	[C°]	100	200	300	400	500	600
Kopma dayanıklılığı	R _m	[N/mm ²]	905	840	755	640	500	350
Akma dayanıklılığı	R _e	[N/mm ²]	560	520	470	400	240	60
Elastiklik modülü	E _{dyn}	[N/mm ²]	206000	200000	190003	184000	175000	164000
Kayma modülü	G	[N/mm ²]	80000	77000	74000	70000	65000	55000
Isıl genleşme katsayısı	α _{mL}	[10 ⁻⁶ K ⁻¹]	11,5	12,5	13,3	13,2	13,9	13,7

4.1.3 Uygulanan Isıl İşlem

18CrNiMo6 malzemesi alaşım elementleri doğrultusunda en uygun sertleştirme yöntemi sementasyondur. Çoğu dişli uygulamasında yüzey yorulması için gereken sertleştirme derinliği ve sertlik değerleri sementasyon ile sağlanmaktadır. Bununla birlikte menevişleme, yumuşatma tavlı, normalizasyon gibi çeliklerin uygulandığı ısı işlemleri görmektedir. Çoğu uygulamada sadece sementasyon uygulaması değil bir dizi sertleştirme ve tavlama işlemleri değişik uygulamalara istinaden uygulanmaktadır.

Çizelge 4. 8 Malzemenin ısı işlem parametreleri

Isıl işlem	Sıcaklık [°C]	Soğutma
Sementasyon / Karbon Emdirme	880-980	Yağ (160-250°C)
Sertleştirme	830-890	Yağ (160-250°C)
Menevişleme	150-200	Hava
Yumuşatma Tavlı	650-700	Fırında Kontrollü Soğutma
Normalizasyon	830-850	Fırında Kontrollü Soğutma/Hava
Gerilim Giderme / Sem+ Sert. Sonrası	150-180	Hava

Sementasyon işlemi, düşük karbonlu çeliklere uygulanan bir yüzey sertleştirme ısı işlemidir. Temel prensip, malzeme yüzeyinin % karbon (C) içeriğinin artırılması ve hızlı soğuma ile karbon emdirilmiş bölgede sertlik artışının sağlanmasıdır. Parçalar karbon verici uygun bir atmosferde 850-950 °C arasında ortalama karbon verici ortamda tutulur ve genellikle uygun yağda hızlı bir şekilde normal sıcaklığa düşene kadar bekletilerek soğutulur. Daha sonrasında yapılan meneviş işlemleri ile sertleşmiş yüzeyin mekanik özellikleri ayarlanır, tokluğu artırılır ve sertleşmeden kaynaklı iç gerilimler giderilir.

Çizelge 4. 9 Numune dişlinin gördüğü ısı işlemler

Malzemeler	Malzeme Ön Isıl İşlem Bilgisi	İşlem Öncesi Malzeme Sertliği (HB)	Talep Edilen Isıl İşlem Tanımlaması	İşlem Sonrası İstenen Yüzey Sertliği (HRC)	İşlem Sonrası İstenen Sementasyon Derinliği ve Sertliği
18CrNiMo6	Yumuşatma Tavlama Uygulanmış	≤241	(Sementasyon + Sertleştirme + Çift Menevişleme)	58-62	550HV1@ 0,3-0,4mm (ISO 6336-5)

Sonuç olarak sementasyon ısı işlemi görmüş bir dişli malzemesinde; değer aralıkları ISO-6335-5'e göre alınmış çizelge aşağıda yer almaktadır. Değerler, ISO-6335-5 standardında dişli modülüne göre dişlide olması gereken yeterli sementasyon derinliğine sahip olduğu durumda geçerlidir.

Çizelge 4. 10 Sementasyon uygulanmış dişlide standart dayanım değerleri

Isıl işlem	Yan yüzey sertliği Brinell (HB)	Yan yüzey sertliği Vickers (HV)	Yan yüzey sertliği Rockwell (HRC)	Eğilme dayanımı σ_{Flim} [N/mm ²]	Yan yüzey basıncı σ_{Hlim} [N/mm ²]
Sementasyon	570-722	600-800	55,2 - 64	315-525	1300-1650

Diş dibi dayanımı değerini 430 N/mm² ve Yan yüzey basıncı değerini 1500 N/mm² olarak kullandık. Yan yüzey sertliği için ise 61 HRC seçilmiştir.

Uygulanan sertleştirme derinliği 1,25 modül dişli için 0,3 – 0,4 mm sertlik derinliği uygulanmakta ve dişli taşlama işlemleri sonucunda ise 0,22 – 0.25 mm sertlik derinliği ile yüzeyde 58 – 62 HRC sertlik değerleri arasında numuneler ile çalışılmıştır.

4.1.4 Deney Dişlisinde Hesaplamalar ve Deneylerdeki Çalışma Koşulları

Deneyler test için seçilen redüktörün çalışma şartlarının üzerinde yapılarak deney süreleri kısaltılmış ve hasara daha çabuk ve şiddetli uğratılmıştır.

Deneylerde belirleyici parametre olarak redüktör çıkış momenti seçilmiş ve bu sürekli kontrol edilerek düzeltilmiştir. Bu değere göre redüktör hasara uğrayana kadar geçen süre ve yük tekrarı tutulmuştur.

Redüktör günde aralıksız 8 saat çalışma 16 saat boşta kalma şeklinde bütün deneyler devam etmiştir.

Toplamda 5 adet değişik çıkış momenti değeri için deneyler yapılmış olup bunların 4 tanesinde dişdibi kırılması gözlenmiştir. 5. Deneyde gözle görülür pitting hasarı elde edilmiştir.

Deneyler için hesaplanan yan yüzey basıncı ve kırılma gerilme değerleri aşağıdaki çizelgede yer almaktadır. Bütün hesaplamalar ISO 6336 standardına göre olup Ek-A'da yer almaktadır. Burada güvenlik katsayıları çıkarılırken kullanılan malzeme mukavemet değerleri için Kırılma için 430 N/mm² ve müsaade edilen yan yüzey basınç değeri ise 1500 N/mm² olarak alınmıştır.

Çizelge 4. 11 Test dişlileri için hesaplanan σ_H ve σ_F değerleri

Deney No	Yan Yüzey Basıncı σ_H (N/mm ²)	Eğilme Gerilmesi σ_F (N/mm ²)
1	1542	723
2	1433	614
3	1335	522
4	1294	485
5	1230	430

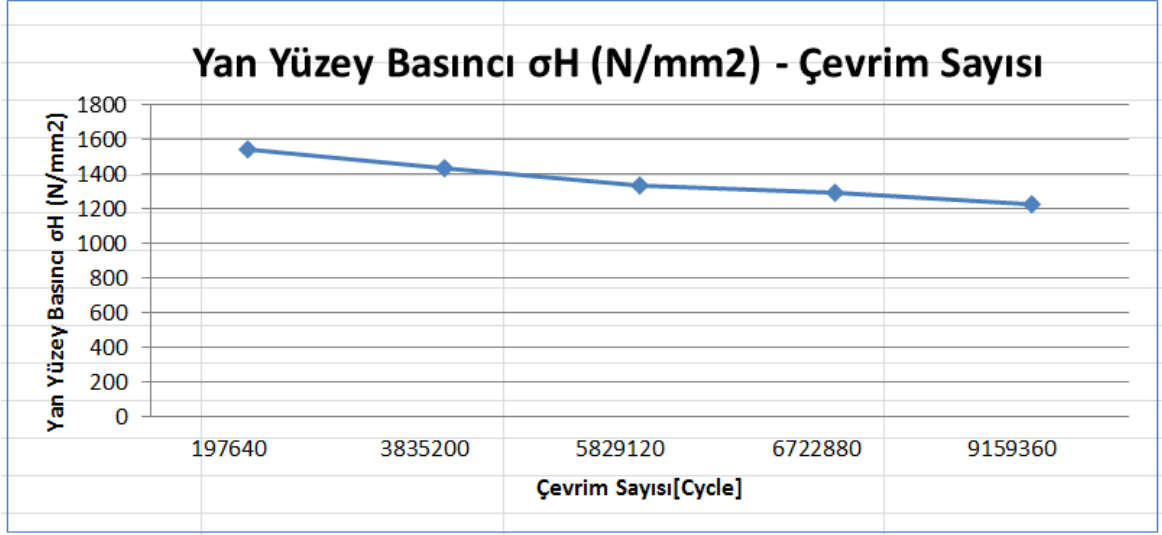
Deneyler sonucunda hasara uğranan çevrim süreleri ve hasar tipleri aşağıdaki çizelgede yer almaktadır.

Çizelge 4. 12 Hasara uğrama süreleri ve hasar tipi

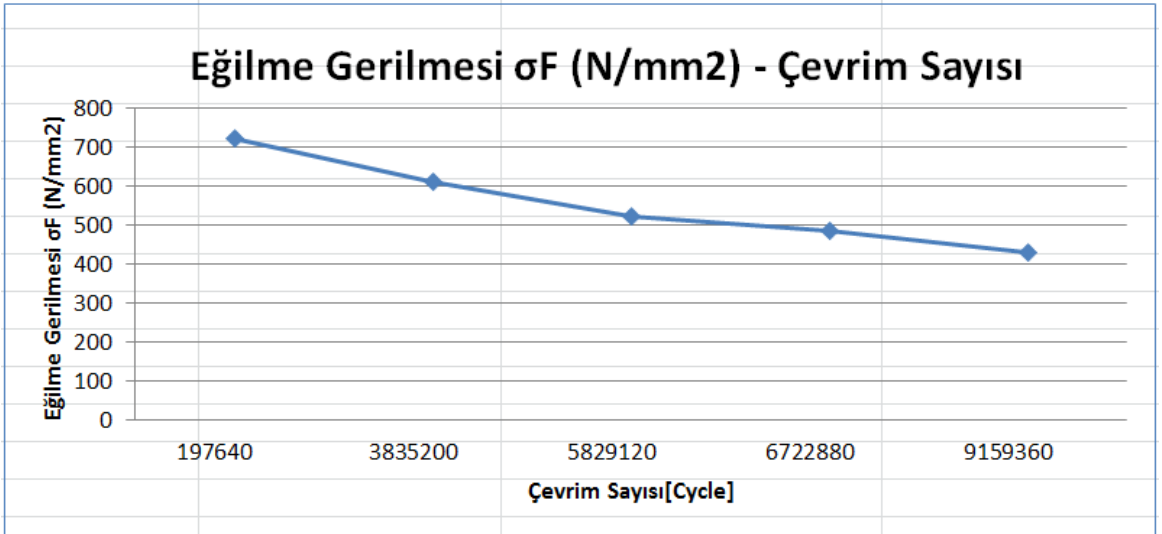
Test 1	Çalışma Süresine Göre Toplam Çevrim	Çevrim Sayısı	Hasar Türü
Yan Yüzey Basıncı σ_H (N/mm ²)	1542		
Süre [Saat]	2,25		
n[d/d]	1464	197640	Diş Dibi
Test 2			
Yan Yüzey Basıncı σ_H (N/mm ²)	1433		
Süre [Saat]	42,5		
n[d/d]	1504	3835200	Diş Dibi
Test 3			
Yan Yüzey Basıncı σ_H (N/mm ²)	1335		
Süre [Saat]	66		
n[d/d]	1472	5829120	Diş dibi
Test 4			
Yan Yüzey Basıncı σ_H (N/mm ²)	1294		
Süre [Saat]	74,5		
n[d/d]	1504	6722880	Diş dibi
Test 5			
Yan Yüzey Basıncı σ_H (N/mm ²)	1230		
Süre [Saat]	101,5		

Çizelge 4. 12 Hasara uğrama süreleri ve hasar tipi (devamı)

n[d/d]	1504	9159360	Pitting
--------	------	---------	---------



Şekil 4. 4 Yan yüzey basıncı σ_H (N/mm²) ve numune dişlide hasar oluşma çevrim sayısı grafiği



Şekil 4. 5 Eğilme gerilmesi σ_F (N/mm²) ve numune dişlide hasar oluşma çevrim sayısı grafiği

4.1.5 Yüzey Pürüzlülüğü

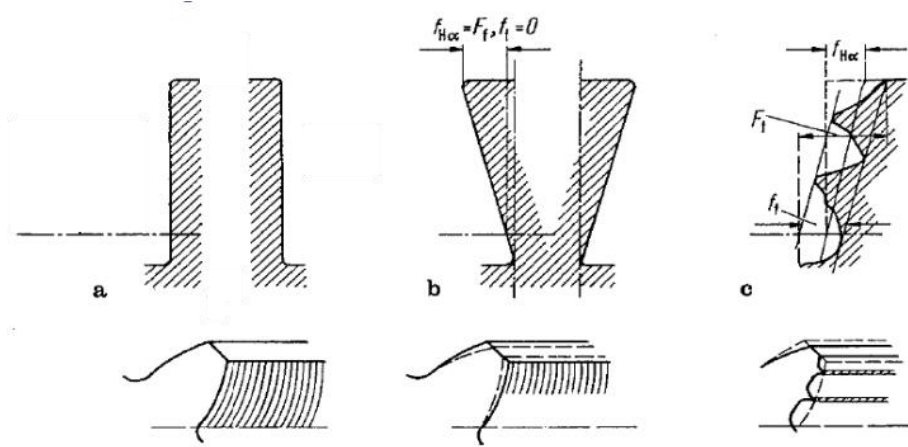
Dişli kalitesi ISO 1328, DIN 3961, AGMA 2015 ve BS 436/2 çok az farklarla aynı gruplandırma sayısı ile tanımlanır.

Yüzey pürüzlülüğü değeri DIN 6 kalite grubu dişlilerde 4,8 mikron olup bütün numune dişliler bu kalite grubundan seçilmiştir.

Çizelge 4. 13 DIN 3961'e göre ölçümde uyulan sapma değerleri

Dişli Kalitesi	[Q-DIN3961]	6
Profil form sapması (μm)	[ff]	6.00
Profil açısı sapması (μm)	[fHa]	5.00
Toplam profil sapması (μm)	[Ff]	8.00
Helis form sapması (μm)	[fbf]	4.00
Helis açısı sapması (μm)	[fHb]	8.00
Toplam helis sapması (μm)	[Fb]	9.00
Temel dairesindeki tek diş taksimat sapması (μm)	[fpe]	7.00
Taksimat dairesindeki tek diş adım sapması (μm)	[fp]	7.00
Radyal Salgı (μm)	[Fr]	14.00
Toplam teğetsel adım sapması (μm)	[Fi']	22.00
Dişten dişe teğetsel adım sapması (μm)	[fi']	10.00
Toplam radyal adım sapması (μm)	[Fi'']	17.00
Dişten dişe radyal adım sapması (μm)	[fi'']	6.00

4.1.5.1 Profil Sapmaları



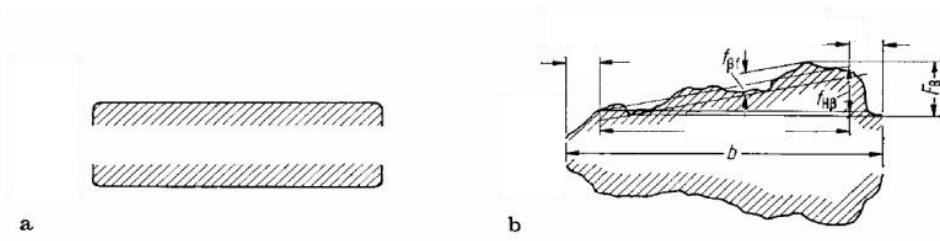
F_f Toplam profil sapması

f_f Profil form sapması

$f_{H\alpha}$ Profil açısı sapması

Şekil 4. 6 Profil sapmalarının şematik gösterimi

4.1.5.2 Helis Sapmaları



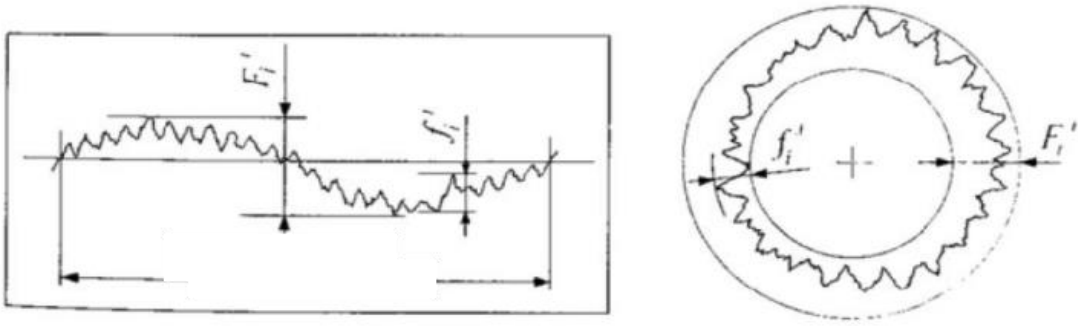
F_β Toplam helis sapması

$f_{f\beta}$ Helis form sapması

$f_{H\beta}$ Helis açısı sapması

Şekil 4. 7 Helis sapmalarının şematik gösterimi

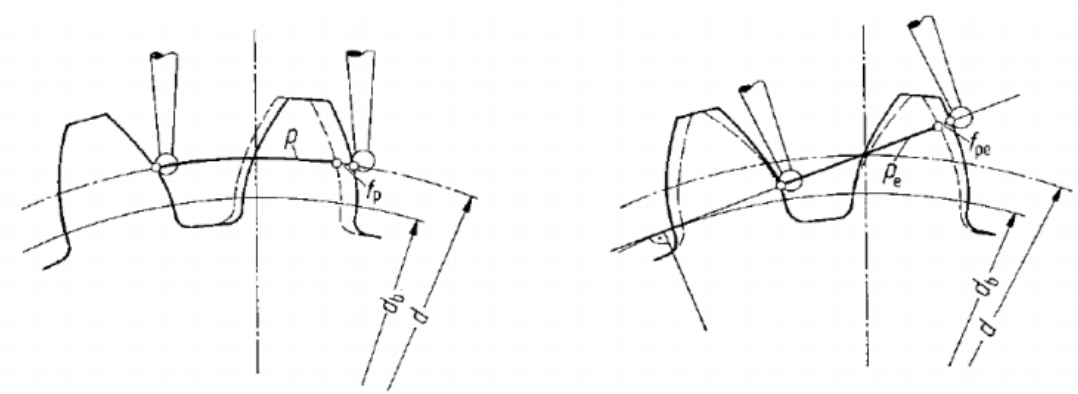
4.1.5.3 Birleşik Adım Sapmaları



- F_i' Toplam teğetsel adım sapması
 f_i' Dişten dişe teğetsel adım sapması
 F_i'' Toplam radyal adım sapması
 f_i'' Dişten dişe radyal adım sapması

Şekil 4. 8 Birleşik adım sapmalarının şematik gösterimi

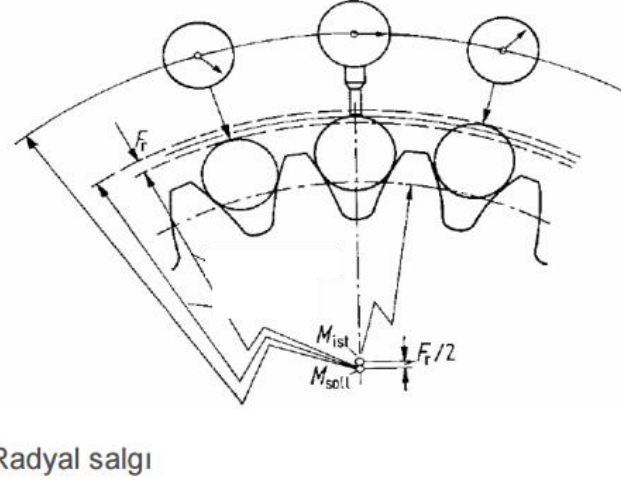
4.1.5.4 Adım Sapmaları



- f_p Taksimat dairesindeki tek diş adım sapması
 f_{pe} Temel dairesindeki tek diş taksimat sapması

Şekil 4. 9 Adım sapmalarının şematik gösterimi

4.1.5.5 Radyal Salgı



Şekil 4. 10 Radyal salgının şematik gösterimi

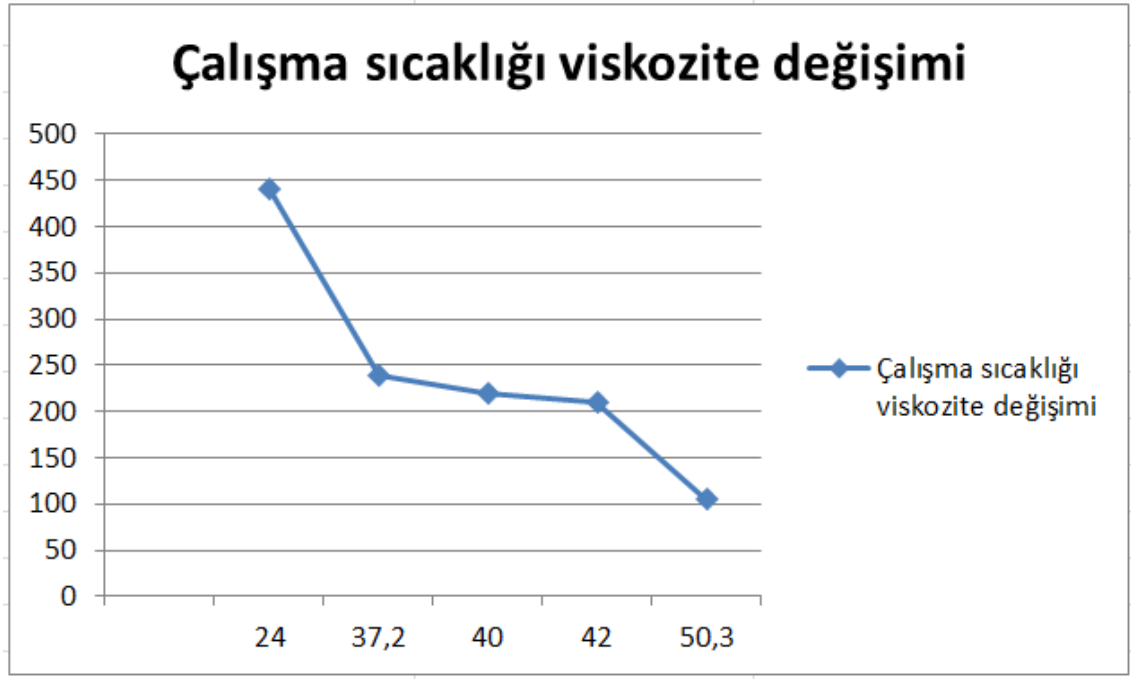
4.1.6 Sıcaklık ve Viskozite İlişkisi

Deneylerde kullanılan yağlayıcı olarak ISO VG220 mineral yağ seçilmiş olup bu yağın özellikleri ortalama kinematik viskozitesi 220 mm²/s kabul edilmiştir. 40°'de minimum kinematik viskozitesi 198 mm²/s olup maksimum alabileceği değer ise 242 mm²/s'dir. 15 °C'de yoğunluğu 0,875 kg/dm³'dir.

Deneyler sırasında 8 saatlik çalışma süreleri içerisinde çıkılan maksimum çalışma sıcaklıklarına göre aşağıdaki çizelge oluşturulmuştur.

Çizelge 4. 14 Çalışma esnasında çıkılan maksimum sıcaklıklara karşılık gelen viskozite değerleri

Deney No	Çalışma Sıcaklığı max (deg)	Kinematik Viskozite (ISO VG220 Mineral Yağ) mm ² /s
1	24	440
2	50,3	105
3	42	211
4	40	220
5	37,2	240



Şekil 4. 11 Çalışma sıcaklığına göre viskozitenin değişimi

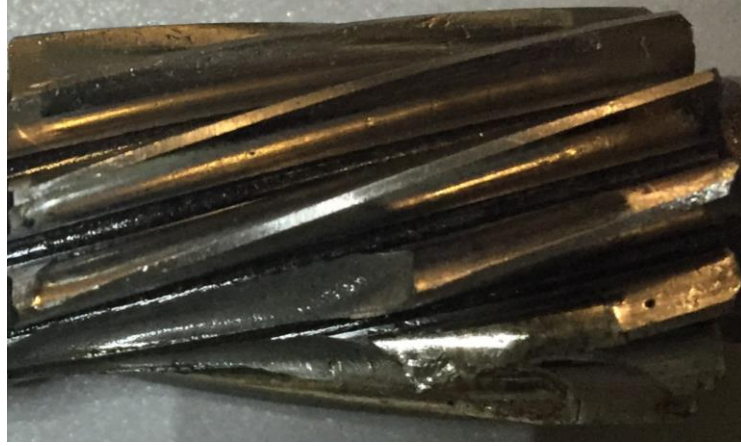
4.1.7 Hasar Oluşumları ve Fotoğrafları

Birinci deneyde 39,695 N.m moment değerinde 723 N/mm^2 dişdibi gerilmesi ve 1542 N/mm^2 yan yüzey basıncı altında toplam 197640 çevrimde numune dişlide eğilme kırılması hasara uğramıştır. Seçilen bu çalışma koşulu 1542 N/mm^2 yüzey basıncı değerinin, malzemenin 1500 N/mm^2 olan müsaade edilen yüzey basıncının üzerinde olması için seçilmiştir. Fakat malzeme referans dayanım değerleri olan 430 N/mm^2 dişdibi gerilmesinin çok üzerine çıkılmasından yüzey hasarı oluşmadan numune eğilme kırılması hasarına uğramıştır.



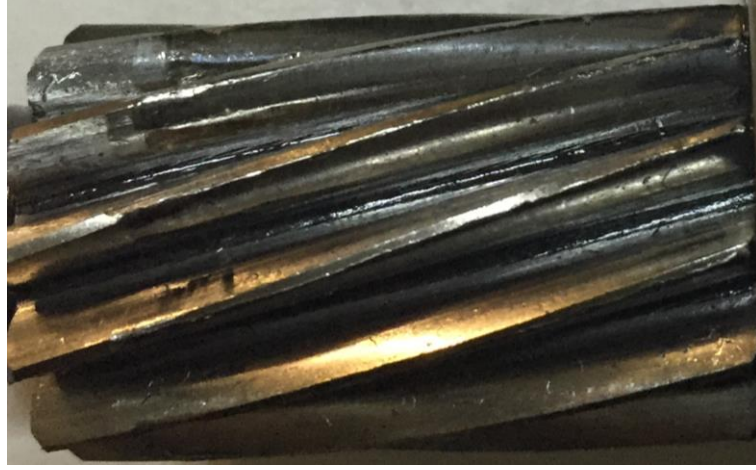
Şekil 4. 12 İlk deney sonucunda numune dişlide oluşan hasar

İkinci deneyde sabitlediğimiz çalışma verisi olarak çalışma momenti %25 düşürülerek 32,014 N.m olacak şekilde deney tekrarlanmıştır. Bu koşullarda dişlide hesaplanan dişdibi gerilmesi 614 N/mm^2 ve yan yüzey basıncı 1433 N/mm^2 'dir. İkinci deney sonucunda ise toplam 3835200 çevrim sonucunda dişlimizde yan yüzey yorulma hasarı görülemeden dişdibinden kırılma hasarı gözlemlenmiştir.

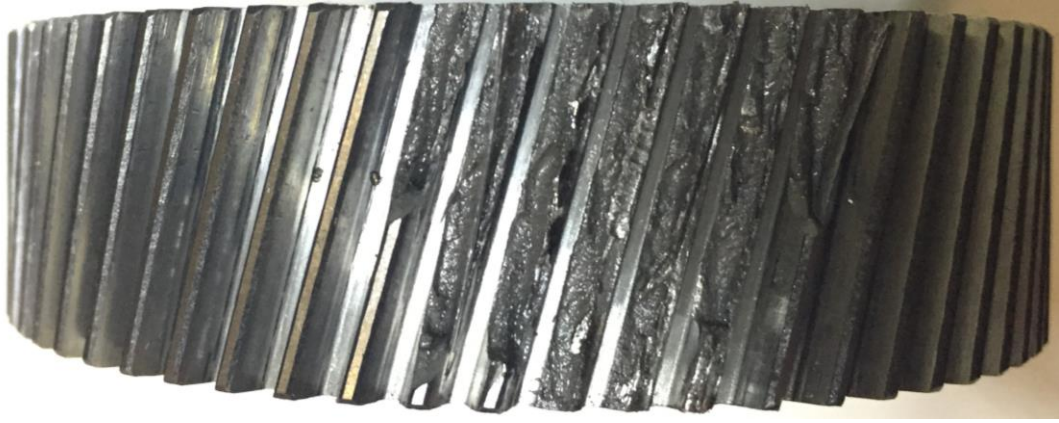


Şekil 4. 13 İkinci deney sonucunda numune eğilme gerilmesinden dolayı dişdibi kırılma hasarı

İkinci deney sonucunda da yüzey hasarı oluşmadan dişdibi hasarı görülmesi sonucu çalışma değerimiz olan 32,014 N.m çalışma momentini %25 daha düşürerek 25,610 N.m değerinde çekerek 3. deneyimizi hesaplanmış olan 522 N/mm^2 dişdibi gerilmesi ve 1335 N/mm^2 yan yüzey basıncı altında toplam 5829120 çevrim sayısında numune dişlimizde dişlerde eğilmeler oluşmuş tam diş kırılması oluşmadan karşıt çalışan çarkında dişbidi kırılmaları görülmüştür. Çarktaki kırılmaların meydana gelmesi biraz geçikseydi, kalıcı eğilmelerden dolayı yüzey hasarı görülemeden numune dişlimiz diğer deneylerimizdeki gibi kırılacaktı.



Şekil 4. 14 Üçüncü deney sonucunda numune dişlide oluşan eğilme gerilmesinden dolayı dişdibi kırılma hasarı

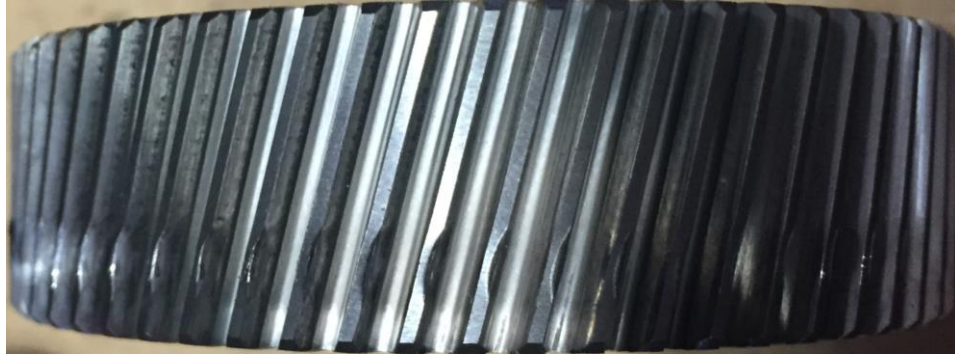


Şekil 4. 15 Üçüncü deney sonucunda numune dişlinin karşılık dişlisi olan çarkta oluşan hasar

Üçüncü deneyden sonra numunemiz olan pinyon dişlide tam dişdibi hasarı görülmediği için yüzey basıncı değerinde çok düşmemesini düşünerek çalışma değerimiz olan pinyonumuzun çalışma momentini %10 daha düşürerek 23,056 N.m değeri ile karşıt çarkın hasarı önlenip pinyonumuzda pitting oluşumu için yaptığımız dördüncü deneyimiz hesaplanan 485 N/mm^2 dişdibi gerilmesi ve yan yüzey basıncı olarak 1294 N/mm^2 değerleri altında toplam 6722880 çevrim sonucunda dişdibi kırılması ile birlikte pitting hasar başlangıcı gözlemlenmiştir.

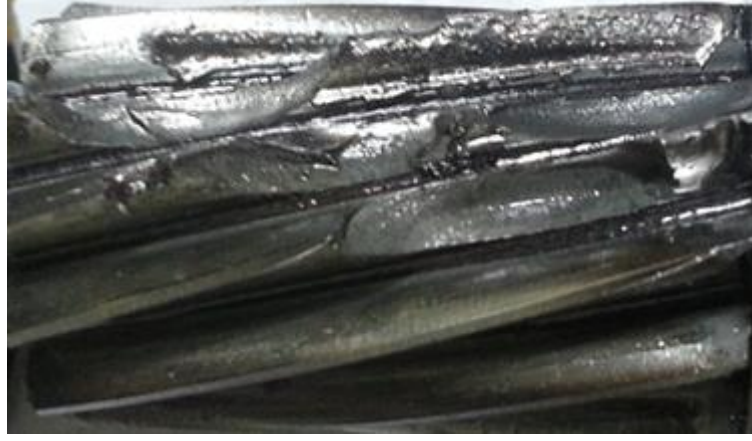


Şekil 4. 16 Dördüncü deney sonucunda numune dişlide oluşan yan yüzey basıncı sonucu piting hasarı



Şekil 4. 17 Dördüncü deney sonucunda numune dişlinin karşılık dişlisi olan çarkta oluşan hasar

Beşinci deneyimizde, dördüncü deneyimizdeki yaklaşık %10'luk çalışma momenti düşümü çarkımızda oluşan hasarın önüne geçmiş fakat pinyonumuzdaki kırılmayı tamamen engelleyememiş olduğu için çalışma moment değerimizi %20 daha düşürerek 13,206 N.m değerine çekiyoruz. Bu değere karşılık olarak hesaplanan dişdibi kırılma gerilmesi 430 N/mm^2 olup malzeme dişdibi gerilme dayanım değerine eşittir. Buna karşılık hesaplanan yanyüzey basınç değeri 1230 N/mm^2 değerine düşmüştür. Malzemenin ise müsaade edilen yan yüzey basınç değeri 1500 N/mm^2 'dir. Bu şartlar altında toplam 9159360 çevrim sayısı sonunda gözle görülür pitting oluşumları ve diş yüzeylerinden parça kopmaları görülerek deneyimiz sonuçlanmıştır.



Şekil 4. 18 Beşinci deney sonucunda numune dişlide oluşan yan yüzey basıncı sonucu pitting hasarı



Şekil 4. 19 Beşinci deney sonucunda numune dişlide oluşan yan yüzey basıncı sonucu pitting hasarı

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, yan yüzey basıncına bağlı olarak dişli yan yüzeylerinde oluşan yüzey yorulması (pitting) hasarı deneysel olarak incelenmiştir.

Bu amaçla kullanılan deney düzeneğinde çalışma momentleri arttırılarak, hasarın oluştuğu yük tekrar sayıları (ömür) belirlenmiştir.

Yan yüzey basıncı azaldıkça çevrim sayısının (yük tekrar sayısının) (ömürün) arttığı gözlemlenmiştir.

Yan yüzey basıncından (Hertz basıncı) oluşan yüzey yorulması (pitting) hasarının aynı zamanda kullanılan yağın viskozitesine ve dolaylı olarak sıcaklığa da bağlı olduğu gözlemlenmiştir.

Çalışma sıcaklığı arttıkça viskozite düşmekte bu da yüzey yorulması (pitting) hasarının artmasına yol açmaktadır.

Diş dibi eğilme gerilmesi azaldıkça çevrim sayısının (yük tekrar sayısının) (ömürün) arttığı gözlemlenmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] Keer, L.M., ve Bryant, M.D., (1983). "A Piting Model for Rolling Constant Fatigue", Trans. ASME, Journal of Lubrication Tech., 105.
- [2] Dawson, P.H., (1962). "Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surfaces", Journal of Mechanical Engineering Science, 4:1.
- [3] Glodez, S., Winter, H., ve Stüwe, H.P., (1997). "A Fracture Mechanics Model for the Wear of Gear Flanks by Pitting", Wear, 208:177-183.
- [4] Winter, H., ve Weiss, T., (1981). "Some Factors Influencing the Pitting, Micro-Pitting (Frosted Areas) and Slow Speed Wear of Surface Hardened Gears", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design, 103:499-505.
- [5] Kubo, A., Okamoto, T., ve Kurokawa, N., (1981). "Contact Stress Between Pollers with Surface Irregularity", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design, 103:492-498.
- [6] Venkatesh, V.C., ve Krishnamurthy, R., (1973). "Intergranular Cracking During Pitting of Gears", Wear, 25:329-337.
- [7] Bartz, W.J., ve Krüger, V., (1973). "Pitting Fatigue of Gears: Some Ideas on Appearance", Mechanism And Lubricant Influence, Research Reports, Tribology, 191-195.
- [8] Krishnamurthy, R., (1976). "Influence of Addendum Correction on the Surface Durability of Gears", Design Engineering Technical Conference.
- [9] Bartz, W.J., ve Krüger, (1975). "Influence of Lubricants on the Pitting Fatigue of Gears", Wear, 35: 315-329.
- [10] Breen, D.H., "Fundamentals of Gear Stress/Strength Relationships: Materials", SAE Technical Paper, (841083).
- [11] Cheng, H.S., Keer, L.M., ve Mura, T., "Analytical Modelling of Surface Pitting in Simulated Gear: Teeth Constants", SAE Technical Paper, (841086).
- [12] Vankatesh, V.C., ve Krishnamurthy, R., (1980). "On Pitting Characteristics of Gears", Century 2 Int. Power Transmissions & Gearing Conference.
- [13] Venkatesh, V.C., ve Krishnamurthy, R., (1977). "On the Surface Durability of Gears", Design Engineering Technical Conference.

- [14] Rao, A.R., Krishnamurty, S., ve Sridhara, B.K., "Performance Studies on Posetively Corrected Sursulf Treated Low Carbon Steel Spur Gears", 221-228.
- [15] Venkatesh, V.C., ve Krishnamurthy, R., (1974). "On Pitting of Machine Tool Gears Under Overload", Int. Journal Of MACH. Tool Des. Res., 14: 311-323.
- [16] Patki, G.s., (1978). "Evaluation of Pitting Damage on Spur Gear Teeth", Mechanical Engineering Bulletin, 9: 2.
- [17] Dawson, P.H., (1961). "The Pitting of Lubricated Gear Teeth and Rollers", Power Transmission, 208-217.
- [18] Weck, M., Kruse, A., ve Gohritz, A., (1978). "Determination of Surface Fatiguw of Gear Materials by Roller Tests", Trans. ASME, Journal of Mechanical Design, 100:433-439.
- [19] Dawson, P.H., (1981). "The Effect of Sliding on Rolling Contact Pitting", Journal of Mechanical Engineering Science, 23:(6)289-294.
- [20] Blake, J.W., ve Cheng, H.S., (1991). "A Surface Pitting Life Model for Spur Gears: Part 1 – Life Prediction", Trans. ASME, Journal of Tribology, 113:712-718.
- [21] Coy, J.J., Townsend, D.P., ve Zaretsky, E.V., (1979). "Dynamic Capacity and Surface Fatigue Life for Spur and Helical Gears", Trans. ASME, Journal of Lubrication Technology, 267-276.
- [22] IChimaru, K., Nakajima, ve Hirano, F., (1981). "Effect of Asperity Interaction on Pittingi Rollers and Gears", Trans. ASME, Journal Of Mechanical Design, 103:482-491.
- [23] Jiajun, L., Zhiqiang, L., ve Yinqian, C., (1990). "The Study of Yemne (scuffing) and Pitting Failure of Cam-Tappet Rubbing Pair", Wear 140: 135-147.
- [24] Courtesy of Falk Corporation, (1997). Gear Distress and Failure Modes, CRC Press LLC, Tribology Data Handbook, 84:986-1008.
- [25] Terauchi, Y., (1984). "Çizilme (scoring) of Spur Gear Teeth", Journal of The American Society of Lubrication Engineers, 40(1):13-20.
- [26] Yokoyoma, M., Ishikawa, J., ve Hayashi, K., (1972). "Effect of Tooth Profile Modification on the Çizilme (scoring) Resistance of Heavy Duty Spur Gears", Wear 19: 131-141.
- [27] Matsunaga, T., (1974). "Influence of Profile Modification and Lubricant Viscosity on Çizilme (scoring) of Helical Gears", Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, 71-77.
- [28] Onions, R.A., ve Archard, J.F., "Pitting of Gear and Disks", Proc. Instn. Mech. Engrs., 188:673-682.
- [29] Yamashita, N., ve Mura, T., (1983). "Contact Fatigue Crack Initiation Under Repeated Oblique Force", Wear 91: 235-250.
- [30] Terauchi, Y., ve Nadano, H., (1982). "Effect of Tooth Profile Modification on the Çizilme (scoring) Resistance of Spur Gears", Wear 80:27-41.

- [31] Smith, J.O., ve Liu, C.K., (1953). "Stresses Due to Tangential and Normal Loads on an Elastic Solid with Applications to Some Contact Stress Problems", Trans. ASME, Journal of Applied Mechanics, 75:157-166.
- [32] Cram, W.D., (1961). Experimental Load Stress Factors, Handbook of Mechanical Wear, The University of Michigan Press, 4:56-91.
- [33] Grover, H.J., (1961). Subsurface Fatigue, Handbook of MEchanical Wear, The University of Michigan Press, 5: 95-107.
- [34] Graham, J.D., (1961). Pitting of Gear Teeth, Handbook of Mechical Wear, The University of Michigan Press, 7:131-154.
- [35] Shipley, G., (1958). 2 Ways to Load Test Gears, Product Engineering, 77-82.
- [36] Belevi, M., (1987). Alın Dişli Çarklarda Pitting Dağılımının Deneysel İncelenmesi, Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Müh. Böl. İzmir
- [37] Akkurt, M., (1990). Makine Elemanları Cilt 2, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [38] Akkurt, M., (1997). "Makine Elemanları Cilt 2", Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [39] Bozca, M., (2008). "Influence of Core Hardness on Bending Strength of Tooth in Cylindrical Gears Under Quasistatic Loading Conditions", Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, 31:902-910.
- [40] Bozca, M., Dikmen, F., (2012). "Optimisation of Geometric Parameters of Gears Under Variable Loading Condition", Advanced Materials Research, 445: 1005-1010.
- [41] Kutay, M., Güven, (2006). Dişli Çarklar ve Redüktörleri, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [42] ISO 6336, (2006). Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Part 1, Basic Principle, Introduction and General Influence Factors.
- [43] ISO 6336, (2006). Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Part 2, Calculation of Surface Durability.
- [44] ISO 6336, (2006). Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Part 3, Calculation of Tooth Bending Stress.
- [45] ISO 6336, (2006). Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears, Part 5, Strenght and Quality of Materials.

NORMAL ÇALIŞMA DEĞERLERİ

Bölüm 2' de açıklandığı üzere ISO 6336 dişli çark hesaplama standardına göre deneyler ile ilgili hesaplanan değerler bu bölümde verilmiştir. Ek-A kapsamında seçtiğimiz numune redüktörün işletme koşullarında çalıştığı şartlar için hesaplanan değerler aşağıda yer almaktadır.

A-1 Genel Değerler

Motor Devir Sayısı	1480 d/d
Motor Gücü	1,716 kW
Pinyon Diş Sayısı	23
Çark Diş Sayısı	34
Modül	1,25
Helis Açısı	30°
Çevrim Oranı	1,4783
Milde Oluşan Moment	10,742 N.m

A-2 Mukavemet Değerleri

Malzeme	18CrNiMo6
Elastiklik Modülü (E)	206000 N/mm ²

Poisson Oranı (ν)	0,3
Yan Yüzey Kalitesi (R_z)	4,8 μ m
Sertlik (Ortalama değer) (HB)	615
Müsaade Edilen Diş Dibi Gerilmesi (σ_{Flim})	430 N/mm ²
Müsaade Edilen Yan Yüzey Gerilimi (σ_{Hlim})	1500 N/mm ²

A-3 Diş Dibi Dayanımı

Nominal Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FO})	120 N/mm ²
Dişüstü Faktörü (Y_{Sa})	2,396
Çentik Faktörü (Y_{Sa})	1,778
Yükpayı Faktörü (Y_ϵ)	0,725
Helis Faktörü (Y_β)	0,750
Hesaplanan Diş Dibi Gerilimi (σ_{Fhes})	304 N/mm ²
Uygulama Faktörü (K_A)	1,25
Dinamik Yük Faktörü (K_V)	1,062
Helis Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)	1,908
Profil Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\alpha}$)	1,0
Emniyetli Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FG})	897 N/mm ²
Düzeltilme Faktörü (Y_{ST})	2,0
Ömür Faktörü (Y_{NT})	1,0

Göreceli Dayanışma Faktörü ($Y_{\delta Rel}$)	1,0
Göreceli Yüzey Faktörü (Y_{RelT})	1,043
Büyüklik Faktörü (Y_X)	1,0
Diş Dibi Emniyeti (S_{Fhes})	2,951

A-4 Yan Yüzey Dayanımı

Nominal Yüzey Basıncı (σ_{HO})	601 N/mm ²
Kavrama Oranı Faktörü (Z_e)	0,902
Bölge Faktörü (Z_H)	2,087
Helis Açısı Faktörü (Z_β)	0,931
Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)	189,812 N ^{1/2} /mm
Hesaplanan Yan Yüzey Basıncı (σ_{Hhes})	1075 N/mm ²
Emniyetli Yan Yüzey Gerilmesi (σ_{HG})	1771 N/mm ²
Ömür Faktörü (Z_{NT})	1,237
Yağlama Faktörü (Z_L)	1,047
Hız Faktörü (Z_V)	0,968
Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)	0,941
Malzeme Malzeme Faktörü (Z_W)	1,0
Büyüklik Faktörü (Z_X)	1,0
Yan Yüzey Emniyeti (S_{Hhes})	1,648

1.DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER

Bölüm 2' de açıklandığı üzere ISO 6336 dişli çark hesaplama standardına göre deneyler ile ilgili hesaplanan değerler bu bölümde verilmiştir. Ek-B kapsamında seçtiğimiz numune redüktörün 1. deney koşullarında çalıştığı şartlar için hesaplanan değerler aşağıda yer almaktadır.

B-1 Genel Değerler

Motor Devir Sayısı	1480 d/d
Motor Gücü	6,341 kW
Pinyon Diş Sayısı	23
Çark Diş Sayısı	34
Modül	1,25
Helis Açısı	30°
Çevrim Oranı	1,4783
Milde Oluşan Moment	39,695 N.m

B-2 Mukavemet Değerleri

Malzeme	18CrNiMo6
Elastiklik Modülü (E)	206000 N/mm ²

Poisson Oranı (ν)	0,3
Yan Yüzey Kalitesi (R_z)	4,8 μ m
Sertlik (Ortalama değer) (HB)	615
Müsaade Edilen Diş Dibi Gerilmesi (σ_{Flim})	430 N/mm ²
Müsaade Edilen Yan Yüzey Gerilimi (σ_{Hlim})	1500 N/mm ²

B-3 Diş Dibi Dayanımı

Nominal Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FO})	444 N/mm ²
Dişüstü Faktörü (Y_{Sa})	2,396
Çentik Faktörü (Y_{Sa})	1,778
Yükpayı Faktörü (Y_ϵ)	0,725
Helis Faktörü (Y_β)	0,750
Hesaplanan Diş Dibi Gerilimi (σ_{Fhes})	723 N/mm ²
Uygulama Faktörü (K_A)	1,25
Dinamik Yük Faktörü (K_V)	1,020
Helis Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)	1,278
Profil Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\alpha}$)	1,0
Emniyetli Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FG})	897 N/mm ²
Düzeltilme Faktörü (Y_{ST})	2,0
Ömür Faktörü (Y_{NT})	1,0

Göreceli Dayanışma Faktörü ($Y_{\delta Rel}$)	1,0
Göreceli Yüzey Faktörü (Y_{RelT})	1,043
Büyüklik Faktörü (Y_X)	1,0
Diş Dibi Emniyeti (S_{Fhes})	1,241

B-4 Yan Yüzey Dayanımı

Nominal Yüzey Basıncı (σ_{HO})	1156 N/mm ²
Kavrama Oranı Faktörü (Z_e)	0,902
Bölge Faktörü (Z_H)	2,087
Helis Açısı Faktörü (Z_β)	0,931
Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)	189,812 N ^{1/2} /mm
Hesaplanan Yan Yüzey Basıncı (σ_{Hhes})	1542 N/mm ²
Emniyetli Yan Yüzey Gerilmesi (σ_{HG})	1771 N/mm ²
Ömür Faktörü (Z_{NT})	1,237
Yağlama Faktörü (Z_L)	1,047
Hız Faktörü (Z_V)	0,968
Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)	0,941
Malzeme Malzeme Faktörü (Z_W)	1,0
Büyüklik Faktörü (Z_X)	1,0
Yan Yüzey Emniyeti (S_{Hhes})	1,149

2.DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER

Bölüm 2' de açıklandığı üzere ISO 6336 dişli çark hesaplama standardına göre deneyler ile ilgili hesaplanan değerler bu bölümde verilmiştir. Ek-C kapsamında seçtiğimiz numune redüktörün 2. deney koşullarında çalıştığı şartlar için hesaplanan değerler aşağıda yer almaktadır.

C-1 Genel Değerler

Motor Devir Sayısı	1480 d/d
Motor Gücü	5,114 kW
Pinyon Diş Sayısı	23
Çark Diş Sayısı	34
Modül	1,25
Helis Açısı	30°
Çevrim Oranı	1,4783
Milde Oluşan Moment	32,014 N.m

C-2 Mukavemet Değerleri

Malzeme	18CrNiMo6
Elastiklik Modülü (E)	206000 N/mm ²

Poisson Oranı (ν)	0,3
Yan Yüzey Kalitesi (R_z)	4,8 μ m
Sertlik (Ortalama değer) (HB)	615
Müsaade Edilen Diş Dibi Gerilmesi (σ_{Flim})	430 N/mm ²
Müsaade Edilen Yan Yüzey Gerilimi (σ_{Hlim})	1500 N/mm ²

C-3 Diş Dibi Dayanımı

Nominal Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FO})	358 N/mm ²
Dişüstü Faktörü (Y_{Sa})	2,396
Çentik Faktörü (Y_{Sa})	1,778
Yükpayı Faktörü (Y_ϵ)	0,725
Helis Faktörü (Y_β)	0,750
Hesaplanan Diş Dibi Gerilimi (σ_{Fhes})	614 N/mm ²
Uygulama Faktörü (K_A)	1,25
Dinamik Yük Faktörü (K_V)	1,024
Helis Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)	1,341
Profil Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\alpha}$)	1,0
Emniyetli Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FG})	897 N/mm ²
Düzeltilme Faktörü (Y_{ST})	2,0
Ömür Faktörü (Y_{NT})	1,0

Göreceli Dayanışma Faktörü ($Y_{\delta Rel}$)	1,0
Göreceli Yüzey Faktörü (Y_{RelT})	1,043
Büyüklik Faktörü (Y_X)	1,0
Diş Dibi Emniyeti (S_{Fhes})	1,462

C-4 Yan Yüzey Dayanımı

Nominal Yüzey Basıncı (σ_{HO})	1038 N/mm ²
Kavrama Oranı Faktörü (Z_e)	0,902
Bölge Faktörü (Z_H)	2,087
Helis Açısı Faktörü (Z_β)	0,931
Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)	189,812 N ^{1/2} /mm
Hesaplanan Yan Yüzey Basıncı (σ_{Hhes})	1433 N/mm ²
Emniyetli Yan Yüzey Gerilmesi (σ_{HG})	1771 N/mm ²
Ömür Faktörü (Z_{NT})	1,237
Yağlama Faktörü (Z_L)	1,047
Hız Faktörü (Z_V)	0,968
Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)	0,941
Malzeme Malzeme Faktörü (Z_W)	1,0
Büyüklik Faktörü (Z_X)	1,0
Yan Yüzey Emniyeti (S_{Hhes})	1,236

3.DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER

Bölüm 2' de açıklandığı üzere ISO 6336 dişli çark hesaplama standardına göre deneyler ile ilgili hesaplanan değerler bu bölümde verilmiştir. Ek-D kapsamında seçtiğimiz numune redüktörün 3. deney koşullarında çalıştığı şartlar için hesaplanan değerler aşağıda yer almaktadır.

D-1 Genel Değerler

Motor Devir Sayısı	1480 d/d
Motor Gücü	4,091 kW
Pinyon Diş Sayısı	23
Çark Diş Sayısı	34
Modül	1,25
Helis Açısı	30°
Çevrim Oranı	1,4783
Milde Oluşan Moment	25,61 N.m

D-2 Mukavemet Değerleri

Malzeme	18CrNiMo6
Elastiklik Modülü (E)	206000 N/mm ²

Poisson Oranı (ν)	0,3
Yan Yüzey Kalitesi (R_z)	4,8 μ m
Sertlik (Ortalama değer) (HB)	615
Müsaade Edilen Diş Dibi Gerilmesi (σ_{Flim})	430 N/mm ²
Müsaade Edilen Yan Yüzey Gerilimi (σ_{Hlim})	1500 N/mm ²

D-3 Diş Dibi Dayanımı

Nominal Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FO})	286 N/mm ²
Dişüstü Faktörü (Y_{Sa})	2,396
Çentik Faktörü (Y_{Sa})	1,778
Yükpayı Faktörü (Y_ϵ)	0,725
Helis Faktörü (Y_β)	0,750
Hesaplanan Diş Dibi Gerilimi (σ_{Fhes})	522 N/mm ²
Uygulama Faktörü (K_A)	1,25
Dinamik Yük Faktörü (K_V)	1,029
Helis Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)	1,419
Profil Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\alpha}$)	1,0
Emniyetli Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FG})	897 N/mm ²
Düzeltilme Faktörü (Y_{ST})	2,0
Ömür Faktörü (Y_{NT})	1,0

Göreceli Dayanışma Faktörü ($Y_{\delta Rel}$)	1,0
Göreceli Yüzey Faktörü (Y_{RelT})	1,043
Büyüklik Faktörü (Y_X)	1,0
Diş Dibi Emniyeti (S_{Fhes})	1,719

D-4 Yan Yüzey Dayanımı

Nominal Yüzey Basıncı (σ_{HO})	928 N/mm ²
Kavrama Oranı Faktörü (Z_e)	0,902
Bölge Faktörü (Z_H)	2,087
Helis Açısı Faktörü (Z_β)	0,931
Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)	189,812 N ^{1/2} /mm
Hesaplanan Yan Yüzey Basıncı (σ_{Hhes})	1335 N/mm ²
Emniyetli Yan Yüzey Gerilmesi (σ_{HG})	1771 N/mm ²
Ömür Faktörü (Z_{NT})	1,237
Yağlama Faktörü (Z_L)	1,047
Hız Faktörü (Z_V)	0,968
Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)	0,941
Malzeme Malzeme Faktörü (Z_W)	1,0
Büyüklik Faktörü (Z_X)	1,0
Yan Yüzey Emniyeti (S_{Hhes})	1,326

4.DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER

Bölüm 2' de açıklandığı üzere ISO 6336 dişli çark hesaplama standardına göre deneyler ile ilgili hesaplanan değerler bu bölümde verilmiştir. Ek-E kapsamında seçtiğimiz numune redüktörün 4. deney koşullarında çalıştığı şartlar için hesaplanan değerler aşağıda yer almaktadır.

E-1 Genel Değerler

Motor Devir Sayısı	1480 d/d
Motor Gücü	3,683 kW
Pinyon Diş Sayısı	23
Çark Diş Sayısı	34
Modül	1,25
Helis Açısı	30°
Çevrim Oranı	1,4783
Milde Oluşan Moment	23,056 N.m

E-2 Mukavemet Değerleri

Malzeme	18CrNiMo6
Elastiklik Modülü (E)	206000 N/mm ²

Poisson Oranı (ν)	0,3
Yan Yüzey Kalitesi (R_z)	4,8 μ m
Sertlik (Ortalama değer) (HB)	615
Müsaade Edilen Diş Dibi Gerilmesi (σ_{Flim})	430 N/mm ²
Müsaade Edilen Yan Yüzey Gerilimi (σ_{Hlim})	1500 N/mm ²

E-3 Diş Dibi Dayanımı

Nominal Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FO})	258 N/mm ²
Dişüstü Faktörü (Y_{Sa})	2,396
Çentik Faktörü (Y_{Sa})	1,778
Yükpayı Faktörü (Y_ϵ)	0,725
Helis Faktörü (Y_β)	0,750
Hesaplanan Diş Dibi Gerilimi (σ_{Fhes})	485 N/mm ²
Uygulama Faktörü (K_A)	1,25
Dinamik Yük Faktörü (K_V)	1,031
Helis Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)	1,461
Profil Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\alpha}$)	1,0
Emniyetli Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FG})	897 N/mm ²
Düzeltilme Faktörü (Y_{ST})	2,0
Ömür Faktörü (Y_{NT})	1,0

Göreceli Dayanışma Faktörü ($Y_{\delta Rel}$)	1,0
Göreceli Yüzey Faktörü (Y_{RelT})	1,043
Büyüklik Faktörü (Y_X)	1,0
Diş Dibi Emniyeti (S_{Fhes})	1,849

E-4 Yan Yüzey Dayanımı

Nominal Yüzey Basıncı (σ_{HO})	881 N/mm ²
Kavrama Oranı Faktörü (Z_e)	0,902
Bölge Faktörü (Z_H)	2,087
Helis Açısı Faktörü (Z_β)	0,931
Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)	189,812 N ^{1/2} /mm
Hesaplanan Yan Yüzey Basıncı (σ_{Hhes})	1294 N/mm ²
Emniyetli Yan Yüzey Gerilmesi (σ_{HG})	1771 N/mm ²
Ömür Faktörü (Z_{NT})	1,237
Yağlama Faktörü (Z_L)	1,047
Hız Faktörü (Z_V)	0,968
Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)	0,941
Malzeme Malzeme Faktörü (Z_W)	1,0
Büyüklik Faktörü (Z_X)	1,0
Yan Yüzey Emniyeti (S_{Hhes})	1,368

5.DENEY İÇİN HESAPLANAN DEĞERLER

Bölüm 2' de açıklandığı üzere ISO 6336 dişli çark hesaplama standardına göre deneyler ile ilgili hesaplanan değerler bu bölümde verilmiştir. Ek-F kapsamında seçtiğimiz numune redüktörün 5. deney koşullarında çalıştığı şartlar için hesaplanan değerler aşağıda yer almaktadır.

F-1 Genel Değerler

Motor Devir Sayısı	1480 d/d
Motor Gücü	3,068 kW
Pinyon Diş Sayısı	23
Çark Diş Sayısı	34
Modül	1,25
Helis Açısı	30°
Çevrim Oranı	1,4783
Milde Oluşan Moment	19,206 N.m

F-2 Mukavemet Değerleri

Malzeme	18CrNiMo6
Elastiklik Modülü (E)	206000 N/mm ²

Poisson Oranı (ν)	0,3
Yan Yüzey Kalitesi (R_z)	4,8 μ m
Sertlik (Ortalama değer) (HB)	615
Müsaade Edilen Diş Dibi Gerilmesi (σ_{Flim})	430 N/mm ²
Müsaade Edilen Yan Yüzey Gerilimi (σ_{Hlim})	1500 N/mm ²

F-3 Diş Dibi Dayanımı

Nominal Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FO})	215 N/mm ²
Dişüstü Faktörü (Y_{Sa})	2,396
Çentik Faktörü (Y_{Sa})	1,778
Yükpayı Faktörü (Y_ϵ)	0,725
Helis Faktörü (Y_β)	0,750
Hesaplanan Diş Dibi Gerilimi (σ_{Fhes})	430 N/mm ²
Uygulama Faktörü (K_A)	1,25
Dinamik Yük Faktörü (K_V)	1,037
Helis Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\beta}$)	1,545
Profil Yönündeki Yük Dağılım Faktörü ($K_{F\alpha}$)	1,0
Emniyetli Diş Dibi Gerilmesi (σ_{FG})	897 N/mm ²
Düzeltilme Faktörü (Y_{ST})	2,0
Ömür Faktörü (Y_{NT})	1,0

Göreceli Dayanışma Faktörü ($Y_{\delta Rel}$)	1,0
Göreceli Yüzey Faktörü (Y_{RelT})	1,043
Büyüklik Faktörü (Y_X)	1,0
Diş Dibi Emniyeti (S_{Fhes})	2,089

F-4 Yan Yüzey Dayanımı

Nominal Yüzey Basıncı (σ_{HO})	804 N/mm ²
Kavrama Oranı Faktörü (Z_e)	0,902
Bölge Faktörü (Z_H)	2,087
Helis Açısı Faktörü (Z_β)	0,931
Elastisite Modülü Faktörü (Z_E)	189,812 N ^{1/2} /mm
Hesaplanan Yan Yüzey Basıncı (σ_{Hhes})	1230 N/mm ²
Emniyetli Yan Yüzey Gerilmesi (σ_{HG})	1771 N/mm ²
Ömür Faktörü (Z_{NT})	1,237
Yağlama Faktörü (Z_L)	1,047
Hız Faktörü (Z_V)	0,968
Yüzey Pürüzlülük Faktörü (Z_R)	0,941
Malzeme Malzeme Faktörü (Z_W)	1,0
Büyüklik Faktörü (Z_X)	1,0
Yan Yüzey Emniyeti (S_{Hhes})	1,440

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ahmet İPEKÇİ
Doğum Tarihi ve Yeri : 08/07/1988 – Adapazarı / SAKARYA
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : ahmet.ipekci@klu.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Konstrüksiyon	Yıldız Teknik Üniversitesi	2015
Lisans	Makine Mühendisliği	Sakarya Üniversitesi	2011
Lise	Fen Bilimleri	Düzce A. Öğretmen Lisesi	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2013-Devam Ediyor	Kırklareli Üniversitesi	Öğretim Görevlisi
2013-2013	Robutel A.Ş.	Mekanik Sistemler Müh.
2011-2013	Mikrosan Makine ve Kalıp San. A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi

